



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh mechanismu sklápění zemědělského
vleku**

**Design of tilting mechanism for agricultural
trailer**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2020

Patrik Kebort

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Marek Štádler

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh mechanismu sklápění zemědělského vleku“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Marka ŠTÁDLERA, s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne.....

.....

Patrik KEBORT

Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Marku Štádlerovi za konzultace a připomínky ke zpracování konstrukčního řešení mechanismu. Mě poděkování také patří mé rodině za podporu ve studiu.

Anotační list

Jméno autora:	Patrik Kebort	
Název BP:	Návrh mechanismu sklápění zemědělského vleku	
Anglický název:	Design of tilting mechanism of agricultural trailer	
Rok:	2020	
Studijní program:	2301R000 Teoretický základ strojního inženýrství	
Obor studia:	Program je bez oborový	
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů	
Vedoucí BP:	Ing. Marek Štádler	
Bibliografické údaje	počet stran	68
	počet obrázků	84
	počet příloh	5
Klíčová slova:	vlek, sklápění, hydraulický válec, traktor	
Keywords:	trailer, tilting, hydraulic cylinder, tractor	
Anotace:	Tato bakalářská práce se zabývá návrhem sklápěcího mechanismu pro zemědělský vlek. Obsahuje rešerši aktuálních řešení. Zhodnocení několika variant konstrukčního řešení. Pro vybranou koncepci jsou provedeny kontrolní a návrhové výpočty.	
Abstract:	This bachelor thesis describes a design of tilting mechanism of agricultural trailer. Includes comparison of several conceptions. For selected conception are made design and control calculations.	

Obsah

1. Úvod	1
2. Teoretická část.....	2
2.1. Vleky dostupné na tuzemském trhu	2
2.2. Řešení sklápění.....	3
2.3. Jiná řešení sklápění.....	4
2.4. Traktor	8
3. Teoretická část.....	9
3.1. Zadané parametry	9
3.2. Dodefinované parametry	9
3.3. Koncepční návrhy	10
3.3.1. Varianta I	10
3.3.2. Varianta II	14
3.3.3. Varianta III	18
3.3.4. Varianta IV.....	23
3.3.5. Varianta V.....	29
3.4. Zhodnocení návrhů	36
3.5. Konstrukční řešení.....	37
3.5.1. Výběr hydraulického válce	37
3.6. Konečné rozměry	43
3.7. Předběžné dimenzování dílu 2	46
3.8. Předběžné dimenzování dílu 1	50
3.9. Návrh čepu I	52
3.10. Kontrola čepu II	54
3.11. Návrh čepu III	57
3.12. Kontrola čepu IV	60
3.13. Díl 2.....	65
3.14. Díl 1.....	66
3.15. Vizualizace výsledné podoby mechanismu	68
4. Závěr	69
5. Bibliografie.....	70
6. Seznam zkratk a symbolů	71
7. Seznam příloh	79
8. Seznam obrázků.....	80

1. Úvod

V bakalářské práci se zabývám návrhem mechanismu pro sklápění malého zemědělského vleku, o nosnosti 3,5t a je určen k zapojení za traktor odpovídající velikosti a výkonu. Tyto vleky jsou používány v mnoha oblastech. Jsou určeny převážně k dopravě sypkých materiálů. Jejich majitelé je ale využívají i k dopravování jiných druhů materiálů.

Majiteli velice ceněnou funkcí těchto vleků je sklápění korby. Dalšími aspekty, kterých si uživatelé cení jsou nízké pořizovací náklady, jednoduchá konstrukce, kompaktnost a nízké náklady na údržbu. V dnešní době naprostá většina evropských výrobců používá k zajištění sklápění teleskopické hydraulické válce. Jejich hlavní nevýhodou je vysoká cena kvůli vysokým nárokům na výrobu.

Cílem práce je nahrazení teleskopického hydraulického válce mnohem levnějším a běžnějším jednostupňovým hydraulickým válcem.

2. Teoretická část

2.1. Vleky dostupné na tuzemském trhu

Na českém trhu je dostupných mnoho typů vleků s nosností v rozmezí 3-3,5 t. V různých cenových hladinách. Jejich společným znakem je použití teleskopického hydraulického válce k realizaci sklápění. Dalším společným znakem je použití téměř shodného rozměru pneumatik, kdy všechny vybrané vleký jsou standartně dodávány s pneumatikami pro rozměr ráfku 15,3 palce. Pouze mírně se liší šířkou, která se pohybuje v rozmezí 10-11,5 palce a výškou profilu, která se pohybuje v rozmezí 75-80%. Dále mají všechny vleký podobné rozměry ložné plochy. Její rozměry se pohybuje v rozmezí: délka 3 310 – 2 930 mm a šířka 1 870-1 600 mm. Výška bočnice se již liší výrazněji, když se pohybuje v rozmezí 1 000 – 400 mm. Dražší varianty vleků mají korbu sklápěnou do 3 stran, levnějším řešením je sklápění korby pouze dozadu. Dalším způsobem, jak může výrobce snížit cenu nabízeného produktu je ten, že nabízí vlek, který je určen k provozu mimo pozemní komunikace. Tím nemusí splňovat požadavky předpisů, a ušetří tak jistě nemalé prostředky, které by jinak vynaložil na homologační proces.

