



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

NÁVRH MANIPULAČNÍHO ZAŘÍZENÍ NA STOHOVÁNÍ KONOPNÝCH IZOLAČNÍCH ROHOŽÍ

DESIGN OF MANIPULATOR FOR HEMP INSULATING MAT STACKING

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

PETR KOČIŠ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Petr Kočiš

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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

Návrh manipulačního zařízení na stohování konopných izolačních rohoží

v anglickém jazyce:

Design of manipulator for hemp insulating mat stacking

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede konstrukční návrh manipulačního zařízení, potřebné konstrukční výpočty a pro zvolenou variantu provede ekonomickou analýzu.

Cíle bakalářské práce:

Potřebné strojírenské výpočty.

Ekonomická analýza.

3D CAD model manipulačního zařízení.

Výkres sestavy manipulačního zařízení.

Výbrané výrobní výkresy (min. 3).

Seznam odborné literatury:

Tolnay, M.: Automatizované výrobné systémy a výstupné hlavice priemyselných robotov, Edícia učebníc STU v Bratislavě, Bratislava 2008, ISBN 978-80-89313-41-9

Marek, J.: Integrovaný vývoj produktu, Autodesk 2009, ISBN 978-80-254-6497-7

Breník, Píč a kol.; Obráběcí stroje - konstrukce a výpočty, Technický průvodce 59, SNTL Praha 1982

www.infozdroje.cz

[www stránky výrobců komponent manipulačních zařízení](http://www.stranky.vyrobcu.komponent.manipulacnich.zarizeni)

www.mmspektrum.com

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 18.11.2011

L.S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Návrh manipulačního zařízení na stohování konopných izolačních rohoží

Bakalářská práce, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky, 2012.

Bakalářská práce řeší návrh manipulačního zařízení na stohování konopných izolačních rohoží. Definuje oblast použití zařízení a zabývá se návrhem variant řešení. Dále se zabývá konstrukcí zvolené varianty a výpočtem. Výpočet je rozdělen na předběžný výpočet, kinematický rozbor, statický rozbor a kontrolní výpočet. Výsledkem kontrolního výpočtu je kontrola bezpečnosti prvků vzhledem k meznímu stavu pružnosti. Dále následuje ekonomická analýza, která zahrnuje výpočet nákladů na materiál, normalizované, typizované a ostatní součásti.

Klíčová slova

Manipulační zařízení, izolace, izolační rohož, stavebnictví, výroba, stohování

Abstract

Design of manipulator for hemp insulating mat stacking

Bachelor's thesis, Institute of Production Machines, Systems and Robotics, 2012.

Bachelor's thesis deals design of manipulator for hemp insulating mat stacking. It defines a field of application of an equipment and deals with a design solution versions. It also deals with a structure of chosen version and a calculation. The calculation is divided into a preliminary calculation, a kinematics analysis, a static analysis and a control calculation. Safety- checking of elements due to limit state flexibility is a result of a control calculation. An economic analysis follows after it. It concerns calculating the cost of materials, normalized components, modular components and other components.

Key words

Manipulator, insulating, insulating mat, building industry, produce, stacking

Bibliografická citace

KOČIŠ, P. *Návrh manipulačního zařízení na stohování konopných izolačních rohoží*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 68 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci Návrh manipulačního zařízení na stohování konopných izolačních rohoží vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Petra Blechy, PhD. s uvedením všech zdrojů, ze kterých jsem čerpal.

V Brně dne:

.....

Petr Kočíš

Poděkování

Tímto chci poděkovat všem, jejichž pomocí vznikla tato bakalářská práce, především vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Petru Blechovi, PhD.



Obsah

Obsah.....	7
1 Úvod.....	9
1.1 Dosavadní stav.....	9
1.2 Vstupní parametry.....	9
2 Schéma systému na pytlování konopných izolačních rohoží.....	10
3 Návrh variant řešení.....	12
3.1 Varianta V1.....	12
3.1.1 Popis hlavních komponent.....	12
3.1.2 Princip funkce.....	13
3.1.3 Výhody.....	15
3.1.4 Nevýhody.....	16
3.2 Varianta V2.....	16
3.2.1 Popis hlavních komponent.....	16
3.2.2 Princip funkce.....	17
3.2.3 Výhody.....	20
3.2.4 Nevýhody.....	20
3.3 Výběr vhodné varianty a jeho zdůvodnění.....	20
4 Konstrukční návrh.....	21
4.1 Základna.....	21
4.2 Jezdec.....	22
4.3 Přední rameno.....	23
4.4 Lanovnice.....	24
4.5 Pojezd.....	24
4.6 Podpory.....	25
4.7 Vodič.....	26
4.8 Dopravník.....	26
5 Výpočet.....	28
5.1 Předběžný výpočet.....	28
5.2 Kinematický rozbor.....	28
5.3 Statický rozbor.....	30
5.4 Kontrolní výpočet.....	37
5.4.1 Volba ložisek.....	37
5.4.2 Kontrola kluzných pouzder.....	39
5.4.3 Kontrola osy 2.4.7.....	39
5.4.4 Kontrola osy 2.2.5.....	40
5.4.5 Kontrola osy 2.2.3.....	41
5.4.6 Kontrola sloupů 2.1.3.....	42
5.4.7 Zhodnocení výpočtu.....	43
6 Ekonomická analýza.....	44
6.1 Polotovar TR DN 32 ČSN EN 10060.....	45
6.2 Polotovar TR DN 25 ČSN EN 10060.....	46
6.3 Polotovar KR 25 ČSN 42 6511.....	46
6.4 Polotovar KR 30 ČSN 42 6511.....	47
6.5 Polotovar KR 45 ČSN 42 6511.....	48
6.6 Tenkostěnné profily čtvercového a obdélníkového profilu.....	48



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

6.7 Polotovar P5 ČSN 42 5310.....	49
6.8 Polotovar P10 ČSN 42 5310.....	50
6.9 Polotovar P15 ČSN 42 5310.....	50
6.10 Ostatní polotovary.....	51
6.11 Nakupované součásti.....	53
7 Závěr.....	54
7.1 Průmyslová využitelnost.....	54
7.2 Možnosti pokračování.....	55
8 Seznam použitých zdrojů.....	56
9 Seznam použitých zkratk a symbolů.....	58
10 Seznam obrázků.....	66
11 Seznam tabulek.....	67
12 Seznam příloh.....	68
12.1 Tištěné přílohy.....	68
12.2 Přílohy v elektronické podobě.....	68



1 Úvod

Téma bakalářské práce spadá do oblasti výrobních systémů. Smyslem bakalářské práce je navrhnout část systému na pytlování konopných izolačních rohoží pro firmu Canabest se sídlem v Břeclavi- Poštorné, konkrétně manipulační zařízení na stohování konopných izolačních rohoží na hromady před jejich vsunutím do expedičních pytlů.

1.1 Dosavadní stav

Firma Canabest [6] je výrobní společnost, která spadá do oblasti stavebnictví a zabývá se výrobou a prodejem konopných izolačních rohoží, určených na zateplení budov. Firma vyvinula materiál s výbornými tepelnými i akustickými izolačními vlastnostmi přírodního charakteru. Výrobu obstarává výrobní linka od zahraničního dodavatele. Na konci výrobní linky je dopravník (v rámci bakalářské práce budu používat termín spodní dopravník), který transportuje konopné izolační rohože k pracovníkům. Pracovníci tyto rohože stohují na amatérsky zhotovený pult a po nastohování je ručně zasunují do expedičních pytlů, které je nasunuty na vložce pultu.

Protože díky velké poptávce po výrobcích firmy je žádoucí zrychlit výkon linky, nelze pytlování rohoží realizovat manuální prací pracovníků. Z důvodu omezeného prostoru totiž nelze při zvyšování výkonu linky počet pracovníků navyšovat, proto se firma rozhodla pořídit systém na pytlování konopných izolačních rohoží.

Požadavky firmy byly následující: Navrhnout systém na pytlování rohoží, který bude vyrobeno v co nejkratším čase s co nejnižšími výrobními náklady. O provoz zařízení se bude starat jeden nebo maximálně dva pracovníci.

V rámci bakalářské práce se zaměřím na návrh samotného manipulačního zařízení, které bude zajišťovat stohování konopných izolačních rohoží na hromady.

1.2 Vstupní parametry

Délka rohože $L_{\text{rohože}} = 1200 \text{ mm}$

Šířka rohože $B_{\text{rohože}} = 600 \text{ mm}$

Výška rohože: výška rohoží se pohybuje v rozmezí 40 mm až 180 mm.

Maximální rychlost výrobní linky: Maximální rychlost výrobní linky vychází z hodnoty maximálního výkonu linky 800 kg.hod^{-1} [6], což by odpovídalo maximální rychlosti linky zhruba $9,6 \text{ m.min}^{-1}$. Podle vlastních údajů hodlá firma zvednout maximální rychlost linky na hodnotu $v_{\text{max}} = 12 \text{ m.min}^{-1}$.

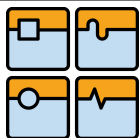
Hustota rohoží CANABEST PLUS $\rho_{\text{rohože}} = 36 \text{ kg.m}^{-3}$

Pracovní šířka spodního dopravníku $B_{\text{dopr}} = 3000 \text{ mm}$

Přibližná délka spodního dopravníku $L_{\text{dopr}} = 2200 \text{ mm}$

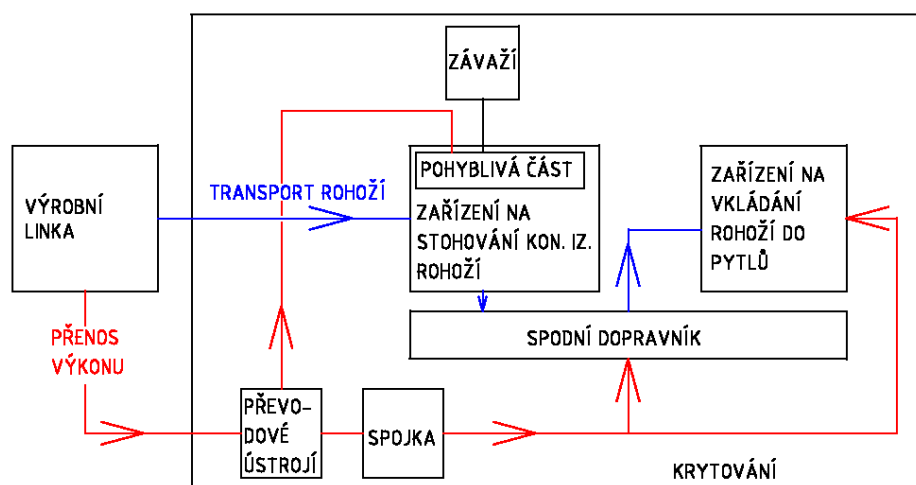
Aktuální pracovní výška spodního dopravníku $V_{\text{akdopr}} = 1150 \text{ mm}$

Pozn.: Aktuální výška je výška ve stavu bez zařízení na pytlování konopných izolačních rohoží.



2 Schéma systému na pytlování konopných izolačních rohoží

Systém na pytlování konopných izolačních rohoží se skládá z následujících podsystémů: Zařízení na stohování konopných izolačních rohoží, zařízení na vkládání rohoží do pytlů, převodové ústrojí, spojka, závaží, krytování.

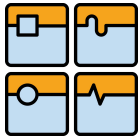


Obr. 1: Blokové schéma systému na pytlování konopných izolačních rohoží

Schéma systému na pytlování konopných izolačních rohoží (dále jen rohoží) podle mého návrhu je uvedeno na obr. 1. Podle dosavadní konstrukce je pásový dopravník na konci výrobní linky (dále již budu používat pojem spodní dopravník) poháněn z výrobní linky přímo řetězovým převodem, přičemž převod je synchronizován tak, aby nedocházelo k prokluzu mezi konopnými izolačními rohožemi a pásem spodního dopravníku při jejich transportu z výrobní linky. Můj návrh je následující: Mezi výrobní linku a spodní dopravník je umístěno zařízení na stohování rohoží. Spodní dopravník je tedy při montáži systému na pytlování rohoží odsunut dále od výrobní linky a navíc jsou odstraněny profily, na kterých stojí nohy spodního dopravníku, takže dojde ke snížení výšky spodního dopravníku přibližně o 200 mm. Na spodní dopravník se budou stohovat konopné izolační rohože zařízením na stohování rohoží, přičemž spodní dopravník bude setrvávat v klidu. Jakmile dojde k nastohování příslušného počtu rohoží, uvede pracovník spodní dopravník do chodu sepnutím spojky. Pak dojde k transportu nastohovaných hromad rohoží na pásu spodního dopravníku do zařízení na vkládání rohoží do pytlů. Spojka tedy slouží k uvádění spodního dopravníku do chodu.

Zařízení na vkládání rohoží do pytlů je umístěno na konci spodního dopravníku a obsahuje vložky, na které se budou nasazovat expediční pytle. Do vložek budou transportovány nastohované hromady rohoží. Při průchodu nastohovaných hromad rohoží dojde k vložení těchto hromad do expedičních pytlů nasazených na vložkách.

Zařízení na stohování rohoží, uložené na spodním dopravníku, obsahuje nutně pohyblivé části. Pohyblivé části zařízení na stohování rohoží pracují v cyklech. Každý



cyklus se skládá z uchopení rohoží transportovaných z výrobní linky (ve výchozí poloze pohyblivých částí), jejich dalšího transportu nad úroveň spodního dopravníku, následného uložení rohoží na hromadu a návratu pohyblivých částí do výchozí polohy.

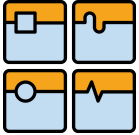
Pohyblivé části zařízení jsou mechanicky poháněné řetězovým kolem na konci výrobní linky. Tyto části musí být synchronizované s výrobní linkou, aby došlo k uchopení řady rohoží vždy ve výchozí poloze.

Převodové ústrojí slouží k rozdělování hnací síly mezi spodní dopravník a zařízení na stohování rohoží a k synchronizaci pohyblivých částí zařízení s výrobní linkou. Převodové ústrojí navíc obsahuje variátor, aby bylo možno při provozu regulovat synchronizaci a kompenzovat tak součet možných chyb synchronizace. Obsahuje rovněž spojku a brzdu, aby při možné havárii došlo k zastvení všech pohyblivých komponent.

Závaží slouží ke kompenzaci tíhy pohyblivých částí zařízení a tím má vliv na optimalizaci potřebné hnací síly k pohonu systému. Podsystem závaží je tvořen přímo závažím, lany a kladnicí, zavěšenou na stropní konstrukci výrobní haly.

Při návrhu systému na pytlování konopných izolačních rohoží je nutné brát v úvahu bezpečnost systému. Protože systém bude obsahovat pohyblivé komponenty, které by při kolizi s orgány pracovníka mohly způsobit jeho úraz, je nutné opatřit celý systém důmyslným krytváním.

Zdůrazňuji, že úlohou bakalářské práce návrh zařízení na stohování rohoží, a proto v dalších kapitolách je řešen návrh pouze tohoto podsystemu.



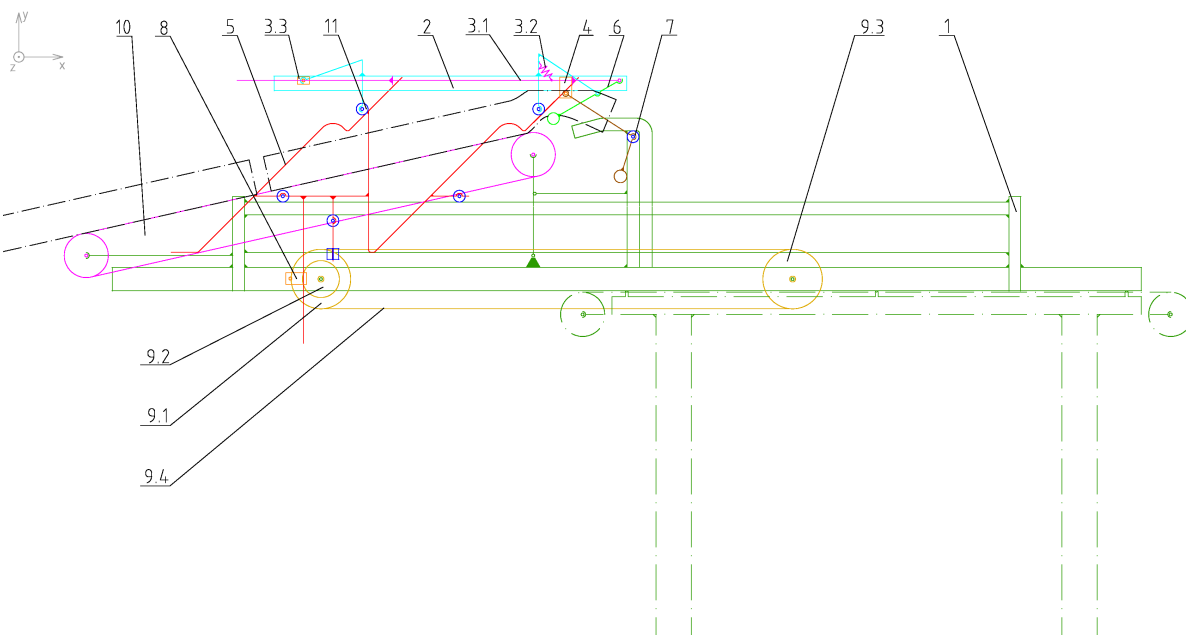
3 Návrh variant řešení

V souladu s požadavky firmy na co nejjednodušší konstrukci jsem se rozhodl navrhnout manipulační zařízení s mechanickým pohonem. Zařízení bude poháněno výrobní linkou nebo pásovým dopravníkem skrz řetězový převod. Dalšími předpoklady pro návrh nízkonákladového zařízení jsou použití co nejmenšího množství druhů polotovarů, výroba co nejmenšího počtu typů součástí, nízké nároky na technologii výroby a použití snadno dostupných normalizovaných a nakupovaných součástí.

Rohože vyjíždějí z výrobní linky ve třech řadách. Zařízení na stohování rohoží bude podle obou návrhů variant tedy stohovat rohože do tří hromad, protože redukce na jednu hromadu by byla zbytečně komplikovaná.

3.1 Varianta V1

Schéma varianty V1 je uvedeno na obr 2.



Obr. 2: Schéma varianty V1

3.1.1 Popis hlavních komponent

Zařízení na stohování rohoží podle varianty V1 sestává z těchto hlavních prvků:

1. Základna
2. Jezdec
- 3.1 Vodič zadní podpory
- 3.2 Pružina
- 3.3 Uložení
4. Uchycení zadní podpory
5. Pojezd
6. Přední podpora



7. Zadní podpora
8. Vodič
- 9.1 Řetězové kolo
- 9.2 Řetězové kolo
- 9.3 Řetězové kolo
- 9.4 Řetěz
10. Pásový dopravník
11. Kladka

Základna **1** je pevně uložena na spodním dopravníku. Součástí základny je dopravník **10**, který se skládá z hnacího bubnu, hnaného bubnu a pásu. Hnací buben je poháněn výrobní linkou přes převodové ústrojí. Dopravník **10** transportuje rohože z výrobní linky.

Zařízení podle varianty V1 sestává dále z jezdce **2**, který je prostřednictvím kladek **11** uložen obecně na pojezdu **5**. Relativní pohyb mezi jezdce **2** a pojezdem **5** je dán tvarem vedení pojezdu **5**, po kterých se odvalují kladky **11** uložené na jezdci **2**. Vedení jsou nakloněná pod úhlem 45° vzhledem k vodorovné ose. Pojezd **5** je prostřednictvím kladek **11** uložen na pojezdových trubkách základy **1** a vzhledem k základně koná za provozu přímočarý vratný pohyb. Přední podpora **6** je rotačně uložena na jezdci **2** a rotačně uložena na vodiči zadní podpory **3.1**. Vodič zadní podpory **3.1** je pak posuvně uložen na uložení **3.3**. Uložení **3.3** je rotačně uloženo na jezdci **2**, vodič zadní podpory **3.1** tedy vzhledem k jezdci **2** koná obecný rovinný pohyb. S vodičem zadní podpory **3.1** je posuvnou vazbou spojeno uchycení zadní podpory **4**, které je dále rotačně spojeno se zadní podporou **7**. Zadní podpora **7** je se základnou **1** přes kladku **11** zavazbena prostřednictvím oboustranné obecné vazby.

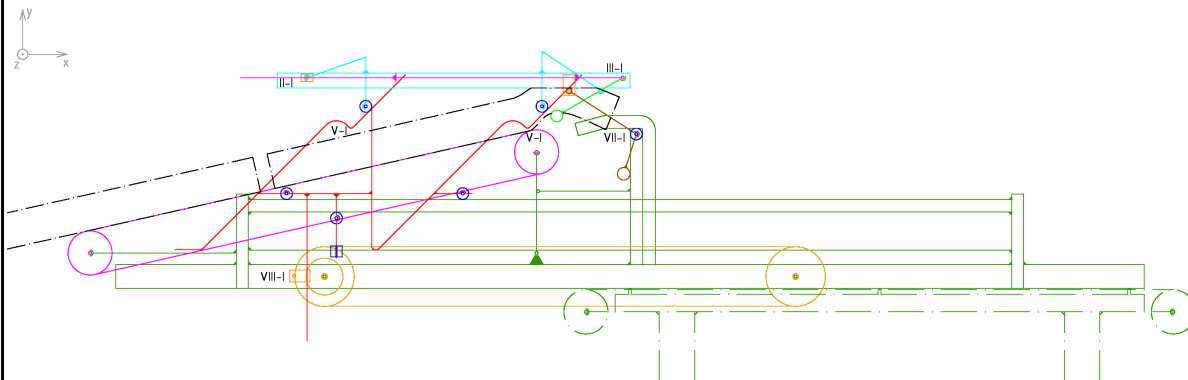
Vodič **8** realizuje přenos pohybu mezi řetězem **9.4**, na kterém je rotačně uloženo, a pojezdem **5**, na kterém je uloženo posuvně. Řetěz **9.4** se odvaluje na roztečné kružnici řetězových kol **9.1** a **9.3**, přičemž řetězové kolo **9.1** přenáší na řetěz **9.4** výkon. S řetězovým kolem **9.1** je pevně spojeno řetězové kolo **9.2**, na které je přenášen výkon z převodového ústrojí.

3.1.2 Princip funkce

Princip funkce je zřejmý na animaci v příloze 4E. V krajní poloze II-I se jezdec **2** nachází nad dopravníkem (obr. 3). Přední podpora **6** je v sevřeném stavu, což znamená, že svírá rohože ke spodní desce jezdce **2**, který zahajuje transport rohoží nad úroveň spodního dopravníku. Vodič zadní podpory **3.1** je v krajní poloze III-I. Přítlačná síla přední podpory **6** musí být dostatečně silná, aby vzniklá třecí síla mezi povrchem rohoží a spodní desky jezdce **2** zajišťovala transport rohoží. K vývinu dostatečně velké síly slouží pružina **3.2**, která vyvozuje axiální sílu působící ve vodiči zadní podpory **3.1**. Tato síla je přenášena na přední podporu **6** principem pákového mechanismu. Pružina **3.2** aretuje vodič zadní podpory **3.1** do dvou krajních poloh III-I a III-II. Poloha jezdce **2** v krajní poloze II-I je vymezena zadní podporou **7**, která se vzhledem k vazbení na základnu **1** nachází v nejvyšší poloze VII-I, a dorazu na vodiči zadní podpory **3.1**, který znemožňuje axiální posuv uchycení zadní podpory **4** v kladném směru osy „x.“ V krajní poloze II-I je vodič **8** v poloze zvratu VIII-I. Rotace řetězového kola **9.1** o konstantní úhlové rychlosti (jejíž vektor směřuje proti směru osy „z“) způsobuje vodorovný pohyb pojezdu **5** v kladném směru osy „x.“ Kladky **11** jezdce **2** se přemístí do místa V-I. Od tohoto okamžiku jezdec **2** vzhledem k pojezdu **5** setrvává v klidu a vzhledem k základně **1** koná pohyb totožný s pohybem

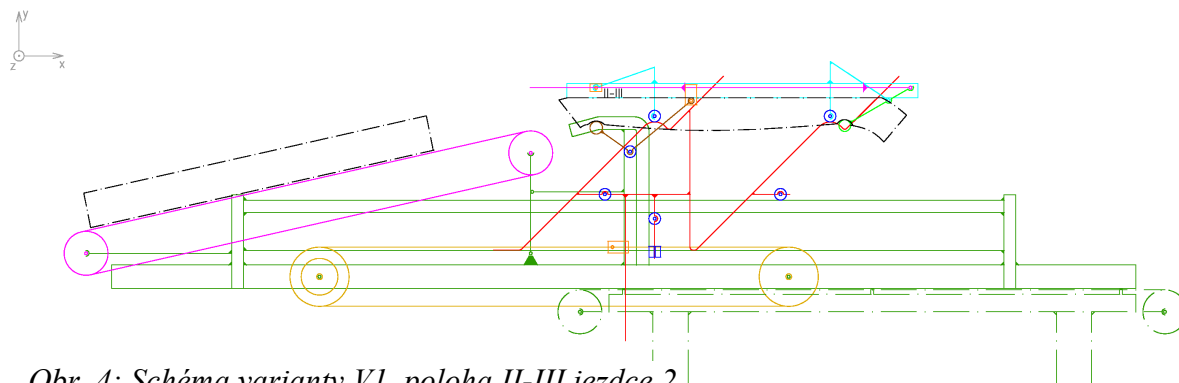


pojezdu 5. V tomto okamžiku dochází k axiálnímu posuvu uchycení zadní podpory 4 vzhledem k vodiči zadní podpory 3.1 v záporném směru osy „x.“



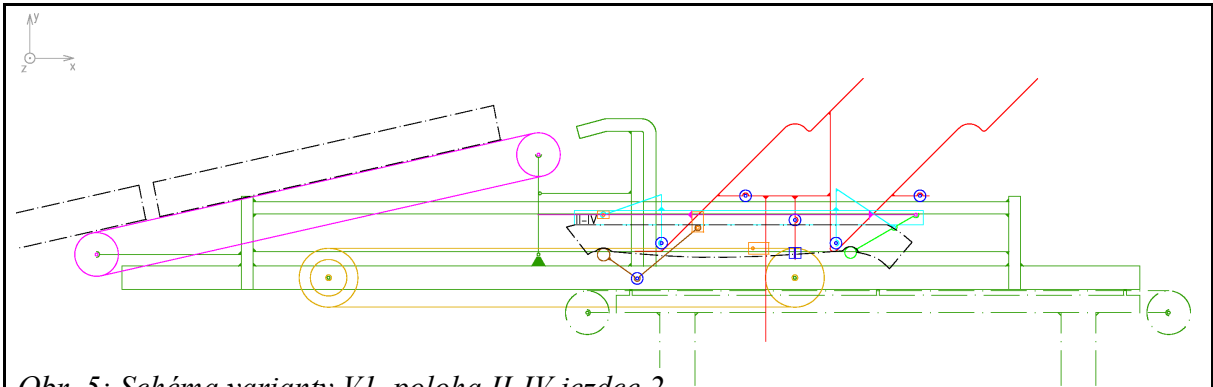
Obr. 3: Schéma varianty V1, krajní poloha II-I jezdce 2

Jakmile se jezdec 2 dostane do polohy II-III (obr. 4), uchycení zadní podpory 4 se dostává na doraz vodiče zadní podpory 3.1, který zmenožňuje další relativní posuv uchycení zadní podpory 4 a vodiče zadní podpory 3.1. Díky tomuto dojde jednak k sevření rohoží ke spodní desce jezdce 2 zadní podporou 7 (od této chvíle jsou rohože podepřeny ve dvou místech), jednak k ukončení vodorovného posuvu jezdce 2 vzhledem k základně 1. Od tohoto okamžiku dojde ke svislému pohybu jezdce 2 vzhledem k základně 1, přičemž pojezd 5 se stále pohybuje vodorovně v kladném směru osy „x.“ Jezdec 2 se následně dostává do své nejnižší krajní polohy.



