



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

# **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**

**Konstrukční úpravy kladkového stavu**

**Design improvements of a roller rig**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
2019**

**Elias KARNOUB**

**Studijní program:** B2341 STROJÍRENSTVÍ

**Studijní obor:** 3901R051 Konstruování podporované počítačem

**Vedoucí práce:** Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.



# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Karnoub** Jméno: **Elias** Osobní číslo: **456768**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojírenství**  
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Konstrukční úpravy kladkového stavu**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design improvements of a roller rig**

Pokyny pro vypracování:

1. Proveďte rozbor účinků odstředivé síly působících na vozidlo při průjezdu obloukem koleje a navrhnete způsob jejich simulace na kladkovém stavu.
2. Navrhnete konstrukční řešení rámu kladkového stavu a jeho uložení tak, aby na něm bylo možné simulovat účinky odstředivé síly a vytvoříte jeho 3D CAD model.
3. Proveďte základní pevnostní kontrolu dílů.
4. Vypracujte sestavný výkres navrženého řešení.

Seznam doporučené literatury:

- [1] Bauer, P., Kalivoda, J.: Experimentální výzkum na kladkovém zkušebním stavu ČVUT, Nová železniční technika 2006/2;  
[2] Švejnoch, V. a kol.: Teorie kolejových vozidel; [3] Jaschinski, A. et al.: The Application of roller rigs to railway vehicles dynamics, Vehicle System Dynamics 31 (1999); [4] Iwnicki, S.: Handbook of Railway Vehicle Dynamics; [5] odborné časopisy, firemní literatura, normy.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Jan Kalivoda, Ph.D., Fakulta strojní**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.07.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

  
Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

  
doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
prof. Ing. Michael Valásek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

30.04.2019  
Datum převzetí zadání

Karnoub  
Podpis studenta

### **PROHLÁŠENÍ:**

**Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Konstrukční úpravy kladkového stavu“ vypracoval(a) samostatně pod vedením Ing. Jana Kalivody, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.**

**V Praze: 08.07.2019**

**Elias Karnoub**

## **PODĚKOVÁNÍ:**

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Janu Kalivodovi, Ph.D. za připomínky, vedení, a ochotu vždy poradit při tvorbě této práce. Dále bych rád poděkoval rodině a přátelům za psychickou podporu

## **ANOTACE**

Kladkový stav je zařízení, který se používá pro simulaci jízdy kolejového vozidla po kolejích. Nachází se na Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel v laboratořích na Julisce. Cílem této práce je úprava kladkového stavu, která do simulace projetí obloukem zakomponuje i působení odstředivých sil. Vypracování návrhu rámové konstrukce a pohonu, který umožní simulaci odstředivých sil působících na podvozek, provedení základní pevnostní kontroly a vytvoření sestavného výkresu mechanismu.

## **ANNOTATION**

Roller rig is a device that is used to simulate ride of a rail vehicle on rails. It is located at the Department of Automotive, Combustion Engine and Railway Engineering in laboratories at Juliska. The aim of this work is to adjust the roller rig, which incorporates the effect of centrifugal forces into the simulation of the ride through the arc. Design of a frame construction and propulsion, which will allow simulation of centrifugal forces acting on the chassis, performing a basic strength check and creating an assembly drawing of the mechanism.

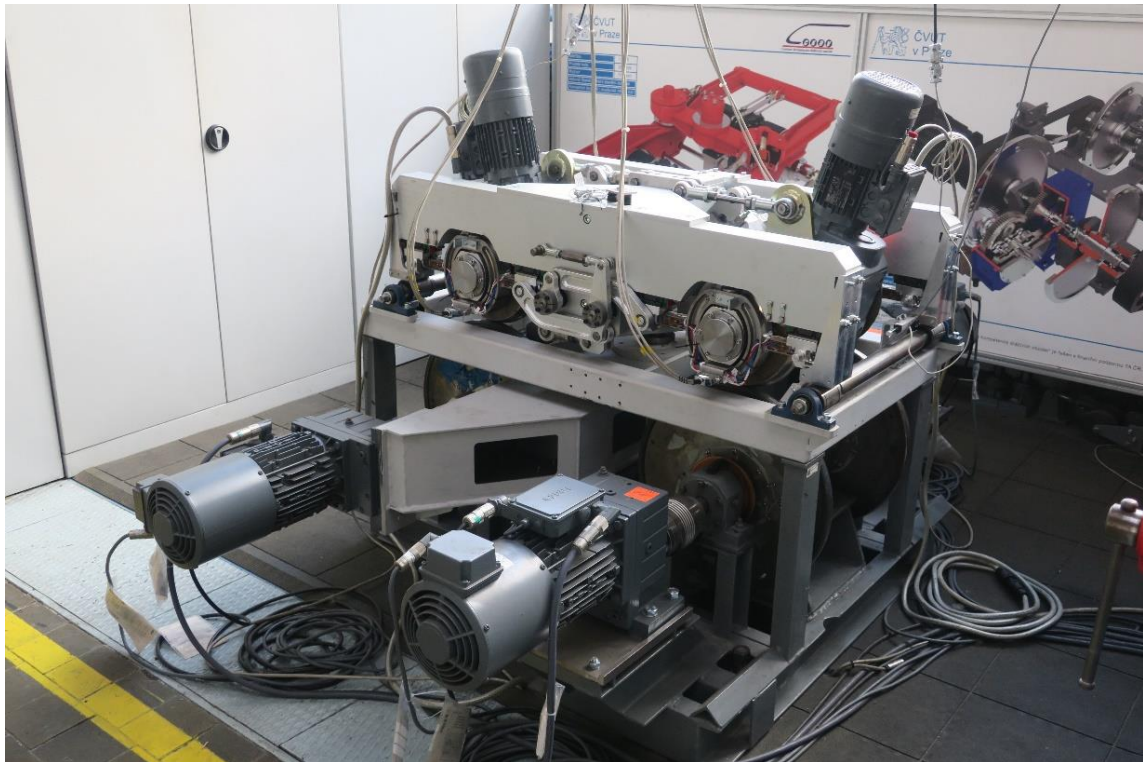
## Obsah

<b>1. Úvod</b> .....	<b>1</b>
<b>1.1. Kladkový stav</b> .....	<b>1</b>
<b>1.2. Problematika</b> .....	<b>1</b>
<b>2. Cíl bakalářské práce</b> .....	<b>3</b>
<b>3. Vstupní veličiny</b> .....	<b>4</b>
<b>4. Chybějící převýšení kolejnic</b> .....	<b>6</b>
<b>5. Výpočet úhlů naklápění</b> .....	<b>7</b>
<b>6. Návrh řešení kladkového stavu</b> .....	<b>8</b>
<b>7. Výpočty pro návrh pohonu</b> .....	<b>10</b>
<b>7.1. Kinematika konstrukce</b> .....	<b>10</b>
<b>8. Návrh pohonu naklápěcího mechanismu</b> .....	<b>12</b>
<b>8.1. První návrh – naklápění ramen rotačním pohybem</b> .....	<b>13</b>
<b>8.1.1. Vnitřní účinky</b> .....	<b>13</b>
<b>8.1.2. Výpočet momentu</b> .....	<b>15</b>
<b>8.1.3. Volba převodovky</b> .....	<b>15</b>
<b>8.1.4. Závěr</b> .....	<b>16</b>
<b>8.2. Druhý návrh – naklápění rámu posuvným pohybem</b> .....	<b>17</b>
<b>8.2.1. Vnitřní účinky</b> .....	<b>17</b>
<b>8.2.2. Výpočet momentu</b> .....	<b>19</b>
<b>8.2.3. Volba převodovky</b> .....	<b>20</b>
<b>8.3. Sestavení pohonu ve 3D CAD modelu</b> .....	<b>21</b>
<b>8.3.1. Rotační rameno</b> .....	<b>22</b>
<b>8.3.2. Táhlo</b> .....	<b>24</b>
<b>8.3.3. Bod pod nosným rámem</b> .....	<b>24</b>
<b>9. Pevnostní kontrola základních dílů</b> .....	<b>25</b>
<b>9.1. Pevnostní kontrola ramene u rámové konstrukce</b> .....	<b>25</b>
<b>9.1.1. Pevnostní kontrola na vzpěr</b> .....	<b>25</b>
<b>9.1.2. Pevnostní kontrola na tah/tlak</b> .....	<b>26</b>
<b>9.2. Pevnostní kontrola táhla u pohonu naklápěcího mechanismu</b> .....	<b>27</b>
<b>9.2.1. Pevnostní kontrola na vzpěr</b> .....	<b>28</b>
<b>9.2.2. Pevnostní kontrola na tah/tlak</b> .....	<b>29</b>
<b>10. Závěr</b> .....	<b>30</b>
<b>Seznam obrázků</b> .....	<b>31</b>
<b>Seznam příloh</b> .....	<b>31</b>
<b>Seznam literatury</b> .....	<b>32</b>

## 1. Úvod

### 1.1. Kladkový stav

Kladkový stav je zařízení, které slouží k simulaci jízdy podvozku na kolejích. Stanoviště se nachází v laboratořích na Julisce. Celé zařízení se skládá ze dvou hlavních členů, z experimentálního podvozku a ze samotného kladkového stavu (viz. Obr. 1). V současné době jsou hlavní součásti kladkového stavu nosný rám, který je pevně připevněn k podlaze, čtyři kladky, které mají na obvodě profil kolejnic a čtyři elektromotory. Každá kladka je poháněna vlastním elektromotorem.



*Obr. 1: Aktuální fotografie kladkového stavu s podvozkem*

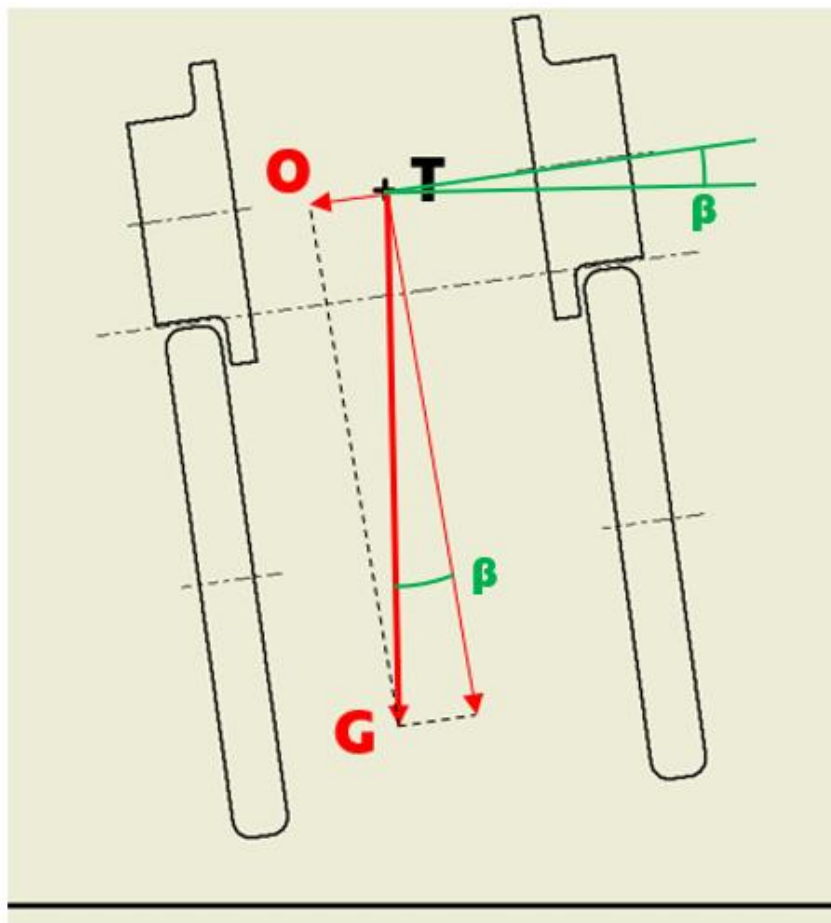
### 1.2. Problematika

Simulace projetí obloukem je umožněna natáčením kolem svislé osy volně otočných kladek. Ke zdokonalení simulace chybí působení odstředivých sil na experimentální podvozek, což je velmi důležitý aspekt při projíždění obloukem. Nejjednodušší způsob řešení tohoto nedostatku je nakláněním experimentálního podvozku kolem podélné osy (na levou, či pravou stranu; viz. Obr. 2). Tímto způsobem bude odstředivá síla  $O$  nahrazena složkou gravitační síly  $G$ . Velikost odstředivé síly bude možné určovat velikostí naklonění. Čím větší úhel sklonu, tím větší síla působí na podvozek v příčném směru.

Velikost odstředivé síly  $O$  (viz. Obr. 2 Obr. 1) bude možné určit pomocí rovnice (1), který nám říká, že čím větší bude úhel naklonění  $\beta$ , tím větší bude hodnota odstředivé síly  $O$ .

$$O = G * \sin(\beta) \quad (1)$$

Vzhledem k tomu, že experimentální podvozek bude po celou dobu simulace stát na kladkách, bude potřeba naklánět i kladky společně s experimentálním podvozkem. Z tohoto důvodu bude nejjednodušší způsob řešení naklápět společně s podvozkem i nosný rám, ve kterém jsou uloženy kladky společně se všemi pohonnými členy (elektromotory, spojky atd.).