Návěs Pronar T654/1

Nosnost	3500 kg
Ložná plocha	3 310 x 1 860 mm
Vlastní hmotnost	1 490 kg
Výška bočnice	500 + 500 mm
Kola	11,5/80-15,3
Homologace	Ano
Sklápění	3stranné
[1]	



Obrázek 1 – Pronar T654/1 [18]

ZDT Nové Veselý NS3

Nosnost	3000 kg
Ložná plocha	2 950 x 1 870 mm
Vlastní hmotnost	950 kg
Výška bočnice	940 mm
Kola	10/75-15,3
Homologace	Ano
Sklápění	3stranné
Cena	od 120 400 Kč bez DPH
[2]	



Obrázek 2 – ZDT Nové Veselý NS3 [2]

CRONIMO TR 3000

Nosnost	3 000 kg
Ložná plocha	3 000 x 1 600 mm
Vlastní hmotnost	720 kg
Výška bočnice	400 mm
Kola	11,5/80-15,3
Homologace	Ne
Sklápění	dozadu
Cena	47 900 Kč bez DPH
[3]	



Obrázek 3– CRONIMO TR 3000
[19]

Jednoosý návěs SNK 3,0T

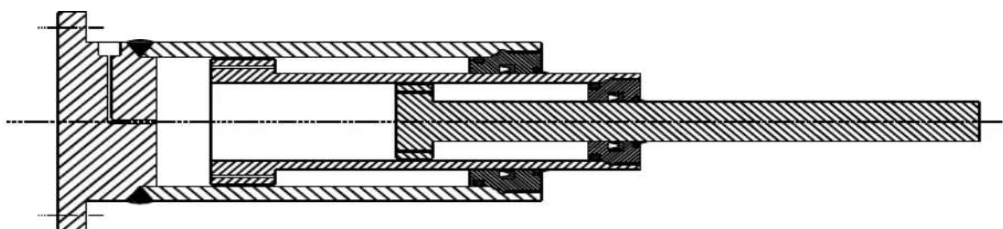
Nosnost	3000 kg
Ložná plocha	2 930 x 1 730 mm
Vlastní hmotnost	850 kg
Výška bočnice	550 mm
Kola	10/75-15,3
Homologace	Ano
Sklápění	dozadu
Cena	69 000 Kč s DPH
[4] [5]	



Obrázek 4 – Jednoosý návěs SNK 3,0T [5]

2.2. Řešení sklápění

Vleky běžně dostupné na našem trhu mají sklápění řešené způsobem, kdy je použit teleskopický hydraulický válec, který je umístěn ve středu ložné plochy. Velká výhoda tohoto řešení je jeho konstrukční jednoduchost pro výrobce vleku. Na druhou stranu teleskopický hydraulický válec je velice komplexní a složitý mechanismus, který navíc klade vysoké nároky na výrobu. Zejména pak na geometrické tolerance a kvalitu funkčních povrchů. Ty se u toho to druhu válců nacházejí na mnohem větší ploše než u konstrukčně jednodušších druhů válců. Z těchto důvodů je jejich cena u specializovaných výrobců velmi vysoká. [6]



Obrázek 5 – Schéma teleskopického hydraulického válce [6]

Teleskopický válec Hydrolider 110/4/1300 pro přívěs

Skok	1300 mm
Počet článků	4
Doporučená nosnost	8 tun
Sklápění	3stranné
Cena	10 500 Kč s DPH

Výrobce sice uvádí doporučenou maximální nosnost 8 tun při pracovním tlaku 12 Mpa. Dále ale také uvádí, že tento hydraulický válec je vhodný jako náhradní díl k vleku Pronar T654. [7]



Obrázek 6 – Teleskopický válec Hydrolider 110/4/1300 [7]

Teleskopický válec Hydrolider 90/4/984 pro přívěs

Skok	984 mm
Počet článků	4
Doporučená nosnost	6 tun
Sklápění	dozadu
Cena	10 450 Kč s DPH
[7]	



Obrázek 7 – Teleskopický válec Hydrolider 90/4/984 [7]

Na uvedených 2 příkladech je vidět že cena teleskopického hydraulického válce je poměrně vysoká. Obzvláště v případě nejlevnějších variant tvoří nezanedbatelnou část ceny vleku. Na uvedených dvou případech je vidět, že cena příliš nezávisí na nosnosti ani na tom, jestli je daný válec určen pro sklápění pouze dozadu nebo 3stranné sklápění.