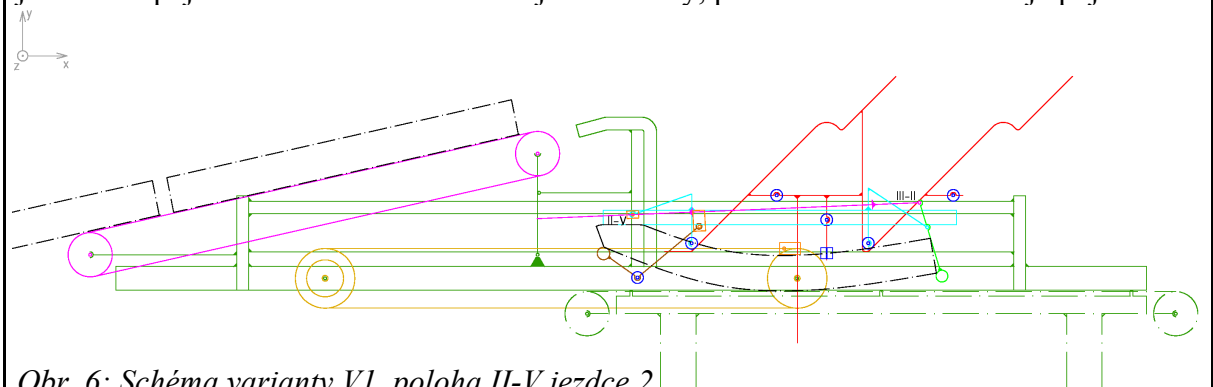
Obr. 4: Schéma varianty V1, poloha II-III jezdce 2

V poloze II-IV je jezdec 2 ve své nejnižší poloze (obr. 5) a díky tvarování vedení pojezdu 5 (kladka 11 jezdce 2 naráží na svislou část vedení pozdu 5) je znemožněn relativní pohyb jezdce 2 a pojezdu 5. V důsledku tohoto se jezdec 2 přesune do polohy II-V (obr. 6). Při tomto ději uchycení zadní podpory 4 tlačí na doraz vodiče zadní podpory 3.1 a vychýlí vodič zadní podpory 3.1 do krajní polohy III-II. Tímto dojde k uvolnění rohoží přední podporou 6 a jejich částečnému uložení na pás spodního dopravníku. Od tohoto okamžiku se vodič 8 pohybuje zpět v záporném směru osy „x.“ Jezdec se dostává zpět do polohy II-V, díky čemuž dojde k uvolnění rohoží zadní podporou 7 a jejich úplnému uložení na pás spodního dopravníku.



Obr. 5: Schéma varianty V1, poloha II-IV jezdce 2

Následuje svislý pohyb jezdce 2 z polohy II-IV do polohy II-III. Kladka 11 jezdce 2 je vedena svislým vedením základny 1. Pojezd 5 koná translační pohyb v záporném směru osy „x.“ Kladky 11 jezdce 2 jsou uloženy na šikmých vedeních pojezdu 5. Mechanismus jezdce 2 a pojezdu 5 lze charakterizovat jako klínový, přičemž akčním členem je pojezd 5.



Obr. 6: Schéma varianty V1, poloha II-V jezdce 2

Dále následuje přesun jezdce 2 z polohy II-III do polohy II-II. Mezi těmito polohami jsou kladky 11 jezdce 2 v místě V-I, čímž pádem jezdec 2 vzhledem k pojezdu 5 setrvává v klidu a vzhledem k základně 1 koná pohyb translační. V poloze II-II jezdce 2 se zadní podpora 7 dostává opět do polohy VII-I, uchycení zadní podpory 4 se dostává na doraz vodiče zadní podpory 3.1 a dalším pohybem jezdce 2 z polohy II-II do polohy II-I dojde k vychýlení vodiče zadní podpory 3.1 do polohy III-I, tím pádem dochází k podebrání řady rohoží připravených na konci dopravníku k transportu na hromadu přední podporou 6 a přitlačení rohoží ke spodní desce jezdce 2, jak již bylo popsáno.

Celý cyklus se opakuje s tím rozdílem, že polohy II-IV a II-V jsou závislé na výšce hromady rohoží ležící na pásu spodního dopravníku. Při nulové výšce hromad, kdy jezdec 2 transportuje první řadu rohoží, jsou polohy II-IV a II-V nejnižší, při zvyšování výšky hromad dosedá jezdec s rohožemi na hromady, což má za následek zvyšování poloh II-IV a II-V. Při zvyšování poloh II-IV a II-V dochází v těchto polohách ke zrtátě kontaktu mezi kladkami 11 jezdce 2 a šikmými vedeními pojezdu 5.

3.1.3 Výhody

Výhoda varianty V1 spočívá ve snadném nastavování krajních poloh díky možnosti nastavení pozic dorazů na vodiči zadní podpory 3.1. Rovněž lze nastavovat přitlačnou sílu přední podpory pomocí nastavování pružiny 3.2.



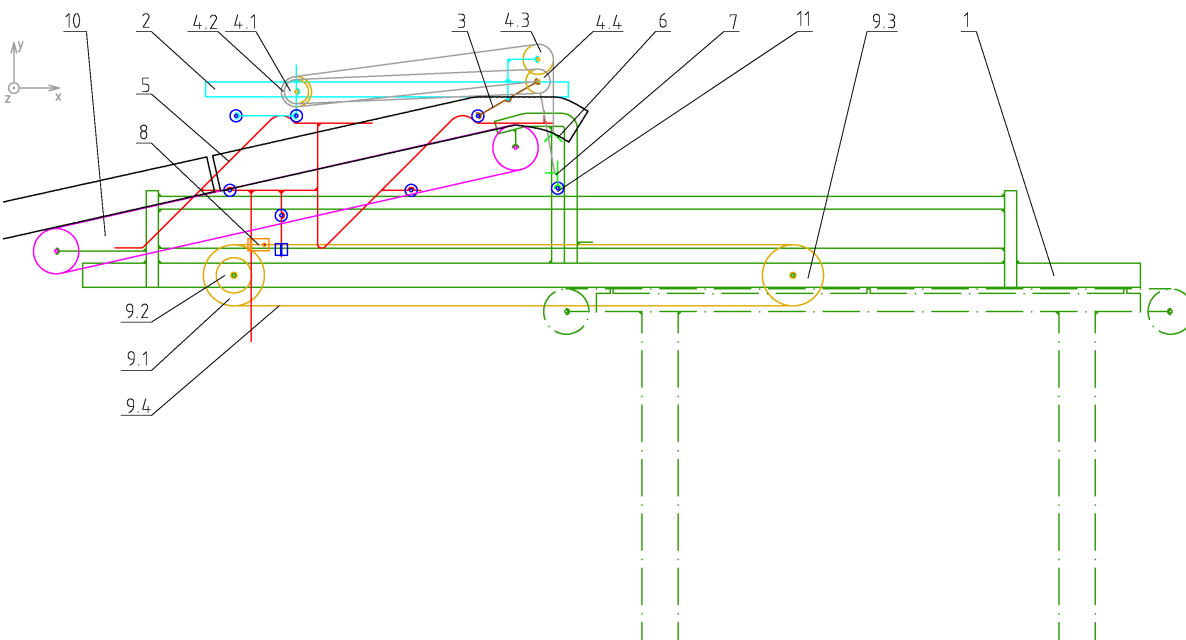
3.1.4 Nevýhody

Mezi nevýhody varianty V1 patří problematické uchopování rohoží. Přední podpora **6** znemožňuje umístit krajní polohu II-I jezdce **2** blíž výrobní linie, takže odjezd jezdce **2** do polohy II-II může být zahájen až při větším vyložení rohoží z dopravníku **11**, kdy vzhledem k průhybu rohoží z důvodu jejich vlastní tíhy nemusí dojít k podebrání řady rohoží přední podporou **6**. Problém může nastávat zejména u stohování rohoží menších tloušťek, které dosahují většího průhybu.

Další nevýhodou je značné kolísání hnací síly. Protože většinová část hnací síly slouží ke změně polohy jezdce **2**, je zřejmé, že při svislém pohybu jezdce **2** dolů bude mít hnací síla opačný smysl než při vodorovném pohybu jezdce **2** nahoru.

3.2 Varianta V2

Schéma varianty V2 je uvedeno na obr. 7.



Obr. 7: Schéma varianty V2

3.2.1 Popis hlavních komponent

Zařízení na stohování rohoží podle varianty V2 sestává z těchto hlavních prvků:

1. Základna
2. Jezdec
3. Přední rameno
- 4.1 Lanovnice
- 4.2 Lanovnice
- 4.3 Lanovnice
- 4.4 Lanovnice
5. Pojezd
6. Přední podpora
7. Zadní podpora



8. Vodič
- 9.1 Řetězové kolo
- 9.2 Řetězové kolo
- 9.3 Řetězové kolo
- 9.4 Řetěz
10. Pásový dopravník
11. Kladka

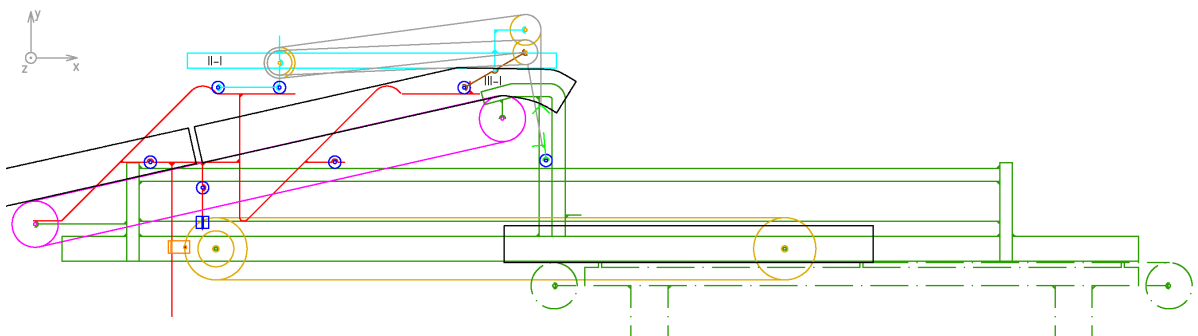
Základna **1** je stejně jak podle varianty V1 pevně uložena na spodním dopravníku. Součástí základny **1** je dopravník **10**, který se skládá z hnacího bubnu dopravníku, hnaného bubnu a pásu. Hnací buben je poháněn výrobní linkou přes převodové ústrojí. Dopravník **10** transportuje rohože z výrobní linky.

Zařízení podle varianty V2 sestává dále z jezdce **2**. Na jezdci **2** jsou rotačně uložena dvě přední ramena **3**, jedno na každé straně (dále budu používat jednotné číslo) a rotačně uloženy lanovnice **4.1** až **4.3**. Jezdec **2** je dále obecně uložen na pojezdu **5** přes kladku **11**. Na předním rameni **3** je uložena lanovnice **4.4** a kladka **11**, která je obecně uložena na pojezdu **5**. Pojezd **5** je uložen naprosto stejně jako u varianty V1, stejně tak vodič **8** koná naprosto stejnou úlohu a charakteristika řetězových kol **9.1**, **9.2**, **9.3** a řetězu **9.4** je shodná.

Na lanovnicích **4.2** a **4.3** se odvaluje lano přední podpory, které je na jednom konci upevněno k přednímu ramenu **3** v blízkosti osy lanovnice **4.4** a na druhém konci je upevněno k přední podpoře **6**. Na lanovnicích **4.1** a **4.4** se odvaluje lano zadní podpory, které tvoří smyčku a volný konec tohoto lana je upevněn k zadní podpoře **7**.

3.2.2 Princip funkce

Princip funkce je zřejmý na animaci v příloze 5E.V krajní poloze II-I se jezdec **2** nachází nad dopravníkem (obr. 8). Krajní polohu zajišťuje lano, jehož jeden konec je upevněn k základně **1** a druhý konec je upevněn k přednímu ramenu **3**. Přední rameno **3** je v poloze III-I, z čehož vyplývá, že přední podpora **6** je v sevřeném stavu, takže svírá rohože ke spodní desce jezdce **2**. Dostatečně velká síla sevření je vyvinuta tíhou jezdce **2**, především jeho přední částí, která tlačí na uložení s předním ramenem **3**, čímž vyvozuje moment síly v předním rameni **3** a tah lana přední podpory **6**. Polohu III-I předního ramena **3** zajišťuje smyčka lana zadní podpory, která je v tomto okamžiku napjatá.

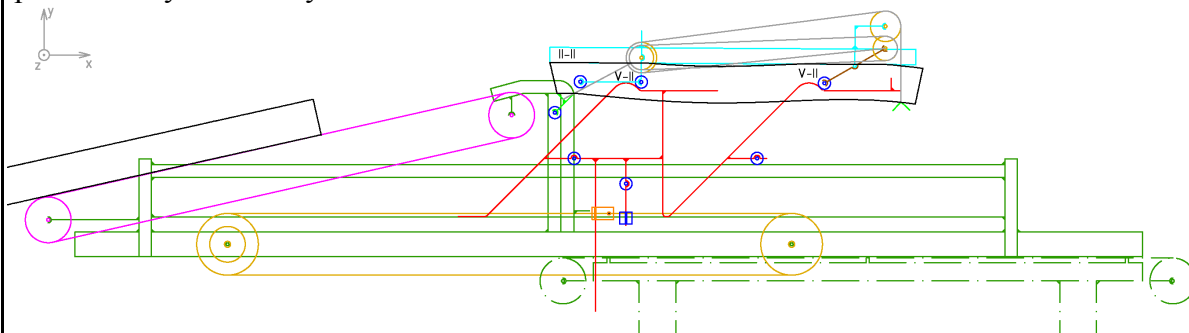


Obr. 8: Schéma varianty V2, krajní poloha II-I jezdce 2

Rotace řetězového kola **9.1** o konstantní úhlové rychlosti (jejíž vektor směřuje proti směru osy „z“) způsobuje pohybem vodiče **8** vodorovný pohyb pojezdu **5** v kladném směru osy „x.“ Jezdec **2** vzhledem k pojezdu **5** setrvává v klidu a vzhledem k základně **1** koná pohyb translační. Tím se přesunuje do polohy II-II.

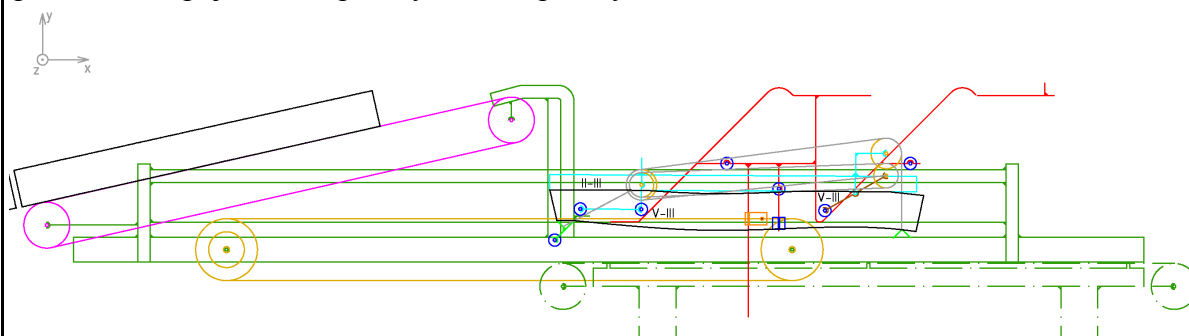


Poloha II-II (obr. 9) je vymezená lanem zadní podpory 7. Natažením volného konce smyčky lana zadní podpory dojde k sevření řady rohoží zadní podporou 7. V poloze II-II končí vodorovný posuv jezdce 2 vzhledem k základně 1 a jezdce 2 je v nejvzdálenější poloze od výrobní linky.



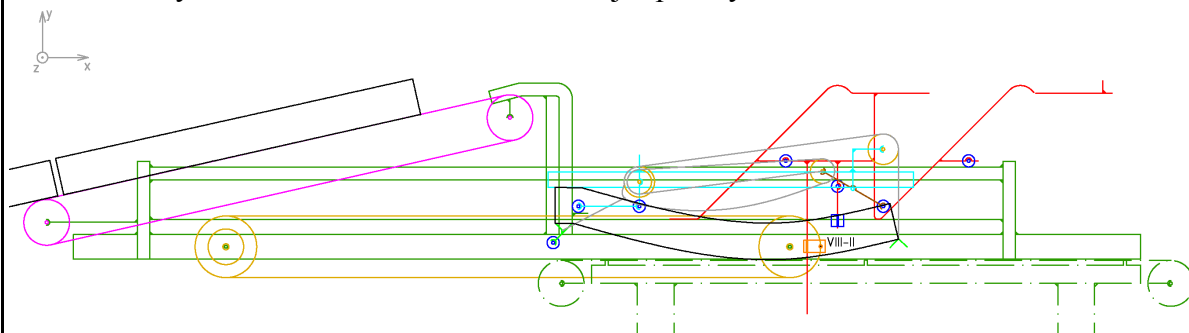
Obr. 9: Schéma varianty V2, poloha II-II jezdce 2

Přesun jezdce 2 z polohy II-II do polohy II-III (obr. 10) je charakteristický tím, že jezdce 2 koná vzhledem k základně 1 svislý pohyb a pojezd 5 setrvává ve vodorovném pohybu. Nyní se kladky 11 jezdce 2 a předního ramene 3 začínají přesunovat po šikmé ploše vedení pojezdu 5 z polohy V-II do polohy V-III.

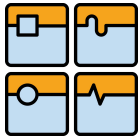


Obr. 10: Schéma varianty V2, poloha II-III jezdce 2

Poloha II-III je pro jezdce 2 polohou krajní. Kladka 11 A jezdce 2 je na dorazu základny 1. Pojezd 5 se stále pohybuje vodorovným posuvem. Následkem tohoto dojde ke ztrátě kontaktu kladky 11 B jezdce 2 s vedením pojezdu 5 a dále k natočení předního ramene 3 vzhledem k jezdci 2 do jeho krajní polohy III-II (obr. 11). Natočení ramene 3 způsobí uvolnění lana přední podpory 6, tím pádem k uvolnění řady rohoží přední podporou 6 a jejich uložení na pás spodního dopravníku. Zároveň dojde k uvolnění smyčky lana zadní podpory 7 a tím pádem k uvolnění řady rohoží ze sevření zadní podporou 7. Po ukončení uvolnění řady rohoží se vodič 8 dostává do krajní polohy VIII-II.

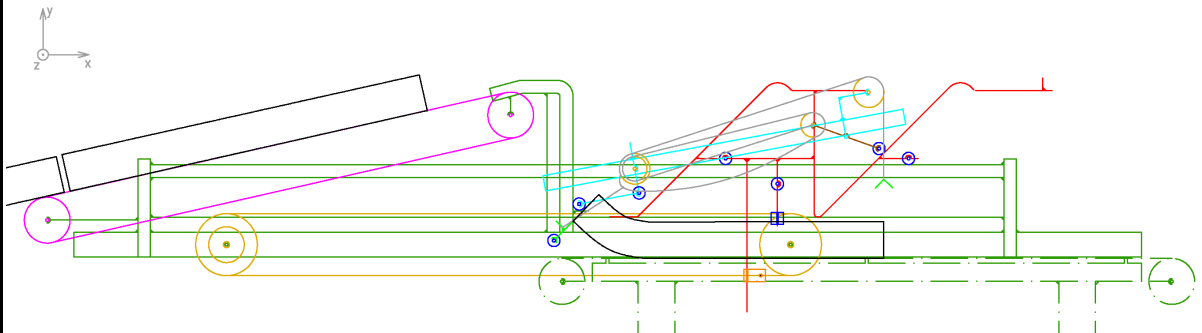


Obr. 11: Schéma varianty V2, poloha VIII-II vodiče 8



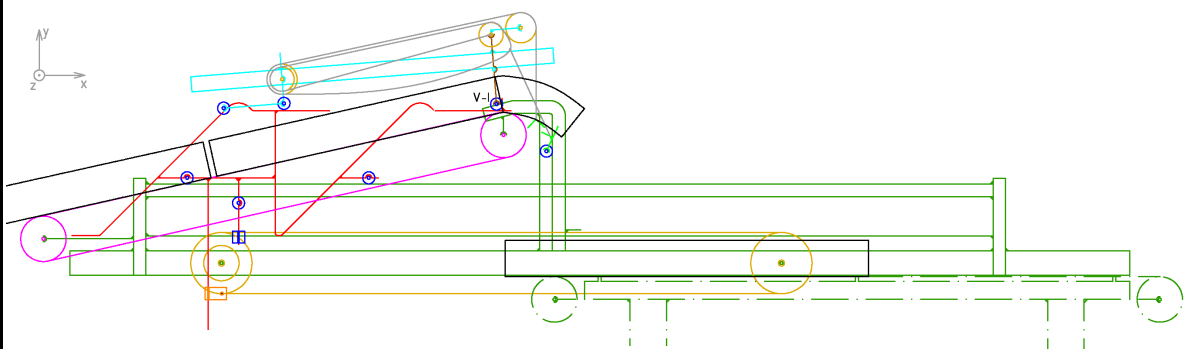
BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Při návratu vodiče **8** z polohy VIII-II zpět do polohy VIII-I koná pojezd **5** vodorovný posuv v záporném směru osy „x.“ Jezdec **2** se vrací zpět z polohy II-III do polohy II-II. Vzhledem k tomu, že přední rameno **3** je vzhledem k jezdcí **2** v poloze III-II, není jezdec **2** v určitý okamžik ve vodorovné, ale nákloněné rovině (obr. 12). Nejdříve se tedy začne zvedat přední část jezdcí **2**, přičemž jezdec **2** koná vzhledem k základně **1** rotační pohyb a následně, jakmile dojde k obnově kontaktu kladky **11 B** jezdcí **2** s vedením pojezdu **5**, začne jezdec **2** konat vzhledem k základně **1** svislý posuv ve směru kladné osy „y“ a v poslední fázi před dosažením polohy II-II opět vykoná rotační pohyb (nyní v opačném směru) vzhledem k základně **1**, až dojde k návratu jezdcí **2** do vodorovné polohy.



Obr. 12: Schéma varianty V2, zpětný pohyb jezdcí 2

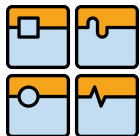
Jezdec **2** se z polohy II-II do polohy II-I dostává standardním způsobem, tedy vzhledem k pojezdu **5** je v klidu a vzhledem k základně **1** koná vodorovný translační pohyb v záporném směru „x.“ Jakmile jezdec **2** dojde do krajní polohy II-I, kladka **11** předního ramene **3** se dostane do polohy V-I a dalším posuvem pojezdu **5** se přední rameno **3** natočí vzhledem k jezdcí **2** z polohy III-II do polohy III-I. Tímto úkonem dojde k podebrání další řady rohoží (obr. 13) a jejich sevření přední podporou **6** ke spodní desce jezdcí **2**, protože dojde k vyvození tahu lana přední podpory **6** a zároveň k napnutí smyčky lana zadní podpory mezi lanovnicemi **4.1** a **4.4**. V tomto okamžiku je smyčadlo v krajní poloze VIII-I a celý cyklus se opakuje.



Obr. 13: Schéma varianty V2, úchop řady rohoží přední podporou 6

Obdobně jako u varianty V1, je poloha II-III závislá na výšce hromad rohoží. Při zvětšování výšky dochází k položení jezdcí **2** na hromady rohoží a ztrátě kontaktu mezi kladkami **11** jezdcí **2** a předního ramena **3**. Kontakt je obnoven při zpětném pohybu pojezdu **5**.

K pojezdu **2** je upevněno lano se závažím. Protože hnací síla potřebná k provozu zařízení na stohování rohoží značně kolísá (ze stejného důvodu jako u varianty V1), je



možno zlepšit charakter průběhu hnací síly kompenzací tíhy jezdce **2** tíhou závaží. Tíha závaží ale nesmí být příliš velká, aby docházelo k vyvození dostatečně velké síly sevření řady rohoží přední podporou **6**. Závaží musí mít svůj doraz, aby nevyvíjelo sílu v laně v době, kdy jezdec **2** koná vzhledem k základně **1** vodorovný translační pohyb. V této době je potřebná malá hnací síla.

3.2.3 Výhody

Nespornou výhodou varianty V2 je možnost nastavování krajních poloh změnou délek lan. Oproti variantě V1 je výhodou spolehlivější uchopování rohoží přední podporou

3.2.4 Nevýhody

Mezi nevýhody varianty V2 patří zejména velké množství stupňů volnosti, což je dáno vabami lany, ale i ztrátou kontaktu kladek **11** předních ramen s vedeními pojezdu **5**.

3.3 Výběr vhodné varianty a jeho zdůvodnění

Princip funkce obou variant je do značné míry obdobný. U obou variant je možné přizpůsobovat zařízením podmínkám reálného provozu změnou krajních poloh pohyblivých částí, obě varianty umožňují navrhnout konstrukci tak, aby výroba zařízení byla jednoduchá a realizovatelná v méně vybavené dílně. Odlišení výhodnosti jednotlivých variant nastává při zhodnocení jejich nevýhod. U varianty V1 problematické uchopování přední podporou lze řešit změnou polohy rotační vazby mezi jezdce **2** a přední podporou **6**. Tato změna by měla za následek zvětšení rozměrů jezdce **2** a tím pádem zvětšení potřebného prostoru k jeho pohybu. Důsledky nevýhody varianty V2 by bylo nutné zhodnotit až při reálném nasazení zařízení do provozu. Pokud by při provozu docházelo k problémům s nepředpokládanými pohyby komponent z důvodu množství stupňů volnosti, lze tento problém řešit dodatečnou montáží vodících prvků, například na krytování.

Již ze schématu je zřejmé, že u varianty V2 je uložení hnaného bubnu dopravníku **10** řešeno výhodněji než u varianty V1. Proto volím variantu V2.

Poznámka: V průběhu tvorby bakalářské práce jsem nejdřív zhotovil CAD model podle varianty V1 (příloha 1E); nevýhody varianty V1 byly plně viditelné až po jeho vytvoření. Nutno zdůraznit, že model varianty V1 není kompletní, chybí zde například pružina **3.2**. Následně jsem vytvořil CAD model varianty V2 (příloha 2E). Variantou V1 se v bakalářské práci dále nebudu zabývat.



4 Konstrukční návrh

V této kapitole se zaměřím na velmi stručný popis konstrukčního návrhu zařízení na stohování rohoží, podloženého počítačovým 3D modelem tvořeným v aplikaci Autodesk Inventor 2011.

4.1 Základna

Základna **1** manipulačního zařízení na stohování rohoží (obr. 14) je řešena jako svarek a sestává ze dvou profilů **1.1** a dvou profilů **1.2**, tvořících rám základny **1**. Na profilu **1.2** jsou přivařeny profily **1.3** s žebry **1.4** a základnami **1.5**. Základny **1.5** jsou opatřeny děrami o průměru 14,5 mm a rozteči 121 mm pro upevnění ložiskových těles SKF SYK30TF [18, s. 84].

Na profilech **1.1** jsou navařeny uložení **1.7**, v nichž jsou uloženy pojezdové trubky **1.8**. Pojezdové trubky musí být upevněny rozebíratelným spojem (v tomto případě jsou upevněny pomocí šroubového spoje) kvůli montáži pojezdů **5**. Na profilech **1.1** jsou dále navařeny patky **1.16**, tvořící úložné plochy základny **1** při upevnění na spodní dopravník. Pevné sevření základny **1** k bočním profilům spodního dopravníku obstarávají úložné desky **1.19**, navařené na žebrech **1.18**. Úložné desky **1.19** jsou opatřeny děrami s vnitřními závity, v nichž jsou zašroubovány šrouby M10. Vyvozená axiální síla tlačí na opěrné desky **1.21**, zajišťující pevné spojení základny **1** se spodním dopravníkem.

Skupina součástí **1.6**, **1.10**, **1.11**, **1.14**, **1.19** a **1.22** má několik funkcí. Vnější povrch trubky **1.14** tvoří plochu, po níž se při svislém pohybu jezdce **2** odvaluje kladka **11 A** a odebírá tak jezdci stupeň volnosti ve směru osy „x.“ Spolu s trubkou **1.6** tvoří oboustrannou obecnou vazbu pro uložení kladky **11 Q** zadní podpory **7**. Na trubce **1.6** jsou přivařeny závitové tyče **1.10**, k nimž jsou upevněny profily **1.11**. Profily **1.11** slouží k upevnění osy hnaného bubnu **12.2.3**.

Spojení trubky **1.14** a profilu **1.1** tvoří trubka **1.22**. Jejich přímé spojení (například ohnutím trubky **1.14**, aby její spodní konec dosedal přímo na profil **1.1**) není možné, protože by nebylo možné uložit kladku **11 Q** do prostoru mezi trubkou **1.14** a **1.6**.

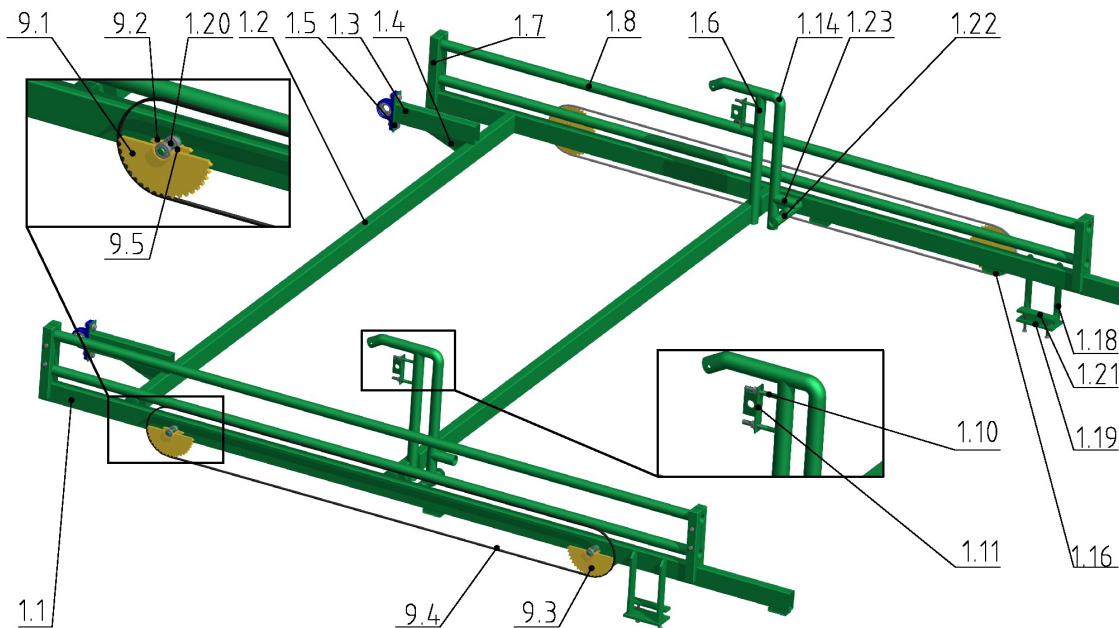
Osy **1.20** slouží k uložení řetězových kol **9.1** až **9.3**. Jejich čepy o délce 45 mm jsou vyrobeny s ohledem na montáž ložisek 6202. Vnější průměr je tedy 15 mm, toleranci navdory doporučením volím h8, drsnost povrchu $R_a = 1,6 \mu\text{m}$ a poloměr mezi čepem osazením osy 0,4 mm. Na konci je vytvořen zápich pro uložení vnějšího pojistného kroužku třmenového ČSN 02 2929. Na každém čepu jsou uložena dvě ložiska 6202.