*Obr. 2 Působení sil při naklonění*



## 2. Cíl bakalářské práce

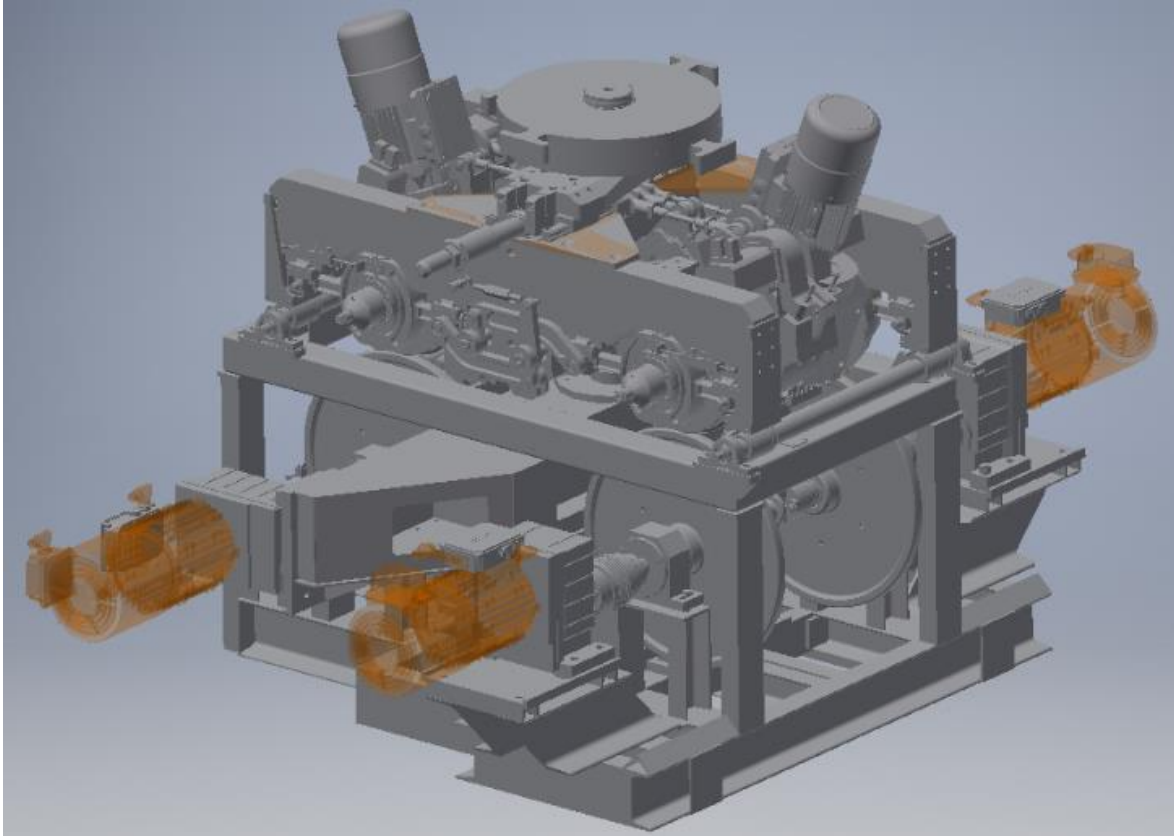
Pro zdokonalení simulace projetí obloukem je nezbytné navrhnout úpravy kladkového stavu, která umožní naklápění experimentálního podvozku. V současném stavu je nosný rám kladkového stavu připevněn k podlaze, proto bude nutné navrhnout nosný rám, který umožní naklápění kladek a všech komponentů potřebných k pohonu kladek. Dále je zapotřebí k nosnému rámu vymyslet pohon, který umožní naklápění všech potřebných dílů k simulaci.

Cílem této bakalářské práce je tedy vytvořit návrh řešení rámové konstrukce kladkového stavu včetně pohonu pro simulaci odstředivých sil. Bude proveden rozbor účinků odstředivých sil působících na podvozek. Na všech důležitých dílech pohonu budou provedeny základní pevnostní kontroly.

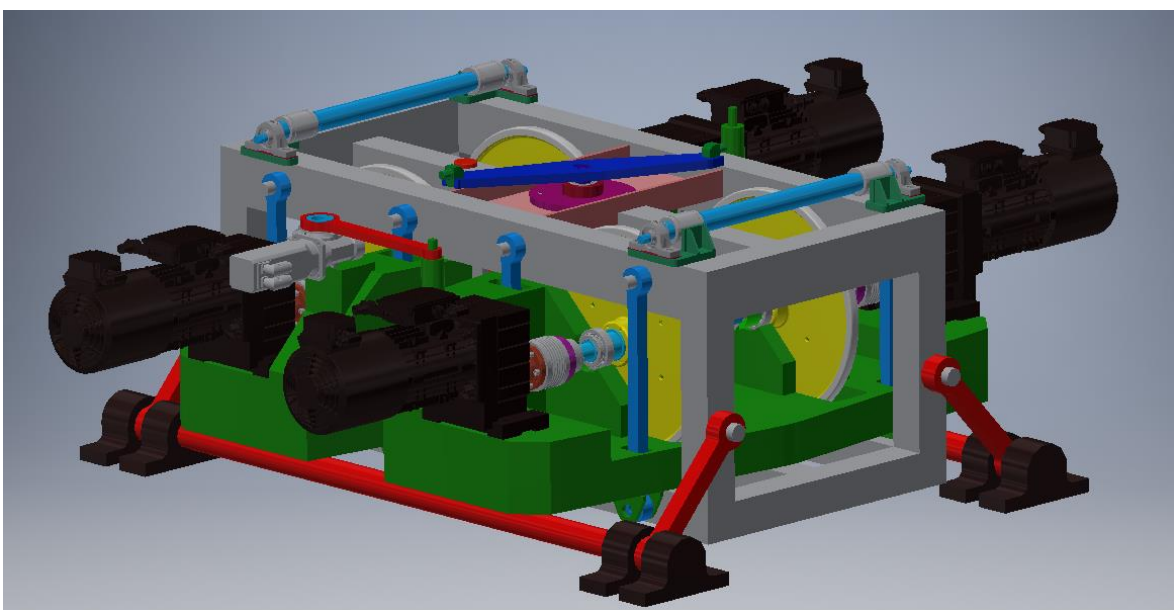
Návrh rámu s pohonem bude odevzdán formou 3D CAD modelu společně se sestavným výkresem celého řešení.

### 3. Vstupní veličiny

K zadání práce jsem dostal od vedoucího práce 3D CAD model aktuálního kladkového stavu (viz. Obr. 3) a koncepční návrh možného řešení rámové konstrukce (viz. Obr. 4), která umožňuje naklápění kladkového stavu.



*Obr. 3 3D CAD Model aktuálního kladkového stavu*



*Obr. 4 Koncepční návrh řešení nového kladkového stavu*

Na první pohled je vidět rozdíl mezi aktuálním stavem a návrhu nového stavu. Na rozdíl od aktuální verze stavu, která je pevně připevněná k zemi, je rám nové verze uložen čtyřmi rotačními klouby na čtyřech ramenech, která jsou uložena rotačními klouby k podlaze. Díky tomu je celá konstrukce ve vzduchu nad zemí a má možnost naklonění pomocí pohybu ramen.

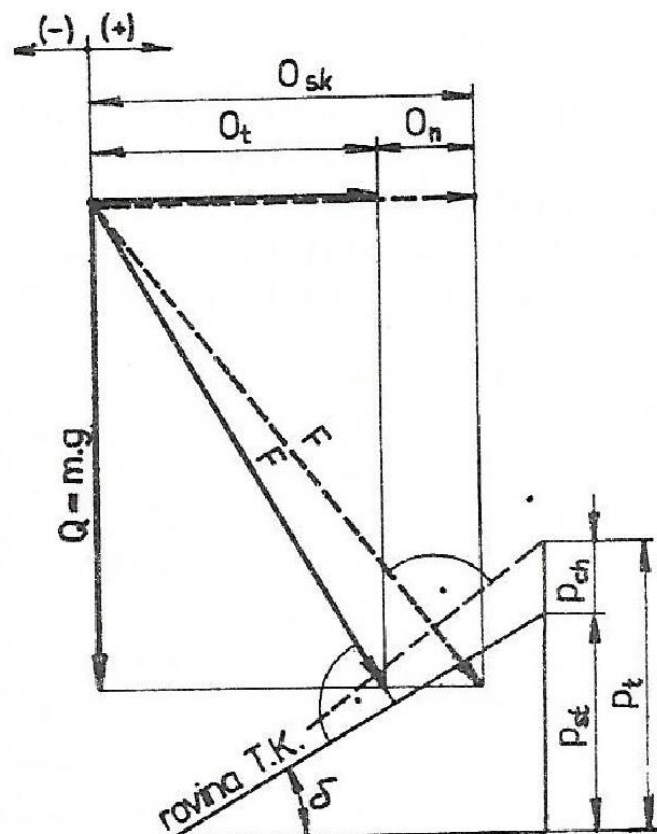
Dostal jsem zadanou hodnotu maximálního chybějícího převýšení kolejnic  $p_{ch} = 200 \text{ mm}$ , kterou bude kladkový stav simulovat. Hodnota převýšení nám udává, jaký je výškový rozdíl jednotlivých kolejnic v oblouku. K dalším potřebným výpočtům mám zadanou maximální hmotnost experimentálního podvozku  $m_{pod} = 1050 \text{ kg}$  a celkovou hmotnost kladkového stavu  $m_{klad} = 850 \text{ kg}$ . Všechny ostatní parametry čerpám ze zadaného CAD modelu.

K návrhu pohonu mi byly zadány 2 podmínky, které musím dodržet. První podmínkou je, aby k pohonu byl použit elektromotor, který je na ústavu k dispozici. Daný elektromotor má hodnotu kroutícího momentu  $M_n = 2,88 \text{ Nm}$  a hodnotu maximálních otáček  $n_n = 750 \text{ min}^{-1}$ . Druhou podmínkou je, aby nemohlo dojít k samovolnému pohybu mechanismu např. při výpadku elektrického proudu.

#### 4. Chybějící převýšení kolejnic

Při průjezdu vozidla obloukem působí na vozidlo kromě gravitační síly  $Q$  také odstředivá síla  $O_t$ . Výslednice těchto sil je označena jako  $F$  s plnou čarou (viz. Obr. 5). Aby se odstředivá síla  $O_t$  vykompenzovala, kolejnice v oblouku mají mezi sebou stavební převýšení  $p_{st}$ . Účinky odstředivé síly jsou plně kompenzovány pouze pro jednu konkrétní hodnotu rychlosti jízdy,  $v_t$ . V provozu nastávají situace, kdy vozidlo jede vyšší rychlostí, než je  $v_t$ . Za této situace můžeme skutečnou odstředivou sílu  $O_{sk}$  rozdělit na dvě složky,  $O_t$  a  $O_n$ .  $O_n$  představuje nevykompenzovanou část odstředivé síly. Pro vykompenzování skutečné odstředivé síly  $O_{sk}$  by se muselo stavební převýšení  $p_{st}$  zvýšit o chybějící převýšení  $p_{ch}$ . Součet těchto převýšení nám dává hodnotu teoretického převýšení  $p_t$ .

To tedy znamená, že na kladkovém stavu se bude simulovat nevykompenzovaná část odstředivé síly chybějícím převýšením.[1]



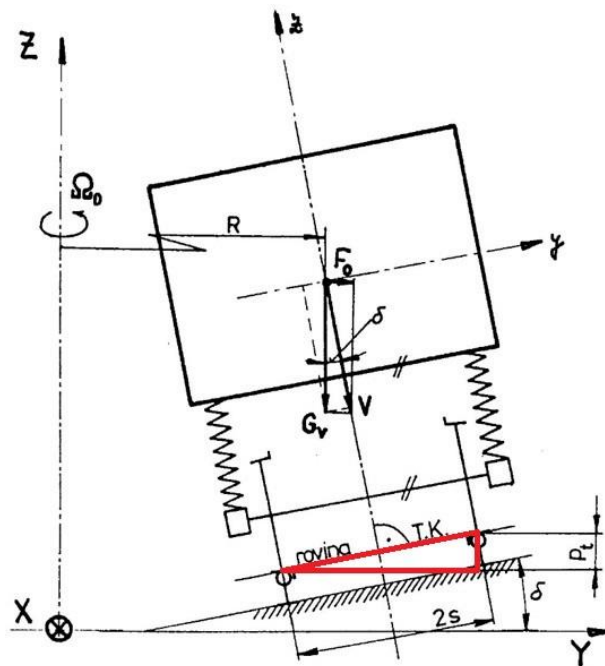
Obr. 5: Působení sil na vozidlo při projíždění obloukem – při nedostatku převýšení [1]

## 5. Výpočet úhlů naklápění

Pro funkční návrh konstrukce včetně pohonu musím zjistit o kolik stupňů se bude muset mechanismus naklápět. K výpočtu maximálního úhlu naklonění použiji rovnici (2) do které dosazuji zadanou hodnotu chybějícího převýšení kolejnic  $p_{ch} = 200 \text{ mm}$  a hodnotu vzdálenosti vztyčných kružnic u skutečných kolejí  $2s = 1500 \text{ mm}$ . Úhlem  $\delta$  se myslí úhel naklonění  $\beta$ .

$$\sin \delta = \frac{p_{ch}}{2s} = \sin \beta \quad (2)$$

Níže je znázorněný červený pravoúhlý trojúhelník (viz. Obr. 6), ze kterého je odvozená rovnice (2). Protilehlá odvěsna, která je označena jako  $p_t$ , udává hodnotu teoretického převýšení kolejnic. Vzhledem k tomu, že se na mechanismu bude simulovat pouze chybějící převýšení, dosazuji za tuto veličinu hodnotu chybějícího převýšení kolejnic  $p_{ch}$ . Přepona označena jako  $2s$ , udává hodnotu vzdálenosti vztyčných kružnic, totožně jako v rovnici (2).