2.3. Jiná řešení sklápění

Zejména američtí výrobci nabízejí ke svým vlekům několik variant sklápěcích mechanismů. A to buď za použití teleskopického válce umístěného na čele korby (Obrázek 8). Hlavní odlišností těchto vleků od evropských vleků za malotraktor jejich nízká světlá výška, která je přizpůsobená tomu, že jsou tyto vlekky určené k zapojení za vozidla typu pick-up, která jsou v Severní Americe velice populární. Kvůli této odlišnosti není vhodné umístění válce pod korbu. Další typicky používanou variantou je umístění jednoho nebo dvou jednostupňových válců pod těžiště korby. (Obrázek 9) (Obrázek 10) Poslední hojně využívanou variantou je varianta je použití jednostupňového válce s pákovým mechanismem. Jeho umístění se může lišit. (**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**) (Obrázek 12)



Obrázek 8 – Vlek výrobce Sure-Trac s teleskopickým válcem [8]



Obrázek 9 – Vlek výrobce Sure-Trac se 2 hydraulickými válci[8]



Obrázek 10 – Vlek výrobce BWISE Trailers s jedním hydraulickým válcem [9]



Obrázek 11 – Vlek výrobce Sure-Trac s pákovým mechanismem [8]



Obrázek 12 – Vlek výrobce M & M Certified Welding co. s alternativním umístěním pákového mechanismu [10]

Hydraulický válec dvojčinný Hydrolider 1180/63/36/900 U35

Zdvih	900 mm
Provozní tlak	25 Mpa
Tlačná síla	7630 kg
Průměr oka	35 mm
Cena	3 950 Kč s DPH

[7]



Obrázek 13 – Hydraulický válec dvojčinný Hydrolider 1180/63/36/900 [7]

Hydraulický válec dvojčinný Hydrolider 780/63/36/500 U35

Zdvih	500 mm
Provozní tlak	25 Mpa
Tlačná síla	7630 kg
Průměr oka	35 mm
Cena	2 845 Kč s DPH

[7]



Obrázek 14 – Hydraulický válec dvojčinný Hydrolider 780/63/36/500 [7]

Na těchto 2 příkladech dvojčinných hydraulických válců je vidět, že jejich cena je zhruba třetinová oproti běžně používaným teleskopickým válcům. Také je vidět nezanedbatelný nárůst ceny s prodloužením zdvihu při jinak stejných parametrech válce. Tyto válce jsou také základem nabídky každého výrobce a jsou používány v mnoha aplikacích. Oproti teleskopickým válcům, které nabízejí jenom někteří výrobci.

2.4. Traktor

Provoz vleku je předpokládán hlavně s traktory o výkonech ze spodních pater nabídky výrobců nebo se staršími traktory, které ve velké míře stále provozují předpokládaní zákazníci. Jako dva typické zástupce jsem vybral traktory Fendt 200 jako zástupce nejmodernějších traktorů a Zetor 7211 jako typického zástupce starších strojů.

FENDT 200 VARIO

Výkon	57 – 82 kW
Válců	3
Hmotnost	3830 kg
Maximální rychlost	40 km/h
Maximální tlak hydrauliky	20 MPa
Výkon hydro. čerpadla	33+42 l/min

[11]



Obrázek 15 – Fendt 200 Vario [11]

Zetor 7211

Výkon	46 kW
Válců	4
Hmotnost	3390 kg
Maximální rychlost	25 km/h
Maximální tlak hydrauliky	16 MPa
Nominální tlak hydrauliky	14 MPa
Výkon hydro. čerpadla	36 l/min

[12],[13]



Obrázek 16 – Zetor 7211 [20]

3. Teoretická část

3.1. Zadané parametry

Vedoucím práce byly zadány tyto parametry vleku, pro který je mechanismus navrhován.

Nosnost	3 500 kg
Rozměry korby	3 000 x 1800 mm
Úhel sklopení	40°

3.2. Dodefinované parametry

Na základě rešerše produktů dostupných na našem trhu jsem dodefinoval další parametry na základě, kterých jsem provedl jednotlivé koncepční návrhy.