Na osách **1.20** umístěných blíž výrobní lince jsou na uloženích řetězových kol **9.5** navařena řetězová kola **9.1** (10 B-40) a **9.2** (10 B-17). Řetězové kolo **9.1** má počet zubů 40; počet zubů byl volen s ohledem na rozměry manipulačního zařízení. Řetězové kolo **9.2** má 17 zubů. Počet zubů byl volen tak, aby při realizaci pohonu manipulačního zařízení přímo bez variátoru v převodovém ústrojí bylo dosaženo co nejmenší difference při synchronizaci výrobní linky a jezdce **2** manipulačního zařízení. Tomuto požadavku odpovídá řetězové soukolí s počty zubů 41 na hnacím řetězovém kole (není řešeno v rámci bakalářské práce) a 17 na hnaném řetězovém kole. Volba příslušného počtu zubů řetězového kola **9.2** má praktický význam; za provozu se bude převodový poměr variátoru v převodovém ústrojí pohybovat blízko hodnotě 1:1. Při takovém převodovém poměru je možné volit nejmenší rozměry variátoru s ohledem na přenášený moment.



Na osách **1.20** umístěných dále od výrobní linky jsou na uložení řetězových kol **9.5** navařena řetězová kola **9.3** (10 B-40). Na řetězových kolech **9.2** a **9.3** se odvaluje řetěz **9.4**.

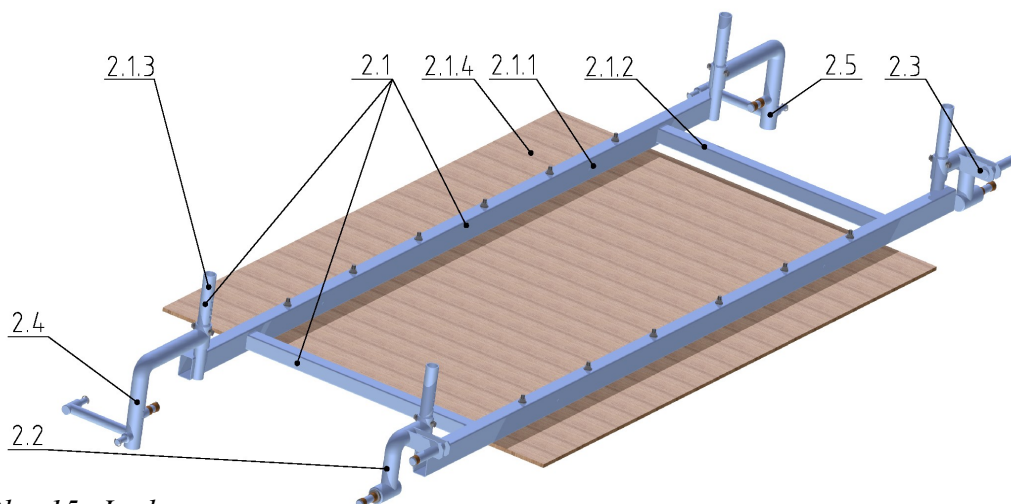
Materiál řetězových kol volím 11 523 s nízkým obsahem uhlíku a se zaručenou svařitelností, protože nepředpokládám nutnost podrobit řetězová kola tepelnému zpracování za účelem zvýšení tvrdosti. Rozhodnutí jsem učinil na základě stejného způsobu uložení řetězových kol k bubnům spodního dopravníku. V opačném případě lze předepsat materiál 12 020 s následným nacementováním povrchu zubů a zakalením.



Obr. 14: Základna s detaily

4.2 Jezdec

Jezdce **2** tvoří soustava několika svarků. Jsou to jezdec- svarek **2.1**, levý přední držák **2.2**, pravý přední držák **2.3**, levý zadní držák **2.4** a pravý zadní držák **2.5**. Základ jezdec- svarku **2.1** tvoří vzájemně svařené dva profily **2.1.1** a dva profily **2.1.2**. Na koncích profilů **2.1.1** jsou navařeny celkem čtyři sloupky **2.1.3**, sloužící k uložení držáků **2.2** až **2.5**.



Obr. 15: Jezdec



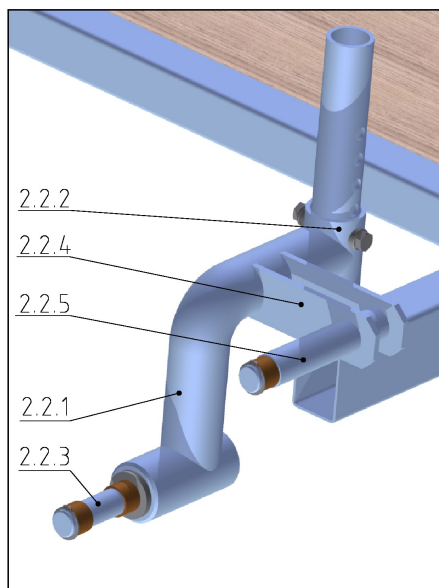
Protože manipulační zařízení musí být schopno pracovat s rohožemi různých tloušťek, jsou sloupy opatřeny děrami umožňujícími upevnit držáky k jezdcí do pěti různých poloh v rozsahu 80 mm. K jezdcí- svarku **2.1** jsou šroubovými spoji upevněny OSB dřevoštěpkové desky **2.1.4** [15], tvořící plochu pro vedení rohoží.

Levý přední držák **2.2** (obr. 16) a pravý přední držák **2.3** jsou vzájemně symetrické komponenty. Tvoří je nosná trubka **2.2.1** s uložením **2.2.2** a osou **2.2.3** pro uložení předního ramena **3**. Na nosné trubce **2.2.1** jsou rovněž navařena ramena **2.2.4**, která drží osu lanovnice **2.2.5**, sloužící k uložení lanovnice **4.3**.

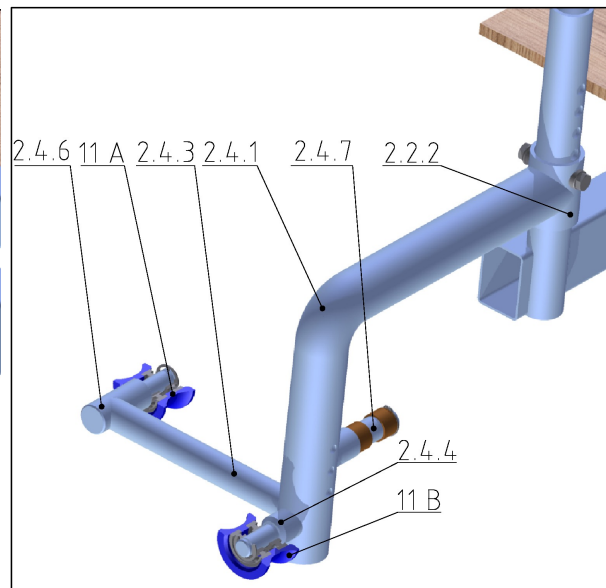
Levý zadní držák (obr. 17) **2.4** a pravý zadní držák **2.5** jsou vzájemně symetrické komponenty. Tvoří je nosná trubka **2.4.1** s uložením **2.2.2**. Na nosné trubce **2.4.1** je navařena tyč **2.4.3**, která drží osu **2.4.6** k uložení kladky **11 A**, osa **2.4.6** k uložení kladky **11 B** a osa **2.4.7** k uložení lanovnic **4.1** a **4.2**.

Čep osy **2.4.7**, na kterém jsou uložena kluzná ložiska SKF PRM 202315, má průměr 20 mm f_8 a drsnost $R_a = 1,6 \mu\text{m}$ (navzdory doporučením v [17, s. 15]). Délka čepu je 65 mm a na jeho konci je zápch pro uložení vnějšího pojistného kroužku ČSN 02 2930. Podle stejných požadavků jsou vyrobeny čepy os **2.2.5**.

Čepy os **2.4.4** a **2.4.6** o délkách 30 mm jsou vyrobeny podle stejných požadavků jako čepy os **1.20** a jsou na nich uložena 2 ložiska 6202, protože předpokládám pouze radiální zatížení. Na ložiskách osy **2.4.4** je uložena kladka **11 B**, na ložiskách osy **2.4.6** kladka **11 A**.



Obr. 16: Detail předního držáku

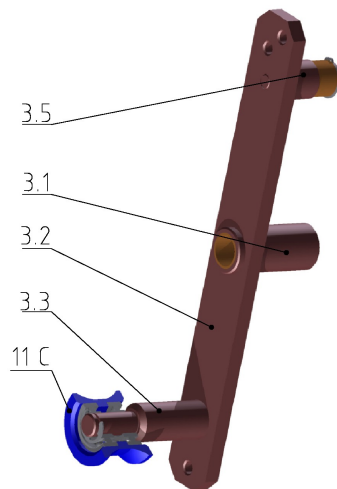
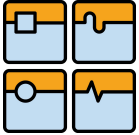


Obr. 17: Detail zadního držáku

4.3 Přední rameno

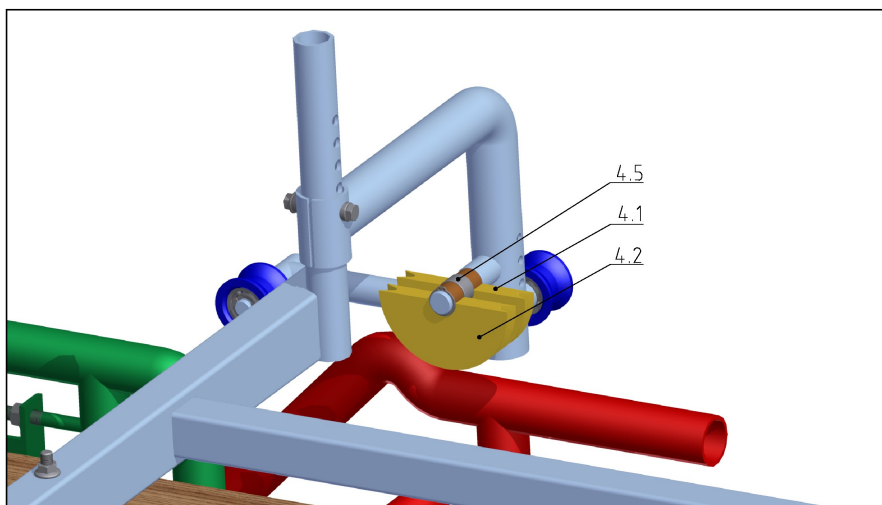
Přední rameno **3** (obr. 18) sestává z trubky **3.1**, tyče **3.2**, osy **3.3** a osy **3.5**. Rozměry trubky **3.1** jsou uzpůsobeny k uložení na přední držák **2.2**, popř. **2.3** pomocí dvou kluzných pouzder SKF PRM202315. Průměry vnitřních válcových ploch mají hodnotu 23 mm H8 o délkách 15 mm. Osa **3.3** slouží k uložení kladky **11 C** pomocí dvou ložisek 6202, parametry čepu jsou shodné jako u čepů os **1.20**. Osa **3.5** slouží k uložení lanovnice **4.4**.

Oba konce tyče **3.2** jsou opatřeny děrami pro uchycení lan.

*Obr. 18: Přední rameno*

4.4 Lanovnice

Lanovnice jsou uloženy na kluzných ložiskách SKF PRM 202315. Lanovnice **4.1** a **4.2** jsou uloženy na společné ose, jejich vzájemné odsazení zajišťuje distanční kroužek **4.5**.

*Obr. 19: Detail uložení lanovnic na zadním držáku*

4.5 Pojezd

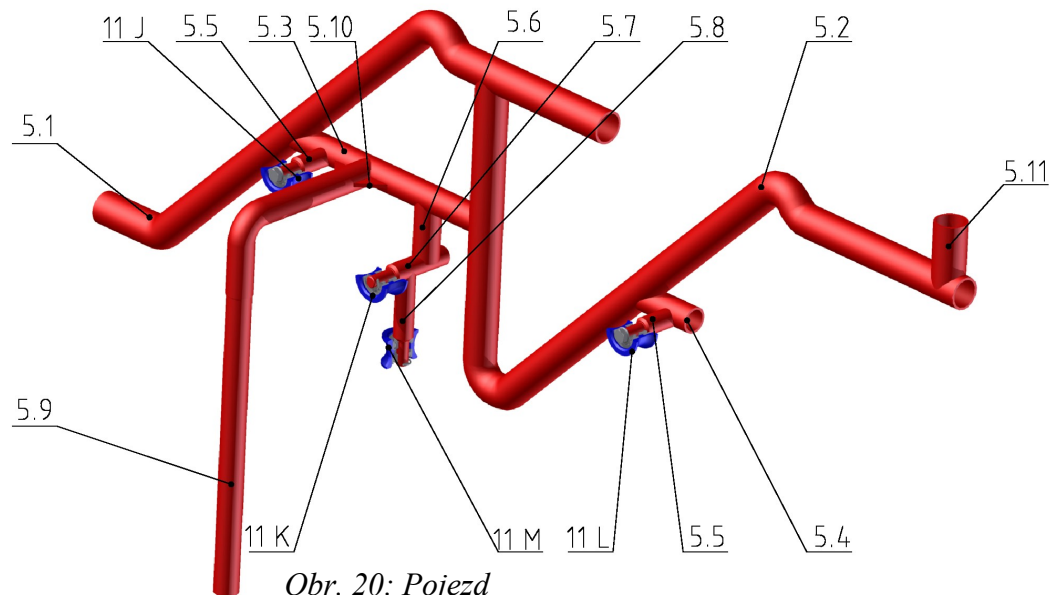
Pojezdy **5** (obr. 20) a **5_MIR** (druhý pojezd zrcadlově symetrický) patří mezi nejsložitější svarové sestavy. Trubky **5.1** a **5.2**, jejichž vnější plocha tvoří vedení kladek **11 B** a **C**, jsou spojeny trubkou **5.3**, k níž je přivařena osa **5.5**. Na čepu osy **5.5** jsou uložena ložiska, vzhledem k předpokladu axiálního zatížení se jedná o jedno kuličkové ložisko 6202 a jedno kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem 7202. Parametry čepu jsou obdobné jako v ostatních případech při uložení ložisek 6202, jen axiální pojištění zde obstarává podložka upevněna šroubem M10, zašroubovaným ve vnitřním závitu osy **5.5**. Tato osa slouží k uložení kladky **11 J**.



K trubce **5.3** je dále přivařena trubka **5.6**, která zajišťuje polohu osy **5.7** k uložení kladky **11 K** a osy **5.8** k uložení kladky **11 M**. Trubka **5.4**, jejíž osa je totžná s osou trubky **5.3**, zajišťuje polohu osy **5.5** k uložení kladky **11 L**.

Po svislé části vodící trubky **5.9**, která je soustružena na průměr 32 mm f8 s drsností $R_a = 1,6 \mu\text{m}$, jezdí vodič **8**. Trubka **5.9** je přivařena k trubce **5.3**, k pevnosti spoje přispívají žebra **5.10**.

Horní konec trubky **5.2** je opatřen dorazem **5.11**.

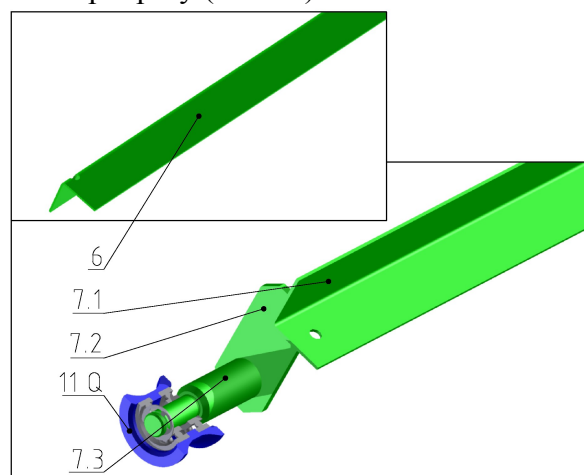


Obr. 20: Pojezd

4.6 Podpory

Přední podpora **6** je řešena jako jedna součást. Je tvořena profilem L, na jehož konci jsou zhotoveny díry pro uložení lan přední podpory.

Zadní podpora **7** sestává z profilu **7.1**, na jehož obou koncích jsou přivařeny desky **7.2**. K deskám jsou přivařeny osy **7.3**. Osy **7.3** jsou opatřeny čepy pro uložení kladek **11 Q** na dvou radiálních ložiskách 6202. Profil **7.1** má na obou koncích vyvrtány otvory pro průvlek a upevnění lan zadní podpory (obr. 21).



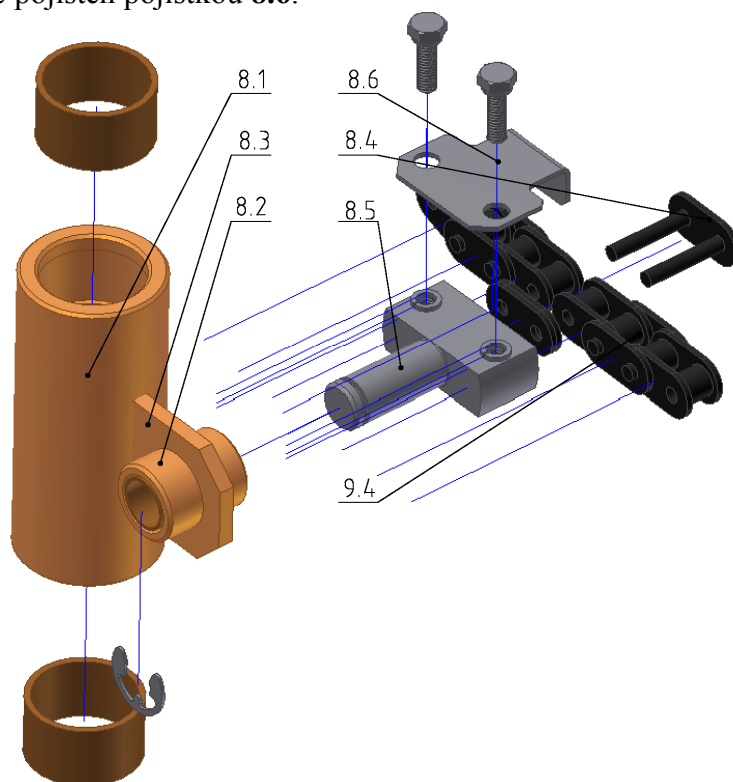
Obr. 21: Přední a zadní podpora



4.7 Vodič

Vodič **8** (obr. 22) tvoří dvě trubky **8.1** a **8.2** a deska **8.3**. Vnitřní válcová stěna trubky **8.1** je opatřena osazeními z důvodu axiálního zajištění dvou kluzných pouzder SKF PRM323620, které jsou uloženy v místech o průměrech 36 mm H9 s drsností $R_a = 1,6 \mu\text{m}$. Podle [17, s. 15] to sice nevyhovuje požadavkům uložení, ale vzhledem k tomu, že předpokládám nízké namáhání pouzder a relativní pohyb mezi takto obroběnými plochami a vnějšími válcovými plochami pouzder je nulový, je možno tuto variantu použít. Protože kluzná pouzdra jsou vyrobena ze svinutého bronzového pásu, je zaručena i smontovatelnost.

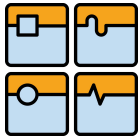
V průchozím otvoru desky **8.3** je uložena trubka **8.2**, jejíž vnitřní plocha s průměrem 17 mm H8 s drsností $R_a = 1,6 \mu\text{m}$ je uzpůsobena k uložení dvou kluzných pouzder SKF PRM151715. V pouzdech je uložen čep uložení spojovacího článku řetězu **8.5**. Uložení spojovacího článku řetězu **8.5** je na čele opatřeno dvěma děrami o průměru 5,5 mm s roztečí 15,875 mm. Do těchto děr jsou při montáži vloženy čepy spojovacího článku řetězu **8.4**; spojení použitého jednočlánekového řetězu **9.4** zajišťuje spojovací článek řetězu **8.4** pro dvouřadé řetězy, přičemž část čepů spojovacího článku řetězu **8.4**, která přesahuje šířku řetězu **9.4**, je uložena právě v uložení spojovacího článku řetězu **8.5**. Spojovací článek řetězu **8.4** je axiálně pojištěn pojistkou **8.6**.



Obr. 22: Detail jednotlivých součástí vodiče

4.8 Dopravník

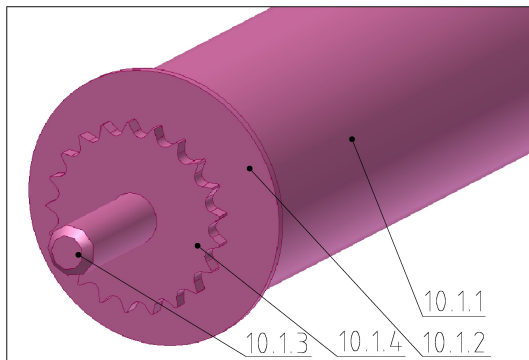
Dopravník **10** sestává z hnacího bubnu **10.1** (obr. 23), hnaného bubnu **10.2** (obr. 24) a pásu **10.3** (obr. 14). Hnací buben **10.1** dále sestává z bubnu **10.1.1**, dvou bočnic **10.1.2**, hřídele **10.1.3**, tvořící osu hnacího bubnu a řetězového kola (10 B-21) **10.1.4** pro jeho pohon. Hnací buben **10.1** je řešen jako svarek, funkční šířka bubnu 2400 mm je navržena pro případ úpravy výrobní linky na maximální možný počet řad rohoží (při transportu



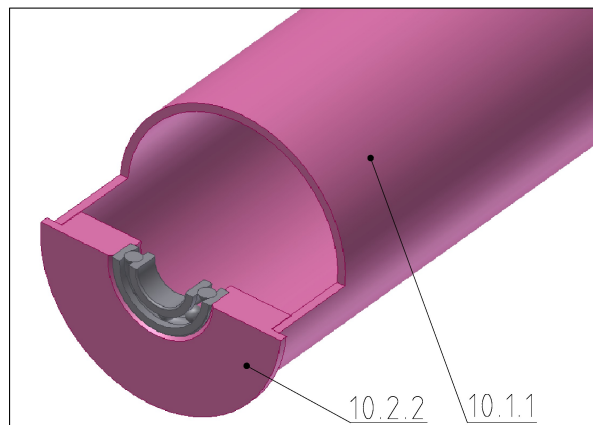
z výrobní linky) roven čtyřem. Hřídel hnacího bubnu je uložena v ložiskových tělesech SKF SYK30TF [18] na základně 1.

Hnaný buben je tvořen bubnem 10.1.1, dvěma bočnicemi 10.2.2, přivařenými na koncích bubnu 10.1.1, a osou 10.2.3. V bočnicích 10.2.2 jsou uložena ložiska 6202, umožňující rotaci bubnu 10.1.1 na ose 10.2.3. Osa 10.2.3 je upeněna maticemi M20 k profilům 1.11. Hnaný buben je axiálně zajištěn distančními kroužky 10.2.4 a 10.2.5.

Pás 10.3 má šířku 2000 mm a jeho tloušťka je zhruba 5 mm.



Obr. 23: Hnací buben



Obr. 24: Hnaný buben

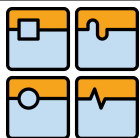
Volba typu a rozměrů svarů u svarových sestav závisí na geometrii rozhraní svařovaných součástí a velikosti namáhání. V 3D modelu jsem u všech svarů použil koutový svar velikosti 3 mm. Pokus vytvořit svarovou housenku na rozhraní trubek stejného průměru v aplikaci Inventor 2011 selhal (narozdíl od verze 2008, kde tvorba svarů v uvedeném případě funguje bezproblémově). Takovéto svary proto na 3D modelu nejsou vytvořeny.

Při návrhu manipulačního zařízení na stohování rohoží je nezbytné pamatovat na ochranu proti korozi. Součásti a svarové sestavy, náchylné na korozi budou před montáží pozinkovány.

Lana budou upevněna pomocí plochých lanových svorek podle obr. 25.



Obr. 25: Plochá lanová svorka [3]



5 Výpočet

Cílem výpočtu je stanovit potřebnou hnací sílu manipulačního zařízení a zkontrolovat, zda navržené řešení je dostatečně pevnostně dimenzováno. Předmětem kontroly jsou součásti prutového charakteru, namáhané především na ohyb a krut, valivá ložiska, kluzná pouzdra, svary, tah v lanech, řetězová kola a dopravník. Z důvodu poměrně velké náročnosti výpočtů se omezím pouze na kontrolu valivých ložisek, kluzných pouzder, zkontroluji tah v lanech a nejvíce namáhané součásti prutového charakteru. Ostatní výpočty ponechám na případném budoucím pokračování na návrhu manipulačního zařízení na stohování konopných izolačních rohoží.

K tomu, aby bylo možno provést kontrolní výpočet, je zapotřebí stanovit otáčky ložisek při provozu manipulačního zařízení z důvodu výpočtu trvanlivosti ložisek. Otáčky ložisek budou stanoveny na základě kinematického rozboru. K provedení kontroly všech vyjmenovaných součástí je zapotřebí stanovit silová zatížení (síly, momenty) ve vazbách. Toto stanovím statickým rozбором. Parametry používané při statickém rozboru určím v předběžném výpočtu.

5.1 Předběžný výpočet

Cílem předběžného výpočtu je určit některé síly, které vstupují statického rozboru. Jedná se především o tíhové síly jezdce, pojezdu, rohoží. Zatímco velikost tíhových sil pojezdu a jezdce si zjistím přímo v programu Autodesk Inventor Professional 2011, stejně tak i jejich působíště (těžiště), hmotnost rohoží [6] je nutné stanovit podle vztahu

$$m_{\text{rohože}} = \rho_{\text{rohože}} \cdot L_{\text{rohože}} \cdot B_{\text{rohože}} \cdot t_{\text{rohože}} \cdot 10^{-9} = 36 \cdot 1200 \cdot 600 \cdot 180 \cdot 10^{-9} = 4,67 \quad (1)$$
$$\underline{m_{\text{rohože}} = 4,67 \text{ kg}}$$

Pak tíhová síla rohoží v mechanismu

$$F_{gr} = \frac{3}{2} \cdot m_{\text{rohože}} \cdot g = \frac{3}{2} \cdot 4,67 \cdot 9,81 = 68,7 \quad (2)$$

$$\underline{F_{gr} = 68,7 \text{ N}}$$

5.2 Kinematický rozbor

Otáčky všech ložisek, aplikovaných v návrhu manipulačního zařízení, se neustále mění v závislosti na aktuální poloze jezdce. Proto je nutné odhadnout, která ložiska budou nejvíce namáhaná. Problém je v tom, že ložisko dosahující nejvyšší hodnoty otáček nemusí být nejvíce zatíženo. Zjištění namáhání každého ložiska zvláště je výpočetně náročné. Protože cílem výpočtu je kontrola dimenzace, není důležité získat přesnou hodnotu trvanlivosti každého ložiska. Proto odhadnu ložisko, dosahující nejvyššího počtu otáček, u něhož stanovím počet cyklů při dané životnosti manipulačního zařízení a tuto hodnotu potom použiji pro výpočet životnosti nejvíce namáhaného ložiska bez ohledu na skutečnost, zda nejvíce namáhané ložisko dosahuje nejvyšších otáček či nikoliv.

Předpokládám, že ložiska dosahující nejvyšších otáček jsou ložiska v podpoře C. Pro tento předpoklad zavádím následující argument: Naprostou většinu doby provozu se jezdec pohybuje přímočarým pohybem buď ve vodorovném nebo svislém směru. Kladky



11 B a 11 C, odvalující se na vedeních pojezdu v šikmém směru pod úhlem 45° od osy „x“, což zaručuje delší dráhu než čistě vodorovný nebo svislý pohyb.