Obr. 6: Schéma vozidla projíždějícího obloukem s převýšením[1]

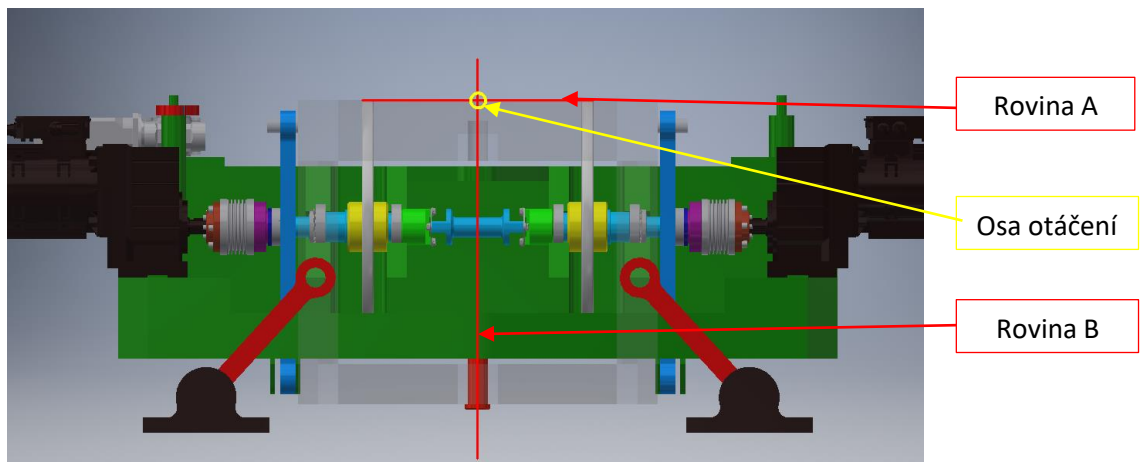
Upravení rovnice (2) a dosazení hodnot:

$$\sin(\delta) = \frac{p_t}{2s} = \frac{p_M}{2s} \Rightarrow \delta = \beta = \arcsin \frac{p_M}{2s} = \arcsin \frac{200}{1500} \cong 7,66^\circ \Rightarrow \text{volím } 8^\circ$$

Z výsledku je možné vyčíst, že pro simulování převýšení skutečných kolejnic  $p_M = 200 \text{ mm}$  na kladkovém stavu, bude potřeba naklonit podvozek minimálně o  $7,66^\circ$  na každou stranu. Z důvodu zjednodušení v budoucích výpočtech a přidání rezervy budu počítat s hodnotou naklonění na každou stranu o  $8^\circ$ .

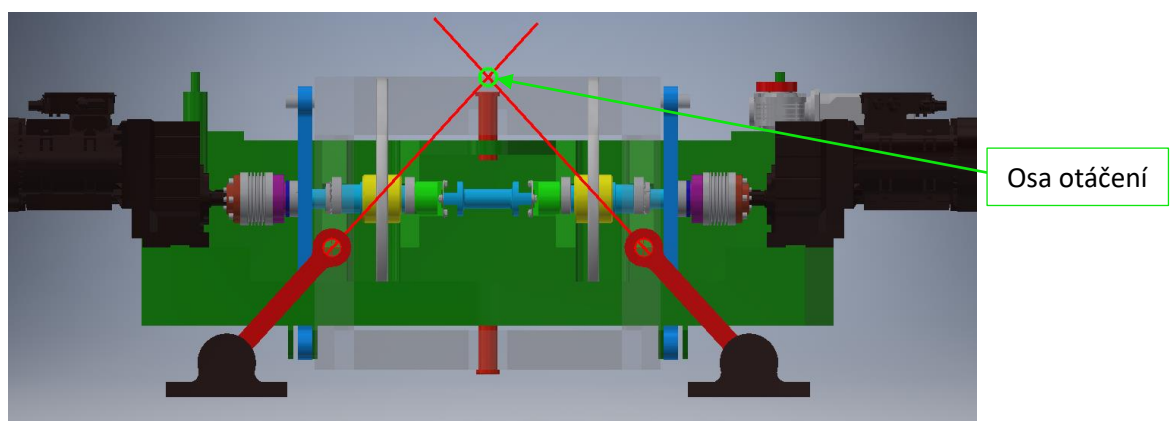
## 6. Návrh řešení kladkového stavu

Jedním ze zadání této bakalářské práce je návrh rámové konstrukce, která umožní naklápění experimentálního podvozku společně s kladkami a všemi komponentami potřebným k pohonu. Při návrhu musím uvažovat i polohu osy rotace, kolem které se bude mechanismus naklánět. Je důležité, aby se poloha osy nacházela v místech, kde se protíná rovina A (= rovina, která se nachází v místech, kde se kola experimentálního podvozku dotýkají kladek) s rovinou B (= rovina kolmá k podlaze, nacházející se přesně ve středu rámu; viz. Obr. 7).



*Obr. 7: Znárodnění požadované polohy osy natáčení v návrhu rámové konstrukce*

V návrhu rámové konstrukce, který jsem dostal k zadání je poloha osy rotace, kolem které se rám naklání v požadovaném místě (viz. Obr. 8). Z toho důvodu použiju tuto rámovou konstrukci jako řešení. Dále v bakalářské práci budu pracovat s tímto návrhem řešení.

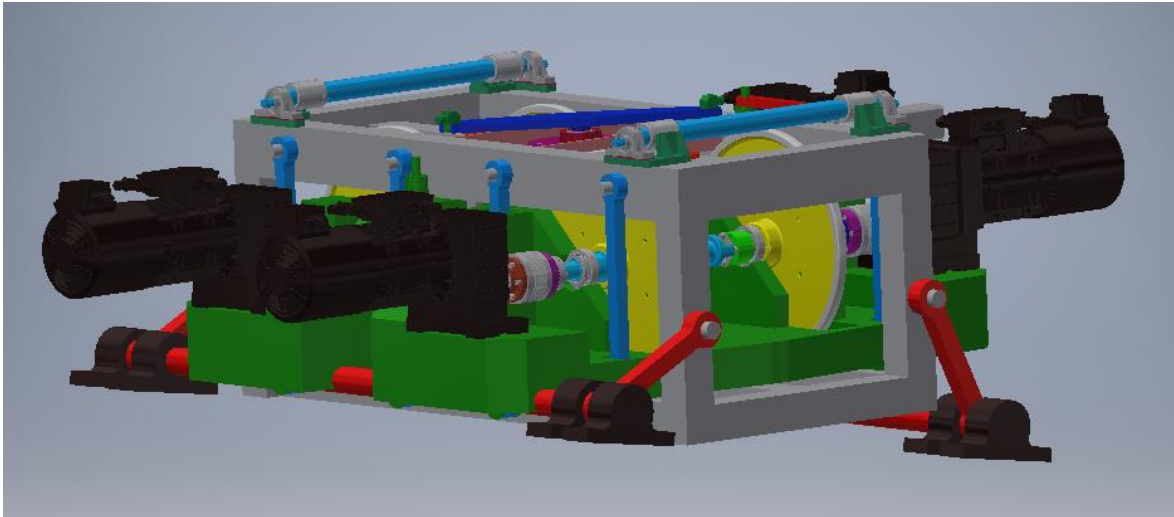


*Obr. 8: Zobrazení osy rotace v zadaném modelu*

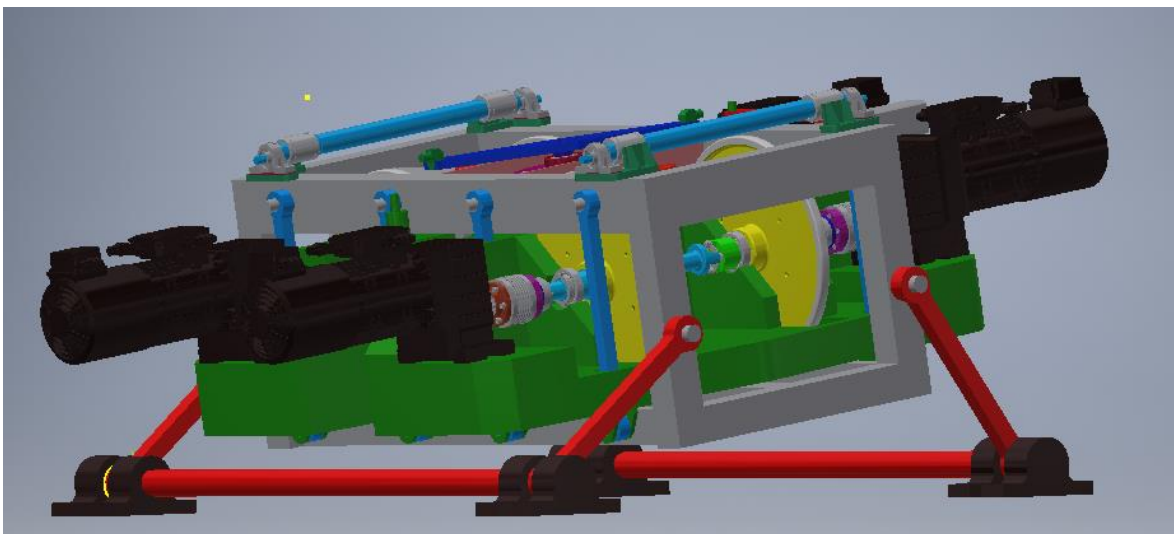
První úprava, kterou jsem musel provést na návrhu konstrukce, bylo prodloužení ramen, ve kterých je nosný rám uložen. Délka ramen v zadaném modelu byla 320 mm, což



bylo nedostačující, protože při naklonění rámové konstrukce o  $8^\circ$  zasahoval rám společně s dalšími díly do vlastní konstrukce (viz. Obr. 9). Z tohoto důvodu jsem prodloužil všechna ramena na délku 500 mm, což umožnilo naklápění mechanismu bez dalších kolizí (viz. Obr. 10).



*Obr. 9: Chyba při naklonění v původním návrhu*



*Obr. 10: Upravený návrh po naklonění*

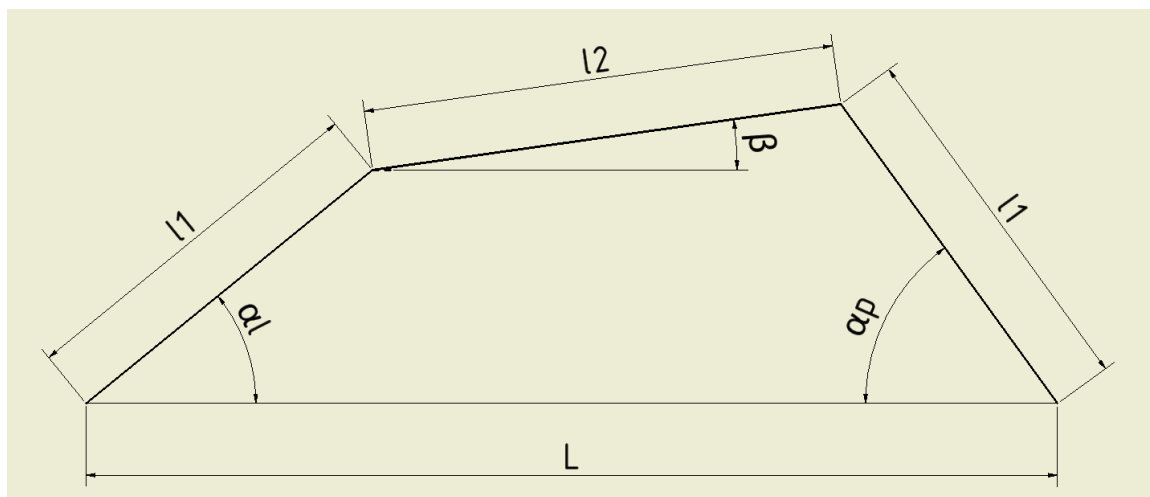
## 7. Výpočty pro návrh pohonu

Dalším krokem je provedení výpočtů, které jsou nezbytné pro návrh pohonu mechanismu, konkrétně tedy potřebuji zjistit kinematiku celého mechanismu.

### 7.1. Kinematika konstrukce

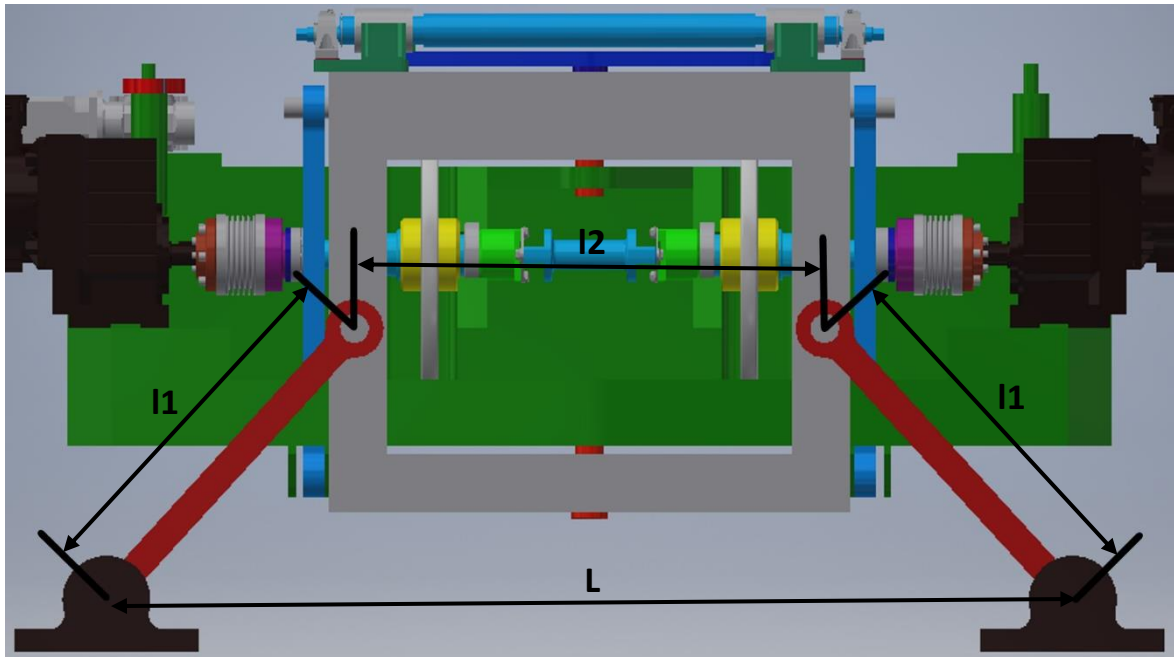
Pro další postup je nezbytné, abych znal, jak se celý mechanismus bude pohybovat při naklápění a hlavně, jak bude vypadat v krajních polohách, respektive, když se nakloní o  $8^\circ$  na jednu či druhou stranu.