Výška bočnice	500 mm
Kola	10/75-15,3

Kolo je označeno systémem $\dot{s}_{pneu} / s_{profil} - d_{ráfku}$. \dot{s}_{pneu} označuje šířku pneumatiky a je uveden v palcích, $d_{ráfku}$ je průměr ráfku v palcích, s_{profil} je poměr mezi šířkou a výškou boku pneumatiky v procentech.

Pro poloměr kola platí následující vztah.

$$r_{kola} = \dot{s}_{pneu} \cdot s_{profil} \cdot 25,4 + 0,5 \cdot d_{ráfku} \cdot 25,4 \quad (1)$$

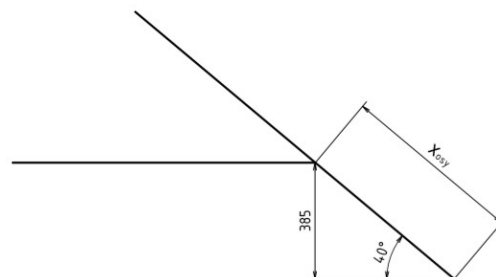
Kde 25,4 je přepočítání z palců na milimetry.

$$r_{kola} = 10 \cdot 0,75 \cdot 25,4 + 0,5 \cdot 15,3 \cdot 25,4 = 384,8 \text{ mm} \quad (2)$$

Dle velikosti poloměru kol jsem, s ohledem na zachování terénní prostupnosti, stanovil maximální výšku samotného mechanismu 200 mm.

Vzdálenost osy sklápění od zadního čela korby jsem určil tak, aby při plném sklopení byla hrana korby přibližně v úrovni osy kol. Při výpočtu uvažuji, že je ložná plocha od země ve výšce odpovídající průměru kola. Ve skutečnosti bude výše, což bude mít za následek další posunutí hrany ložné plochy výše od země.

Také jsem odhadl hmotnost korby na 300 kg.



Obrázek 17 – Schéma pro výpočet x_{0sy} [zdroj vlastní]

$$x_{0sy} = \frac{385}{\sin 40^\circ} = 598,9 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 600 \text{ mm} \quad (3)$$

3.3. Koncepční návrhy

Při výpočtu jsem použil několik zjednodušení. Prvním je, že hydraulický válec má v zasunutém stavu poloviční délku oproti stavu, kdy je úplně vysunutý. Druhé zjednodušení je to, že jsem uvažoval polohu těžiště na středem ložné plochy ve výšce poloviny výšky bočnic.

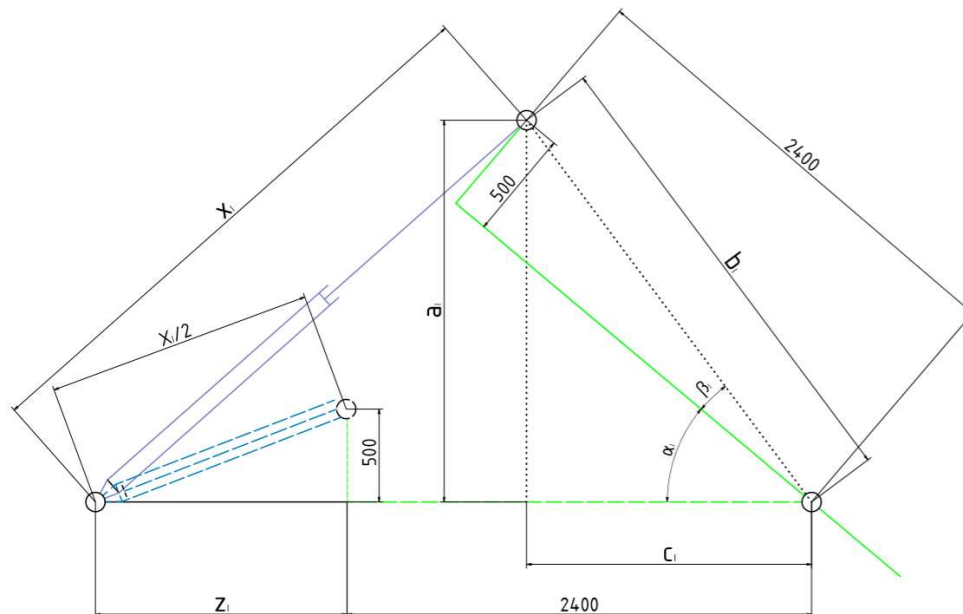
3.3.1. Varianta I

U této varianty je hydraulický válec na jedné straně uchycen v oblasti oje a jeho druhý konec je uchycen v oblasti horní hrany čelní bočnice.