Při výpočtu je důležité vycházet z maximální rychlosti linky. Maximální rychlost výrobní linky je:

$$v_{max} = 12 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3)$$

Čas jednoho pracovního cyklu manipulátoru odpovídá času, při kterém urazí rohož vzdálenost rovnou její délce, a je roven:

$$t_{cykl} = \frac{L_{rohože}}{v_{max}} = \frac{1,2}{0,2} = 6 \quad (4)$$

$$\underline{t_{cykl} = 6 \text{ s}}$$

Dráha, kterou vykoná vodič **8** při jednom cyklu manipulátoru, je rovna délce řetězu **9.4**. Ke stanovení délky řetězu **9.4** je nutné určit průměr roztečné kružnice řetězových kol **9.1** a **9.3** a jejich osovou vzdálenost. Pro počet zubů řetězového kola $z_{řk} = 40$ při rozteči řetězových kol $p_{řk} = 9,875 \text{ mm}$ [13] je průměr roztečné kružnice řetězového kola roven:

$$d_{řk} = \frac{p_{řk}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_{řk}}\right)} = \frac{15,875}{\sin\left(\frac{180^\circ}{40}\right)} = 202,34 \quad (5)$$

$$\underline{d_{řk} = 202,34 \text{ mm}}$$

Vzdálenost os řetězových kol je podle konstrukčního návrhu $a_{řk} = 1850 \text{ mm}$.

Teoretická délka řetězu:

$$l_{řteor} = 2 \cdot a_{řk} + \pi \cdot d_{řk} = 2 \cdot 1850 + \pi \cdot 202,34 = 4335,67 \quad (6)$$

$$\underline{l_{řteor} = 4335,67 \text{ mm}}$$

Počet článků řetězu se stanoví na základě teoretické délky řetězu $l_{řteor}$ a rozteče řetězu (resp. řetězových kol) $p_{řk}$, přičemž získaný výsledek je nutné zaokrouhlit nahoru na celé (pokud možno sudé) číslo:

$$n_{ř} = \frac{l_{řteor}}{p_{řk}} = \frac{4335,67}{15,875} = 273,11 \rightarrow n_{ř} = 274 \quad (7)$$

$$\underline{n_{ř} = 274}$$

Pak délka řetězu:

$$l_{ř} = n_{ř} \cdot p_{řk} = 274 \cdot 15,875 = 4349,75 \quad (8)$$

$$\underline{l_{ř} = 4349,75 \text{ mm}}$$

Rychlost vodiče se stanoví z délky řetězu a času jednoho cyklu:

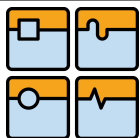
$$v_{vod} = \frac{l_{ř}}{t_{cykl}} = \frac{4349,75 \cdot 10^{-3}}{6} = 0,725 \quad (9)$$

$$\underline{v_{vod} = 0,725 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Z rychlosti vodiče se stanoví maximální obvodová rychlost kladky **11 C**:

$$v_C = \frac{v_{vod}}{\cos 45^\circ} = \frac{0,725}{\cos 45^\circ} = 1,025 \quad (10)$$

$$\underline{v_C = 1,025 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$



Z konstrukčního návrhu lze zjistit průměr kladky $d_{kl} = 40$ mm. Požadovaná životnost manipulačního zařízení je $L_{mz} = 10$ let, což při dvousměnném osmihodinovém provozu dává

$$L_{Mz} = 10 \cdot 365 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 3600 = 2,102 \cdot 10^8 \quad (11)$$

$$\underline{L_{Mz} = 2,102 \cdot 10^8 \text{ s}}$$

Z daných parametrů se určí počet cyklů ložiska:

$$L_C = \frac{v_C \cdot L_{mz}}{\pi \cdot d_{kl} \cdot 10^{-3}} = \frac{1,025 \cdot 2,102 \cdot 10^8}{\pi \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 1,714 \cdot 10^9 \quad (12)$$

$$\underline{L_C = 1,714 \cdot 10^9}$$

5.3 Statický rozbor

Jak již bylo napsáno výše, cílem statického rozboru je stanovit zatížení ve vazbách. Vazby jsou zakresleny v příloze 7. Charakteristika vazeb je následující:

Vazby A, B, C, J, K, L, M, Q lze podle přístupu NNTN charakterizovat jako vazby obecné, i když de - facto obsahují dvě vazby, a to rotační (uložení ložisek) a obecnou (uložení kladek na vedeních). Protože díky přítomnosti tečné síly mezi vedeními a kladkami dochází vždy u všech kladek k odvalování, je možné považovat tyto 2 vazby za jednu obecnou se zanedbáním tření. Čili odebírají jeden stupeň volnosti s tím, že kladky nejsou považovány za členy mechanismu. Vazby O, P, p, S, X, Z jsou obecné vazby (respektive vazby v lanech). Vazby D, E, G, H, I, R, T a W jsou rotační vazby, odebírají 2 stupně volnosti. Vazba N je posuvná a odebírá 2 stupně volnosti.

Manipulační zařízení jako mechanismus bylo rozděleno na 13 komponent, a sice na základnu **1**, jezdec **2** (spolu s předními držáky **2.2** a **2.3** a zadními držáky **2.4** a **2.5**), přední rameno **3**, lanovnice **4.1** až **4.4**, pojezd **5**, přední podporu **6**, zadní podporu **7**, smykadlo **8**, svařenec řetězových kol **9.1** a **9.2** (pozice **9**) a řetězové kolo **9.3**. Pokud budu uvažovat komponenty jako prostorová tělesa, je k vyřešení reakcí v mechanismu zapotřebí 78 rovnic o stejném počtu neznámých (součin 13 komponent a 6 stupňů volnosti, které má každé těleso v prostoru). Proto jsem většinu součástí transformoval na plošné objekty. Jediný jezdec **5** je nutné řešit jako prostorové těleso, protože zatížení ve vazbách vyvolávají momenty ve všech třech osách „x“, „y“ a „z.“ Stejně tak přední rameno **3** je nutné řešit jako prostorové těleso, protože zde vznikají momenty ve dvou osách. Přesto jsem přední rameno transformoval na plošný objekt se zanedbáním momentu v ose „x.“ V podkapitole 5.4 Kontrolní výpočet budu uvažovat i moment v ose „x“, protože je to nezbytné pro stanovení namáhání čepu, na kterém je přední rameno **3** uloženo. Lanovnice **4.1** až **4.4** budu řešit jako těleso se dvěma stupni volnosti za předpokladu nulového výsledného momentu (v ose „z“). K tomu přizpůsobuji i počet neznámých. U zadní podpory **7** předpokládám centrální silovou soustavu (nositelky sil se protínají v jednom bodě), takže zde nevzniká moment a statickou rovnováhu je možné vyjádřit 2 rovnicemi. U komponent přední podpory **6** a vodič **8** předpokládám existenci sil na jedné nositelce, takže síly, působící v jednom směru, ani netvoří moment, čili je zde možné uvažovat pouze 1 rovnici statické rovnováhy.

Při statickém rozboru je potřebné pamatovat na to, že zatížení v podporách se mění s polohou jezdce **2**. Proto jsem zavedl **5** různých poloh (příloha 6), kde předpokládám největší zatížení v určitých vazbách. U komponent s hmotností menší než 5 kg zanedbávám působení tíhových sil.



V poloze 1 lze předpokládat největší zatížení většiny vazeb, přičemž ne všechny vazby jsou zde funkční. Mezi nefunkční vazby patří vazba A, X nebo Z. Ukázalo se, že silová reakce ve vazbě C musí působit svisle, aby došlo k vygenerování dostatečně velké síly $F_{PŘP}$. S touto skutečností je nutné počítat při výrobě. Vyjádření reakcí ve vazbách je na obrázku v příloze 8. Mechanismus je v poloze 1 popsán 28 rovnicemi:

Rovnice statické rovnováhy pro jezdec 2:

$$F_{x12} \cdot F_{B1} \cdot \cos 45^\circ - F_{Dx1} - F_{Gx1} + F_{Ix1} = 0 \quad (13)$$

$$F_{y12} \cdot F_{B1} \cdot \sin 45^\circ + F_{Dy1} - F_{Gy1} - F_{Hy1} + F_{Ly1} + F_{PŘP} + F_{PŘZ} - F_{gr} - F_{g2} = 0 \quad (14)$$

$$M_{BZ12} \cdot F_{Dy1} \cdot 700 + F_{Dx1} \cdot 57 - F_{Gy1} \cdot 800 + F_{Gx1} \cdot 187 - F_{Ix1} \cdot 80 + F_{PŘP} \cdot 800 - F_{PŘZ} \cdot 250 - F_{gr} \cdot 300 - F_{g2} \cdot 344,5 = 0 \quad (15)$$

Rovnice statické rovnováhy pro přední rameno 3:

$$F_{x13} \cdot F_{Dx1} - F_{Ex1} - F_{O1} \cdot \cos 5,7^\circ = 0 \quad (16)$$

$$F_{y13} \cdot F_{Cl} - F_{Dy1} - F_{Ey1} - F_{O1} \cdot \sin 5,7^\circ = 0 \quad (17)$$

$$M_{Cz13} \cdot -F_{Dx1} \cdot 57 - F_{Dy1} \cdot 100 + F_{Ex1} \cdot 114 - F_{Ey1} \cdot 200 + F_{O1} \cdot \cos 5,7^\circ \cdot 114 - F_{O1} \cdot \sin 5,7^\circ \cdot 200 = 0 \quad (18)$$

Rovnice statické rovnováhy pro lanovnici 4.1:

$$F_{x14.1} \cdot -F_{P1} \cdot \cos 28^\circ + 2 \cdot F_{p1} = 0 \quad (19)$$

$$F_{y14.1} \cdot -F_{P1} \cdot \sin 28^\circ + F_{Hy1} = 0 \quad (20)$$

Rovnice statické rovnováhy pro lanovnici 4.2:

$$F_{x14.2} \cdot F_{O1} \cdot \cos 7,3^\circ + F_{O1} \cdot \cos 5,7^\circ - F_{Ix1} = 0 \quad (21)$$

$$F_{y14.2} \cdot F_{O1} \cdot \sin 7,3^\circ + F_{O1} \cdot \sin 5,7^\circ - F_{Ly1} = 0 \quad (22)$$

Rovnice statické rovnováhy pro lanovnici 4.3:

$$F_{x14.3} \cdot -F_{O1} \cdot \cos 7,3^\circ + F_{Gx1} = 0 \quad (23)$$

$$F_{y14.3} \cdot -F_{O1} - F_{O1} \cdot \sin 7,3^\circ + F_{Gy1} = 0 \quad (24)$$

Rovnice statické rovnováhy pro lanovnici 4.4:

$$F_{x14.4} \cdot -2 \cdot F_{P1} + F_{Ex1} = 0 \quad (25)$$

$$F_{y14.4} \cdot F_{Ey1} = 0 \quad (26)$$

Rovnice statické rovnováhy pro pojezd 5:

$$F_{x15} \cdot -F_{B1} \cdot \cos 45^\circ + F_{N1} = 0 \quad (27)$$

$$F_{y15} \cdot -F_{B1} \cdot \sin 45^\circ - F_{C1} + F_{Jy1} + F_{Ly1} - F_{g5} = 0 \quad (28)$$

$$F_{z15} \cdot -F_{Mz1} + F_{Jz1} + F_{Lz1} = 0 \quad (29)$$

$$M_{Lx15} \cdot F_{B1} \cdot \sin 45^\circ \cdot 75 + F_{C1} \cdot 75 - F_{Mz1} \cdot 171 = 0 \quad (30)$$

$$M_{Ly15} \cdot F_{N1} \cdot 105 - F_{Jz1} \cdot 600 = 0 \quad (31)$$

$$M_{Oz15} \cdot -F_{B1} \cdot \sin 45^\circ \cdot 586 + F_{B1} \cdot \cos 45^\circ \cdot 448 - F_{C1} \cdot 1201 + F_{Jy1} \cdot 380 + F_{Ly1} \cdot 980 - F_{N1} \cdot 31 - F_{g5} \cdot 646 = 0 \quad (32)$$

Rovnice statické rovnováhy pro přední podporu 6:

$$F_{y16} \cdot -F_{PŘP} + F_{O1} = 0 \quad (33)$$

Rovnice statické rovnováhy pro zadní podporu 7:

$$F_{x17} \cdot -F_{O1} + F_{P1} \cdot \cos 28^\circ = 0 \quad (34)$$



$$F_{y17}: -F_{PŘZ} + F_{PI} \cdot \sin 28^\circ = 0 \quad (35)$$

Rovnice statické rovnováhy pro vodič 8:

$$F_{x18}: -F_{NI} + F_{RI} = 0 \quad (36)$$

Rovnice statické rovnováhy pro řetězová kola 9:

$$F_{x19}: F_{RI} + F_{Tx1} = 0 \quad (37)$$

$$F_{y19}: F_{Ty1} = 0 \quad (38)$$

$$M_{Tz19}: -M_{HN1} + \frac{F_{RI} \cdot 202,34}{2} = 0 \quad (39)$$

Rovnice statické rovnováhy pro řetězové kolo 9.3:

$$F_{x19.3}: -2 \cdot F_{RI} + F_{W1} = 0 \quad (40)$$

Tato soustava je v příloze 6E řešena pomocí maticového počtu. Výsledné hodnoty reakcí a ostatních zatížení jsou uvedeny v tabulce 1 (hodnoty zaokrouhleny na celá čísla).

Tab. 1: Hodnoty reakcí ve vazbách a ostatních zatížení v poloze 1

Silové zatížení	F_{B1} [N]	F_{C1} [N]	F_{Dx1} [N]	F_{Dy1} [N]	F_{Ex1} [N]	F_{Ey1} [N]	F_{Gx1} [N]
Hodnota	196	241	484	207	139	0	344
Silové zatížení	F_{Gy1} [N]	F_{Hy1} [N]	F_{Ix1} [N]	F_{Iy1} [N]	F_{Jy1} [N]	F_{Jz1} [N]	F_{Ly1} [N]
Hodnota	391	74	689	78	157	24	337
Silové zatížení	F_{Lz1} [N]	F_{Mz1} [N]	F_{N1} [N]	F_{O1} [N]	F_{P1} [N]	F_{p1} [N]	F_{Q1} [N]
Hodnota	142	167	139	347	157	69	139
Silové zatížení	F_{R1} [N]	F_{Tx1} [N]	F_{Ty1} [N]	F_{W1} [N]	$F_{PŘZ}$ [N]	M_{HN1} [Nmm]	$F_{PŘP}$ [N]
Hodnota	139	-139	0	278	74	14 044	347

V poloze 2 lze předpokládat největší zatížení vazeb B, N, R. Vyjádření reakcí ve vazbách je v příloze 9. Řešená část mechanismu je v poloze 2 popsána 16 rovnicemi:

Rovnice statické rovnováhy pro jezdec 2:

$$F_{x22}: F_{A2} - F_{B2} \cdot \cos 45^\circ - F_{Dx2} + F_{Z2} \cdot \cos 7,2^\circ = 0 \quad (41)$$

$$F_{y22}: F_{B2} \cdot \sin 45^\circ + F_{Dy2} + F_{Z2} \cdot \sin 7,2^\circ - F_{g2} + F_{tah} = 0 \quad (42)$$

$$M_{Az22}: F_{B2} \cdot \sin 45^\circ \cdot 195 + F_{B2} \cdot \cos 45^\circ \cdot 45 + F_{Dy2} \cdot 864 + F_{Dx2} \cdot 258 - F_{Z2} \cdot \cos 7,2^\circ \cdot 123 + F_{Z2} \cdot \sin 7,2^\circ \cdot 177 + F_{tah} \cdot 462 - F_{g2} \cdot 517 = 0 \quad (43)$$

Rovnice statické rovnováhy pro přední rameno 3:

$$F_{x23}: F_{Dx2} - F_{C2} \cdot \cos 45^\circ - F_{Z2} \cdot \cos 7,2^\circ = 0 \quad (44)$$

$$F_{y23}: F_{C2} \cdot \sin 45^\circ - F_{Dy2} - F_{Z2} \cdot \sin 7,2^\circ = 0 \quad (45)$$

$$M_{Cz23}: F_{Dy2} \cdot 110 - F_{Dx2} \cdot 34 = 0 \quad (46)$$



Rovnice statické rovnováhy pro pojezd 5:

$$F_{x25} : F_{B2} \cdot \cos 45^\circ + F_{C2} \cdot \cos 45^\circ - F_{N2} = 0 \quad (47)$$

$$F_{y25} : -F_{B2} \cdot \sin 45^\circ - F_{C2} \cdot \sin 45^\circ + F_{Jy2} + F_{Ly2} - F_{g5} = 0 \quad (48)$$

$$F_{z25} : -F_{Mz2} + F_{Jz2} + F_{Lz2} = 0 \quad (49)$$

$$M_{Lx25} : F_{B2} \cdot \sin 45^\circ \cdot 75 + F_{C2} \cdot \sin 45^\circ \cdot 75 - F_{Mz2} \cdot 171 = 0 \quad (50)$$

$$M_{Ly25} : F_{N2} \cdot 105 - F_{Jz2} \cdot 600 = 0 \quad (51)$$

$$M_{Oz25} : -F_{B2} \cdot \sin 45^\circ \cdot 309 + F_{B2} \cdot \cos 45^\circ \cdot 245 - F_{C2} \cdot \sin 45^\circ \cdot 1089 - F_{C2} \cdot \cos 45^\circ \cdot 425 + F_{Jy2} \cdot 380 + F_{Ly2} \cdot 980 - F_{N2} \cdot 171 - F_{g5} \cdot 669 = 0 \quad (52)$$

Rovnice statické rovnováhy pro vodič 8:

$$F_{x28} : F_{N2} - F_{R2} = 0 \quad (53)$$

Rovnice statické rovnováhy pro řetězová kola 9:

$$F_{x29} : F_{R2} + F_{Tx2} = 0 \quad (54)$$

$$F_{y29} : F_{Ty2} = 0 \quad (55)$$

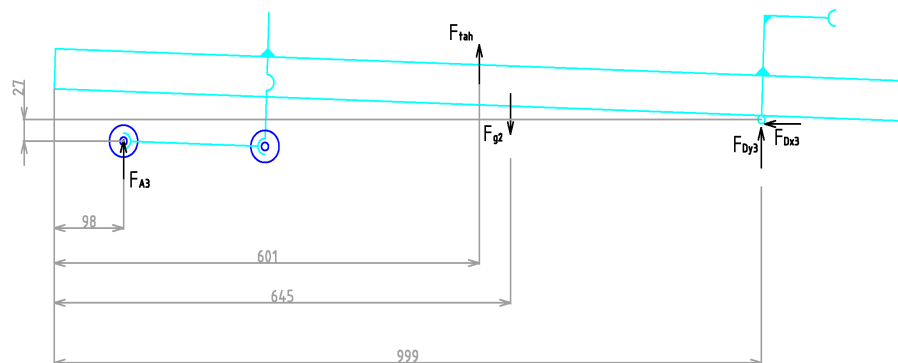
$$M_{Tz29} : -M_{HN2} - \frac{F_{R2} \cdot 202,34}{2} = 0 \quad (56)$$

Soustava je v příloze řešena pomocí maticového počtu. Výsledné hodnoty reakcí a ostatních zatížení (konkrétně hnacího momentu) jsou uvedeny v tabulce 2.

Tab. 2: Hodnoty reakcí ve vazbách a ostatních zatížení v poloze 2

Silové zatížení	F_{A2} [N]	F_{B2} [N]	F_{C2} [N]	F_{Dx2} [N]	F_{Dy2} [N]	F_{Jy2} [N]	F_{Jz2} [N]
Hodnota	161	157	71	231	27	42	28
Silové zatížení	F_{Ly2} [N]	F_{Lz2} [N]	F_{Mz2} [N]	F_{N2} [N]	F_{R2} [N]	F_{Tx2} [N]	F_{Ty2} [N]
Hodnota	233	43	71	161	161	-161	0
Silové zatížení	F_{Z2} [N]	M_{HN2} [Nmm]					
Hodnota	182	-16 335					

Polohu 3 jsem zavedl kvůli stanovení velikosti zatížení ve vazbě A, protože toto zatížení způsobuje kombinaci namáhání (ohyb + krut) v tyči 2.4.3.



Obr. 26: Grafické vyjádření reakcí ve vazbách v poloze 3



Řešená část mechanismu je v poloze 3 popsána 3 rovnicemi:

Rovnice statické rovnováhy pro jezdec 2:

$$F_{x32} : -F_{Dx3} = 0 \quad (57)$$

$$F_{y32} : F_{A3} + F_{Dy3} - F_{g2} + F_{tah} = 0 \quad (58)$$

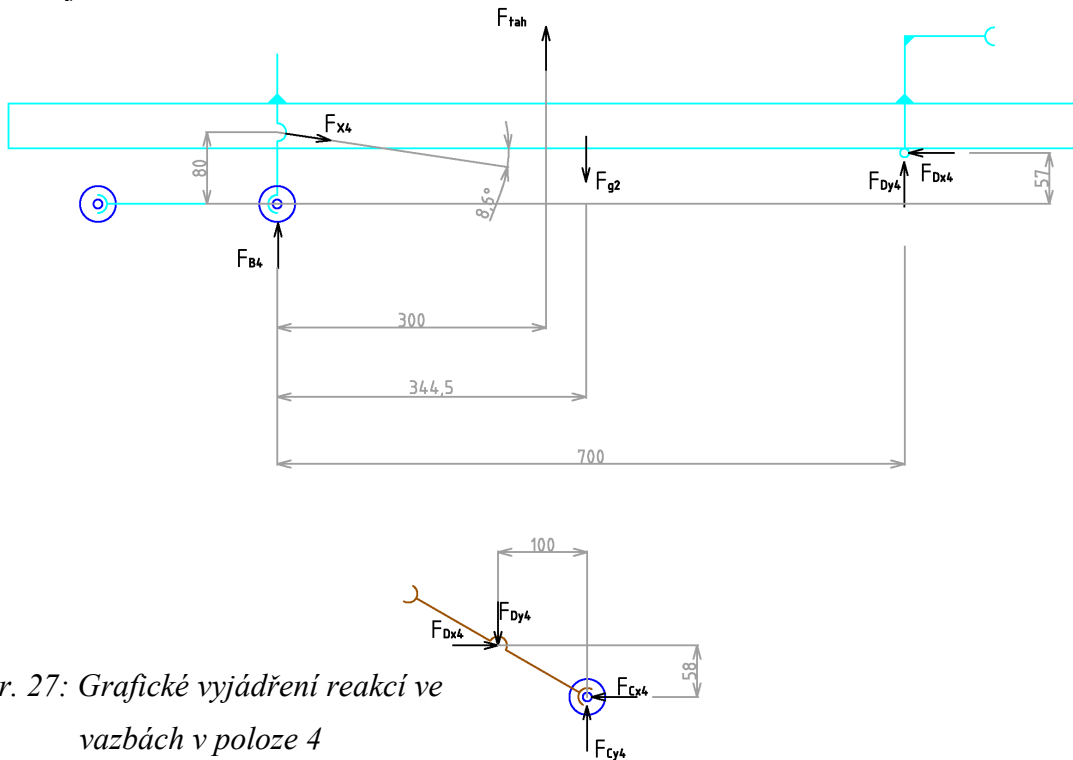
$$M_{0z32} : F_{A3} \cdot 98 + F_{Dy3} \cdot 999 + F_{tah} \cdot 601 - F_{g2} \cdot 645 = 0 \quad (59)$$

Soustava je v příloze řešena pomocí maticového počtu. Výsledné hodnoty reakcí jsou uvedeny v tabulce 3.

Tab. 3: Hodnoty reakcí e vazbách v poloze 3

Silové zatížení	F_{A3} [N]	F_{Dx3} [N]	F_{Dy3} [N]
Hodnota	56	0	105

V poloze 4 je charakteristické velké zatížení ve vazbě C. Vazba C v tomto případě odebírá 2 stupně volnosti, proto jsem zavedl reakční síly F_{Cx} a F_{Cy} . Vyjádření reakcí ve vazbách je na obrázku 27.



Obr. 27: Grafické vyjádření reakcí ve vazbách v poloze 4

Řešená část mechanismu je v poloze 4 popsána 6 rovnicemi:

Rovnice statické rovnováhy pro jezdec 2:

$$F_{x42} : -F_{Dx4} + F_{x4} \cdot \cos 8,6^\circ = 0 \quad (60)$$

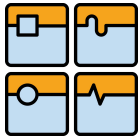
$$F_{y42} : F_{B4} - F_{Dy4} - F_{x4} \cdot \sin 8,6^\circ - F_{g2} + F_{tah} = 0 \quad (61)$$

$$M_{Bz42} : F_{Dx} \cdot 57 + F_{Dy} \cdot 700 - F_{x4} \cdot \cos 8,6^\circ \cdot 80 - F_{g2} \cdot 344,5 + F_{tah} \cdot 300 = 0 \quad (62)$$

Rovnice statické rovnováhy pro přední rameno 3:

$$F_{x43} : F_{Dx4} - F_{Cx4} = 0 \quad (63)$$

$$F_{y43} : F_{Cy4} - F_{Dy4} = 0 \quad (64)$$



$$M_{Cz43} : -F_{Dx4} \cdot 58 + F_{Dy4} \cdot 100 = 0 \quad (65)$$

Soustava je v příloze řešena pomocí maticového počtu. Výsledné hodnoty reakcí jsou uvedeny v tabulce 4.

Tab. 4: Hodnoty reakcí ve vazbách v poloze 4

Silové zatížení	F_{B4} [N]	F_{Cx4} [N]	F_{Cy4} [N]	F_{Dx4} [N]	F_{Dy4} [N]	F_{X4} [N]
Hodnota	191	280	162	280	162	283

Poloha 5 je charakteristická tím, že je zde možnost existence funkčnosti vazby K. V ostatních polohách je vazba nefunkční, zde existuje velká pravděpodobnost, že se pojezd 5 opře právě o kladku 11 K. V tom případě dojde ke zrušení funkčnosti vazby J. Vyjádření reakcí ve vazbách je v příloze 10. Řešená část mechanismu je v poloze 5 popsána 20 rovnicemi:

Rovnice statické rovnováhy pro jezdec 2:

$$F_{x52} : -F_{Dx5} - F_{Gx5} + F_{Hx5} + F_{Ix5} + F_{O5} \cdot \cos 5,7^\circ = 0 \quad (66)$$

$$F_{y52} : F_{B5} + F_{Dy5} - F_{Gy5} - F_{Hy5} + F_{Ly5} + F_{O5} \cdot (1 + \cos 5,7^\circ) - F_{g2} - F_{gr} = 0 \quad (67)$$

$$M_{Bz52} : F_{Dx5} \cdot 57 + F_{Dy5} \cdot 700 - F_{Hx5} \cdot 80 - F_{Ix5} \cdot 80 - F_{O5} \cdot (\cos 5,7^\circ \cdot 80 + 850) - F_{g2} \cdot 344,5 - F_{gr} \cdot 300 + F_{Gx5} \cdot 187 + F_{Gy5} \cdot 800 = 0 \quad (68)$$

Rovnice statické rovnováhy pro přední rameno 3:

$$F_{x53} : F_{Dx5} - F_{Ex5} - F_{O5} \cdot \cos 5,7^\circ = 0 \quad (69)$$

$$F_{y53} : F_{C5} - F_{Dy5} - F_{Ey5} - F_{O5} \cdot \sin 5,7^\circ = 0 \quad (70)$$

$$M_{Cz53} : -F_{Dx5} \cdot 57 - F_{Dy5} \cdot 100 + F_{Ex5} \cdot 114 - F_{Ey5} \cdot 200 + F_{O5} \cdot \cos 5,7^\circ \cdot 114 - F_{O5} \cdot \sin 5,7^\circ \cdot 200 = 0 \quad (71)$$

Rovnice statické rovnováhy pro lanovnici 4.1:

$$F_{x54.1} : -F_{Hx5} + 2 \cdot F_{p5} = 0 \quad (72)$$

$$F_{y54.1} : F_{Hy5} = 0 \quad (73)$$

Rovnice statické rovnováhy pro lanovnici 4.2:

$$F_{x54.2} : F_{O5} \cdot \cos 7,3^\circ + F_{O5} \cdot \cos 5,7^\circ - F_{Ix5} = 0 \quad (74)$$

$$F_{y54.2} : F_{O5} \cdot \sin 7,3^\circ + F_{O5} \cdot \sin 5,7^\circ - F_{Ly5} = 0 \quad (75)$$

Rovnice statické rovnováhy pro lanovnici 4.3:

$$F_{x54.3} : -F_{O5} \cdot \cos 7,3^\circ + F_{Gx5} = 0 \quad (76)$$

$$F_{y54.3} : -F_{O5} - F_{O5} \cdot \sin 7,3^\circ + F_{Gy5} = 0 \quad (77)$$

Rovnice statické rovnováhy pro lanovnici 4.4:

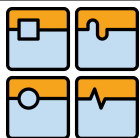
$$F_{x54.4} : -2 \cdot F_{p5} + F_{Ex5} = 0 \quad (78)$$

$$F_{y54.4} : F_{Ey5} = 0 \quad (79)$$

Rovnice statické rovnováhy pro pojezd 5:

$$F_{x55} : F_{N5} = 0 \quad (80)$$

$$F_{y55} : -F_{B5} - F_{C5} - F_{Ky5} + F_{Ly5} - F_{g5} = 0 \quad (81)$$



$$F_{z55} \cdot -F_{Mz5} + F_{Kz5} + F_{Lz5} = 0 \quad (82)$$

$$M_{Lx55} \cdot F_{B5} \cdot 75 + F_{C5} \cdot 75 - F_{Mz5} \cdot 171 + F_{Kz5} \cdot 42 = 0 \quad (83)$$

$$M_{Ky55} \cdot -F_{N5} \cdot 105 + F_{Lz5} \cdot 430 = 0 \quad (85)$$

$$M_{Oz55} \cdot -F_{B5} \cdot 800 - F_{C5} \cdot 1399 - F_{Ky5} \cdot 550 + F_{Ly5} \cdot 980 - F_{N5} \cdot 31 - F_{g5} \cdot 669 = 0 \quad (86)$$

Soustava je v příloze řešena pomocí maticového počtu. Výsledné hodnoty reakcí jsou uvedeny v tabulce 5.