Na obrázku níže je vidět kinematické schéma naklápění kladkového stavu. K výpočtu kinematiky konstrukce budu potřebovat znát všechny parametry ze schématu (viz. Obr. 11). Hodnoty  $l_1 = 500 \text{ mm}$  vyjadřují délku ramen, na kterých je nosný rám uložen. Hodnota  $l_2 = 640 \text{ mm}$  vyjadřuje šířku nosného rámu v místech, kde je uložen v ramenech. Hodnota  $L = 1315 \text{ mm}$  udává vzdálenost mezi ložiskovými domky připevněných k podlaze, ve kterých jsou uložena ramena. Úhel  $\beta$  vyjadřuje úhel naklonění nosného rámu, takže může mít hodnotu v rozmezí  $\pm 8^\circ$ . Úhly  $\alpha_l$  a  $\alpha_p$  jsou neznámé, které jsou potřeba dopočítat. Úhel  $\alpha_l$  udává hodnotu úhlu mezi levým ramenem a podlahou, zatím co úhel  $\alpha_p$  mezi pravým ramenem a podlahou. Všechny tyto hodnoty jsou také znázorněny na výstřižku z modelu (viz. Obr. 12).



Obr. 11: Skica mechanismu v obecné poloze





Obr. 12: Zobrazení hodnot na výstřižku z modelu

Úhly  $\alpha_l$  a  $\alpha_p$  vypočítám vytvořením soustavy dvou rovnic o dvou neznámých z krajní polohy mechanismu, konkrétně v poloze, kdy se úhel  $\beta = 8^\circ$ . První rovnici (viz. rovnice (3)) vytvořím ze šířky všech členů v mechanismu. To znamená že sečtu vodorovnou délku obou ramen a vodorovnou délku nosného rámu a výsledek bude roven celkové šířce mechanismu, tedy vzdálenosti L.

$$l1 * \cos(\alpha_l) + l2 * \cos(\beta) + l1 * \cos(\alpha_p) = L \quad (3)$$

Druhou rovnici o dvou neznámých vytvořím podobně, ale místo vodorovné délky jednotlivých členů sčítám svislé délky. Výsledná rovnice (viz. rovnice (4)) bude tedy součet svislé délky jednoho ramene a svislé délky nosného rámu. Tento součet bude roven svislé délce druhého ramene.

$$l1 * \sin(\alpha_l) + l2 * \sin(\beta) = l1 * \sin(\alpha_p) \quad (4)$$

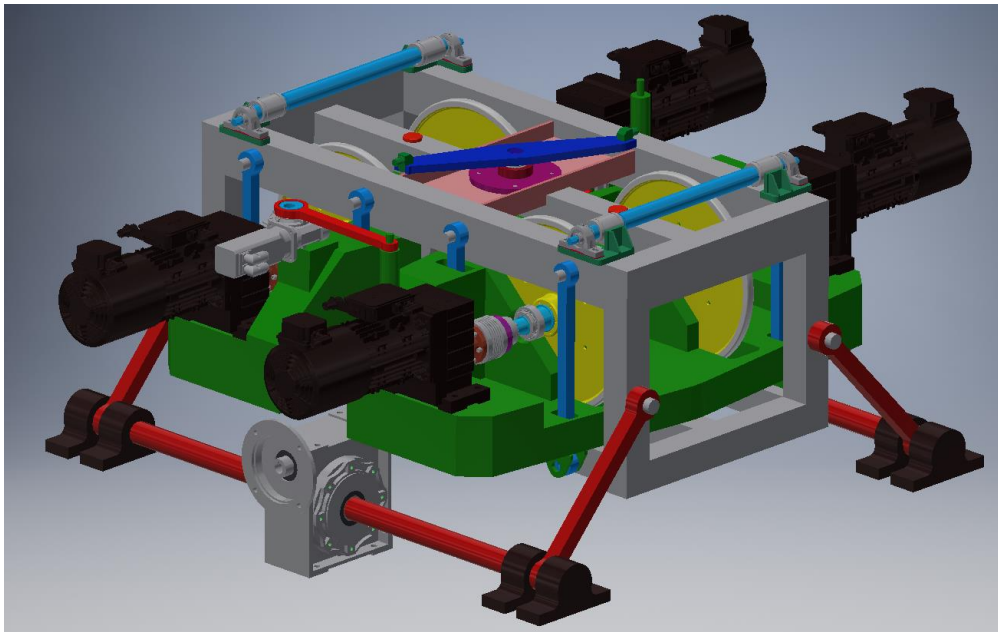
Získal jsem tedy nelineární soustavu dvou rovnic o dvou neznámých. Z důvodu složitosti jsem se rozhodl k vyřešení použít internetový software na stránkách <https://www.wolframalpha.com/>, ze kterého jsem získal řešení soustavy. Po dosažení číselných hodnot jsem dostal výsledek pro obě neznáme. Pro hodnotu  $\beta = 8^\circ$  vyšly tyto výsledky:

$$\alpha_l = 39,17^\circ$$

$$\alpha_p = 54,07^\circ$$

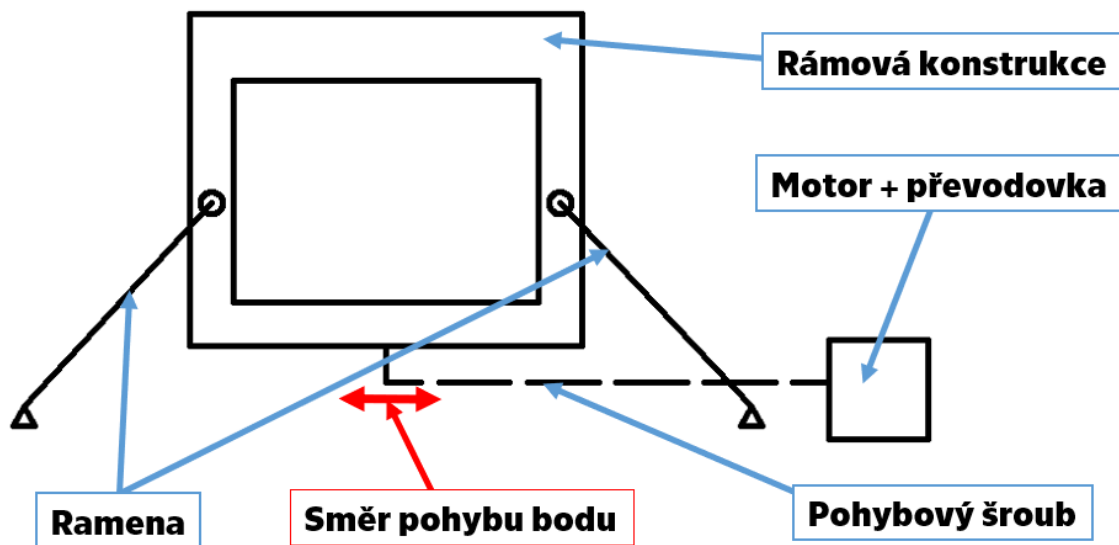
## 8. Návrh pohonu naklápěcího mechanismu

Po výpočtu úhlu v krajních polohách bylo možné začít s návrhem pohonu naklápěcího mechanismu. Došel jsem ke dvěma možným řešením pohonu, která by mohla fungovat. První návrh mechanismu by vypadal tak, že na jednu hřídel, která je pevně spojena se dvěma rameny naproti sobě, by se připevnila převodovka (např. šneková; viz. Obr. 13). Konkrétně šnekové kolo z převodovky by bylo součástí dané hřídele a šnek by byl poháněn elektromotorem. Tímto způsobem by naklápěcí mechanismus fungoval tak, že po spuštění elektromotoru by se začala natáčet hřídel kolem své osy, díky čemuž by se obě ramena, která jsou připevněná ke hřídeli začala naklánět. Konali by pohyb buď k podlaze, nebo od podlahy, čímž by bylo dosaženo naklápění celé konstrukce.



*Obr. 13: První návrh naklápěcího mechanismu – naklápění ramen rotačním pohybem*

U druhého návrhu mechanismu by se použil pohybový šroub připojený k převodovce, která by byla poháněna elektromotorem (viz. skica na Obr. 14). Zde by mechanismus fungoval tím způsobem, že pohybový šroub by byl na jedné straně připojen k převodovce a na druhé straně by byla matice, která by se připevnila k bodu, který se nachází pod nosným rámem a je k němu pevně připevněn. Tímto způsobem by se při spuštění elektromotoru rozpochoval pohybový šroub, který by pohyboval s maticí. Díky pohybu bodu pod nosným rámem by se začal pohybovat i samotný rám a tím by se celý mechanismus začal naklánět.



Obr. 14: Skica návrhu naklápěcího mechanismu – pohyb s nosným rámem posuvným pohybem

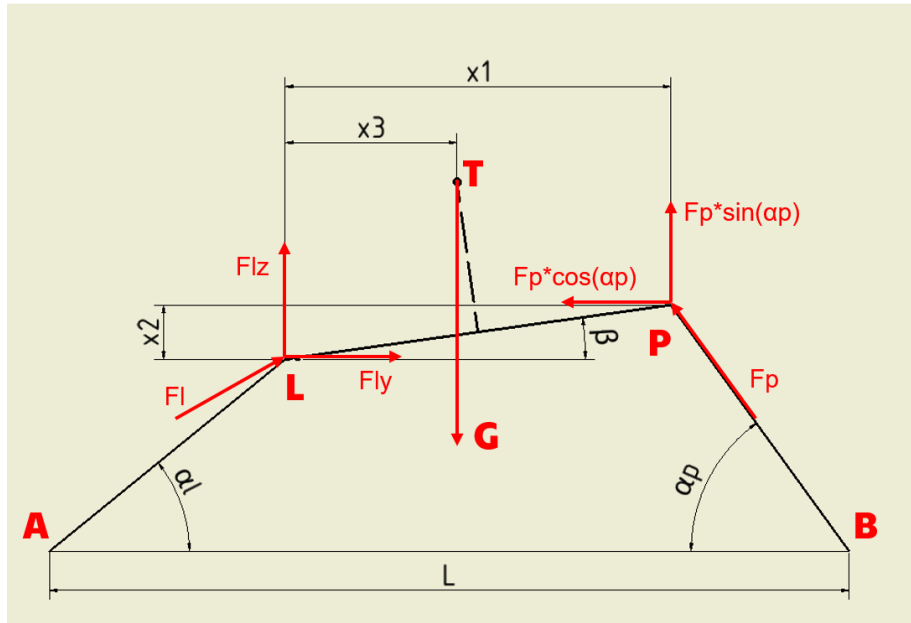
Z těchto dvou návrhů jsem se rozhodl použít první návrh naklápěcího mechanismu, což je návrh se šnekovou převodovkou připevněnou k hřídeli (viz. Obr. 13). Důvod, proč jsem se rozhodl pokračovat s tímto návrhem je ten, že je jednodušší než návrh s pohybovým šroubem, protože bude použito méně dílů.

## 8.1. První návrh – naklápění ramen rotačním pohybem

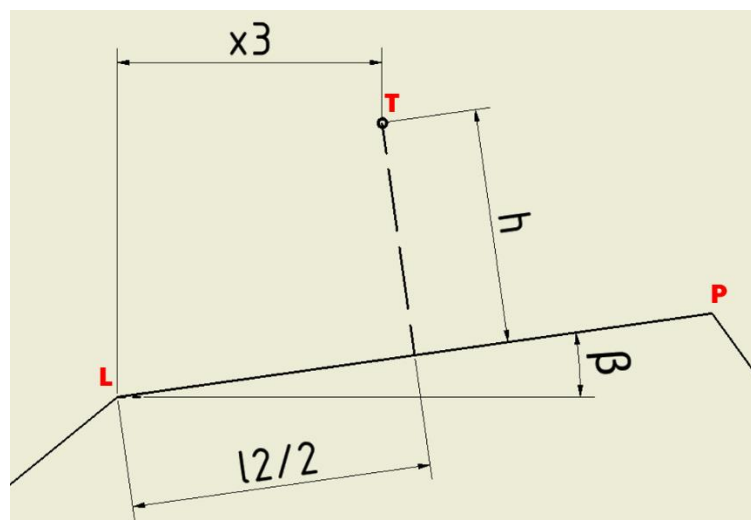
### 8.1.1. Vnitřní účinky

První krok k dokončení návrhu tohoto pohonu je vypočítání, jaké síly budou působit v kloubech mechanismu v krajních polohách. Tento výpočet provádím, abych mohl vybrat správnou šnekovou převodovku, která mechanismus bude pohánět.