Obrázek 18 – Model varianty I [vlastní zdroj]

Kinematika I



Obrázek 19 – Kinematické schéma varianty I [vlastní zdroj]

Pro úhel α_1 platí $\alpha_1 \in < 0^\circ, 40^\circ >$

Při výpočtu potřebného rozměru x_i vyjdu z rovnic (4) a (5)

$$\frac{x_I^2}{2^2} = 500^2 + z_I^2 \quad (4)$$

$$x_I^2 = (z + 2400 - c_I)^2 + a_I^2 \quad (5)$$

Dále platí

$$b_I = \sqrt{500^2 + 2400^2} \quad (6)$$

$$b_I = 2\,451,5 \text{ [mm]} \quad (7)$$

$$\beta_I = \arcsin\left(\frac{500}{b_I}\right) \quad (8)$$

$$\beta_I = \arcsin\left(\frac{500}{2\,451,5}\right) \quad (9)$$

$$\beta_I = 11,77^\circ \quad (10)$$

$$c_I = b_I \cdot \cos(\beta_I + \alpha_I) \quad (11)$$

$$c_I = 2\,451,5 \cdot \cos(11,77^\circ + 40^\circ) \quad (12)$$

$$c_I = 1\,517 \text{ [mm]} \quad (13)$$

$$a_I = b_I \cdot \sin(\beta_I + \alpha_I) \quad (14)$$

$$a_I = 2\,451,5 \cdot \sin(11,77^\circ + 40^\circ) \quad (15)$$

$$a_I = 2\,291,7 \text{ [mm]} \quad (16)$$

Spojením rovnic (4) a (5) získám rovnici (17) jejímž dosazením a vyřešením získám kvadratickou rovnici (18).

$$4 \cdot (500^2 + z_I^2) = (z_I + 2400 - c_I)^2 + a_I^2 \quad (17)$$

$$3z_I^2 - 1\,766z_I - 883^2 - 2\,291,7^2 = 0 \quad (18)$$

Reálným řešením rovnice (18) je

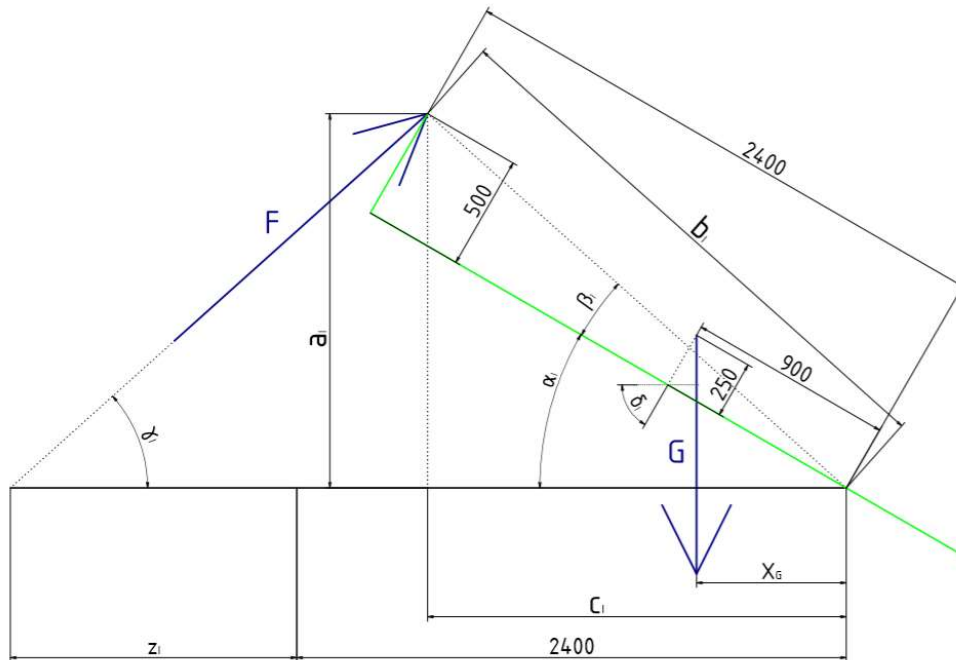
$$z_I = 1\,742,5 \text{ [mm]} \quad (19)$$

Na základě znalosti rozměru z_i už jednoduše dosazením do rovnice (4) a její úpravou získám rozměr x_i

$$x_I = \sqrt{4 \cdot (500^2 + 1\,742,5^2)} \quad (20)$$

$$x_I = 3\,625,6 \text{ [mm]} \quad (21)$$

Kinematika pro statiku I



Obrázek 20 – Schéma pro výpočet kinematických veličin potřebných do statických výpočtů
[vlastní zdroj]