Tab. 5: Hodnoty reakcí ve vazbách v poloze 5

Silové zatížení	F_{B5} [N]	F_{C5} [N]	F_{Dx5} [N]	F_{Dy5} [N]	F_{Ex5} [N]	F_{Ey5} [N]	F_{Gx5} [N]
Hodnota	242	50	88	50	88	0	0
Silové zatížení	F_{Gy5} [N]	F_{Hx5} [N]	F_{Hy5} [N]	F_{Ix5} [N]	F_{Iy5} [N]	F_{Ky5} [N]	F_{Kz5} [N]
Hodnota	-88	88	0	0	0	-135	170
Silové zatížení	F_{Ly5} [N]	F_{Lz5} [N]	F_{Mz5} [N]	F_{N5} [N]	F_{O5} [N]	F_{p5} [N]	
Hodnota	271	0	170	0	0	44	

Z tabulky 5 vyplývá, že vazba K není funkční a je tedy nutné provést výpočet znovu. Změna se projeví u rovnic statické rovnováhy pojezdu 5:

$$F_{y55} \cdot -F_{B5} - F_{C5} + F_{Jy5} + F_{Ly5} - F_{g5} = 0 \quad (87)$$

$$F_{z55} \cdot -F_{Mz5} + F_{Jz5} + F_{Lz5} = 0 \quad (88)$$

$$M_{Lx55} \cdot F_{B5} \cdot 75 + F_{C5} \cdot 75 - F_{Mz5} \cdot 171 = 0 \quad (89)$$

$$M_{Ky55} \cdot -F_{N5} \cdot 105 + F_{Lz5} \cdot 430 - F_{Jz5} \cdot 170 = 0 \quad (90)$$

$$M_{Oz55} \cdot -F_{B5} \cdot 800 - F_{C5} \cdot 1399 + F_{Jy5} \cdot 380 + F_{Ly5} \cdot 980 - F_{N5} \cdot 31 - F_{g5} \cdot 669 = 0 \quad (91)$$

Výsledné hodnoty reakcí upraveného výpočtu jsou uvedeny v tabulce 6.

Tab. 6: Hodnoty reakcí ve vazbách v poloze 5

Silové zatížení	F_{B5} [N]	F_{C5} [N]	F_{Dx5} [N]	F_{Dy5} [N]	F_{Ex5} [N]	F_{Ey5} [N]	F_{Gx5} [N]
Hodnota	242	50	88	50	88	0	0
Silové zatížení	F_{Gy5} [N]	F_{Hx5} [N]	F_{Hy5} [N]	F_{Ix5} [N]	F_{Iy5} [N]	F_{Jy5} [N]	F_{Jz5} [N]
Hodnota	-88	88	0	0	0	101	92
Silové zatížení	F_{Ly5} [N]	F_{Lz5} [N]	F_{Mz5} [N]	F_{N5} [N]	F_{O5} [N]	F_{p5} [N]	
Hodnota	305	36	128	0	0	44	

Z tabulky vyplývá, že většina vypočtených hodnot zatížení ve vazbách zůstala nezměněna, změnily se pouze hodnoty zatížení ve vazbách pojezdu 5.

Nyní je nutné stanovit maximální hodnoty zatížení ve vazbách. Toto lze řešit funkcí



$$F_{x\max} = \max F_{xi}, \quad (92)$$

kde x je označení vazby a i je číslo polohy. Výsledky vypočítané jsou v tabulce 7.

Tab. 7: Maximální hodnoty ve vazbách

Silové zatížení	$F_{A\max}$ [N]	$F_{B\max}$ [N]	$F_{C\max}$ [N]	$F_{Dx\max}$ [N]	$F_{Dy\max}$ [N]	$F_{Ex\max}$ [N]	$F_{Ey\max}$ [N]
Hodnota	161	241	324	484	207	139	0
Silové zatížení	$F_{Gx\max}$ [N]	$F_{Gy\max}$ [N]	$F_{Ix\max}$ [N]	$F_{Iy\max}$ [N]	$F_{Jy\max}$ [N]	$F_{Jz\max}$ [N]	$F_{Ly\max}$ [N]
Hodnota	344	391	689	78	157	92	337
Silové zatížení	$F_{Lz\max}$ [N]	$F_{Mz\max}$ [N]	$F_{Nx\max}$ [N]	$F_{Ox\max}$ [N]	$F_{Px\max}$ [N]	$F_{Py\max}$ [N]	$F_{Qx\max}$ [N]
Hodnota	142	167	161	347	157	69	139
Silové zatížení	$F_{Rx\max}$ [N]	$F_{Tx\max}$ [N]	$F_{Ty\max}$ [N]	$F_{Wx\max}$ [N]	$F_{Xx\max}$ [N]	$F_{Zx\max}$ [N]	
Hodnota	161	161	0	278	283	182	

Statický rozbor poskytuje i hodnoty dalších zatížení, především hnacího momentu $M_{HN\max}$, přítláčné síly přední podpory $F_{P\dot{R}P}$ a přítláčné síly zadní podpory $F_{P\dot{R}Z}$. Jejich maximální hodnoty poskytuje tabulka 8.

Tab. 8: Maximální hodnoty dalších zatížení

Silové zatížení	$M_{HN\max}$ [N]	$F_{P\dot{R}P\max}$ [N]	$F_{P\dot{R}Z\max}$ [N]	F_{tah} [N]
Hodnota	16 336	347	74	150

Z tažné síly lze získat hmotnost závaží:

$$m_{tah} = \frac{2 \cdot F_{tah}}{g} = \frac{2 \cdot 150}{9,81} = 31 \quad (93)$$

$$\underline{m_{tah} = 31 \text{ kg}}$$

5.4 Kontrolní výpočet

5.4.1 Volba ložisek

Typ ložisek pro uložení kladek **11** byl v konstrukčním návrhu volen 6202 2Z. Pro uložení kladek **11** byla volena 2 ložiska, aby se předešlo vzniku nežádoucích momentů při nepřesném vedení kladek na vedeních. U uložení kladek **11 J** a **11 L** zatížených i axiálně jsem zvolil jedno ložisko s kosoúhlým stykem 7202 AA a jedno ložisko 6202 2Z. Oba typy ložisek jsem zvolil od firmy Kinex. Při výběru výrobce zde sehrála roli především pořizovací cena ložiska. Parametry ložisek jsou následující:

Základní dynamická únosnost ložiska 6202: $C_{6202} = 7650 \text{ N [11]}$



Základní dynamická únosnost ložiska 7202: $C_{7202} = 8970 \text{ N}$ [12]

Protože při provozu budou vznikat rázy, volím součinitel nerovnoměrnosti chodu pro ložiska $a_f = 2$. Výpočet bude proveden pro standardní spolehlivost ložisek 90%. Dvojice ložisek 6202 se vyskytuje u vazeb A, B, C, K, M a Q. Vazbu K nebudu uvažovat, protože není funkční. Pak maximální zatížení jednoho radiálního ložiska se dá vyjádřit vztahem:

$$F_{rad6202} = \frac{1}{2} \cdot \max(F_{Amax}; F_{Bmax}; F_{Cmax}; F_{Mzmax}; F_{Qmax}) = \frac{1}{2} \cdot 324 = 162 \quad (94)$$

$$\underline{F_{rad6202} = 162 \text{ N}}$$

Životnost ložiska 6202 se určí vztahem:

$$L_{6202} = \left(\frac{C_{6202}}{a_f \cdot F_{rad6202}} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{7650}{2 \cdot 162} \right)^3 \cdot 10^6 = 1,32 \cdot 10^{10} \quad (95)$$

$$\underline{L_{6202} = 1,32 \cdot 10^{10}}$$

Porovnáním: $L_{6202} = 1,32 \cdot 10^{10} > L_C = 1,714 \cdot 10^9 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$

Vazby J a L jsou opatřeny jedním ložiskem 6202 a jedním ložiskem 7202. Maximální radiální zatížení na ložisko 7202 se stanoví pomocí vztahu:

$$F_{rad7202} = \frac{1}{2} \cdot \max(F_{Jymax}; F_{Lymax}) = \frac{1}{2} \cdot 337 = 168,5 \quad (96)$$

$$\underline{F_{rad7202} = 168,5 \text{ N}}$$

Maximální axiální zatížení na ložisko 7202 se stanoví pomocí vztahu:

$$F_{ax7202} = \max(F_{Jzmax}; F_{Lzmax}) = 142 \quad (97)$$

$$\underline{F_{ax7202} = 142 \text{ N}}$$

Podle [13, s. 508, tab. 3], pro úhel 25° , hodnota $e_{7202} = 0,68$. Poměr axiálního zatížení k radiálnímu zatížení:

$$\frac{F_{ax7202}}{F_{rad7202}} = \frac{142}{168,5} = 0,84 \quad (98)$$

Protože $\frac{F_{ax7202}}{F_{rad7202}} > e_{7202}$, pak podle [13, s. 508, tab. 3], $X_{7202} = 0,41$ a $Y_{7202} = 0,87$.

Dosazením hodnot do vztahu pro výpočet dynamického ekvivalentního zatížení:

$$P_{7202} = X_{7202} \cdot F_{rad7202} + Y_{7202} \cdot F_{ax7202} = 0,41 \cdot 168,5 + 0,87 \cdot 142 = 193 \quad (99)$$

$$\underline{P_{7202} = 193 \text{ N}}$$

Životnost ložiska 7202:

$$L_{7202} = \left(\frac{C_{7202}}{a_f \cdot P_{7202}} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{8970}{2 \cdot 193} \right)^3 \cdot 10^6 = 1,25 \cdot 10^{10} \quad (100)$$

$$\underline{L_{7202} = 1,25 \cdot 10^{10}}$$

Porovnáním: $L_{7202} = 1,25 \cdot 10^{10} > L_C = 1,714 \cdot 10^9 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$



5.4.2 Kontrola kluzných pouzder

Kluzná pouzdra jsou umístěna ve vazbách D, E, G, H, I, N, R. Maximální radiální síla působí ve vazbě I v poloze 1a stanoví se:

$$F_{I_{max}} = \sqrt{F_{IxI}^2 + F_{IyI}^2} = \sqrt{689^2 + 78^2} = 693 \quad (101)$$
$$\underline{F_{I_{max}} = 693 \text{ N}}$$

Průměr pouzdra $d_{kluz} = 20 \text{ mm}$ a délka kluzného pouzdra $l_{kluz} = 15 \text{ mm}$. Maximální kontaktní tlak se stanoví podle [16, s. 707, vztah 12-31]:

$$p_{kluzmax} = \frac{\frac{4}{\pi} \cdot F_{I_{max}}}{d_{kluz} \cdot l_{kluz}} = \frac{\frac{4}{\pi} \cdot 693}{20 \cdot 15} = 4 \quad (102)$$
$$\underline{p_{kluzmax} = 4 \text{ MPa}}$$

Dovolená hodnota maximálního kontaktního tlaku je podle [17, s. 15] $p_D = 50 \text{ MPa}$. Porovnáním:

$$p_{kluzmax} = 4 \text{ MPa} < p_D = 50 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5.4.3 Kontrola osy 2.4.7

Osa 2.4.7 je nejvíce namáhána v poloze 1 především od zatížení ve vazbě I. Osa 2.4.7 je namáhána pouze na ohyb. K určení napětí na ohyb je zapotřebí stanovit radiální sílu v poloze 1 F_{HI} . Protože je v poloze 1 funkční pouze složka F_{HyI} , lze psát:

$$\underline{F_{HI} = F_{HyI} = 74 \text{ N}}$$

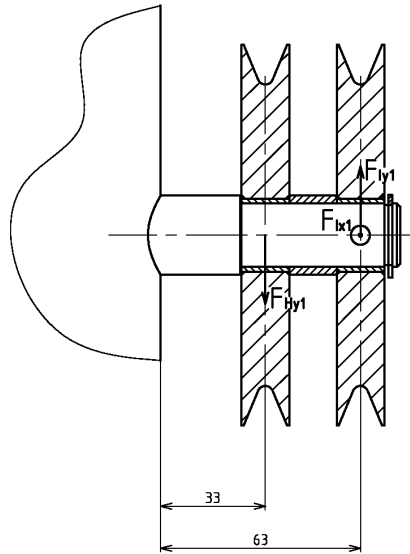
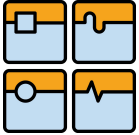
Průměr osy v místě svaru $d_{KR25} = 25 \text{ mm}$. Potom napětí na ohyb v místě svaru:

$$\sigma_{o247} = \frac{F_{HI} \cdot 33 + F_{I_{max}} \cdot 63}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{KR25}^3} = \frac{74 \cdot 33 + 693 \cdot 63}{\frac{\pi}{32} \cdot 25^3} = 30 \quad (103)$$
$$\underline{\sigma_{o247} = 30 \text{ MPa}}$$

Podle [13, s. 586], pro materiál osy 11 523, mez kluzu v tahu $R_{e11523} = 333 \text{ Mpa}$. Potom bezpečnost k meznímu stavu pružnosti:

$$k_{p247} = \frac{R_{e11523}}{\sigma_{o247}} = \frac{333}{30} = 11,1 > 2 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Pozn.: Bezpečnost k_{p247} dosahuje větších hodnot, než jsou hodnoty doporučené. Protože při provozu manipulačního zařízení vznikají rázy, ponechávám rozměry konstrukčního návrhu bez úprav.



Obr. 28: Namáhání osy 2.4.7

5.4.4 Kontrola osy 2.2.5

Osa 2.2.5 je nejvíce namáhána v poloze 1 především od zatížení ve vazbě G. Osa 2.2.5 je namáhána pouze na ohyb. Maximální radiální síla působí od zatížení ve vazbě G v poloze 1 a stanoví se:

$$F_{G1} = \sqrt{F_{Gx1}^2 + F_{Gy1}^2} = \sqrt{344^2 + 391^2} = 521 \quad (104)$$

$F_{G1} = 521 \text{ N}$

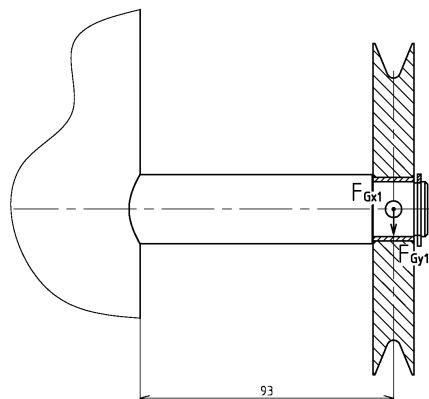
Potom napětí na ohyb se stanoví:

$$\sigma_{o225} = \frac{F_{G1} \cdot 93}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{KR25}^3} = \frac{521 \cdot 93}{\frac{\pi}{32} \cdot 25^3} = 32 \quad (105)$$

$\sigma_{o225} = 32 \text{ MPa}$

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti:

$$k_{p225} = \frac{R_{e11523}}{\sigma_{o225}} = \frac{333}{32} = 10,4 > 2 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$



Obr. 29: Namáhání osy 2.2.5



5.4.5 Kontrola osy 2.2.3

U osy 2.2.3 předpokládám maximální ohybové napětí (osa 2.2.3 je opět namáhána na ohyb) v osazení. Zde je nutné stanovit rameno reakčních sil F_{Dx} a F_{Dy} . Největší hodnoty zatížení ve vazbě sil je dosaženo opět v poloze 1. Z momentové rovnováhy v ose „x“:

$$M_{0x13} := -F_{Cl} \cdot \sin 45^\circ \cdot 132,5 + F_{Dy1} \cdot r_D + (F_{Ey1} + F_{Ol} \cdot \sin 5,7^\circ) \cdot 23 = 0 \quad (106)$$

Vyjádřením ramena r_D z momentové rovnováhy:

$$r_D = \frac{F_{Cl} \cdot \sin 45^\circ \cdot 132,5 - (F_{Ey1} + F_{Ol} \cdot \sin 5,7^\circ) \cdot 23}{F_{Dy1}} \quad (107)$$

$$r_D = \frac{241 \cdot \sin 45^\circ \cdot 132,5 - (0 + 347 \cdot \sin 5,7^\circ) \cdot 23}{207} = 105$$

$$\underline{r_D = 105 \text{ mm}}$$

Maximální radiální síla v ose 2.2.3 se určí:

$$F_{Dl} = \sqrt{F_{Dx1}^2 + F_{Dy1}^2} = \sqrt{484^2 + 207^2} = 526 \quad (108)$$

$$\underline{F_{Dl} = 526 \text{ N}}$$

Průměr čepu je $d_\xi = 20 \text{ mm}$. Nominální napětí v ohybu v místě osazení osy 2.2.5 se stanoví:

$$\sigma_{o223nom} = \frac{F_{Dl} \cdot r_D}{\frac{\pi}{32} \cdot d_\xi^3} = \frac{526 \cdot 105}{\frac{\pi}{32} \cdot 20^3} = 70 \quad (109)$$

$$\underline{\sigma_{o223nom} = 70 \text{ MPa}}$$

Pro stanovení napětí v ohybu je nutné stanovit součinitel tvaru α_D . Podle [16, str. 1115, tab. A-15-9] pro poměr:

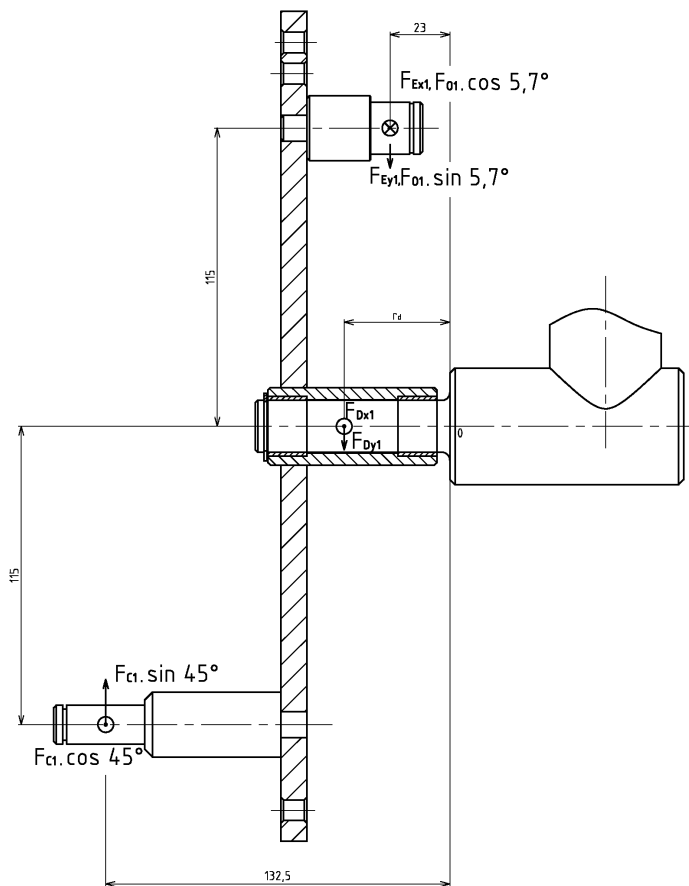
$$\frac{d_{KR45}}{d_\xi} = \frac{45}{20} = 2,25 \quad \text{a poměr:} \quad \frac{r_{223}}{d_\xi} = \frac{3}{20} = 0,15 \quad \text{součinitel tvaru } \alpha_D = 1,55. \text{ Potom napětí:}$$

$$\sigma_{o223} = \alpha_D \cdot \sigma_{o223nom} = 1,55 \cdot 70 = 109 \quad (110)$$

$$\underline{\sigma_{o223} = 109 \text{ MPa}}$$

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti:

$$k_{p223} = \frac{R_{e11523}}{\sigma_{o223}} = \frac{333}{109} = 3,1 > 2 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$



Obr. 30: Namáhání osy 2.2.3

5.4.6 Kontrola sloupů 2.1.3

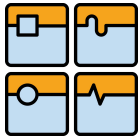
Sloupy 2.1.3 jsou namáhány na ohyb i krut. Největší zatížení vzniká od zadní podpory silou F_{Bmax} . Výsledkem je namáhání sloupů 2.1.3 ohybovým momentem a kroučícím momentem.

Napětí na ohyb (působící ve dvou osách) se určí vztahem:

$$\sigma_{o213} = \frac{\sqrt{(F_{Bmax} \cdot \cos 45 \cdot 187)^2 + (F_{Bmax} \cdot \sin 45 \cdot 330)^2}}{\frac{\pi}{32} \cdot [D_{DN25}^4 - (D_{DN25} - 2 \cdot t_{DN25})^4]} \quad (111)$$

$$\sigma_{o213} = \frac{\sqrt{(242 \cdot \cos 45 \cdot 187)^2 + (242 \cdot \sin 45 \cdot 330)^2}}{\frac{\pi}{32} \cdot [34,2^4 - (34,2 - 2 \cdot 3,25)^4]} = 29$$

$$\underline{\sigma_{o213} = 29 \text{ MPa}}$$



Napětí na krut se určí vztahem:

$$\tau_{k213} = \frac{F_{Bmax} \cdot \cos 45^\circ \cdot 330}{\frac{\pi}{16} \cdot [D_{DN25}^4 - (D_{DN25} - 2 \cdot t_{DN25})^4]} = \frac{242 \cdot \cos 45^\circ \cdot 330}{\frac{\pi}{16} \cdot [34,2^4 - (34,2 - 2 \cdot 3,25)^4]} = 13 \quad (112)$$

$$\tau_k = 13 \text{ MPa}$$

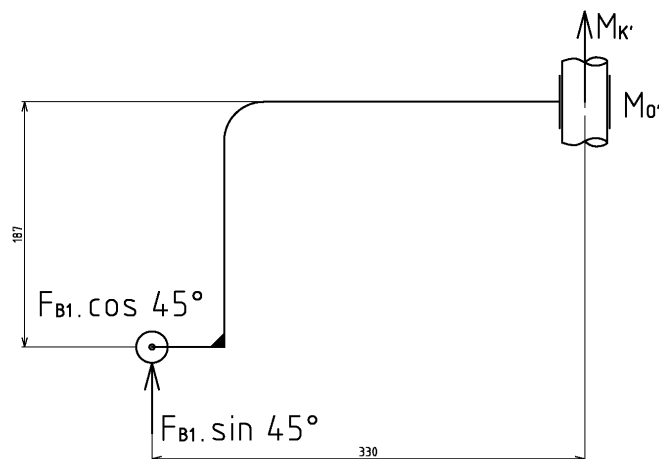
Redukované napětí:

$$\sigma_{r213} = \sqrt{\sigma_{o213}^2 + 3 \cdot \tau_{k213}^2} = \sqrt{29^2 + 3 \cdot 13^2} = 37 \quad (113)$$

$$\sigma_{r213} = 37 \text{ MPa}$$

Podle [13, s. 54], pro materiál 11 343, mez kluzu $R_{e11343} = 210 \text{ MPa}$. Pak bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

$$k_{p213} = \frac{R_{e11343}}{\sigma_{r213}} = \frac{210}{37} = 5,7 > 2 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$



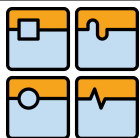
Obr. 31: Namáhání sloupů 2.1.3

5.4.7 Zhodnocení výpočtu

V rámci kinematického rozboru byl zjištěn počet cyklů ložisek dosahujících za provozu nejvyšších otáček. Tento výpočet byl nutný ke stanovení kontroly životnosti ložisek. Životnost ložisek byla kontrolována pro spolehlivost ložisek 90%. V rámci statického rozboru byly v pěti polohách zjištěny velikosti namáhání ve funkčních vazbách, statický výpočet navíc poskytl údaje pro potřebný hnací moment M_{HN} , přední přitlačnou sílu $F_{PŘP}$ a zadní přitlačnou sílu $F_{PŘZ}$. Ve statickém rozboru jsem rovněž stanovil hmotnost závaží, kompenzující hmotnost jezdce.

Ukázalo se, že polohu 3 nebylo důležité vyšetřovat, protože síla F_{A3} , která namáhá tyč 2.4.3 na ohyb a krut, je natolik malá, že nemělo význam počítat napětí v tyči 2.4.3.

V kontrolním výpočtu byla provedena kontrola několika prvků. Nejkritičtější prvkem je osa 2.2.3, přesto je dostačující. Mírně matoucí je vypočtená hodnota F_{O5} ve statickém rozboru. Ta je nulová, což by znamenalo, že manipulační zařízení by nebylo schopno uchopit řadu rohoží. Vypočtená hodnota je ale kvůli tomu, že jsem potřeboval získat hodnotu síly F_{HX5} , a proto je vazba O ve výpočtu považována za nefunkční. Ve skutečnosti je funkční vazba O a síla F_{HX5} má v podstatě jen informační charakter.



6 Ekonomická analýza

Zda se oplatí investice do zařízení na pytlování konopných izolačních rohoží, je nutné zjistit předběžnou kalkulací nákladů na výrobu tohoto zařízení. Nelze dopředu spočítat, jaká přesná výše financí bude potřebná k realizaci zařízení, toto lze pouze předpokládat. Vodítkem pro zavedení předpokladu je vzorec předběžné kalkulace, který zahrnuje:

1. Náklady na přímý materiál
2. Přímé mzdy
3. Ostatní přímé náklady
4. Výrobní režie
5. Zásobovací režie
6. Správní režie
7. Odbytové (prodejní) náklady
8. Zisk

Náklady na přímý materiál zahrnují náklady na polotovar, normalizované a typizované nakupované součásti. Přímé mzdy zahrnují odměnu za práci zaměstnancům firmy vyrábějící výrobek. Ostatní přímé náklady zahrnují například pojistné firmy z přímých mezd výrobních dělníků. Výrobní režie jsou společné náklady, které vznikají ve výrobním středisku. Patří sem odpisy výrobních strojů, náklady na jejich opravy a údržbu, spotřeba energie. Zásobovací režie jsou společné náklady spojené se zásobováním materiálu. Patří sem náklady na přepravu materiálu, mzdy skladníků, náklady na energie ve skladech, popřípadě pronájem skladových prostor. Správní režie jsou náklady, vznikající ve správě firmy jako celku. Sem patří náklady na výpočetní techniku a programové vybavení, telefonní hovory, poštovné, náklady na úklid prostor firmy. Odbytové náklady jsou spojené se skladováním hotových výrobků a jejich prodejem. Do této kategorie lze zahrnout náklady na provozování prodejen. Zisk je nedílnou součástí při výrobě a je cílem každého výrobního podniku [14].

Zařízení na pytlování rohoží se bude vyrábět v počtu jednoho kusu. To znamená, že při odhadu nákladů na jeho výrobu se ve vzorci předběžné kalkulace zanedbají odbytové náklady. Do výpočtu je naopak nutné zahrnout náklady na přepravu již vyrobeného zařízení a náklady na konečnou montáž ve výrobní hale.

V rámci bakalářské práce se budu zabývat náklady na materiál na výrobu zařízení na stohování rohoží. Z důvodu minimalizace nákladů na dopravu polotovarů do firmy, kde se bude vyrábět zařízení na stohování rohoží, se omezím na nabídku hutních polotovarů, které nabízí firma HUTNÍ MATERIÁL Břeclav, s.r.o. Délky polotovarů budu stanovovat podle podkladů v 3D modelu zařízení na stohování rohoží. U ohýbaných trubek mi bude poskytovat informace o délce polotovaru délka osy trubky, kterou budu považovat za neutrální osu i přesto, že může dojít k posunu neutrální osy v ohybech, jak je tomu při ohýbání plechů. Posun neutrální osy u ohýbání plechů stanovuje norma ČSN 01 7009 [7], podobnou normu na ohýbání trubek jsem nenalezl.



Použitý polotovar budu sepisovat do tabulek, které budou obsahovat tyto údaje:

- pozice součásti: kompatibilní s číslováním v kapitole konstrukční návrh
- délka: rozumí se délka polotovaru potřebného na výrobu dané součásti počet součástí
- počet kusů polotovaru: hodnota stanovuje aktuální potřebné množství kusů polotovaru (tyčí, popř. bram, sochorů apod.).

6.1 Polotovar TR DN 32 ČSN EN 10060

Jedná se o běžnou ocelovou závitovou trubku se jmenovitým vnějším průměrem 42,9 mm a tloušťkou stěny 3,25 mm [13] jakosti materiálu 11 343 [10].