Provedl jsem tedy uvolnění mechanismu v kloubech a v těžišti (viz. Obr. 15). Vzdálenost  $x_1$  udává vodorovnou velikost  $l_2$ , tedy vzdálenost mezi rotačními klouby nosného rámu. Hodnotu tohoto parametru lze vypočítat jako  $x_1 = l_2 * \cos\beta$ . Vzdálenost  $x_2$  udává na rozdíl od parametru  $x_1$  svislou velikost hodnoty  $l_2$ . Hodnotu parametru  $x_2$  lze vypočítat jako  $x_2 = l_2 * \sin\beta$ . Vzdálenost  $x_3$  udává vodorovnou vzdálenost těžiště od bodu L. Tato hodnota se vypočítá pomocí vzorce  $x_3 = \frac{l_2}{2} * \cos\beta - h * \sin\beta$ . Hodnota  $h = 400 \text{ mm}$  udává výšku těžiště od místa uložení rámu v ramenech rotačními vazbami, kterou odhaduji ve středu sestavy a hodnota  $l_2/2$  je poloviční hodnota šířky rámu.



Obr. 15: Skica s uvolněním naklápečího mechanismu



Obr. 16: Skica s rozměry použitými pro výpočet vzdálenosti  $x_3$

V těžišti, které je označeno bodem T působí svisle dolů gravitační síla  $G$ . Ta se spočítá jako součin tíhového zrychlení  $g = 9,81 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  a poloviční hmotnosti rámové konstrukce s podvozkem  $m_{celk} = (m_{pod} + m_{klad})/2 = 1900/2 = 950 \text{ kg}$ . Počítám pouze s poloviční hmotností, protože všechny následující výpočty jsou pouze pro jednu polovinu mechanismu.

Potřebuji vypočítat, jaký moment působí v bodě A, protože v tomto bodě bude uložena převodovka. Proto nejprve musím vypočítat jaké síly působí v bodech L a P. V bodě L působí síla  $Fl$  v obecné poloze, což je způsobeno tím, že v bodě A bude působit moment z převodovky. Z důvodu neznámého směru a velikosti síly  $Fl$  si sílu rozložím na vodorovnou složku  $Fly$  a svislou složku  $Flz$ . V bodě P mi také působí síla, kterou označuji jako  $Fp$ . Na

rozdíl od síly  $Fl$  znám přesný směr síly  $Fp$ , jelikož v bodě B nepůsobí žádný moment. Díky tomu můžu vyjádřit vodorovnou složku síly  $Fp$  jako  $Fp * \cos(\alpha_p)$  a svislou složku jako  $Fp * \sin(\alpha_p)$ . Výsledek je tedy takový, že po uvolnění mechanismu jsem dostal tři neznámé hodnoty,  $Fly$ ,  $Flz$ , a  $Fp$ .

Dalším krokem je vytvoření rovnovážných rovnic a momentové rovnice. Rovnovážné rovnice tvořím pro síly působící ve vodorovném směru (osa Y) a pro síly působící ve svislém směru (osa Z). Momentovou rovnicí vytvořím k bodu L.

$$Y: Fly - Fp * \cos(\alpha_p) = 0 \quad (5)$$

$$Z: Flz + Fp * \sin(\alpha_p) - G = 0 \quad (6)$$

$$M_L: G * x3 - Fp * \cos(\alpha_p) * x2 - Fp * \sin(\alpha_p) * x1 = 0 \quad (7)$$

Po vytvoření soustavy rovnic bylo potřeba zjistit hodnoty sil působících na mechanismus v krajní poloze, tedy v poloze  $\beta = 8^\circ$ . Po úpravách všech rovnic a dosazení do nich vycházely tyto hodnoty:

$$Fly = 2526 \text{ N}$$

$$Flz = 5833 \text{ N}$$

$$Fp = 4305 \text{ N}$$

### 8.1.2. Výpočet momentu

Po výpočtu působících sil v kloubech mechanismu, následoval výpočet momentu v bodě A. K výpočtu jsem použil rovnici (8):

$$M_A = Flz * l1 * \cos(\alpha_l) - Fly * l1 * \sin(\alpha_l) \quad (8)$$

Po dosazení do vzorce vyšla hodnota momentu v bodě A. Protože jsem počítal moment pouze pro jednu polovinu konstrukce, musím výsledek vynásobit dvěma, abych dostal skutečnou hodnotu, kterou musí převodovka přenést.

$$M_A = 1464 \text{ Nm} \Rightarrow M_{Amax} = M_A * 2 = 1464 * 2 = 2928 \text{ Nm}$$

### 8.1.3. Volba převodovky

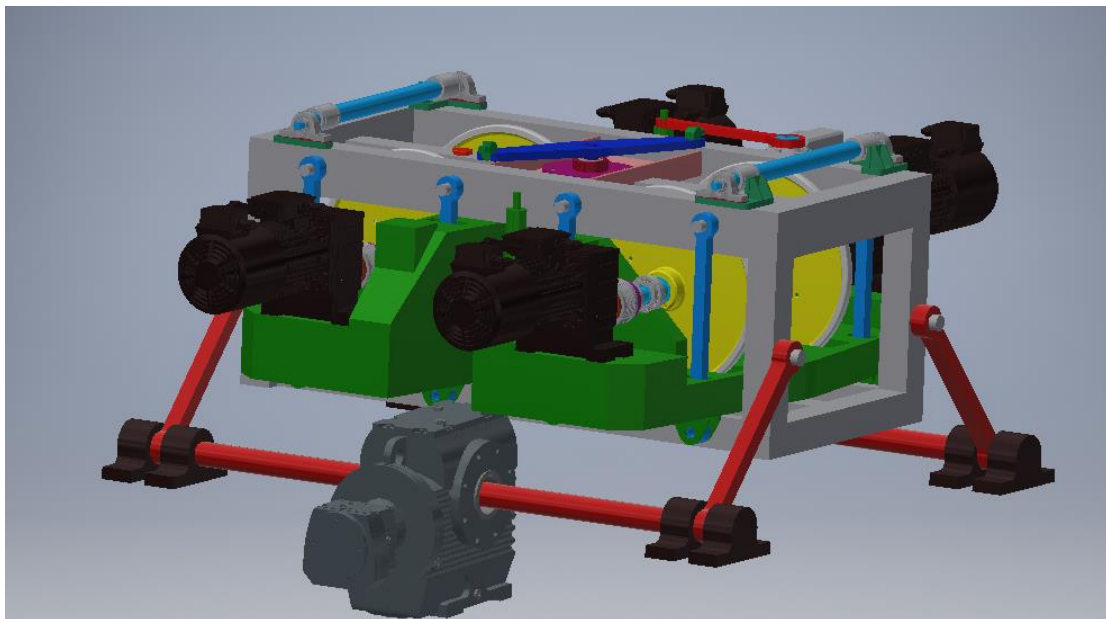
Při volbě převodovky je velmi důležité, abych splnil podmínku, že při výpadku elektrického proudu se celý mechanismus zastaví a nedojde k samovolnému pohybu. Toto je jeden z hlavních důvodů, proč jsem se rozhodl zvolit šnekovou převodovku.

Při výběru konkrétní šnekové převodovky si musím dávat pozor na tři kritéria. První kritérium je samozřejmě, aby převodovka byla schopná přenést požadovaný moment. Druhé kritérium je, aby bylo možné mechanismus pohánět elektromotorem, který je na ústavu pro tento účel k dispozici. Jedná se o elektromotor, který má hodnotu kroutícího

momentu  $M_n = 2,88 Nm$  a hodnotu maximálních otáček  $n_n = 750 min^{-1}$ . Poslední kritérium je, aby se rozměrově vybraná převodovka vyhovovala.

Splnění všech tří kritérií je velmi obtížné. Hlavní důvod je, že daná převodovka musí mít na výstupu hodnotu momentu  $2928 Nm$ , což je se zvoleným elektromotorem celkem obtížné. Minimální převod, který převodovka musí mít je totiž  $i = \frac{M_{Amax}}{M_n} = 1017$  při uvažování 100% účinnosti. Takže ve skutečnosti musí mít převodovka vyšší převod, protože účinnost nebude 100%.

Našel jsem tedy od výrobce SEW EURODRIVE samosvornou šnekovou převodovku s vhodnými parametry. Jedná se o převodovku s označením S97R57. Maximální moment na výstupní hřídeli je  $M_{amax} = 4200 Nm$ , a celkový převodový poměr převodovky je  $i = 2329$ . Problém u této převodovky je ale ten, že rozměrově se nevejde k mechanismu (viz. Obr. 17). Problém nastává při naklonění mechanismu, protože zelené díly zasahují do převodovky. **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**



Obr. 17: Model s převodovkou, která není vyhovující [3]

#### 8.1.4. Závěr

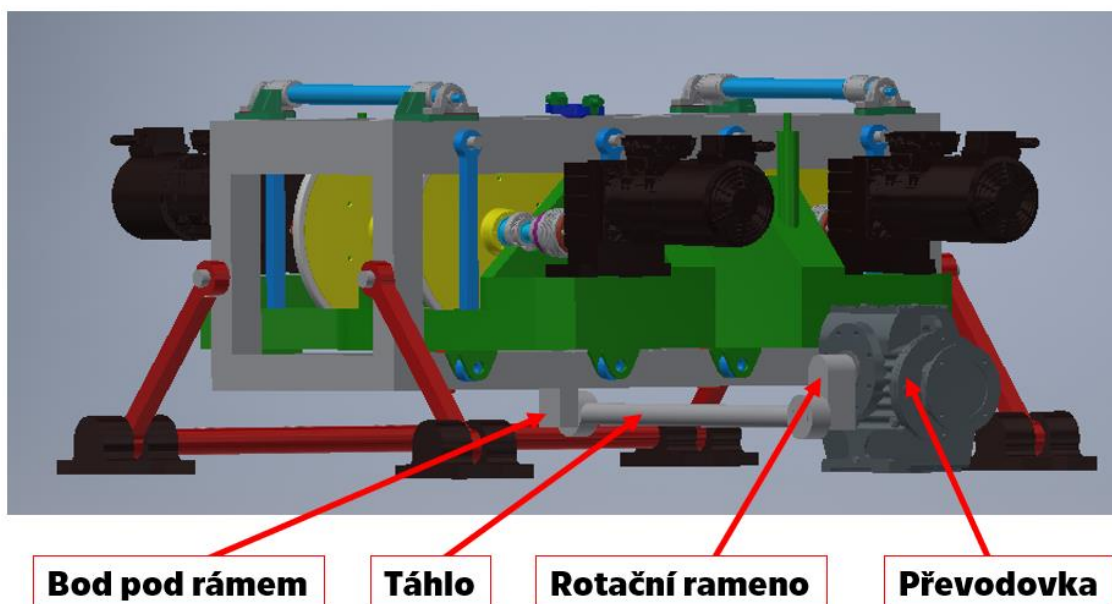
Při řešení tohoto návrhu jsem narazil na problém s výběrem vhodné převodovky. Nepodařilo se mi najít převodovku, která by splňovala všechna kritéria. Převodovka vždy měla buďto vhodné parametry (výstupní moment, převod), ale rozměrově nevyhovovala, nebo byla rozměrově vhodná, ale parametry nevyhovovali. Z tohoto důvodu jsem se rozhodli přestat pracovat na tomto návrhu, a začal jsem na druhém návrhu, což je naklápění posuvným pohybem.



## 8.2. Druhý návrh – naklápění rámu posuvným pohybem

Princip tohoto mechanismu je takový, že pod nosným rámem je bod, který je pevně připevněn k samotnému rámu a v důsledku působení sil na tento bod se nosný rám začne naklápět. Rozhodl jsem se ale pro úpravu původního návrhu, a to v tom, že místo pohybového šroubu by se použilo táhlo s konstantní délkou a rotační rameno, které by bylo připevněné k elektromotoru a pohybovalo by s táhlem (viz. Obr. 18).

Takže mechanismus funguje tak, že elektromotor pohání převodovku, na jejímž výstupu je rotační rameno. Převodovka následně pootočí s rotačním ramenem, které je rotačním kloubem spojené s táhlem. Tímto se táhlo, které je na konci spojeno rotačním kloubem s bodem pod rámem, posune buď hlouběji pod rám, nebo se vysune. Díky tomuto pohybu se zbytek mechanismu bude naklápět.



Obr. 18: Příklad návrhu pohonu s táhlem a rotačním ramenem

### 8.2.1. Vnitřní účinky

Obdobně jako u předchozího návrhu je další krok výpočet sil působících v mechanismu, abych podle nich mohl vybrat správnou převodovku pro pohon.

Obdobně jako v předešlém návrhu jsem provedl uvolnění mechanismu (viz. Obr. 19). Vzdálenosti  $x_1, x_2, x_3$  jsou totožné jako v předešlém návrhu, tedy  $x_1 = l_2 * \cos\beta$  a udává vodorovnou velikost  $l_2$ ,  $x_2 = l_2 * \sin\beta$  a udává svislou velikost hodnoty  $l_2$  a  $x_3 = \frac{l_2}{2} * \cos\beta - h * \sin\beta$  udává vzdálenost těžiště od bodu L. Vzdálenost  $x_4$  lze vypočítat ze schématu níže (viz. Obr. 20). Bod X je bod, ke kterému bude připojeno táhlo naklápěcího mechanismu. Hodnota  $x_4$  nám udává svislou vzdálenost mezi body A a X.