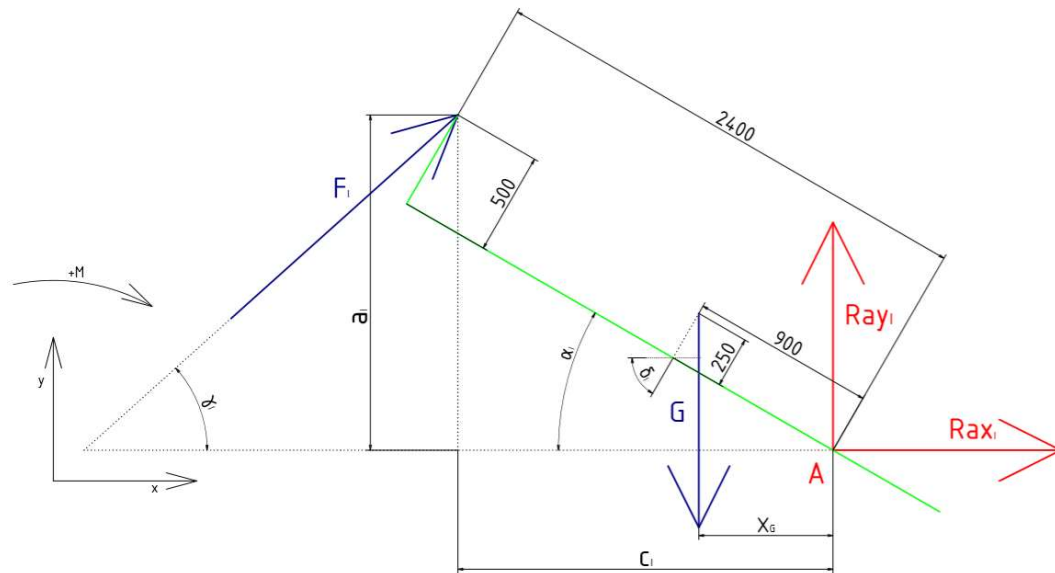
Pro provedení statického výpočtu budu potřebovat znát předpis pro velikost rozměrů a_1 , c_1 , x_G , γ_1 a δ_1 v závislosti na úhlu α_1 . Předpis pro a_1 a c_1 již znám. Jedná se o rovnice (14) a (11). Dále budu k výpočtu potřebovat znát velikost b_1 a β_1 . Ty již také znám z předchozích výpočtů, rovnice (7) a (10).

Pro ostatní rozměry platí

$$\delta_1 = 180^\circ - \alpha_1 - 90^\circ \quad (22)$$

$$x_G = (900 \cdot \cos(\alpha_1)) - 250 \cdot \sin(\delta_1) \quad (23)$$

$$\gamma_1 = \arctg\left(\frac{a_1}{z_1 + 2400 - c_1}\right) \quad (24)$$

Statika I


Obrázek 21 – Uvolnění varianta I [vlastní zdroj]

Na obrázku (Obrázek 21) je vidět uvolnění korby. Na základě toho uvolnění jsem sestavil následující statické rovnice.

Do směru x

$$R_{ax_I} + F_I \cdot \cos(\gamma_I) = 0 \quad (25)$$

Do směru y

$$R_{ay_I} + F_I \cdot \sin(\gamma_I) = 0 \quad (26)$$

Momentová rovnice k bodu A

$$F_I \cdot \sin(\gamma_I) \cdot c_I + F_I \cdot \cos(\gamma_I) \cdot a_I - G \cdot x_G = 0 \quad (27)$$

Určení velikosti síly G

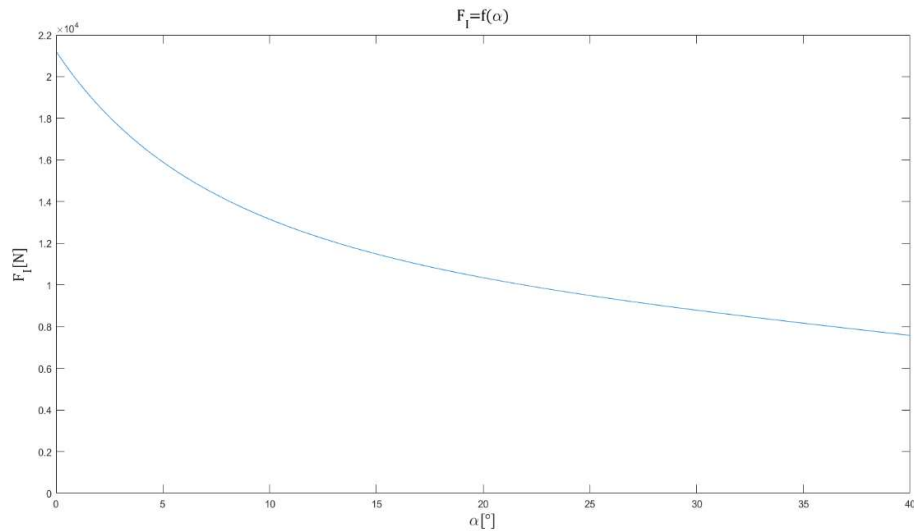
$$G = (\text{nosnost} + m_{\text{korba}}) \cdot g \quad (28)$$