Cena: $c_{DN32} = 20,95$ Kč/kg bez DPH [10]

Hmotnost jednoho metru trubky $m_{DN32} = 3,14$ kg [13]

Délka trubky $l_{DN32} = 5000$ mm

Tab. 9: Použití polotovaru TR DN 32 ČSN EN 10060

Pozice součásti	Nadřazená sestava	Délka [mm]	Počet	Počet kusů polotovaru
1.8	Základna	2885	2	2
1.22	Základna	200	2	
1.14	Základna	855	2	
1.6	Základna	555	2	
1.23	Základna	100	2	
2.2.1	Přední držák	255	2	2
5.1	Pojezd	1040	2	
5.2	Pojezd	1410	2	
1.8	Základna	2885	2	
2.4.1	Zadní držák	482	2	2
5.9	Pojezd	670	2	
5.11	Pojezd	85	2	
2.2.2	Přední držák, zadní držák	65	4	6
Celkem		23 104		

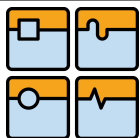
Z posledního sloupce vyplývá, že celkový počet trubek $n_{DN32} = 6$.

Celková cena polotovaru TR DN 32 ČSN EN 10060 se stanoví vztahem:

$$C_{DN32} = c_{DN32} \cdot m_{DN32} \cdot l_{DN32} \cdot n_{DN32} = 20,95 \cdot 3,14 \cdot 5 \cdot 6 = 1973,5$$

(114)

$$\underline{C_{DN32} = 1973,5 \text{ Kč}}$$



6.2 Polotovar TR DN 25 ČSN EN 10060

Jedná se o běžnou ocelovou závitovou trubku se jmenovitým vnějším průměrem 34,2 mm a tloušťkou stěny 3,25 mm [13] jakosti materiálu 11 343 [10].

Cena: $c_{DN25} = 20,95$ Kč/kg bez DPH [10]

Hmotnost jednoho metru trubky $m_{DN25} = 2,44$ kg [13]

Délka jedné trubky: $l_{DN25} = 3000$ mm

Tab. 10: Použití polotovaru TR DN 25 ČSN EN 10060

Pozice součásti	Nadřazená sestava	Délka [mm]	Počet	Počet kusů polotovaru
2.1.3	Jezdec	280	4	1
5.3	Pojezd	340	2	
5.4	Pojezd	100	2	
5.6	Pojezd	85	2	
10.2.4	Základna	175	1	
10.2.5	Základna	190	1	
4.5	Sestava	20	2	
Celkem		2575		1

Z posledního sloupce vyplývá, že celkový počet trubek $n_{DN25} = 1$.

Celková cena polotovaru TR DN 32 ČSN EN 10060 se stanoví vztahem:

$$C_{DN25} = c_{DN25} \cdot m_{DN25} \cdot l_{DN25} \cdot n_{DN25} = 20,95 \cdot 2,44 \cdot 3 \cdot 1 = 153,4 \quad (115)$$

$$\underline{C_{DN25} = 153,4 \text{ Kč}}$$

6.3 Polotovar KR 25 ČSN 42 6511

Jedná se o kruhovou tyč taženou zastudena s úchytkami průměru h9. Materiál tyče je 11 523.

Cena: $c_{KR25} = 29,35$ Kč/kg bez DPH [10]

Hmotnost jednoho metru tyče $m_{KR25} = 3,85$ kg [13]

Délka jedné trubky: $l_{KR25} = 3000$ mm

Z posledního sloupce tabulky 11 vyplývá, že celkový počet trubek $n_{KR25} = 1$.

Celková cena polotovaru KR 25 ČSN 42 6511 se stanoví vztahem:

$$C_{KR25} = c_{KR25} \cdot m_{KR25} \cdot l_{KR25} \cdot n_{KR25} = 29,35 \cdot 3,85 \cdot 3 \cdot 1 = 339,0 \quad (116)$$

$$\underline{C_{KR25} = 339,0 \text{ Kč}}$$



Tab. 11: Použití polotovaru KR 25 ČSN 42 6511

Pozice součásti	Nadřazená sestava	Délka [mm]	Počet	Počet kusů polotovaru
1.20	Základna	65	4	1
2.2.5	Přední držák	150	2	
2.4.4	Zadní držák	75	2	
2.4.3	Zadní držák	200	2	
2.4.6	Zadní držák	100	2	
2.4.7	Zadní držák	100	2	
3.3	Přední rameno	100	2	
3.5	Přední rameno	60	2	
5.5	Pojezd	90	4	
5.7	Pojezd	130	2	
5.8	Pojezd	130	2	
7.3	Zadní podpora	100	2	
8.2	Vodič	40	2	
Celkem		2990		

6.4 Polotovar KR 30 ČSN 42 6511

Jedná se o kruhovou tyč taženou zastudena s úchytkami průměru h9. Materiál tyče je 11 523.

Cena: $c_{KR30} = 28,15$ Kč/kg bez DPH [10]

Hmotnost jednoho metru tyče $m_{KR30} = 5,55$ kg [13]

Délka jedné trubky: $l_{KR30} = 3000$ mm

Tab. 12: Použití polotovaru KR 30 ČSN 42 6511

Pozice součásti	Nadřazená sestava	Délka [mm]	Počet	Počet kusů polotovaru
10.1.3	Hnací buben	2600	1	1
10.2.3	Sestava	2820	1	1
Celkem		5420		2

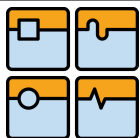
Z posledního sloupce vyplývá, že celkový počet trubek $n_{KR30} = 2$.

Celková cena polotovaru KR 30 ČSN 42 6511 se stanoví vztahem:

$$C_{KR30} = c_{KR30} \cdot m_{KR30} \cdot l_{KR30} \cdot n_{KR30} = 28,15 \cdot 5,55 \cdot 3 \cdot 2 = 937,4$$

$$\underline{C_{KR30} = 937,4 \text{ Kč}}$$

(117)



6.5 Polotovar KR 45 ČSN 42 6511

Jedná se o kruhovou tyč taženou zastudena s úchytkami průměru h9. Materiál tyče je 11 523.

Cena: $c_{KR45} = 26,75$ Kč/kg bez DPH [10]

Hmotnost jednoho metru tyče $m_{KR45} = 12,49$ kg [10]

Délka jedné trubky: $l_{KR45} = 3000$ mm

Tab. 13: Použití polotovaru KR 45 ČSN 42 6511

Pozice součásti	Nadřazená sestava	Délka [mm]	Počet	Počet kusů polotovaru
2.2.4	Přední držák	170	2	1
3.1	Přední rameno	70	2	
8.1	Vodič	105	2	
8.5	Vodič	65	2	
9.5	Řetězová kola	55	4	
Celkem		1040		1

V tomto případě nemá smysl kupovat tyč délky 3 metry, ale oplatí se nechat si uřezat (za příplatek k materiálu cca 100 Kč) tyč délky $l_{KR45} = 1100$ mm. Celková cena polotovaru KR 45 ČSN 42 6511:

$$C_{KR45} = c_{KR45} \cdot m_{KR45} \cdot l_{KR45} \cdot n_{KR45} + 100 = 26,75 \cdot 12,49 \cdot 1,1 \cdot 1 + 100 = 467,5 \quad (118)$$

$$\underline{C_{KR45} = 467,5 \text{ Kč}}$$

6.6 Tenkostěnné profily čtvercového a obdélníkového profilu

Jedná se o tenkostěnné profily čtvercového profilu podle zrušené normy ČSN 42 6935 a obdélníkového průřezu podle zrušené normy ČSN 42 6936.

Cena: $c_{80 \times 40 \times 2} = 19,95$ Kč/kg bez DPH [10]

Hmotnost jednoho metru tyče $m_{80 \times 40 \times 2} = 3,64$ kg

Délka jedné trubky: $l_{80 \times 40 \times 2} = 4000$ mm

Cena: $c_{60 \times 40 \times 2} = 19,85$ Kč/kg bez DPH [10]

Hmotnost jednoho metru tyče $m_{60 \times 40 \times 2} = 2,97$ kg

Délka jedné trubky: $l_{60 \times 40 \times 2} = 3000$ mm

Cena: $c_{40 \times 2} = 19,85$ Kč/kg bez DPH [10]

Hmotnost jednoho metru tyče $m_{40 \times 2} = 2,36$ kg [10]

Délka jedné trubky: $l_{40 \times 2} = 3000$ mm



Tab. 14: Použití polotovaru podle ČSN 42 6935 a ČSN 42 6936

Pozice součásti	Nadřazená sestava	Délka [mm]	Počet	Polotovar	Počet kusů polotovaru
1.1	Základna	3300	2	80x40x2	2
1.2	Základna	3130	2	80x40x2	2
1.3	Základna	355	2	80x40x2	
2.1.1	Jezdec	2420	2	60x40x2	2
2.1.2	Jezdec	700	2	40x2	1

Počet kusů profilů 80x40x2: $n_{80x40x2} = 4$

Počet kusů profilů 60x40x2: $n_{60x40x2} = 2$

Počet kusů profilů 40x2: $n_{40x2} = 1$

Cena polotovaru 80x40x2:

$$C_{80x40x2} = c_{80x40x2} \cdot m_{80x40x2} \cdot l_{80x40x2} \cdot n_{80x40x2} = 19,95 \cdot 3,64 \cdot 4 \cdot 4 = 1161,9 \quad (119)$$

$$\underline{C_{80x40x2} = 1161,9 \text{ Kč}}$$

Cena polotovaru 60x40x2:

$$C_{60x40x2} = c_{60x40x2} \cdot m_{60x40x2} \cdot l_{60x40x2} \cdot n_{60x40x2} = 19,85 \cdot 2,97 \cdot 3 \cdot 2 = 353,7 \quad (120)$$

$$\underline{C_{60x40x2} = 353,7 \text{ Kč}}$$

Cena polotovaru 40x2:

$$C_{40x2} = c_{40x2} \cdot m_{40x2} \cdot l_{40x2} \cdot n_{40x2} = 19,85 \cdot 2,36 \cdot 3 \cdot 1 = 140,5 \quad (121)$$

$$\underline{C_{40x2} = 140,5 \text{ Kč}}$$

6.7 Polotovar P5 ČSN 42 5310

Tlustý plech má tloušťku 5 mm. Zde bude výpočet ceny polotovaru mírně odlišný než v předcházejících případech. Ze soupisu součástí v tabulce 15 vypočítám plochu potřebného množství plechu a podělím konstantou 0,7, což vyjadřuje 70% využití plechu při jeho dělení na polotovary součástí.

Cena 1 kg plechu $c_{P5} = 18,05 \text{ Kč/kg}$ bez DPH [10]

tloušťka plechu $t_{P5} = 5 \text{ mm}$

Celková plocha polotovaru podle tabulky 15 $S_{P5} = 129\,200 \text{ mm}^2$

Při hustotě materiálu $\rho_{Fe} = 7870 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Vzhledem k dělení plechu při koupi je nutné připočítat cenu 100 Kč. Potom cena polotovaru P5 ČSN 42 5310:

$$C_{P5} = c_{P5} \cdot S_{P5} \cdot t_{P5} \cdot \rho_{Fe} \cdot \frac{1}{0,7} + 100 = 18,05 \cdot 129\,200 \cdot 10^{-6} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 7870 \cdot \frac{1}{0,7} + 100 = 231,1 \quad (122)$$

$$\underline{C_{P5} = 231,1 \text{ Kč}}$$



Tab. 15: Použití polotovaru P5 ČSN 42 5310

Pozice součásti	Nadřazená sestava	Délka [mm] x šířka [mm]	Počet
1.4	Základna	200x80	2
1.5	Základna	160x50	2
2.2.4	Přední držák	100x40	4
5.10	Pojezd	30x30	4
7.5	Zadní podpora	90x40	2
8.3	Vodič	40x40	2
10.1.2	Hnací buben	160x160	2
Celkem		129 200 mm ²	

6.8 Polotovar P10 ČSN 42 5310

Výpočet bude obdobný jako v předcházejícím případě.

Cena 1 kg plechu $c_{P10} = 18,55$ Kč/kg bez DPH [10]

tloušťka plechu $t_{P10} = 10$ mm

Tab. 16: Použití polotovaru P10 ČSN 42 5310

Pozice součásti	Nadřazená sestava	Délka [mm] x šířka [mm]	Počet
1.16	Základna	2 krát 80x40	6
1.18	Základna	260x40	4
1.19	Základna	160x80	2
1.21	Základna	160x40	2
3.2	Přední rameno	320x40	2
Celkem		144 000 mm ²	

Celková plocha polotovaru $S_{P10} = 144\,000$ mm².

Vzhledem k dělení plechu při koupi je nutné připočítat cenu 100 Kč. Potom cena polotovaru P10 ČSN 42 5310

$$C_{P10} = c_{P10} \cdot S_{P10} \cdot t_{P10} \cdot \rho_{Fe} \cdot \frac{1}{0,7} + 100 = 18,55 \cdot 144\,000 \cdot 10^{-6} \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 7870 \cdot \frac{1}{0,7} + 100 \quad (123)$$

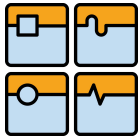
$$\underline{C_{P10} = 400,3 \text{ Kč}}$$

6.9 Polotovar P15 ČSN 42 5310

Výpočet bude obdobný jako v předcházejícím případě.

Cena 1 kg plechu $c_{P15} = 18,65$ Kč/kg bez DPH [10]

tloušťka plechu $t_{P15} = 15$ mm



Tab. 17: Použití polotovaru P15 ČSN 42 5310

Pozice součásti	Nadřazená sestava	Délka [mm] x šířka [mm]	Počet
4.1	Sestava	160x160	2
4.2	Sestava	160x160	2
4.3	Sestava	160x160	2
4.4	Sestava	160x160	2
10.2.2	Hnaný buben	2 krát 160x160	2
Celkem		307 200 mm ²	

Celková plocha polotovaru $S_{P15} = 307\,200\text{ mm}^2$

Vzhledem k dělení plechu při koupi je nutné připočítat cenu 100 Kč. Potom cena polotovaru P15 ČSN 42 5310:

$$C_{P15} = c_{P15} \cdot S_{P15} \cdot t_{P15} \cdot \rho_{Fe} \cdot \frac{1}{0,7} + 100 = 18,65 \cdot 307\,200 \cdot 10^{-6} \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot 7870 \cdot \frac{1}{0,7} + 100 \quad (124)$$

$$C_{P15} = 1066,2 \text{ Kč}$$

6.10 Ostatní polotovary

Patří sem polotovary TR DN 124 podle ČSN EN 10060, ohýbaný profil rovnoramenný L 40x2, 4HR 40 ČSN 42 5520 a kruhová tyč z polyamidu PA6.

Firma HUTNÍ MATERIÁL Břeclav, s.r.o. nemá v současnosti polotovary TR DN124 na skladě, ale pro výpočet ceny je možné použít podklady k podobnému polotovaru TR 152x4,5 mm ČSN 42 5723.

Cena 1 kg trubky TR 152x4,5: $c_{TR152} = 32,75$ Kč bez DPH [10]

Hmotnost jednoho metru trubky $m_{TR152} = 16,4$ kg

Délka trubky $l_{TR152} = 5000$ mm

Cena 1 kg profilu 40x2: $c_{L40x2} = 27,35$ Kč bez DPH [10]

Hmotnost jednoho metru profilu $m_{L40x2} = 1,28$ kg

Délka profilu $l_{L40x2} = 3000$ mm

Cena 1 kg tyče 4HR 40: $c_{4HR40} = 28,85$ Kč bez DPH [10]

Hmotnost jednoho metru tyče $m_{4HR40} = 12,56$ kg

Délka tyče $l_{4HR40} = 3000$ mm

Cena 1 kg tyče KR60 PA6: $c_{PA6} = 205$ Kč s DPH (osobní návštěva prodejny Železářství Skořepka, s.r.o v Brně)

Hustota polyamidu PA6: $1150\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$



Tab. 18: Použití ostatních polotovarů

Pozice součásti	Nadřazená sestava	Délka [mm]	Počet	Polotovar	Počet kusů polotovaru
10.1.1	Hnací buben, hnaný buben	2400	2	TR 152x4,5	1
6	Přední podpora	2400	1	L40x2	2
7.1	Zadní podpora	2680	1	L40x2	
1.7	Základna	2x300	4	4HR 40	1
11	-	45	16	KR60	1

Celkový počet trubek $n_{TR152} = 1$

Celková cena polotovaru TR 152x4,5:

$$C_{TR152} = c_{TR152} \cdot m_{TR152} \cdot l_{TR152} \cdot n_{TR152} = 32,75 \cdot 16,4 \cdot 5 \cdot 1 = 2685,5 \quad (125)$$

$$\underline{C_{TR152} = 2685,5 \text{ Kč}}$$

Celkový počet profilů $n_{L40x2} = 2$

Celková cena polotovaru L40x2:

$$C_{L40x2} = c_{L40x2} \cdot m_{L40x2} \cdot l_{L40x2} \cdot n_{L40x2} = 27,35 \cdot 1,28 \cdot 3 \cdot 2 = 210,0 \quad (126)$$

$$\underline{C_{L40x2} = 210,0 \text{ Kč}}$$

Celkový počet profilů $n_{4HR40} = 1$

Celková cena polotovaru 4HR 40:

$$C_{4HR40} = c_{4HR40} \cdot m_{4HR40} \cdot l_{4HR40} \cdot n_{4HR40} = 28,85 \cdot 12,56 \cdot 3 \cdot 1 = 1087,1 \quad (127)$$

$$\underline{C_{4HR40} = 1087,1 \text{ Kč}}$$

Minimální potřebná délka polyamidové tyče se získá násobkem délky polotovaru na výrobu jedné kladky 11 a jejich počtem:

$$l_{KR60min} = 45 \cdot 16 = 720 \quad (128)$$

$$\underline{l_{KR60} = 720 \text{ mm}}$$

Délka 1 kg tyče se stanoví z hustoty:

$$l_{KR60} = \frac{1}{S_{KR60} \cdot \rho_{KR60}} = \frac{1}{\frac{\pi \cdot d_{KR60}^2}{4} \cdot \rho_{KR60}} = \frac{1}{\frac{\pi \cdot (60 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 1150} = 0,308 \quad (129)$$

$$\underline{l_{KR60} = 0,308 \text{ m} \cdot \text{kg}^{-1} = 308 \text{ mm} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Potřebná hmotnost tyče z PA6 se stanoví poměrem:

$$m_{KR60} = \frac{l_{KR60min}}{l_{KR60}} = \frac{720}{308} = 2,33 \approx 3 \quad (130)$$

$$\underline{m_{KR60} = 3 \text{ kg}}$$

Pak cena polotovaru KR60 PA6:

$$C_{KR60} = \frac{1}{1,2} \cdot c_{KR60} \cdot m_{KR60} = 205 \cdot 3 = 512,5 \quad (131)$$

$$\underline{C_{KR60} = 512,5 \text{ Kč}}$$



6.11 Nakupované součásti

Do této kategorie patří normalizované součásti jako například šrouby, matice nebo ložiska a typizované a ostatní součásti, jako například dopravníkový pás, řetězová kola nebo OSB desky.

Tabulka s použitými normalizovanými součástmi je v příloze 11. Výstupem je cena normalizovaných součástí C_n . Součásti, které nepodléhají přímo normám, jsou sepsány v tabulce 19.

Tab. 19: Typizované součásti a ostatní součásti

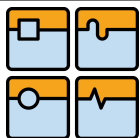
Součást	Počet	Jednotková cena [Kč]	Celková cena [Kč]	Prodejce
Deska OSB 3N 10x1250x2500 mm	3,125 m ²	78,33	244,78	Palubky Knedlík
Těleso SKF SYK 30TF	2	607,7	1215,4	ARKOV, spol.s.r.o
Pouzdro SKF PRM151715	4	34	136	Exvalos, spol.s.r.o
Pouzdro SKF PRM202315	12	54,15	649,8	Exvalos, spol.s.r.o
Pouzdro SKF PRM323620	4	96,56	386,24	Exvalos, spol.s.r.o
Řetězové kolo 10 B-40	4	303,31	1213,24	ARKOV, spol.s.r.o
Řetězové kolo 10 B-21	1	92,98	92,98	ARKOV, spol.s.r.o
Řetězové kolo 10 B-17	2	66,42	132,84	ARKOV, spol.s.r.o
Řetěz 10 B-1	9 m	133,82	1204,38	ARKOV, spol.s.r.o
Spojovací článek 10 B-2	2	15,74	31,48	ARKOV, spol.s.r.o
Dopravníkový pás L10/M/2	7 m ²	697	4879	GUMEX, spol.s.r.o
Lepidlo Koroplast 192 LF	1	345	345	GUMEX, spol.s.r.o
Lano 4 mm zinek / 100m	1	750	750	ASTIS, s.r.o
Lanová svorka plochá 4	21	14	294	ASTIS, s.r.o
Cena celkem C_i [Kč]			11575,14	

Celkové náklady na materiál, normalizované, typizované a ostatní součásti N_{mto} se spočítají součtem všech vypočtených dílčích cen:

$$\begin{aligned} N_{mto} = & C_{DN32} + C_{DN25} + C_{KR25} + C_{KR30} + C_{KR45} + C_{80x40x2} + C_{60x40x2} + C_{40x2} + C_{P5} \\ & + C_{P10} + C_{P15} + C_{TR152} + C_{L40x2} + C_{4HR40} + C_{KR60} + C_n + C_i = 1973,5 + 153,4 \\ & + 339 + 937,4 + 467,5 + 1161,9 + 353,7 + 140,5 + 231,1 + 400,3 + 1066,2 \\ & + 2685,5 + 210 + 1087,1 + 512,5 + 1483,9 + 11575,14 = 24778,64 \end{aligned} \quad (132)$$

$$N_{mto} = 24778,64 \text{ Kč}$$

Náklady na nákup materiálu a nakupovaných součástí činí 24 778,64 Kč bez DPH. Samozřejmě se jedná o odhad, který je založen na aktuálních cenách, takže uvedená částka může v průběhu času mírně kolísat.



7 Závěr

Charakteristika bakalářské práce spočívala v návrhu konstrukce manipulačního zařízení, zahrnující 3D CAD model a výkresovou dokumentaci, potřebné strojírenské výpočty a ekonomickou analýzu. Kapitola Schéma systému na pytlování konopných izolačních rohoží je nad rámec zadání a uvádí do problematiky návrhu manipulačního zařízení. V kapitole Návrh variant řešení se pojednává o dvou návrzích, principu jejich funkce, přičemž jsou zde zmíněny výhody a nevýhody obou návrhů a výsledná volba varianty, která bude dále řešena. Vybral jsem variantu V2, uvedl jsem důvody této volby.

Další řešení spočívalo v popisu konstrukce návrhu manipulačního zařízení. K popisu konstrukce návrhu byl využit 3D model vytvořený v programu Autodesk Inventor Professional 2011. Následně byl zpracován výpočet. Výpočet nezahrnuje všechny prvky a všechna namáhaná místa manipulačního zařízení, poskytuje alespoň výsledky dokazující správnost dimenzování konstrukčního návrhu. Výpočet byl rozdělen na kinematický rozbor, jehož výsledkem byla (na základě požadované životnosti zařízení) maximální rychlost výrobní linky a jednotlivé rozměry manipulačního zařízení, počet cyklů valivých ložisek (za uvedenou životnost manipulačního zařízení), které dosahují nejvyšších otáček za provozu. Výsledek kinematického rozboru byl využit v kontrolním výpočtu ložisek, který vyžadoval rovněž výsledky statického rozboru. Statický rozbor obecně poskytl údaje o zatížení jednotlivých vazeb. Tyto údaje byly využity v kontrolním výpočtu všech kontrolovaných prvků.

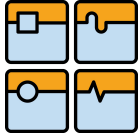
V rámci výpočtu nebyly řešeny svary, pásový dopravník a namáhání základny. Lze ovšem předpokládat správné dimenzování svarů (koutové svary rozměru 3 mm), protože drtivá většina součástí, jejichž polotovary jsou trubky, mají tloušťky stěn v rozmezí od 2 mm do 3,25 mm. Pásový dopravník byl navržen s ohledem na spodní dopravník, který funguje na dosavadní výrobní lince. Základna je tvořena součástmi, které mají dostatečně velké rozměry a pevnost.

V kapitole Ekonomická analýza je uveden obecný klíč k výpočtu nákladů na výrobu výrobků. Protože náklady lze předem odhadnout jen velmi těžce, zabýval jsem se alespoň náklady na materiál a nakupované komponenty.

V rámci práce nebyla řešena technologie výroby. V úvodní kapitole je uvedena informace s požadavkem na nízké náklady. Komponenty jsem navrhoval tak, aby zařízení šlo vyrobit základními výrobními stroji, čemuž jsem přizpůsobil například i předepsanou jakost povrchu čepů os po obrobení. Drsnost $R_a = 1,6 \mu\text{m}$ je díky moderním nástrojům dosažitelná technologií soustružení, takže odpadá nutnost použití brusky.

7.1 Průmyslová využitelnost

V současné době si firma Canabest objednala komplexní řešení zařízení na stohování rohoží, jejich ukládání do expedičních pytlů i na lepení pytlů u zahraniční firmy. Výsledky bakalářské práce lze ale využít v dalších firmách, které se zabývají stavebnictvím,



konkrétně výrobou izolačních rohoží, desek nebo panelů. Navržené řešení lze také po úpravách zařadit do výrobního procesu ve firmách na výrobu matrací.

7.2 Možnosti pokračování

Na navržené konstrukční řešení lze navázat další prací, a sice návrhy ostatních komponent systému na pytlování konopných izolačních rohoží. Konkrétně lze navázat návrhem zařízení na vkládání rohoží do pytlů, vyřešit zavěšení kladnice k vedení lana závaží (kladnici není nutné navrhovat, na trhu existuje celá řada kladnic), nadimenzovat prvky převodového ústrojí, konkrétně řetězové převody pro rozvod hnací síly na pásový dopravník, manipulační zařízení a spodní dopravník a variátor, jehož význam byl vysvětlen. Nakonec je z hlediska bezpečnosti práce nutné navrhnout krytování celého systému.