Po uvolnění jsem tedy získal tři neznáme hodnoty,  $F_l$ ,  $F_p$  a  $F$ . Pro výběr správné převodovky je pro mě nejdůležitější znát maximální hodnotu síly  $F$ , tedy hodnotu v krajní poloze ( $\beta = 8^\circ$ ). Obdobně jako u předchozího návrhu vytvořím rovnovážné rovnice (osa  $Y$ , osa  $Z$ ) a momentovou rovnici. Tím získám soustavu tří rovnic o třech neznámých.

$$Y: F_l * \cos(\alpha_l) - F_p * \cos(\alpha_p) - F = 0 \quad (9)$$

$$Z: F_l * \sin(\alpha_l) + F_p * \sin(\alpha_p) - G = 0 \quad (10)$$

$$M_L: F_p * \cos(\alpha_p) * x_2 + F_p * \sin(\alpha_p) * x_1 - G * x_3 - F * x_4 = 0 \quad (11)$$

Po dosazení do soustavy rovnic (rovnice(9, 10, 11)) a jejich úpravě jsem se dopočítal k těmto výsledkům pro  $\beta = 8^\circ$ :

$$F_l = 7400 \text{ N}$$

$$F_p = 5737,5 \text{ N}$$

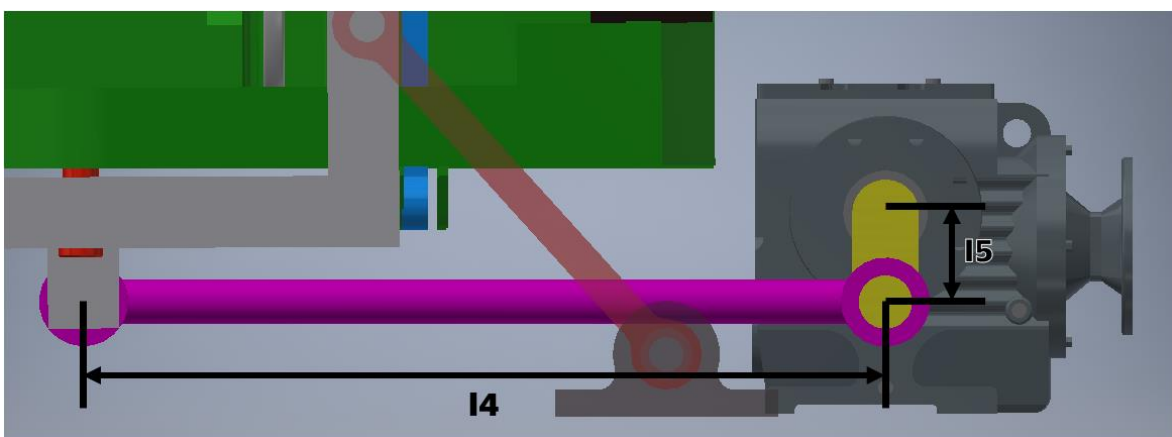
$$F = 2370,33 \text{ N}$$

Pro získání výsledné hodnoty síly  $F$  je potřeba výsledek ještě zdvojnásobit. Důvod je ten, že výsledek, který vyšel platí pouze pro jednu polovinu mechanismu.

$$F_{celk} = F * 2 = 2370,33 * 2 = 4740,66 \text{ N}$$

### 8.2.2. Výpočet momentu

Po vypočítání síly, kterou je potřeba vyvinout pro naklonění mechanismu mi zbývalo zjistit, jaký moment musí převodovka být schopná vyvinout. K tomu potřebuji znát rozměr rotačního ramene. Tento rozměr je označen jako  $l_5$  (viz. Obr. 21) a rozměr  $l_4$  udává délku táhla. Zvolím si tedy rozměr táhla  $l_4 = 900 \text{ mm}$  a rozměr rotačního ramene  $l_5 = 110 \text{ mm}$ .



Obr. 21: Rozměry táhla a rotačního ramene na příkladu návrhu

Po zjištění rozměru a velikosti síly jsem mohl vypočítat hodnotu maximálního momentu. K výpočtu použiji rovnici (12).

$$M_{max} = F_{celk} * l_5 / 1000 \quad (12)$$

Po dosažení hodnot získám hodnotu maximálního momentu.

$$M_{max} = 4740,66 * 110/1000 = 521,5 Nm$$

### 8.2.3. Volba převodovky

Při výběru převodovky je velmi důležité splnit podmínku, aby se celý mechanismus zastavil, pokud by došlo k výpadku proudu. Toto je hlavní důvod proč k pohonu volím samosvornou šnekovou převodovku.

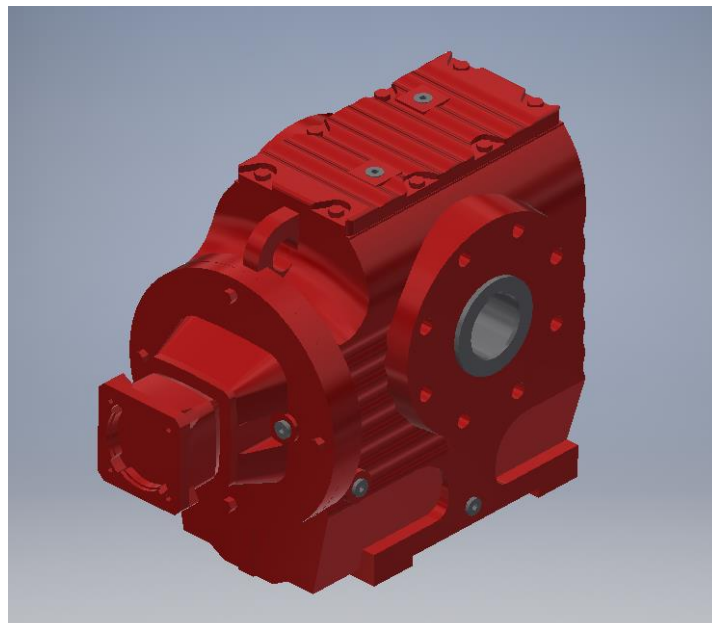
Další požadavek je, aby šel celý pohon pohánět elektromotorem, který je na ústavu k dispozici. Jedná se o elektromotor, který má hodnotu kroutícího momentu  $M_n = 2,88 Nm$ . Tím pádem minimální hodnota převodu, kterou převodovka musí mít je  $i_{min} = \frac{M_{max}}{M_n} = 181$ .

Vybral jsem si tedy převodovku opět od výrobce SEW EURODRIVE, konkrétně je označována jako SA87AQA100. Jedná se o samosvornou šnekovou převodovku s dutým hřídelem (označení SA) a s adaptérem pro montáž servomotoru (označení AQA). Základní parametry převodovky jsou převod, který je  $i = 288$  a účinnost, která má hodnotu  $\eta = 0,64$ . [2]

Pomocí rovnice (13) jsem si ověřil, zda je danou převodovku možné použít v naklápěcím mechanismu s daným elektromotorem. Hodnota  $M_{vys}$  udává výstupní moment na převodovce.

$$M_{vys} = M_n * i * \eta \geq M_{max} \quad (13)$$

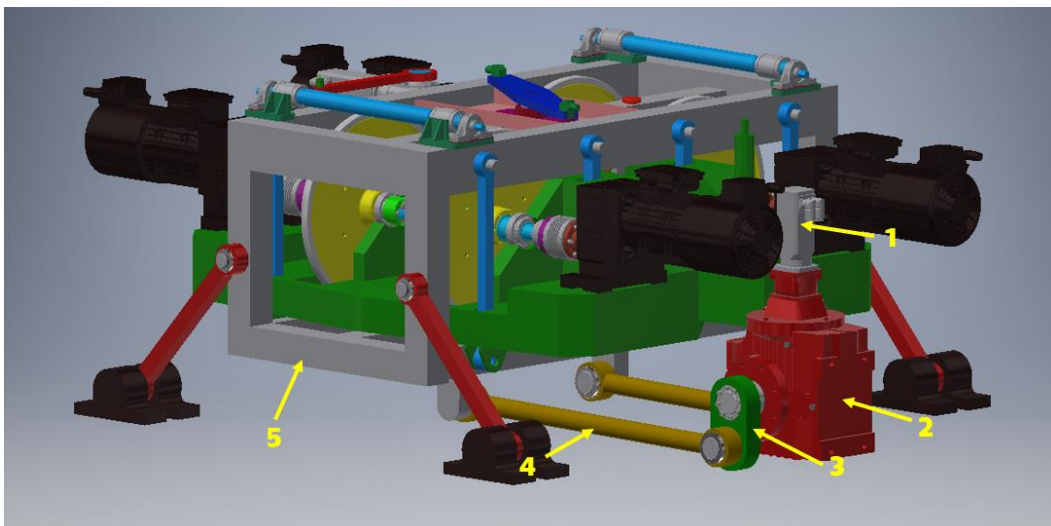
$$M_{vys} = 2,88 * 288 * 0,64 = 530,84 > M_{max}$$



Obr. 22: Model šnekové převodovky SEW EURODRIVE – SA87AQA100 [2]

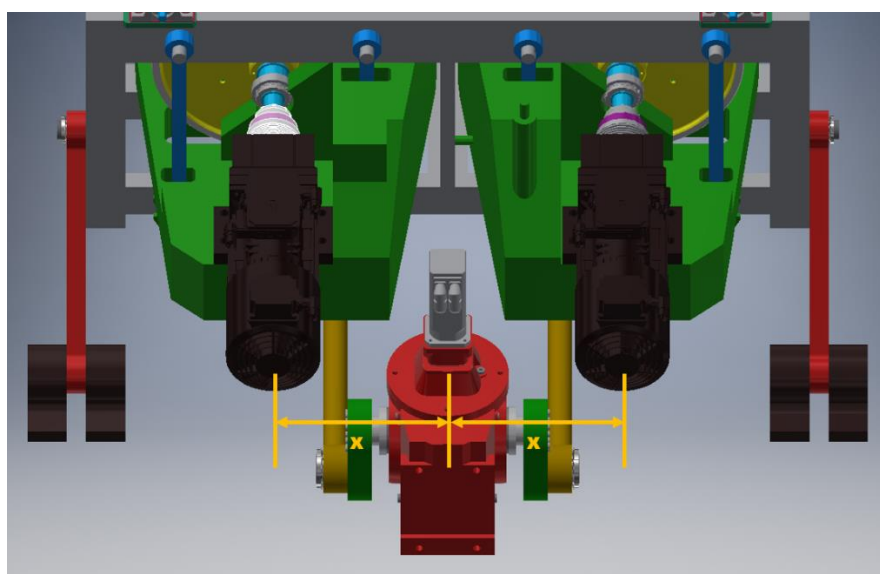
### 8.3. Sestavení pohonu ve 3D CAD modelu

Po provedení všech výpočtů a po výběru vhodné převodovky je dalším krokem vytvoření 3D CAD modelu pohonu společně s rámovou konstrukcí. Na obrázku níže (viz. Obr. 23) je zobrazeno, jakým způsobem bude sestava pohonu vypadat. Aby nedocházelo ke kolizi mezi převodovkou a některým z dílů rámové konstrukce, bude převodovka uložena přesně uprostřed mezi dvěma elektromotory, které slouží k pohonu kladek (viz. Obr. 24). Z tohoto důvodu bylo potřeba přesunout místo uložení táhla pod nosným rámem ze středu rámu. Z tohoto důvodu jsou v pohonu použita dvě táhla, čímž je zajištěna vyšší stabilita celého mechanismu při naklonění. Toto také znamená, že táhlo a rotační rameno budou použité dvakrát.



1. Elektromotor; 2. Přebodovka; 3. Rotační rameno; 4. Táhlo; 5. Rámová konstrukce

Obr. 23: Sestava pohonu s popisem hlavních dílů



Obr. 24: Zobrazení polohy převodovky

### 8.3.1. Rotační rameno

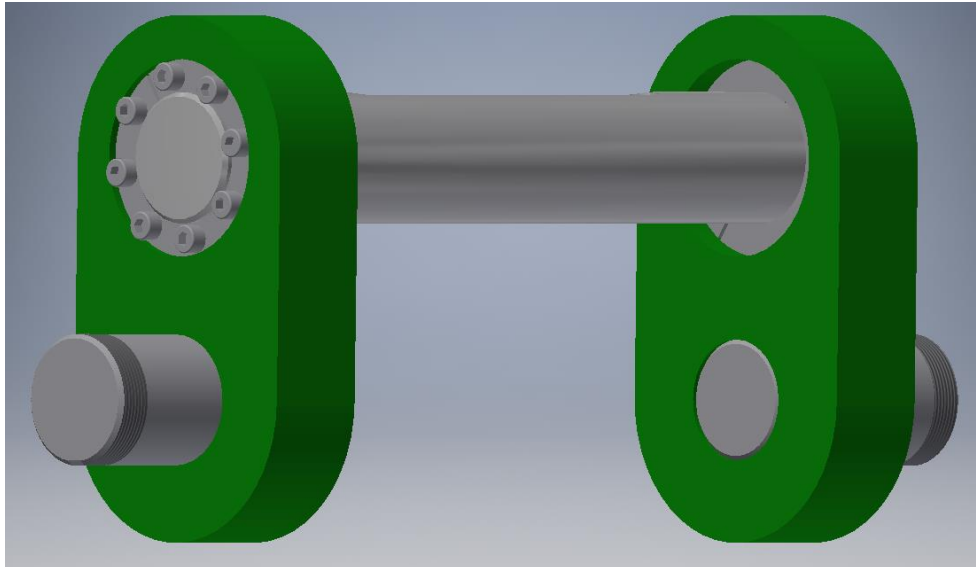
Jeden z dílů, bez kterého by pohon nefungoval je rotační rameno. Je to díl, který spojuje táhlo se šnekovou převodovkou (viz. Obr. 25). Samotné rotační rameno se celkem skládá ze čtyř dílů.

První díl je vstupní hřídel (viz. Obr. 26), která funguje jako výstupní hřídel převodovky. Hlavními parametry vstupní hřídele jsou průměr  $d = 60 \text{ mm}$  a délka  $l = 410 \text{ mm}$ . Hřídel je v převodovce uložená pomocí těsného pera, a ke spojovací součásti (zelená součást na Obr. 25) je připevněna svěrným pouzdem.