$$G = (3500 + 300) \cdot 9,81 \quad (29)$$

$$G = 37\,278 \text{ [N]} \quad (30)$$

Řešením rovnice (27) pomocí programu Matlab pro $\alpha_I \in < 0^\circ, 40^\circ >$ jsem získal závislost $F_I = f(\alpha_I)$ a maximální velikost síly F_I .

$$F_{I_{\text{max}}} = 21\,215 \text{ [N]} \quad (31)$$



Obrázek 22 – Graf $F_1=f(\alpha)$ [vlastní zdroj]

Shrnutí

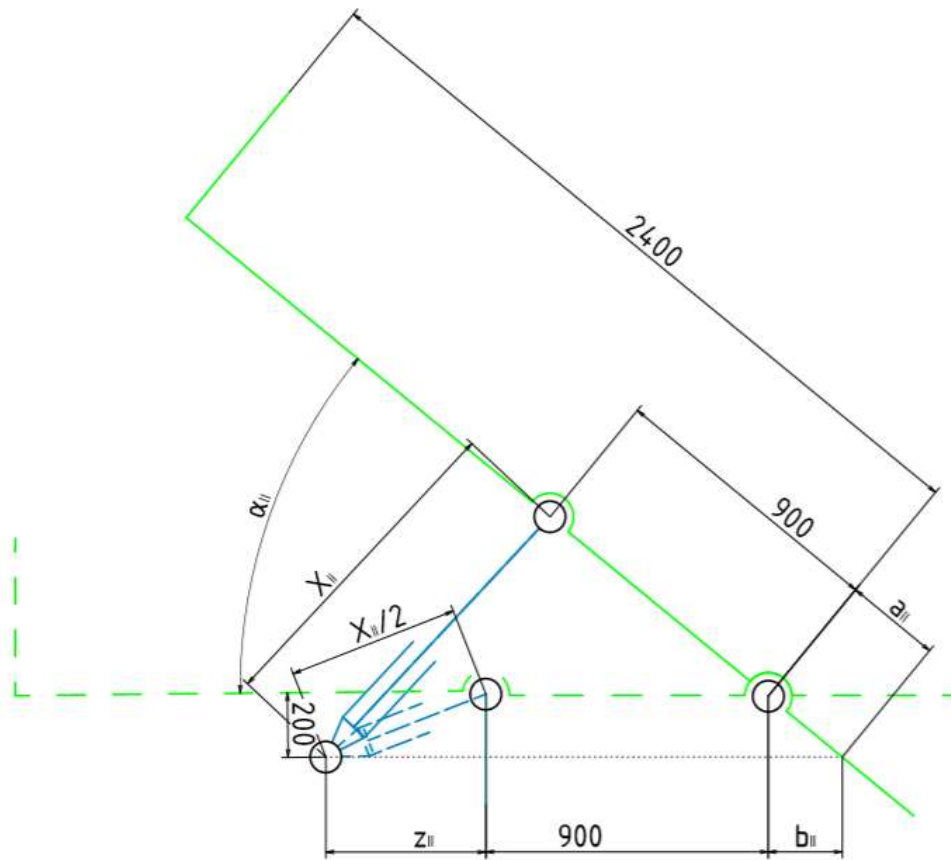
Dvě největší výhody této varianty jsou nízká síla, kterou je nutno vyvodit hydraulickým válcem a také její konstrukční jednoduchost. Na druhou stranu se zde vyskytují značné nevýhody. První je nutnost vysokého zdvihu. Válce s takovým to zdvihem se nacházejí na samé horní hranici zdvihů, které výrobci standardně nabízejí u válců s mnohem větší maximální silou, než je potřebná. Déle by pravděpodobně bylo nutné zesílení a prodloužení oje. V neposlední řadě by takto umístěný válec mohl překážet při provozu vleku.

3.3.2. Varianta II

V této variantě je umístěn hydraulický válec pod korbou. Válec je připevněn k rámu a konec pístní tyče je uchycen ke korbě ze spodu v místě, které se nachází pod jejím těžištěm.