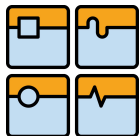
8 Seznam použitých zdrojů

- [1] ARKOV, spol. s r.o. *Řetězová kola* [online katalog]. 83 s. [cit. 2012-02-16]. Dostupné z: http://zbozi.arkov.cz/dl/506/Prehled_dodavanych_typu_retezovych_kol.pdf.html
- [2] ARKOV, spol. s r.o. *Široký sortiment strojních součástí* [online]. ©2012 [cit. 2012-01-30]. Dostupné z: <http://zbozi.arkov.cz/>
- [3] ASTIS, s.r.o. *E-shop firmy ASTIS, s.r.o* [online]. ©2009 [cit. 2012-04-16]. Dostupné z: <http://www.e-astis.cz/>
- [4] BIERNÁTOVÁ, Olga a Jan SKŮPA. *Bibliografické odkazy a citace dokumentů* [online]. Brno, 2011, 27 s. [cit. 2011-04-30]. Dostupné z: <http://www.citace.com/soubory/csniso690-interpretace.pdf>
- [5] BMKCO. S.R.O. *Velkoobchod se spojovacím materiálem* [online]. ©2012 [cit. 2012-04-14]. Dostupné z: <http://www.bmkco.cz/cs/>
- [6] CANABEST, s.r.o. *Webové stránky firmy Canabest* [online]. ©2010 [cit. 2012-04-14]. Dostupné z: <http://canabest.cz/>
- [7] ČSN 01 7009. *Výpočet rozvinutých dĺžok ohýbaných súčiastok.* (Československá socialistická republika): [TECHNOR Hradec Králové], 1975. Dostupné z: <http://csnonline.unmz.cz/Detailnormy.aspx?k=182>
- [8] EXVALOS S.R.O. *E-shop firmy Exvalos s.r.o.* [online]. 1999 [cit. 2012-04-14]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/e-shop/>
- [9] GUMEX, spol.s r.o. *Webové stránky firmy Gumex* [online]. ©2009 [cit. 2012-04-16]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/>
- [10] Ceník hutního materiálu. HUTNÍ MATERIÁL BŘECLAV, s.r.o. *Webové stránky firmy HUTNÍ MATERIÁL Břeclav, s.r.o* [online]. ©2006, poslední aktualizace 6.12.2011 [cit. 2012-04-14]. Dostupné z: <http://hutnimaterial.com/HM-CENIK.HTML>
- [11] Jednoradové guľkové ložiská. KINEX BEARINGS A.S. *Webové stránky spoločnosti KINEX BEARINGS a.s.* [online]. ©2011 [cit. 2012-04-30]. Dostupné z: http://www.kinex.sk/?page=katalog_1a&p=1



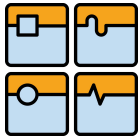
BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

- [12] Jednoradové guľkové ložiská s kosouhlým stykom. KINEX BEARINGS A.S. *Webové stránky spoločnosti KINEX BEARINGS a.s.* [online]. ©2011 [cit. 2012-04-30]. Dostupné z: http://www.kinex.sk/?page=katalog_9a&p=1
- [13] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [14] Kalkulace 1. OBCHODNÍ AKADEMIE KARVINÁ, s.r.o. *Webové stránky OA Karviná* [online]. 2009 [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://www.obaka-karvina.cz/files/eko04.ppt/>
- [15] OSB dřevoštěpkové desky- ceny. PALUBKY KNEDLÍK. *Webové stránky firmy Palubky Knedlík* [online]. ©2009 [cit. 2012-04-14]. Dostupné z: <http://palubkyknedlik.cz/k69-Cenik.html>
- [16] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [17] [SKF GROUP HEADQUARTERS]. *Kluzná pouzdra SKF*. Halls offset AB, [online katalog]. ©2000, [cit. 2012-3-12]. 45 s. Katalog 4741 CZ. Dostupné z: http://zbozi.arkov.cz/dl/515/Kluzna_pouzdra_SKF.pdf.html
- [18] [SKF GROUP HEADQUARTERS]. *Y- bearings and Y bearing units* [online katalog]. Denmark, ©2007, 224 s. [cit. 2012-01-20]. Catalogue 6001 EN. Dostupné z: http://zbozi.arkov.cz/dl/488/Y_jednotky.pdf.html
- [19] ZKL GROUP. *Webové stránky firmy ZKL* [online]. ©2010 [cit. 2012-03-30]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/>



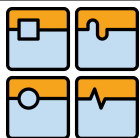
9 Seznam použitých zkratk a symbolů

a_f	Součinitel nerovnoměrnosti chodu ložiska	[-]
a_{fk}	Vzdálenost os řetězových kol	[mm]
B_{dopr}	Pracovní šířka spodního dopravníku	[mm]
$B_{rohože}$	Šířka rohože	[mm]
c_{40x2}	Cena 1 kg polotovaru 40x2	[Kč.kg ⁻¹]
C_{40x2}	Cena za polotovar 40x2	[Kč]
c_{4HR40}	Cena 1 kg polotovaru 4HR40	[Kč.kg ⁻¹]
C_{4HR40}	Cena za polotovar 4HR40	[Kč]
$c_{60x40x2}$	Cena 1 kg polotovaru 60x40x2	[Kč.kg ⁻¹]
$C_{60x40x2}$	Cena za polotovar 60x40x2	[Kč]
C_{6202}	Základní dynamická únosnost ložiska 6202	[N]
C_{7202}	Základní dynamická únosnost ložiska 7202	[N]
$c_{80x40x2}$	Cena 1 kg polotovaru 80x40x2	[Kč.kg ⁻¹]
$C_{80x40x2}$	Cena za polotovar 80x40x2	[Kč]
c_{DN25}	Cena 1 kg polotovaru TR DN25	[Kč.kg ⁻¹]
C_{DN25}	Cena za polotovar KR 25	[Kč]
c_{DN32}	Cena 1 kg polotovaru TR DN32	[Kč.kg ⁻¹]
C_{DN32}	Cena za polotovar TRDN32	[Kč]
c_{KR25}	Cena 1 kg polotovaru KR 25	[Kč.kg ⁻¹]
C_{KR25}	Cena za polotovar KR 25	[Kč]
c_{KR30}	Cena 1 kg polotovaru KR 30	[Kč.kg ⁻¹]
C_{KR30}	Cena za polotovar KR 30	[Kč]
c_{KR45}	Cena 1 kg polotovaru KR 45	[Kč.kg ⁻¹]
C_{KR45}	Cena za polotovar KR 45	[Kč]
C_{KR60}	Cena polyamidové tyče	[Kč]
c_{L40x2}	Cena 1 kg polotovaru L40x2	[Kč.kg ⁻¹]
C_{L40x2}	Cena za polotovar L40x2	[Kč]
C_n	Cena normalizovaných součástí	[Kč]
c_{P10}	Cena za 1 kg polotovaru P10	[Kč.kg ⁻¹]
C_{P10}	Cena za polotovar P10	[Kč]
c_{P15}	Cena za 1 kg polotovaru P15	[Kč.kg ⁻¹]
C_{P15}	Cena za polotovar P15	[Kč]
c_{P5}	Cena za 1 kg polotovaru P5	[Kč.kg ⁻¹]
C_{P5}	Cena za polotovar P5	[Kč]
c_{PA6}	Cena 1 kg polyamidové tyče	[Kč.kg ⁻¹]
C_t	Cena typizovaných a ostatních součástí	[Kč]
c_{TR152}	Cena 1 kg polotovaru TR 152	[Kč.kg ⁻¹]



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

C_{TR152}	Cena za polotovár TR 152	[Kč]
$d_{\check{c}}$	Průměr čepu	[mm]
D_{DN25}	Vnější průměr trubky DN25	[mm]
d_{kl}	Průměr kladky	[mm]
d_{kluz}	Vnitřní průměr kluzného pouzdra	[mm]
d_{KR25}	Průměr osy	[mm]
d_{KR45}	Průměr osy 2.2.3	[mm]
d_{fk}	Průměr roztečné kružnice řetězového kola	[mm]
e_{7202}	Pomocná hodnota ložiska 7202	[-]
F_{A2}	Silové zatížení ve vazbě A v poloze 2	[N]
F_{A3}	Silové zatížení ve vazbě A v poloze 3	[N]
F_{Amax}	Maximální silové zatížení ve vazbě A	[N]
F_{ax7202}	Maximální axiální zatížení na ložisko 7202	[N]
F_{B1}	Silové zatížení ve vazbě B v poloze 1	[N]
F_{B2}	Silové zatížení ve vazbě B v poloze 2	[N]
F_{B4}	Silové zatížení ve vazbě B v poloze 4	[N]
F_{B5}	Silové zatížení ve vazbě B v poloze 5	[N]
F_{Bmax}	Maximální silové zatížení ve vazbě B	[N]
F_{C1}	Silové zatížení ve vazbě C v poloze 1	[N]
F_{C2}	Silové zatížení ve vazbě C v poloze 2	[N]
F_{C5}	Silové zatížení ve vazbě C v poloze 5	[N]
F_{Cmax}	Maximální silové zatížení ve vazbě C	[N]
F_{Cx4}	Silové zatížení ve vazbě C v poloze 4 v ose x	[N]
F_{Cy4}	Silové zatížení ve vazbě C v poloze 4 v ose y	[N]
F_{Dx1}	Silové zatížení ve vazbě D v poloze 1 v ose x	[N]
F_{Dx2}	Silové zatížení ve vazbě D v poloze 2 v ose x	[N]
F_{Dx3}	Silové zatížení ve vazbě D v poloze 3 v ose x	[N]
F_{Dx4}	Silové zatížení ve vazbě D v poloze 4 v ose x	[N]
F_{Dx5}	Silové zatížení ve vazbě D v poloze 5 v ose x	[N]
F_{Dxmax}	Maximální silové zatížení ve vazbě D v ose x	[N]
F_{Dy1}	Silové zatížení ve vazbě D v poloze 1 v ose y	[N]
F_{Dy2}	Silové zatížení ve vazbě D v poloze 2 v ose y	[N]
F_{Dy3}	Silové zatížení ve vazbě D v poloze 3 v ose y	[N]
F_{Dy4}	Silové zatížení ve vazbě D v poloze 4 v ose y	[N]
F_{Dy5}	Silové zatížení ve vazbě D v poloze 5 v ose y	[N]
F_{Dymax}	Maximální silové zatížení ve vazbě D v ose y	[N]
F_{Ex1}	Silové zatížení ve vazbě E v poloze 1 v ose x	[N]
F_{Ex5}	Silové zatížení ve vazbě E v poloze 5 v ose x	[N]
F_{Exmax}	Maximální silové zatížení ve vazbě E v ose x	[N]
F_{Ey1}	Silové zatížení ve vazbě E v poloze 1 v ose y	[N]
F_{Ey5}	Silové zatížení ve vazbě E v poloze 5 v ose y	[N]



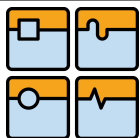
BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

$F_{E_{y\max}}$	Maximální silové zatížení ve vazbě E v ose y	[N]
F_{G1}	Radiální síla ve vazbě G v poloze 1	[N]
F_{g2}	Tíhová síla jezdce 2 v mechanismu	[N]
F_{g5}	Tíhová síla pojezdu 5 v mechanismu	[N]
F_{gr}	Tíhová síla rohoží v mechanismu	[N]
F_{Gx1}	Silové zatížení ve vazbě G v poloze 1 v ose x	[N]
F_{Gx5}	Silové zatížení ve vazbě G v poloze 5 v ose x	[N]
$F_{Gx\max}$	Maximální silové zatížení ve vazbě G v ose x	[N]
F_{Gy1}	Silové zatížení ve vazbě G v poloze 1 v ose y	[N]
F_{Gy5}	Silové zatížení ve vazbě G v poloze 5 v ose y	[N]
$F_{Gy\max}$	Maximální silové zatížení ve vazbě G v ose y	[N]
F_{H1}	Radiální síla ve vazbě H v poloze 1	[N]
F_{Hx5}	Silové zatížení ve vazbě H v poloze 5 v ose x	[N]
$F_{Hx\max}$	Maximální silové zatížení ve vazbě H v ose x	[N]
F_{Hy1}	Silové zatížení ve vazbě H v poloze 1 v ose y	[N]
F_{Hy5}	Silové zatížení ve vazbě H v poloze 5 v ose y	[N]
$F_{Hy\max}$	Maximální silové zatížení ve vazbě H v ose y	[N]
$F_{I\max}$	Maximální radiální síla ve vazbě I	[N]
F_{Ix1}	Silové zatížení ve vazbě I v poloze 1 v ose x	[N]
F_{Ix5}	Silové zatížení ve vazbě I v poloze 5 v ose x	[N]
$F_{Ix\max}$	Maximální silové zatížení ve vazbě I v ose x	[N]
F_{Iy1}	Silové zatížení ve vazbě I v poloze 1 v ose y	[N]
F_{Iy5}	Silové zatížení ve vazbě I v poloze 5 v ose y	[N]
$F_{Iy\max}$	Maximální silové zatížení ve vazbě I v ose y	[N]
F_{Jy1}	Silové zatížení ve vazbě J v poloze 1 v ose y	[N]
F_{Jy2}	Silové zatížení ve vazbě J v poloze 2 v ose y	[N]
F_{Jy5}	Silové zatížení ve vazbě J v poloze 5 v ose y	[N]
$F_{Jy\max}$	Maximální silové zatížení ve vazbě J v ose y	[N]
F_{Jz1}	Silové zatížení ve vazbě J v poloze 1 v ose z	[N]
F_{Jz2}	Silové zatížení ve vazbě J v poloze 2 v ose z	[N]
F_{Jz5}	Silové zatížení ve vazbě J v poloze 5 v ose z	[N]
$F_{Jz\max}$	Maximální silové zatížení ve vazbě J v ose Z	[N]
F_{Ky5}	Silové zatížení ve vazbě K v poloze 5 v ose y	[N]
F_{Kz5}	Silové zatížení ve vazbě K v poloze 5 v ose z	[N]
F_{Ly2}	Silové zatížení ve vazbě L v poloze 2 v ose y	[N]
F_{Ly5}	Silové zatížení ve vazbě L v poloze 5 v ose y	[N]
$F_{Ly\max}$	Maximální silové zatížení ve vazbě L v ose y	[N]
F_{Lz1}	Silové zatížení ve vazbě L v poloze 1 v ose z	[N]
F_{Lz2}	Silové zatížení ve vazbě L v poloze 2 v ose z	[N]
F_{Lz5}	Silové zatížení ve vazbě L v poloze 5 v ose z	[N]
$F_{Lz\max}$	Maximální silové zatížení ve vazbě L v ose Z	[N]



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

F_{Mz1}	Silové zatížení ve vazbě M v poloze 1 v ose z	[N]
F_{Mz2}	Silové zatížení ve vazbě M v poloze 2 v ose z	[N]
F_{Mz5}	Silové zatížení ve vazbě M v poloze 5 v ose z	[N]
F_{Mzmax}	Maximální silové zatížení ve vazbě M v ose Z	[N]
F_{N1}	Silové zatížení ve vazbě N v poloze 1	[N]
F_{N2}	Silové zatížení ve vazbě N v poloze 2	[N]
F_{N5}	Silové zatížení ve vazbě N v poloze 5	[N]
F_{Nmax}	Maximální silové zatížení ve vazbě N	[N]
F_{O1}	Silové zatížení ve vazbě O v poloze 1	[N]
F_{O5}	Silové zatížení ve vazbě O v poloze 5	[N]
F_{Omax}	Maximální silové zatížení ve vazbě O	[N]
F_{P1}	Silové zatížení ve vazbě P v poloze 1	[N]
F_{p1}	Síla v laně zadní podpory 7 v poloze 1	[N]
F_{p5}	Síla v laně zadní podpory 7 v poloze 5	[N]
F_{Pmax}	Maximální silové zatížení ve vazbě P	[N]
F_{pmax}	Maximální silové zatížení ve vazbě p	[N]
$F_{PŘP}$	Přítlačná síla přední podpory 6	[N]
$F_{PŘPmax}$	Maximální síla zatížení v přední podpoře 6	[N]
$F_{PŘZ}$	Přítlačná síla zadní podpory 7	[N]
$F_{PŘZmax}$	Maximální síla v zadní podpoře 7	[N]
F_{Q1}	Silové zatížení ve vazbě Q v poloze 1	[N]
F_{Qmax}	Maximální silové zatížení ve vazbě Q	[N]
F_{R1}	Silové zatížení ve vazbě R v poloze 1	[N]
F_{R2}	Silové zatížení ve vazbě R v poloze 2	[N]
$F_{rad6202}$	Maximální radiální zatížení ložiska 6202	[N]
$F_{rad7202}$	Maximální radiální zatížení ložiska 7202	[N]
F_{Rmax}	Maximální silové zatížení ve vazbě R	[N]
F_{tah}	Tahová síla od závaží v mechanismu	[N]
F_{Tx1}	Silové zatížení ve vazbě T v poloze 1 v ose x	[N]
F_{Tx2}	Silové zatížení ve vazbě T v poloze 2 v ose x	[N]
F_{Txmax}	Maximální silové zatížení ve vazbě T v ose x	[N]
F_{Ty1}	Silové zatížení ve vazbě T v poloze 1 v ose y	[N]
F_{Ty2}	Silové zatížení ve vazbě T v poloze 2 v ose y	[N]
F_{Tymax}	Maximální silové zatížení ve vazbě T v ose y	[N]
F_{W1}	Silové zatížení ve vazbě W v poloze 1	[N]
F_{Wmax}	Maximální silové zatížení ve vazbě W	[N]
$F_{x19.3}$	Vyjádření sil pro řetězové kolo 9.3 v poloze 1 v ose x	[N]
F_{x12}	Vyjádření sil pro jezdec 2 v poloze 1 v ose x	[N]
F_{x13}	Vyjádření sil pro přední rameno 3 v poloze 1 v ose x	[N]
$F_{x14.1}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.1 v poloze 1 v ose x	[N]
$F_{x14.2}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.2 v poloze 1 v ose x	[N]



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

$F_{x14.3}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.3 v poloze 1 v ose x	[N]
$F_{x14.4}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.4 v poloze 1 v ose x	[N]
F_{x15}	Vyjádření sil pro pojezd 5 v poloze 1 v ose x	[N]
F_{x17}	Vyjádření sil pro zadní podporu 7 v poloze 1 v ose x	[N]
F_{x18}	Vyjádření sil pro vodič 5 v poloze 1 v ose x	[N]
F_{x19}	Vyjádření sil pro řetězová kola 9 v poloze 1 v ose x	[N]
F_{x22}	Vyjádření sil pro jezdec 2 v poloze 2 v ose x	[N]
F_{x23}	Vyjádření sil pro přední rameno 3 v poloze 2 v ose x	[N]
F_{x25}	Vyjádření sil pro pojezd 5 v poloze 2 v ose x	[N]
F_{x28}	Vyjádření sil pro vodič 5 v poloze 2 v ose x	[N]
F_{x29}	Vyjádření sil pro řetězová kola 9 v poloze 2 v ose x	[N]
F_{x32}	Vyjádření sil pro jezdec 2 v poloze 3 v ose x	[N]
F_{x4}	Silové zatížení ve vazbě W (v laně) v poloze 4	[N]
F_{x42}	Vyjádření sil pro jezdec 2 v poloze 4 v ose x	[N]
F_{x43}	Vyjádření sil pro přední rameno 3 v poloze 4 v ose x	[N]
F_{x52}	Vyjádření sil pro jezdec 2 v poloze 5 v ose x	[N]
F_{x53}	Vyjádření sil pro přední rameno 3 v poloze 5 v ose x	[N]
$F_{x54.1}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.1 v poloze 5 v ose x	[N]
$F_{x54.2}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.2 v poloze 5 v ose x	[N]
$F_{x54.3}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.3 v poloze 5 v ose x	[N]
$F_{x54.4}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.4 v poloze 5 v ose x	[N]
F_{x55}	Vyjádření sil pro pojezd 5 v poloze 5 v ose x	[N]
F_{Xmax}	Maximální silové zatížení ve vazbě X	[N]
F_{y12}	Vyjádření sil pro jezdec 2 v poloze 1 v ose y	[N]
F_{y13}	Vyjádření sil pro přední rameno 3 v poloze 1 v ose y	[N]
$F_{y14.1}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.1 v poloze 1 v ose y	[N]
$F_{y14.2}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.2 v poloze 1 v ose y	[N]
$F_{y14.3}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.3 v poloze 1 v ose y	[N]
$F_{y14.4}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.4 v poloze 1 v ose y	[N]
F_{y15}	Vyjádření sil pro pojezd 5 v poloze 1 v ose y	[N]
F_{y16}	Vyjádření sil pro přední podporu 6 v poloze 1 v ose y	[N]
F_{y17}	Vyjádření sil pro zadní podporu 7 v poloze 1 v ose y	[N]
F_{y19}	Vyjádření sil pro řetězová kola 9 v poloze 1 v ose y	[N]
F_{y22}	Vyjádření sil pro jezdec 2 v poloze 2 v ose y	[N]
F_{y23}	Vyjádření sil pro přední rameno 3 v poloze 2 v ose y	[N]
F_{y25}	Vyjádření sil pro pojezd 5 v poloze 2 v ose y	[N]
F_{y29}	Vyjádření sil pro řetězová kola 9 v poloze 2 v ose y	[N]
F_{y32}	Vyjádření sil pro jezdec 2 v poloze 3 v ose y	[N]
F_{y42}	Vyjádření sil pro jezdec 2 v poloze 4 v ose y	[N]
F_{y43}	Vyjádření sil pro přední rameno 3 v poloze 4 v ose y	[N]
F_{y52}	Vyjádření sil pro jezdec 2 v poloze 5 v ose y	[N]



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

F_{y53}	Vyjádření sil pro přední rameno 3 v poloze 5 v ose y	[N]
$F_{y54.1}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.1 v poloze 5 v ose y	[N]
$F_{y54.2}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.2 v poloze 5 v ose y	[N]
$F_{y54.3}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.3 v poloze 5 v ose y	[N]
$F_{y54.4}$	Vyjádření sil pro lanovnici 4.4 v poloze 5 v ose y	[N]
F_{y55}	Vyjádření sil pro pojezd 5 v poloze 5 v ose y	[N]
F_{z15}	Vyjádření sil pro pojezd 5 v poloze 1 v ose z	[N]
F_{z2}	Silové zatížení ve vazbě Z (v laně) v poloze 2	[N]
F_{z25}	Vyjádření sil pro pojezd 5 v poloze 2 v ose z	[N]
F_{z55}	Vyjádření sil pro pojezd 5 v poloze 5 v ose z	[N]
F_{Zmax}	Maximální silové zatížení ve vazbě Z	[N]
k_{p213}	Bezpečnost sloupů 2.1.3 k meznímu stavu pružnosti	[-]
k_{p223}	Bezpečnost osy 2.2.3 k meznímu stavu pružnosti	[-]
k_{p225}	Bezpečnost osy 2.2.5 k meznímu stavu pružnosti	[-]
k_{p247}	Bezpečnost osy 2.4.7 k meznímu stavu pružnosti	[-]
l_{40x2}	Délka polotovaru 40x2	[mm]
l_{4HR40}	Délka polotovaru 4HR40	[mm]
$l_{60x40x2}$	Délka polotovaru 60x40x2	[mm]
L_{6202}	Životnost ložiska 6202	[-]
L_{7202}	Životnost ložiska 7202	[-]
$l_{80x40x2}$	Délka polotovaru 80x40x2	[mm]
L_C	Počet cyklů ložisek, na nichž je uložena kladka 11 C	[-]
l_{DN25}	Délka polotovaru TR DN25	[mm]
l_{DN32}	Délka polotovaru TR DN32	[mm]
L_{dopr}	Délka spodního dopravníku	[mm]
l_{kluz}	Délka kluzného pouzdra	[mm]
l_{KR25}	Délka polotovaru KR 25	[mm]
l_{KR30}	Délka polotovaru KR 30	[mm]
l_{KR45}	Délka polotovaru KR 45	[mm]
l_{KR60}	Délka 1 kg polyamidové tyče	[mm.kg ⁻¹]
$l_{KR60min}$	Minimální potřebná délka polyamidové tyče	[mm]
l_{L40x2}	Délka polotovaru L40x2	[mm]
L_{mz}	Životnost manipulačního zařízení	[hod]
l_f	Délka řetězu	[mm]
l_{teor}	Teoretická délka řetězu	[mm]
l_{TR152}	Délka polotovaru TR 152	[mm]
M_{0z15}	Vyjádření momentů pro pojezd 5 v poloze 1 v ose z v bodě 0	[N.mm]
M_{0z25}	Vyjádření momentů pro pojezd 5 v poloze 2 v ose z v bodě 0	[N.mm]
M_{0z32}	Vyjádření momentů pro jezdec 2 v poloze 3 v ose z v bodě 0	[N.mm]
M_{0z55}	Vyjádření momentů pro pojezd 5 v poloze 5 v ose z v bodě 0	[N.mm]
m_{40x2}	Hmotnost 1 kg polotovaru 40x2	[kg]



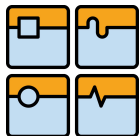
BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

m_{4HR40}	Hmotnost 1 kg polotovaru 4HR40	[kg]
$m_{60x40x2}$	Hmotnost 1 kg polotovaru 60x40x2	[kg]
$m_{80x40x2}$	Hmotnost 1 kg polotovaru 80x40x2	[kg]
M_{Az22}	Vyjádření momentů pro jezdec 2 v poloze 2 v ose z v bodě A	[N.mm]
M_{Bz12}	Vyjádření momentů pro jezdec 2 v poloze 1 v ose z v bodě B	[N.mm]
M_{Bz42}	Vyjádření momentů pro jezdec 2 v poloze 4 v ose z v bodě B	[N.mm]
M_{Bz52}	Vyjádření momentů pro jezdec 2 v poloze 5 v ose z v bodě B	[N.mm]
M_{Cz13}	Vyjádření momentů pro přední rameno 3 v poloze 1 v ose z v bodě C	[N.mm]
M_{Cz23}	Vyjádření momentů pro přední rameno v poloze 2 v ose z v bodě C	[N.mm]
M_{Cz43}	Vyjádření momentů pro přední rameno 3 v poloze 4 v ose z v bodě C	[N.mm]
M_{Cz53}	Vyjádření momentů pro přední rameno 3 v poloze 5 v ose z v bodě C	[N.mm]
m_{DN25}	Hmotnost 1 kg polotovaru TR DN25	[kg]
m_{DN32}	Hmotnost 1 kg polotovaru TR DN32	[kg]
M_{HN1}	Hnací moment	[N.mm]
M_{HNmax}	Maximální hnací moment	[N.mm]
m_{KR25}	Hmotnost 1 kg polotovaru KR 25	[kg]
m_{KR30}	Hmotnost 1 kg polotovaru KR 30	[kg]
m_{KR45}	Hmotnost 1 kg polotovaru KR 45	[kg]
m_{KR60}	Potřebná hmotnost polyamidové tyče	[kg]
M_{Ky55}	Vyjádření momentů pro pojezd 5 v poloze 5 v ose y v bodě K	[N.mm]
m_{L40x2}	Hmotnost 1 kg polotovaru L40x2	[kg]
M_{Lx15}	Vyjádření momentů pro pojezd 5 v poloze 1 v ose x v bodě L	[N.mm]
M_{Lx25}	Vyjádření momentů pro pojezd 5 v poloze 2 v ose x v bodě L	[N.mm]
M_{Lx55}	Vyjádření momentů pro pojezd 5 v poloze 5 v ose x v bodě L	[N.mm]
M_{Ly15}	Vyjádření momentů pro pojezd 5 v poloze 1 v ose y v bodě L	[N.mm]
M_{Ly25}	Vyjádření momentů pro pojezd 5 v poloze 2 v ose y v bodě L	[N.mm]
$m_{rohože}$	Hmotnost rohože	[kg]
m_{TR152}	Hmotnost 1 kg polotovaru TR 152	[kg]
M_{Tz19}	Vyjádření momentů pro řetězová kola 9 v poloze 1 v ose z v bodě T	[N.mm]
M_{Tz29}	Vyjádření momentů pro řetězová kola 9 v poloze 2 v ose z v bodě T	[N.mm]
n_{40x2}	Počet kusů polotovaru 40x2	[-]
n_{4HR40}	Počet kusů polotovaru 4HR40	[-]
$n_{60x40x2}$	Počet kusů polotovaru 60x40x2	[-]
$n_{80x40x2}$	Počet kusů polotovaru 80x40x2	[-]
n_{DN25}	Počet kusů polotovaru TR DN25	[-]
n_{DN32}	Počet kusů polotovaru TR DN32	[-]
n_{KR25}	Počet kusů polotovaru KR 25	[-]
n_{KR30}	Počet kusů polotovaru KR 30	[-]
n_{KR45}	Počet kusů polotovaru KR 45	[-]
n_{L40x2}	Počet kusů polotovaru L40x2	[-]
NNTN	Výpočtový model styku ve statice	[-]



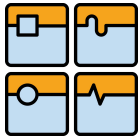
BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

n_f	Počet článků řetězu	[-]
n_{TR152}	Počet kusů polotovaru TR 152	[-]
P_{7202}	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska 7202	[N]
p_D	Dovolený tlak	[Mpa]
$p_{kluzmax}$	Maximální kontaktní tlak na kluzné pouzdro	[Mpa]
$p_{řk}$	Rozteč zubů na řetězovém kole	[mm]
r_{223}	Poloměr zaoblení osazení osy 2.2.3	[mm]
R_a	Drsnost povrchu	[μm]
r_D	Rameno působení sil F_{Dx} a F_{Dy}	[mm]
R_{e11343}	Mez kluzu v tahu pro materiál 11 523	[Mpa]
R_{e11523}	Mez kluzu v tahu pro materiál 11 523	[Mpa]
$R_{rohože}$	Délka rohože	[mm]
S_{P10}	Plocha polotovaru P10	[mm^2]
S_{P15}	Plocha polotovaru P15	[mm^2]
S_{P5}	Plocha polotovaru P5	[mm^2]
t_{cykl}	Čas jednoho pracovního cyklu	[s]
t_{DN25}	Tloušťka trubky DN25	[mm]
t_{P10}	Tloušťka polotovaru P10	[mm]
t_{P15}	Tloušťka polotovaru P15	[mm]
t_{P5}	Tloušťka polotovaru P5	[mm]
$t_{rohože}$	Tloušťka rohože (maximální)	[mm]
V_{akdopr}	Aktuální výška spodního dopravníku	[mm]
v_C	Obvodová rychlost kladky 11 C	[$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
v_{max}	Maximální rychlost linky	[$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
v_{vod}	Rychlost vodiče	[$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
X_{7202}	Pomocný koeficient ložiska 7202	[-]
Y_{7202}	Pomocný koeficient ložiska 7202	[-]
$Z_{řk}$	Počet zubů řetězového kola	[-]
α_D	Součinitel tvaru	[-]
ρ_{Fe}	Hustota ocelového materiálu	[$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
ρ_{PA6}	Hustota polyamidu	[$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
$\rho_{rohože}$	Hustota rohoží CANABEST PLUS	[$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
σ_{o213}	Napětí na ohyb sloupů 2.1.3	[Mpa]
σ_{o223}	Napětí na ohyb osy 2.2.3	[Mpa]
$\sigma_{o223nom}$	Nominální napětí na ohyb osy 2.2.3	[Mpa]
σ_{o225}	Napětí na ohyb osy 2.2.5	[Mpa]
σ_{o247}	Napětí na ohyb osy 2.4.7	[Mpa]
σ_{r213}	Redukované napětí sloupů 2.1.3	[Mpa]
τ_{k213}	Napětí na krut sloupů 2.1.3	[Mpa]