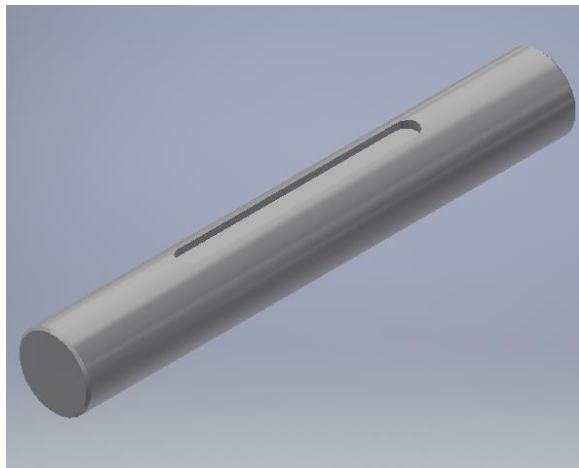
Druhý díl je čep (viz. Obr. 27 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**), který se nachází mezi táhlem a spojovací součástí. Hlavními parametry čepu jsou celková délka  $l = 115 \text{ mm}$ , průměry  $d_1 = 60 \text{ mm}$  a  $d_2 = 55 \text{ mm}$ . Průměr  $d_2$  slouží k nalisování do spojovací součásti a má délku  $l_2 = 50 \text{ mm}$ . Závít na konci čepu slouží k axiálnímu pojištění táhla pojistnou maticí.

Třetí díl je rameno (viz. obr. Obr. 28), které spojuje čep se vstupní hřídelí. Hlavním parametrem je vzdálenost středů obou děr, která je  $l = 110 \text{ mm}$ . Menší díra má průměr  $d = 55 \text{ mm}$  a je v ní nalisovaná výstupní hřídel. Větší díra má průměr  $D = 90 \text{ mm}$  a je v ní uložena vstupní hřídel pomocí svěrného pouzdra.

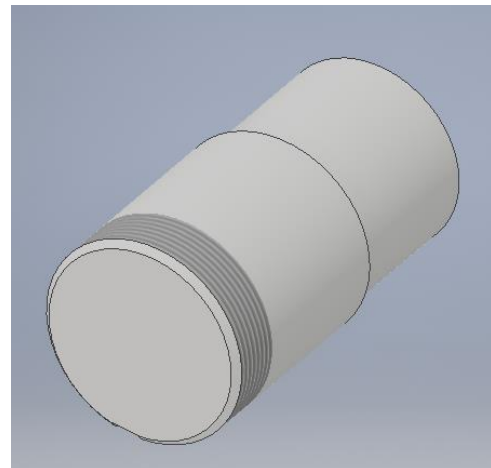
Poslední díl je svěrné pouzdro (viz. Obr. 29), které slouží k uložení vstupní hřídele do spojovací součásti. Důvod, proč jsem použil svěrné pouzdro je ten, aby bylo možné součást i celý pohon smontovat. Svěrné pouzdro, které jsem použil je od výrobce MATIS. Jedná se o samostředící pouzdro KLAA060. Vnitřní průměr tohoto pouzdra je  $d = 60 \text{ mm}$  a vnější průměr tohoto pouzdra je  $D = 90 \text{ mm}$ . Toto pouzdro je schopno přenést maximální moment  $M = 3350 \text{ Nm}$ , tudíž vyhovuje našim požadavkům. **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**



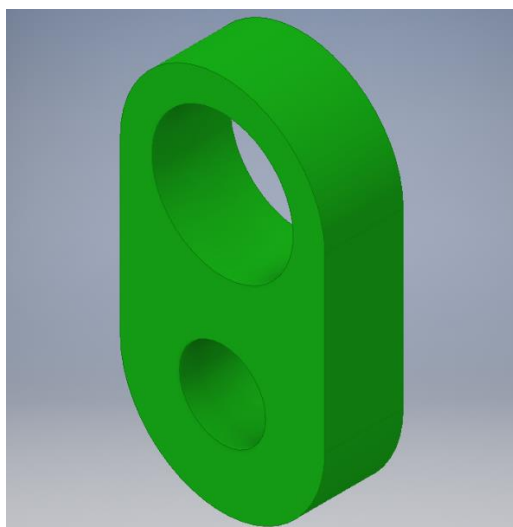
Obr. 25: Dvě rotační ramena uložená na koncích vstupní hřídele



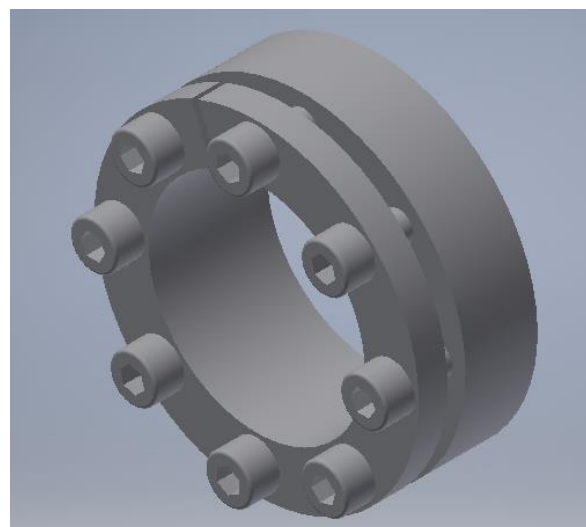
Obr. 26: Vstupní hřídel



Obr. 27: Čep



Obr. 28: Rameno



Obr. 29: Svěrné pouzdro [5]

### 8.3.2. Táhlo

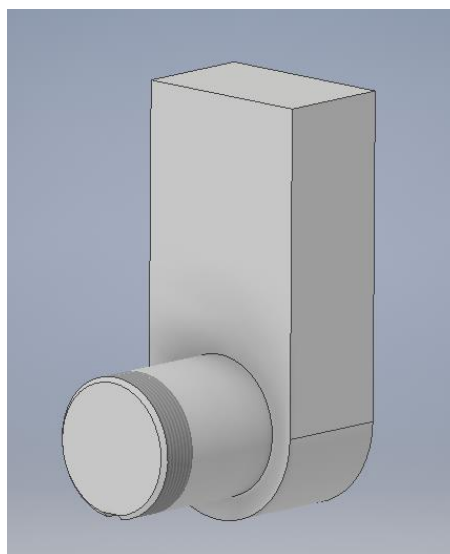
Další díl důležitý pro pohon naklápěcího mechanismu je táhlo (viz. Obr. 30). Je to díl, který spojuje rotační rameno s nosným rámem. Hlavními parametry jsou průměr  $d = 60 \text{ mm}$  a vzdálenost obou konců  $l = 900 \text{ mm}$ . Na obou koncích je táhlo uloženo rotačními klouby.



Obr. 30: Táhlo

### 8.3.3. Bod pod nosným rámem

Poslední díl, který je součástí pohonu je součást, která zajistí uložení táhla v dostatečné vzdálenosti od spodní hrany nosného rámu tak, aby při naklápění rámu nedocházelo ke kolizi táhla se samotným rámem nebo jiné součástí rámové konstrukce. Součást bude pevně svařena k nosnému rámu a zajistí uložení táhla od spodní hrany rámu ve vzdálenosti  $l = 140 \text{ mm}$ . Závit na konci čepu slouží k axiálnímu zajištění táhla pojistnou maticí.



Obr. 31: Součást pro uložení táhla v požadované poloze

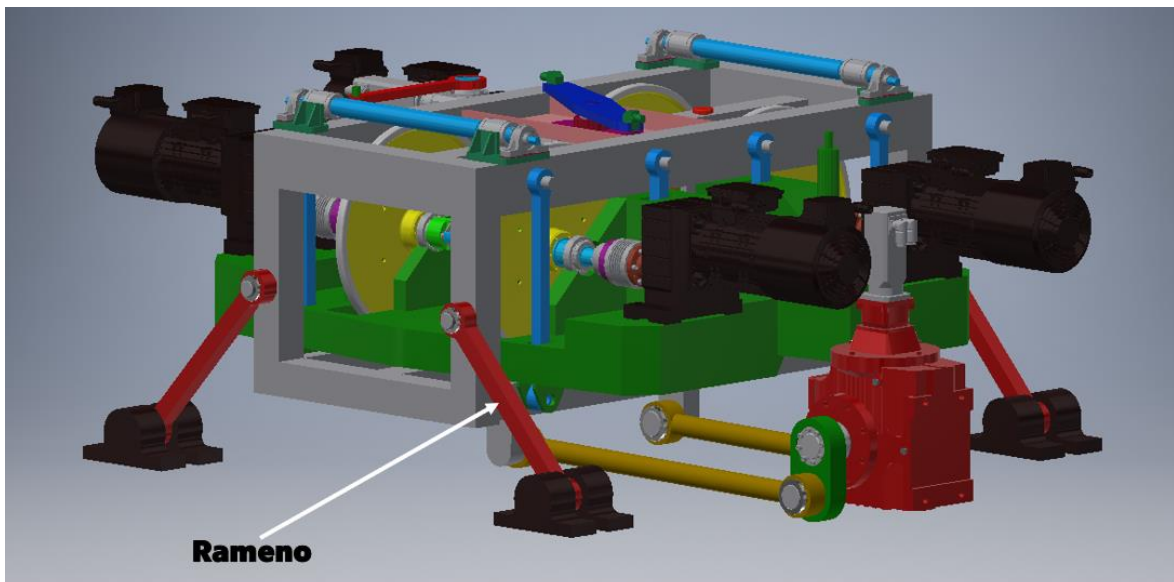


## 9. Pevnostní kontrola základních dílů

Po provedení návrhu rámové konstrukce a pohonu naklápěcího mechanismu, je potřeba provést základní pevnostní kontrolu. Všechny kontroly budou provedeny pro součinitel bezpečnosti  $k = 2$ .

### 9.1. Pevnostní kontrola ramene u rámové konstrukce

Hlavní díly z rámové konstrukce, u kterých je potřeba provést pevnostní kontrolu jsou ramena, na kterých je uložen rotačními vazbami nosný rám. Pevnostní kontrola bude provedena na tah/tlak a na vzpěr. Základní parametry ramene je jeho délka  $l = 500 \text{ mm}$  a velikost plochy průřezu. Rameno má čtvercový průřez a délka jedné strany průřezu je  $a = 40 \text{ mm}$ .



Obr. 32: Ukázka ramene, na kterém je provedena pevnostní kontrola

#### 9.1.1. Pevnostní kontrola na vzpěr

První krok pro provedení pevnostní kontroly je výpočet minimální délky jedné strany průřezu, kterou může rameno mít. Jako materiál, ze kterého bude rameno vyrobeno volím ocel, což znamená že modul pružnosti v tahu je  $E = 210\,000 \text{ MPa}$ . Maximální síla, která na rameno bude působit je  $F = Fl = 7400 \text{ N}$ . Délka ramene je  $l = 500 \text{ mm}$  a redukovaná délka prutu je pro tento případ (oba konce kloubově uložené)  $l_0 = l$ . [6]

Nejprve je potřeba zjistit, zda dochází k porušení stability v oblasti pružného vzpěru, nebo v oblasti nepružného vzpěru. V jaké oblasti dochází k porušení stability zjišťují pomocí podmínky v rovnici (14).  $\lambda_m$  je hodnota mezní štíhlosti, která je pro nelegované oceli  $\lambda_m = 99 \div 105$ . Hodnota  $\lambda$  značí štíhlost prutu, kterou lze vypočítat pomocí rovnice (15). [6]

$$\lambda > \lambda_m \quad (14)$$

$$\lambda = \frac{l_0}{i} \quad (15)$$

Hodnota  $i$  značí poloměr kvadratického momentu průřezu a lze jí vypočítat pomocí rovnice (16). Hodnota  $S$  udává plochu průřezu ramene.

$$i = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} \quad (16)$$

Hodnotu minimálního kvadratického momentu průřezu  $J_{min}$  vypočítám pro čtvercový průřez pomocí rovnice (17).

$$J_{min} = \frac{1}{12 * a^4} \quad (17)$$

Po dosazení a úpravě rovnice (14) je výsledek štíhlosti prutu:

$$\lambda = 143,1 > \lambda_m \Rightarrow \textit{oblast pružného vzpěru}$$

Výsledek nám říká, že k porušení stability dochází v oblasti pružného vzpěru. To znamená, že řešení provádíme podle Eulerových vztahů. Hodnotu minimální délky jedné strany průřezu zjistím pomocí rovnice (18) pro výpočet kritické síly.

$$F_{krit} = F * k = \frac{\pi^2 * E * J_{min}}{l_0^2} \quad (18)$$

Po úpravě rovnice (18) a dosazení číselných hodnot získám výslednou hodnotu minimální délky jedné strany průřezu.

$$a_{min} = \sqrt[4]{\frac{12 * k * F * l_0^2}{\pi^2 * E}} \quad (19)$$

$$a_{min} = 12,1 \text{ mm}$$

Výsledek nám tedy říká, že délku jedné strany průřezu, který je na rameni  $a = 40 \text{ mm}$  je pro pevnostní kontrolu na vzpěr dostačující. Tento výsledek platí i pro zbylá ramena ve kterých je nosný rám uložen.

### 9.1.2. Pevnostní kontrola na tah/tlak

Pro vypočítání pevnostní kontroly na tah/tlak využiji rovnici (20) pro velikost napětí v tahu. Pro vypočítání hodnoty dovoleného napětí  $\sigma_D$  použiji mez kluzu  $R_e$  a to v rovnici (21). Hodnota meze kluzu závisí na materiálu, který použiji. Rameno bude z oceli 11 500, pro kterou je hodnota meze kluzu  $R_e = 270 \text{ MPa}$ . Hodnota síly  $F$  je totožná, jako u pevnostní kontroly na vzpěr, tedy  $F = Fl = 7400 \text{ N}$ . Veličina  $S$  nám udává hodnotu průřezu. [6]



$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq \sigma_D \quad (20)$$

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} \quad (21)$$

$$\sigma_D = 135 \text{ MPa}$$

Po upravení a dosazení do rovnice (20) dostaneme výsledek:

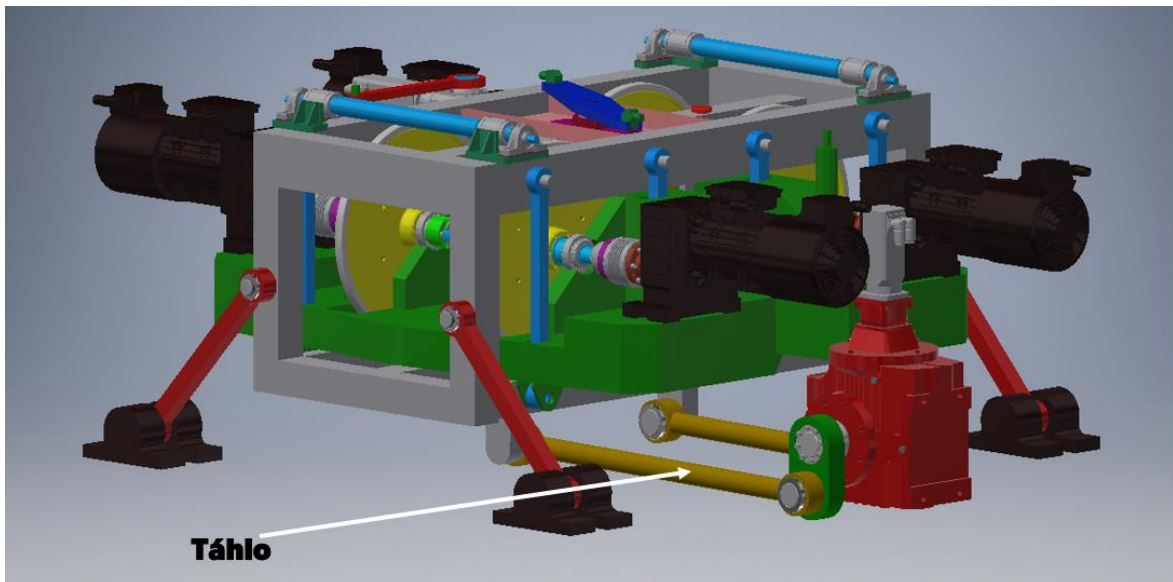
$$a \geq \sqrt{\frac{F}{\sigma_D}} \quad (22)$$

$$a \geq 7,4 \text{ mm}$$

Z výsledku tedy plyne, že délka jedné strany průřezu, kterou rameno má je pro pevnostní kontrolu na tah/tlak dostačující. Tento výsledek platí i pro zbylá ramena ve kterých je nosný rám uložen.

## 9.2. Pevnostní kontrola táhla u pohonu naklápěcího mechanismu

Nejvíce namáhanou součástí u pohonu naklápěcího mechanismu je táhlo, z toho důvodu provedu jeho pevnostní kontrolu. Pevnostní kontrola bude provedena na tah/tlak a na vzpěr. Základní parametry táhla je jeho délka  $l = 900 \text{ mm}$  a velikost plochy průřezu. Táhlo má kruhový průřez a průměr průřezu je  $d = 60 \text{ mm}$ .



Obr. 33: Ukázka táhla, na kterém je provedena pevnostní kontrola

### 9.2.1. Pevnostní kontrola na vzpěr

První krok pro provedení pevnostní kontroly je výpočet minimálního průměru průřezu, který může táhlo mít. Jako materiál, ze kterého bude táhlo vyrobeno volím ocel, což znamená že modul pružnosti v tahu bude  $E = 210\,000\text{ MPa}$ . Maximální síla, která na táhlo bude působit je  $F = 2371\text{ N}$ . Délka táhla je  $l = 900\text{ mm}$  a redukovaná délka prutu je pro tento případ (oba konce kloubově uložené)  $l_0 = l$ . [6]

Nejprve je potřeba zjistit, zda dochází k porušení stability v oblasti pružného vzpěru, nebo v oblasti nepružného vzpěru. V jaké oblasti dochází k porušení stability zjišťuji pomocí podmínky v rovnici (23).  $\lambda_m$  je hodnota mezní štíhlosti, která je pro nelegované oceli  $\lambda_m = 99 \div 105$ . Hodnota  $\lambda$  značí štíhlost prutu, kterou lze vypočítat pomocí rovnice (24). [6]

$$\lambda > \lambda_m \quad (23)$$

$$\lambda = \frac{l_0}{i} \quad (24)$$

Hodnota  $i$  značí poloměr kvadratického momentu průřezu a lze jí vypočítat pomocí rovnice (25). Hodnota  $S$  udává plochu průřezu táhla.

$$i = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} \quad (25)$$

Hodnotu minimálního kvadratického momentu průřezu  $J_{min}$  vypočítám pro kruhový průřez pomocí rovnice (26).

$$J_{min} = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (26)$$

Po dosazení a úpravě rovnice (23) je výsledek štíhlosti prutu:

$$\lambda = 258,2 > \lambda_m \Rightarrow \text{oblast pružného vzpěru}$$

Výsledek nám říká, že k porušení stability dochází v oblasti pružného vzpěru. To znamená, že řešení provádíme podle Eulerových vztahů. Hodnotu minimální průměru průřezu zjistím pomocí rovnice (27) pro výpočet kritické síly.

$$F_{krit} = F * k = \frac{\pi^2 * E * J_{min}}{l_0^2} \quad (27)$$

Po úpravě rovnice (27) a dosazení číselných hodnot získám výslednou hodnotu minimálního průměru průřezu.

$$d_{min} = \sqrt[4]{\frac{64 * k * F * l_0^2}{\pi^3 * E}} \quad (28)$$

$$d_{min} = 13,94 \text{ mm}$$

Výsledek nám tedy říká, že průměr průřezu, který je na táhlu  $d = 60 \text{ mm}$  je pro pevnostní kontrolu na vzpěr dostačující. Tento výsledek platí i pro druhé táhlo které je použité k pohonu.

### 9.2.2. Pevnostní kontrola na tah/tlak

Pro vypočítání pevnostní kontroly na tah/tlak využijí rovnici (29) pro velikost napětí v tahu. Pro vypočítání hodnoty dovoleného napětí  $\sigma_D$  použijí mez kluzu  $R_e$  a to pomocí rovnice (30). Hodnota meze kluzu závisí na materiálu, ze kterého je součást vyrobena. Táhlo bude vyrobeno z oceli 11 500, pro kterou je hodnota meze kluzu  $R_e = 270 \text{ MPa}$ . Hodnota síly  $F$  je totožná, jako u pevnostní kontroly na vzpěr, tedy  $F = 2371 \text{ N}$ . Veličina  $S$  nám udává hodnotu průřezu. [6]

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq \sigma_D \quad (29)$$

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} \quad (30)$$

$$\sigma_D = 135 \text{ MPa}$$

Po upravení a dosazení do rovnice (29) dostaneme výsledek:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 * F}{\pi * \sigma_D}} \quad (31)$$

$$d \geq 4.73 \text{ mm}$$

Z výsledku tedy plyne, že průměr průřezu, které táhlo má je pro pevnostní kontrolu na tah/tlak dostačující. Tento výsledek platí i pro druhé táhlo které je použité k pohonu.

## 10. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout úpravu kladkového stavu, která by umožnila simulaci odstředivých sil působících na vozidlo při projetí obloukem. Jedním z možných řešení bylo provést simulaci naklopením podvozku, čímž se odstředivá síla nahradí složkou gravitační síly. Všechny úpravy bylo potřeba navrhnout pro simulaci chybějícího převýšení  $p_{ch} = 200 \text{ mm}$ .

Nejprve bylo nutné provést návrh úpravy kladkového stavu, který umožní naklopení experimentálního podvozku. Nejjednodušším řešením bylo provedení, které umožní naklopení kladek společně s ostatními komponenty v nosném rámu, tudíž naklopení nosného rámu. Proto jsem se rozhodl použít koncepční návrh rámové konstrukce, který umožňuje naklopení nosného rámu s komponentami.

Dalším krokem byl návrh pohonu, který by poháněl mechanismus naklápění. Prvním návrhem bylo naklápět konstrukci pomocí rotačního pohybu ramen, ve kterých je nosný rám uložen, ale z důvodu vysokých požadavků na převodovku, nebylo možné tento návrh použít. Proto jsem použil druhý návrh, ve kterém se nosný rám naklápí posuvným pohybem.

Nakonec jsem provedl pevnostní kontrolu důležitých dílů (ramen ve kterých je uložen nosný rám, a táhla v pohonu) a sestavení 3D CAD modelu.

Všechny pokyny pro vypracování byly úspěšně splněny. Rozbor účinků byl proveden společně s návrhem simulace odstředivých sil. Sestavný výkres a 3D CAD model jsou součástí příloh a byly provedeny pevnostní kontroly na tah/tlak a vzpěr u základních dílů.

V bakalářské práci není detailně konstrukčně vyřešeno spojení rámu s rameny a rámu s táhly. Aktuálně jsou tato spojení v modelu vyřešená pouze čepy s kluzně uloženým dílem (rameno nebo táhlo), který je axiálně zajištěn. Tyto vazby by bylo vhodnější řešit pomocí ložisek. Vzhledem k tomu, že v okolí těchto spojů je dostatek místa, předpokládám, že tato konstrukční úprava bude bez problémů realizovatelná.

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Aktuální fotografie kladkového stavu s podvozkem .....	1
Obr. 2 Působení sil při naklonění .....	2
Obr. 3 3D CAD Model aktuálního kladkového stavu .....	4
Obr. 4 Koncepční návrh řešení nového kladkového stavu .....	4
Obr. 5: Působení sil na vozidlo při projíždění obloukem – při nedostatku převýšení.....	6
Obr. 6: Schéma vozidla projíždějícího obloukem s převýšením .....	7
Obr. 7: Znázornění požadované polohy osy natáčení v návrhu rámové konstrukce.....	8
Obr. 8: Zobrazení osy rotace v zadaném modelu .....	8
Obr. 9: Chyba při naklonění v původním návrhu .....	9
Obr. 10: Upravený návrh po naklonění .....	9
Obr. 11: Skica mechanismu v obecné poloze .....	10
Obr. 12: Zobrazení kót na výstřižku z modelu .....	11
Obr. 13: První návrh naklápěcího mechanismu – naklápění ramen rotačním pohybem .....	12
Obr. 14: Skica návrhu naklápěcího mechanismu – pohyb s nosným rámem posuvným pohybem .....	13
Obr. 15: Skica s uvolněním naklápěcího mechanismu.....	14
Obr. 16: Skica s rozměry použitými pro výpočet vzdálenosti x3 .....	14
Obr. 17: Model s převodovkou, která není vyhovující.....	16
Obr. 18: Příklad návrhu pohonu s táhlem a rotačním ramenem.....	17
Obr. 19: Uvolnění mechanismu .....	18
Obr. 20: Schéma pro výpočet vzdálenosti x4 .....	18
Obr. 21: Rozměry táhla a rotačního ramene na příkladu návrhu .....	19
Obr. 22: Model šnekové převodovky SEW EURODRIVE – SA87AQA100 .....	20
Obr. 23: Sestava pohonu s popisem hlavních dílů.....	21
Obr. 24: Zobrazení polohy převodovky .....	21
Obr. 25: Rotační rameno .....	23
Obr. 26: Vstupní hřídel .....	23
Obr. 27: Výstupní hřídel.....	23
Obr. 28: Spojovací součást.....	23
Obr. 29: Svěrné pouzdro.....	23
Obr. 30: Táhlo .....	24
Obr. 31: Součást pro uložení táhla v požadované poloze.....	24
Obr. 32: Ukázka ramene, na kterém je provedena pevnostní kontrola .....	25
Obr. 33: Ukázka táhla, na kterém je provedena pevnostní kontrola.....	27

## SEZNAM PŘÍLOH

1. Sestavný výkres kladkového stavu s pohonem (1xA3)
2. 3D CAD model sestavy (STEP)

## SEZNAM LITERATURY

- [1] ŠVEJNOCH, Vladimír. *Teorie kolejových vozidel*. České vysoké učení technické, 1991.
- [2] SEW-EURODRIVE. *Gear units* [online]. Vydání 02/2019 [cit. 09.07.2019]. Dostupné z: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/23577266.pdf>
- [3] SEW-EURODRIVE. *Generátor výrobků* [online]. 2019 [cit. 09.07.2019]. Dostupné z: <https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/gears/standalonegear/default.aspx?language=cs&country=CZ>
- [4] MATIS. *Lineární vedení* [online]. 2019 [cit. 09.07.2019]. Dostupné z: [http://www.matis.cz/data/pdf/strojni\\_soucasti/053.pdf](http://www.matis.cz/data/pdf/strojni_soucasti/053.pdf)
- [5] SIT - SIT-LOCK locking assemblies - TraceParts. *Redirecting to https://www.traceparts.com/en* [online]. Copyright © copyright TraceParts S.A.S. 1990 [cit. 09.07.2019]. Dostupné z: <https://www.traceparts.com/en/search/sit-sit-lock-locking-assemblies?CatalogPath=SIT%3ASIT.3.1>
- [6] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 5. vydání. ALBRA 2011. 927 s.