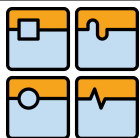
10 Seznam obrázků

Obr. 1: Blokové schéma systému na pytlování konopných izolačních rohoží.....	10
Obr. 2: Schéma varianty V1.....	12
Obr. 3: Schéma varianty V1, krajní poloha II-I jezdce.....	14
Obr. 4: Schéma varianty V1, poloha II-III jezdce.....	14
Obr. 5: Schéma varianty V1, poloha II-IV jezdce.....	15
Obr. 6: Schéma varianty V1, poloha II-V jezdce.....	15
Obr. 7: Schéma varianty V2.....	16
Obr. 8: Schéma varianty V2, krajní poloha II-I jezdce 2.....	17
Obr. 9: Schéma varianty V2, poloha II-II jezdce 2.....	18
Obr. 10: Schéma varianty V2, poloha II-III jezdce 2.....	18
Obr. 11: Schéma varianty V2, poloha VIII-II vodiče 8.....	18
Obr. 12: Schéma varianty V2, zpětný pohyb jezdce 2.....	19
Obr. 13: Schéma varianty V2, úchop řady rohoží přední podporou 6.....	19
Obr. 14: Základna s detaily.....	22
Obr. 15: Jezdec.....	22
Obr. 16: Detail předního držáku.....	23
Obr. 17: Detail zadního držáku.....	23
Obr. 18: Přední rameno.....	24
Obr. 19: Detail uložení lanovnic na zadním držáku.....	24
Obr. 20: Pojezd.....	25
Obr. 21: Přední a zadní podpora.....	25
Obr. 22: Detail jednotlivých součástí vodiče.....	26
Obr. 23: Hnací buben.....	27
Obr. 24: Hnaný buben.....	27
Obr. 25: Plochá lanová svorka.....	27
Obr. 26: Grafické vyjádření reakcí ve vazbách v poloze 3.....	33
Obr. 27: Grafické vyjádření reakcí ve vazbách v poloze 4.....	34
Obr. 28: Namáhání osy 2.4.7.....	40
Obr. 29: Namáhání osy 2.2.5.....	40
Obr. 30: Namáhání osy 2.2.3.....	42
Obr. 31: Namáhání sloupů 2.1.3.....	43



11 Seznam tabulek

Tab. 1: Hodnoty reakcí ve vazbách a ostatních zatížení v poloze 1.....	32
Tab. 2: Hodnoty reakcí ve vazbách a ostatních zatížení v poloze 2.....	33
Tab. 3: Hodnoty reakcí ve vazbách v poloze 3.....	34
Tab. 4: Hodnoty reakcí ve vazbách v poloze 4.....	35
Tab. 5: Hodnoty reakcí ve vazbách v poloze 5.....	36
Tab. 6: Hodnoty reakcí ve vazbách v poloze 5.....	36
Tab. 7: Maximální hodnoty ve vazbách.....	37
Tab. 8: Maximální hodnoty dalších zatížení.....	37
Tab. 9: Použití polotovaru TR DN 32 ČSN EN 10060.....	45
Tab. 10: Použití polotovaru TR DN 25 ČSN EN 10060.....	46
Tab. 11: Použití polotovaru KR 25 ČSN 42 6511.....	47
Tab. 12: Použití polotovaru KR 30 ČSN 42 6511.....	47
Tab. 13: Použití polotovaru KR 45 ČSN 42 6511.....	48
Tab. 14: Použití polotovarů podle ČSN 42 6935 a ČSN 42 6936.....	49
Tab. 15: Použití polotovaru P5 ČSN 42 5310.....	50
Tab. 16: Použití polotovaru P10 ČSN 42 5310.....	50
Tab. 17: Použití polotovaru P15 ČSN 42 5310.....	51
Tab. 18: Použití ostatních polotovarů.....	52
Tab. 19: Typizované součásti a ostatní součásti.....	53



12 Seznam příloh

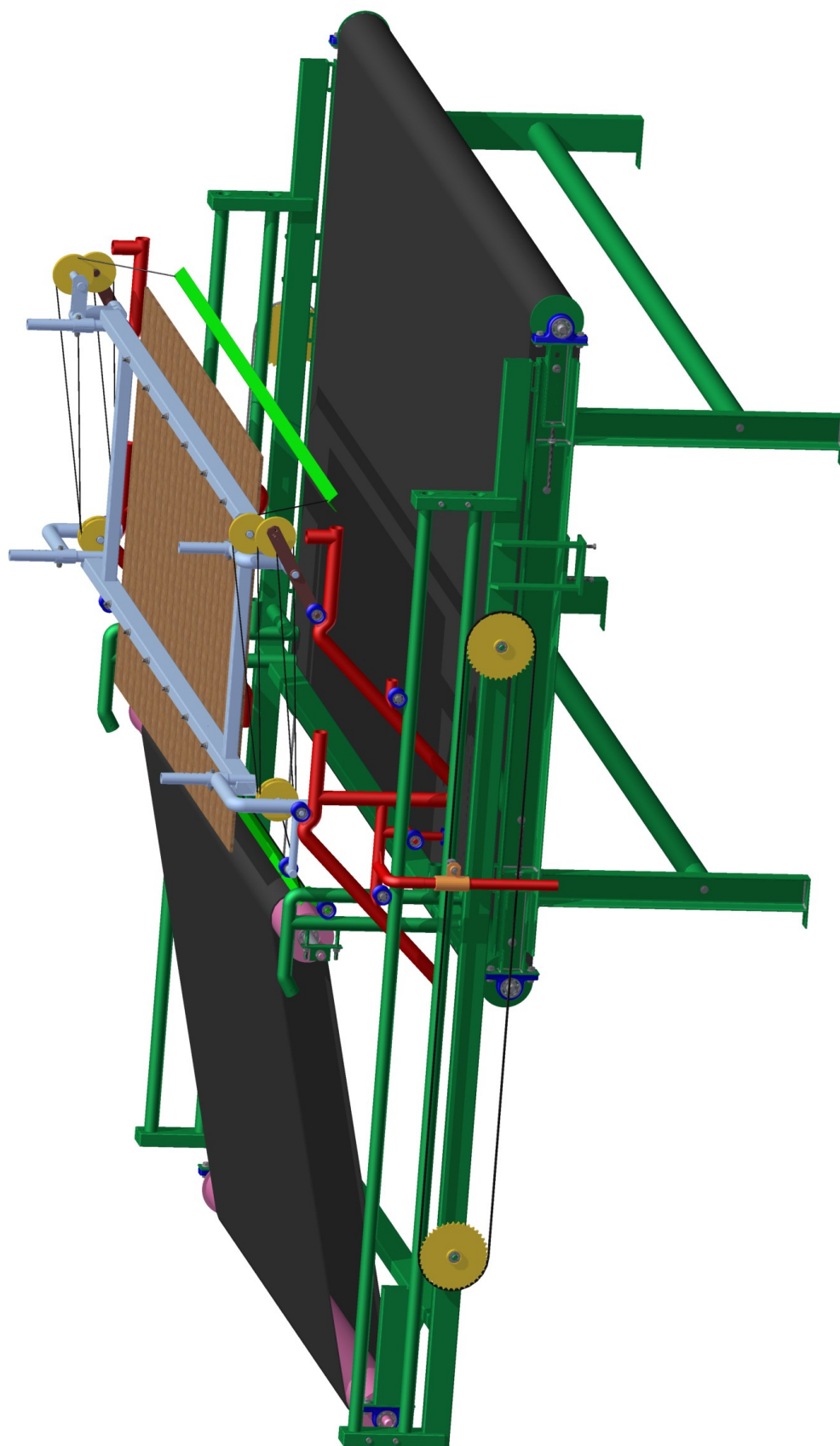
12.1 Tištěné přílohy

- Příloha 1: 0-MAN-00-00: MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ
- Příloha 2: 2-MAN-00-22: PŘEDNÍ DRŽÁK LEVÝ
- Příloha 3: 3-MAN-00-03: PŘEDNÍ RAMENO
- Příloha 4: 3-MAN-00-08: VODIČ
- Příloha 5: Obrázek 3D modelu zařízení na stohování konopných izolačních rohoží
- Příloha 6: Nákres poloh manipulačního zařízení, ve kterých se předpokládá největší zatížení
- Příloha 7: Schéma varianty V2 se zaznačenými vazbami
- Příloha 8: Grafické vyjádření reakcí ve vazbách v poloze 1
- Příloha 9: Grafické vyjádření reakcí ve vazbách v poloze 2
- Příloha 10: Grafické vyjádření reakcí ve vazbách v poloze 5
- Příloha 11: Tabulka s normalizovanými součástmi

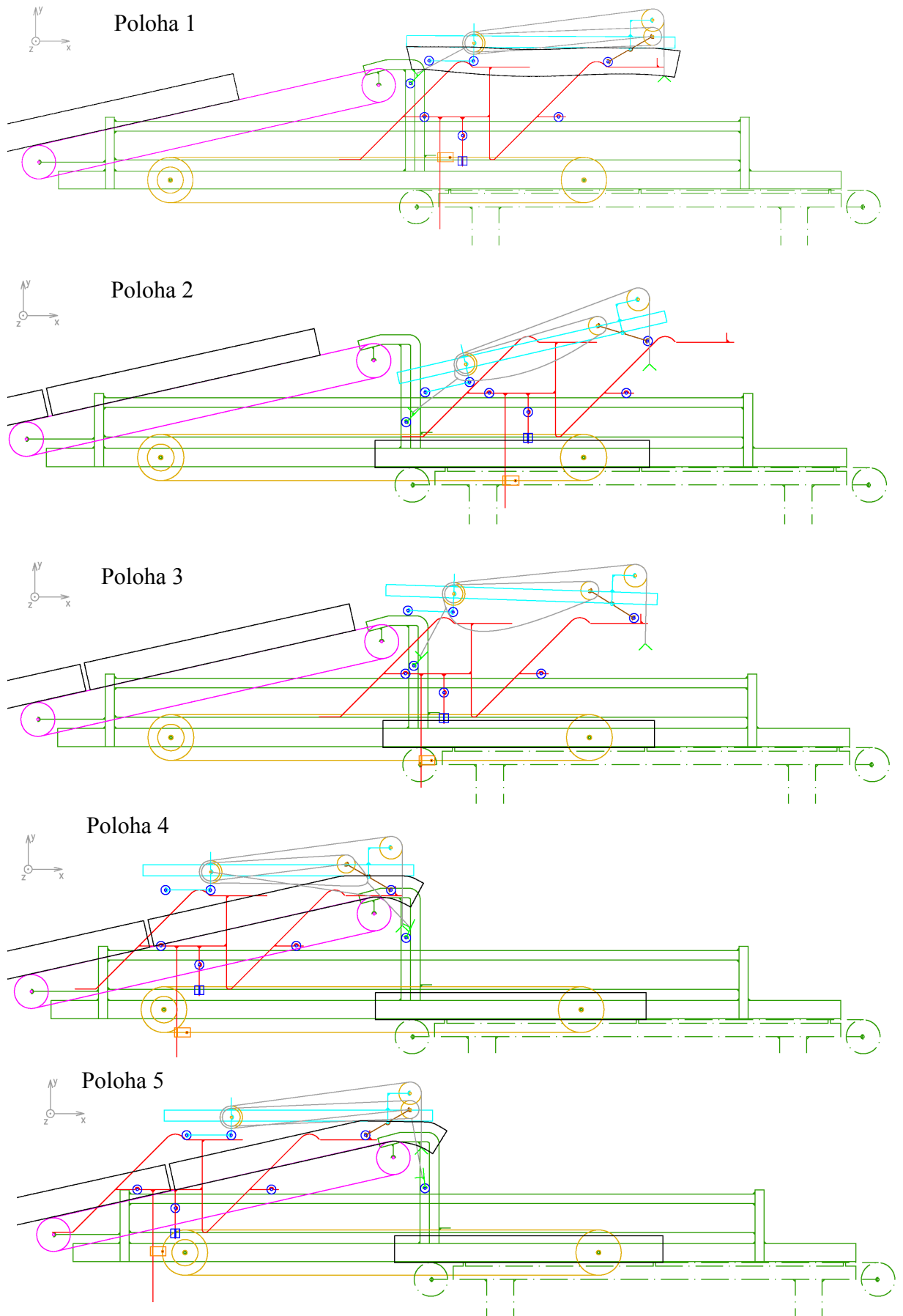
12.2 Přílohy v elektronické podobě

- Příloha 1E: 3D model varianty V1
- Příloha 2E: 3D model varianty V2
- Příloha 3E: Animace 3D modelu varianty V2
- Příloha 4E: Princip funkce varianty V1, gif animace
- Příloha 5E: Princip funkce varianty V2, gif animace
- Příloha 6E: Vypocet.sm: Soubor pro aplikaci SMath Studio s Maticemi pro výpočet vazbových reakcí
- Příloha 7E: Fotografie spodního dopravníku na konci výrobní linky pořízená v lednu 2010

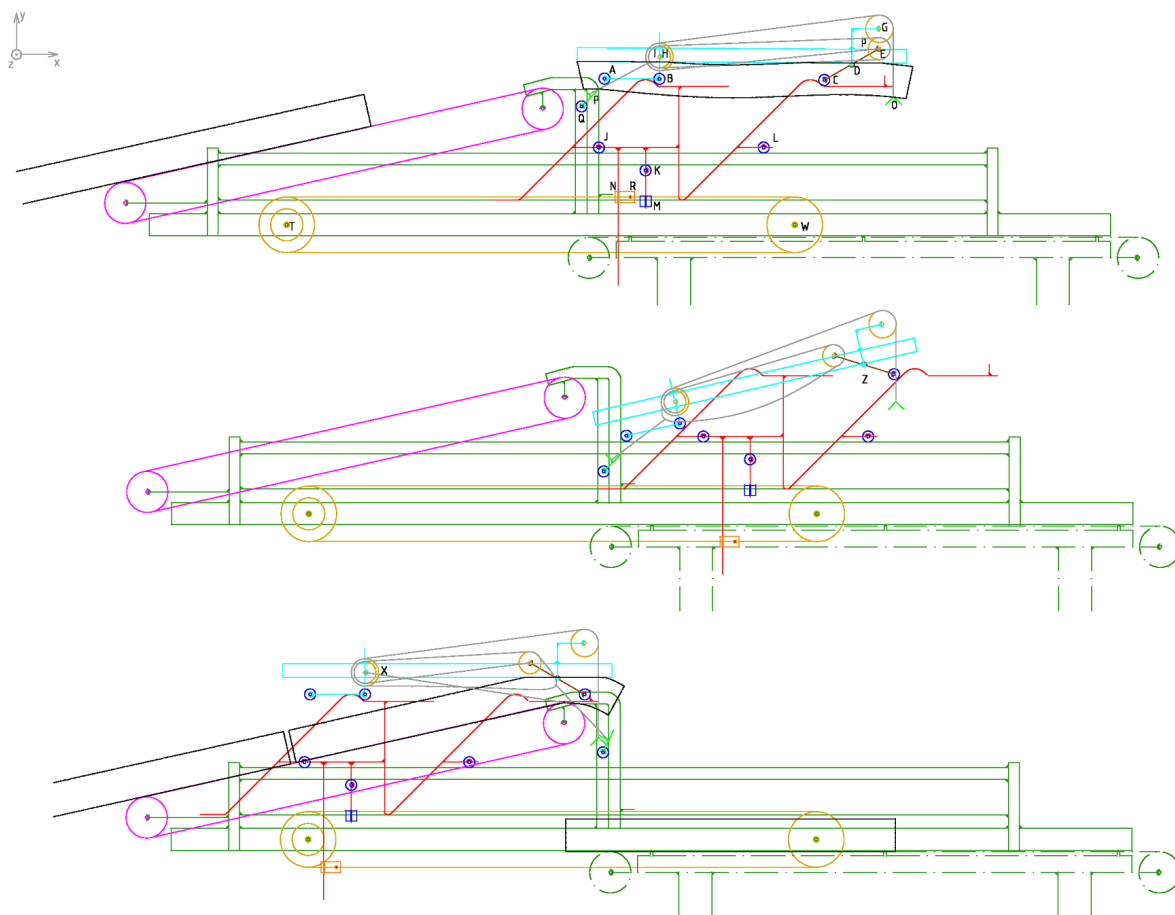
Příloha 5: Obrázek 3D modelu zařízení na stohování konopných izolačních rohoží



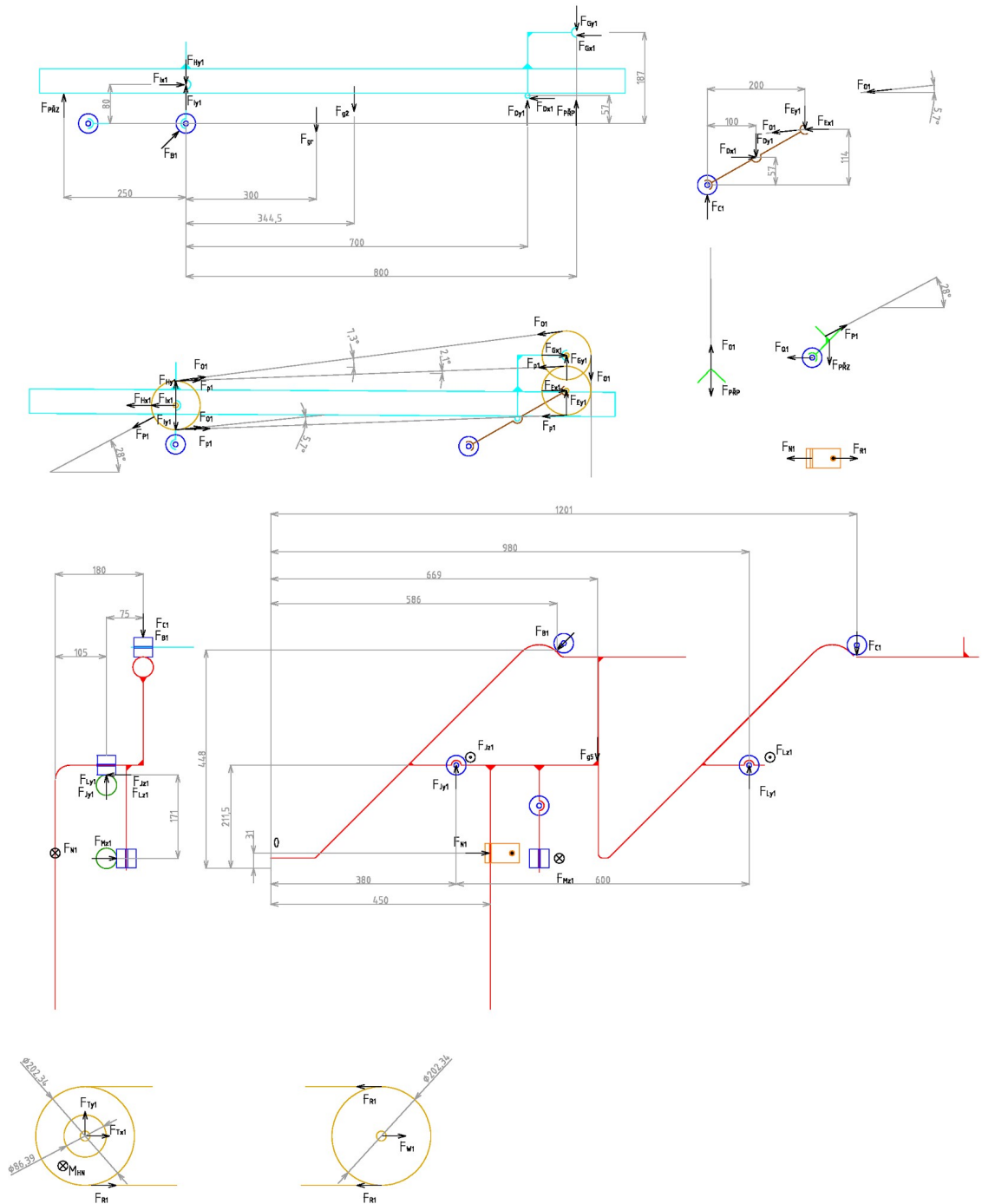
Příloha 6: Náčres poloh manipulačního zařízení, ve kterých se předpokládá největší zatížení



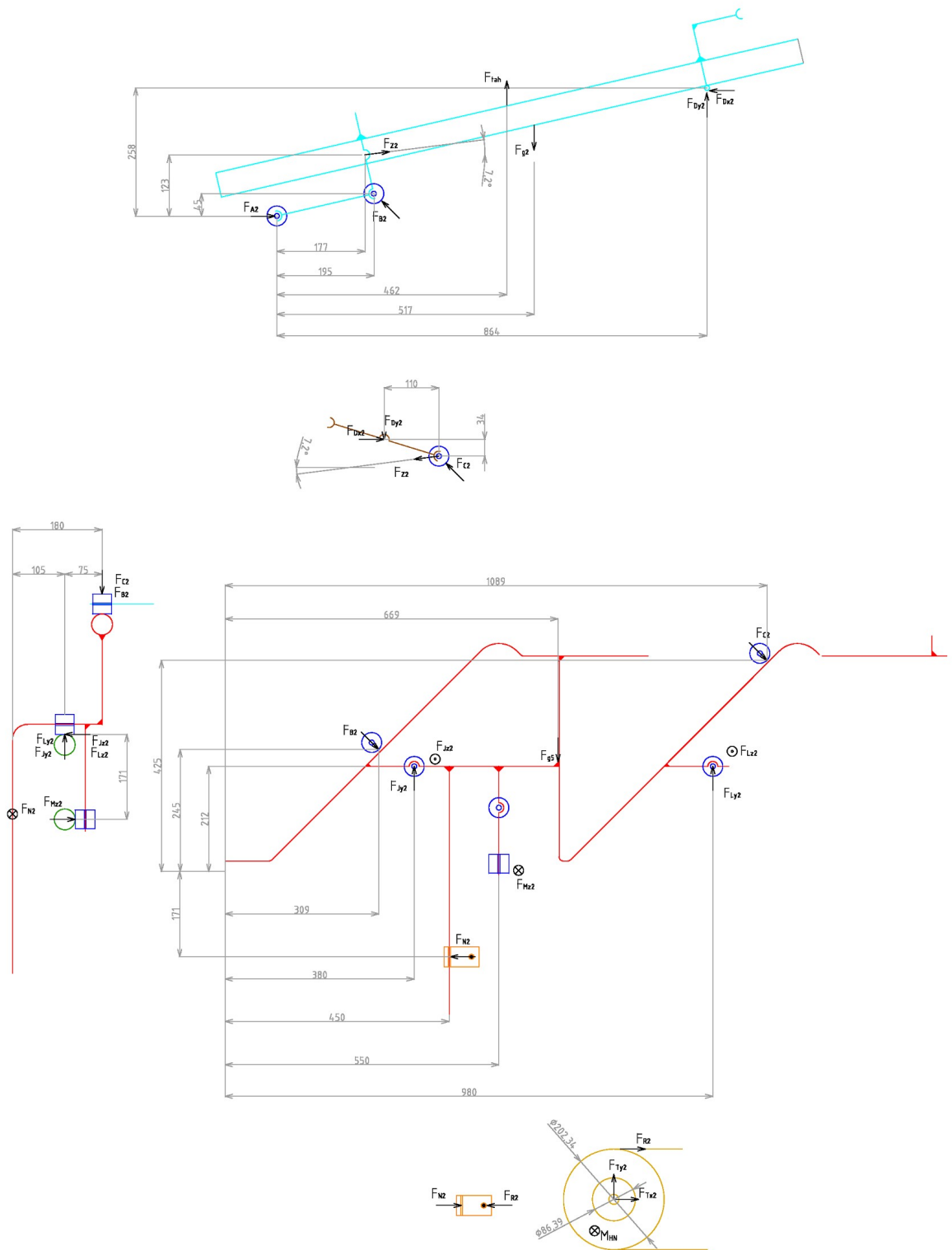
Příloha 7: Schéma varianty V2 se zaznačenými vazbami



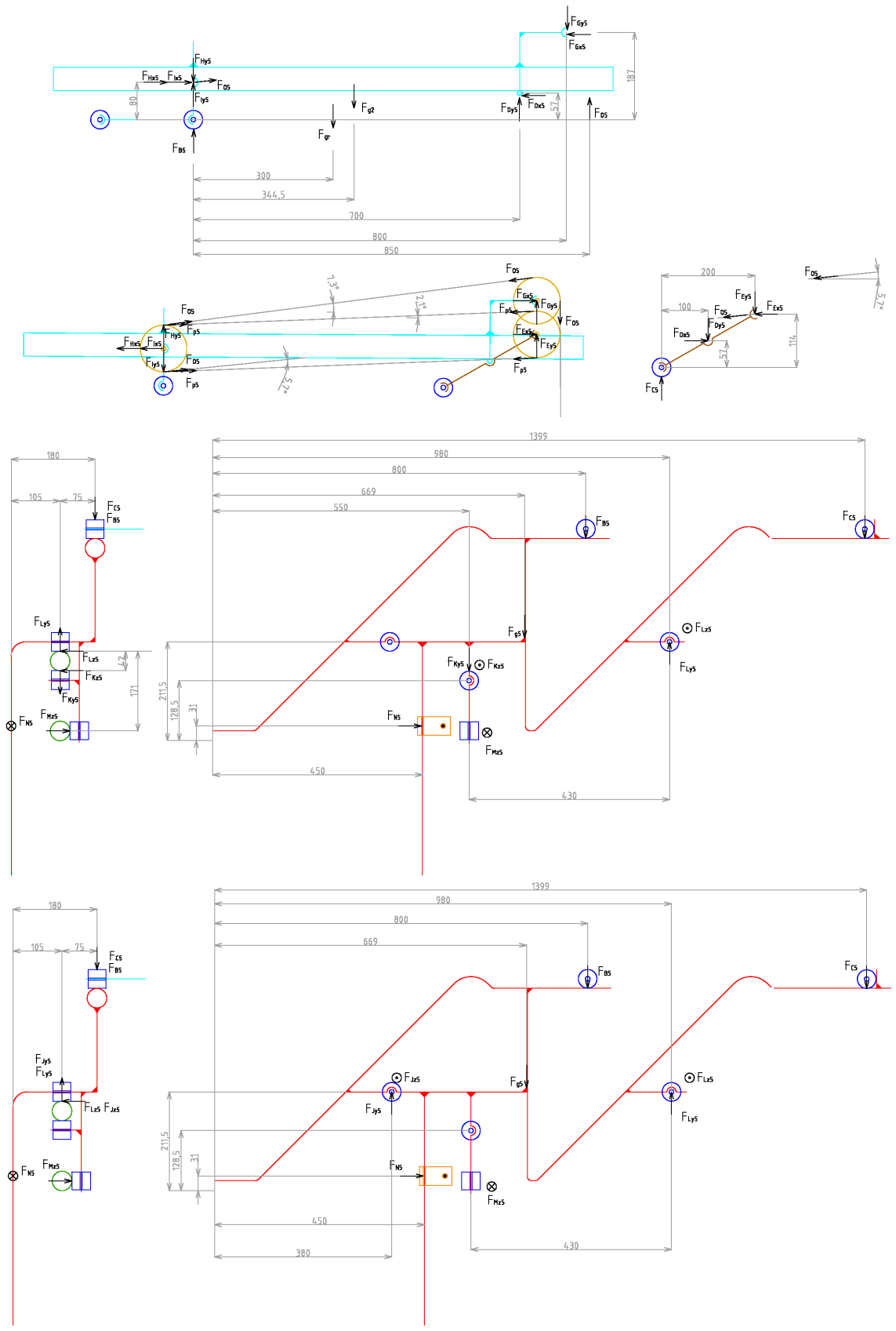
Příloha 8: Grafické vyjádření reakcí ve vazbách v poloze 1



Příloha 9: Grafické vyjádření reakcí ve vazbách v poloze 2



Příloha 10: Grafické vyjádření reakcí ve vazbách v poloze 5



Příloha 11: Tabulka s normalizovanými součástmi

Normalizované součásti				
Součást	Počet	Jednotková cena	Celková cena	Prodejce
Šroub M8x60 ISO 4014	4	1,87	7,48	BMKco. s.r.o
Šroub M6x20 ISO 4014	4	0,43	1,72	BMKco. s.r.o
Šroub M10x25 ISO 4014	4	1,71	6,84	BMKco. s.r.o
Šroub M10x80 ISO 4017	4	4,68	18,72	BMKco. s.r.o
Šroub M12x40 ISO 4017	4	3,85	15,4	BMKco. s.r.o
Šroub M10x50 ISO 4762	8	3,17	25,36	BMKco. s.r.o
Šroub M10x90 ISO 8678	12	4,18	50,16	BMKco. s.r.o
Matice M8 ISO 4161	4	0,63	2,52	BMKco. s.r.o
Matice M10 ISO 4161	16	1,01	16,16	BMKco. s.r.o
Matice M12 ISO 4161	8	1,69	13,52	BMKco. s.r.o
Matice M20 ČSN 02 1407	2	4,47	8,94	BMKco. s.r.o
Podložka 10,5 ČSN 02 1702	4	0,23	0,92	BMKco. s.r.o
Podložka 13 ČSN 02 1702	4	0,4	1,6	BMKco. s.r.o
Podložka 6 ČSN 02 1740	8	0,04	0,32	BMKco. s.r.o
Podložka 10 ČSN 02 1740	8	0,15	1,2	BMKco. s.r.o
Podložka 20 ČSN 02 1740	2	0,97	1,94	BMKco. s.r.o
Pojistný kroužek ČSN 02 2929 12-12	18	1,09	19,62	ARKOV, spol. s.r.o
Pojistný kroužek ČSN 02 2930 20	8	0,84	6,72	ARKOV, spol. s.r.o
Ložisko 6202 2Z Kinex	36	20,72	745,92	ARKOV, spol. s.r.o
Ložisko 6206 SKF	2	143,56	287,12	ARKOV, spol. s.r.o
Ložisko 7202 Kinex	4	62,93	251,72	ARKOV, spol. s.r.o
Cena celkem C _n [Kč]			1483,90	