Obrázek 23 – Model varianty II [vlastní zdroj]

Kinematika II


Obrázek 24 – Kinematické schéma varianty II [vlastní zdroj]

Při výpočtu vyjdu z rovnic (32) a (33)

$$\frac{x_{II}^2}{2^2} = z_{II}^2 + 200^2 \quad (32)$$

$$x_{II}^2 = (a_{II} + 900)^2 + (z_{II} + 900 + b_{II})^2 - 2 \cdot (a_{II} + 900) \cdot (z_{II} + 900 + b_{II}) \cdot \cos(\alpha) \quad (33)$$

a_{II} vyjádřím jako

$$a_{II} = 200 \cdot \sin(\alpha_{II}) \quad (34)$$

$$a_{II} = 200 \cdot \sin(40^\circ) \quad (35)$$

$$a_{II} = 128,6 \text{ [mm]} \quad (36)$$

b_{II} vyjádřím jako

$$b_{II} = 200 \cdot \cos(\alpha_{II}) \quad (37)$$

$$b_{II} = 200 \cdot \cos(40^\circ) \quad (38)$$

$$b_{II} = 153,2 \text{ [mm]} \quad (39)$$

Sečtením, úpravou a dosazením do rovnic (32) a (33) dostanu kvadratickou rovnici

$$3z_{II}^2 - 530,49z_{II} - 507\,503,34 = 0 \quad (40)$$

Vyřešením kvadratické rovnice (40) získám jeden kladný kořen

$$z_{II} = 509,11 \text{ [mm]} \quad (41)$$

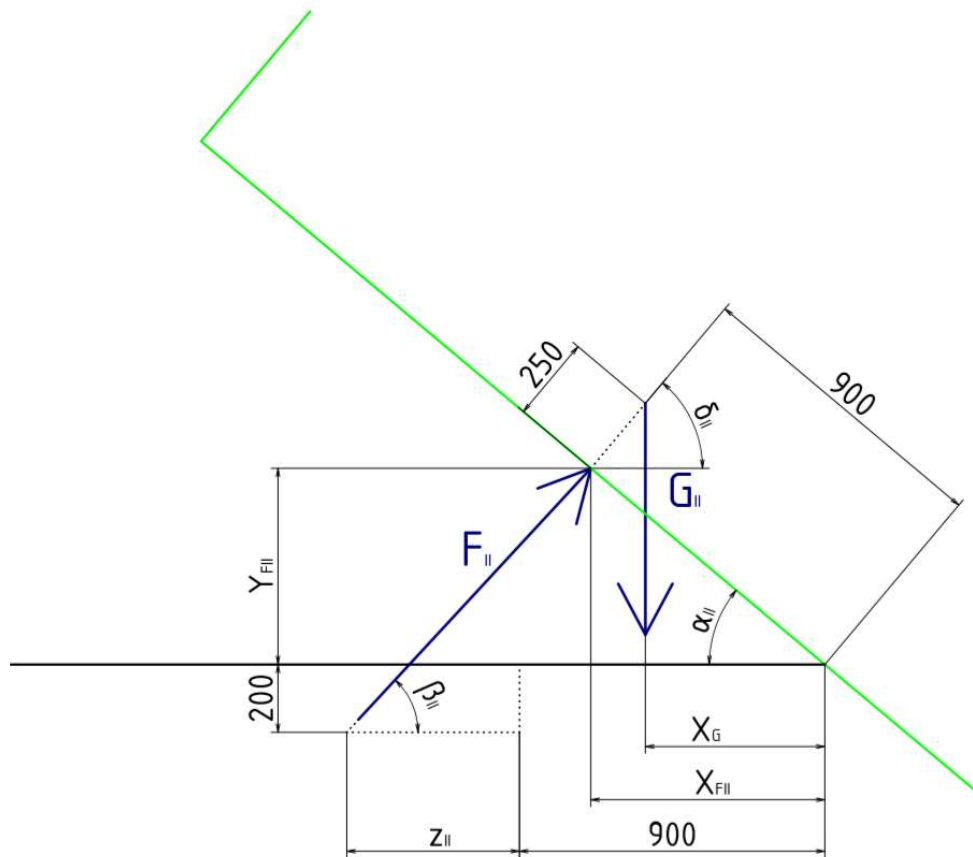
Ted' už mohu z rovnice (32) jednoduše dopočítat x_{II}

$$x_{II} = \sqrt{4 \cdot (z_{II}^2 + 200^2)} \quad (42)$$

$$x_{II} = \sqrt{4 \cdot (509,11^2 + 200^2)} \quad (43)$$

$$x_{II} = 1\,093,97 \text{ [mm]} \quad (44)$$

Kinematika pro statiku II



Obrázek 25 – Schéma pro výpočet kinematických veličin potřebných do statických výpočtů

[vlastní zdroj]

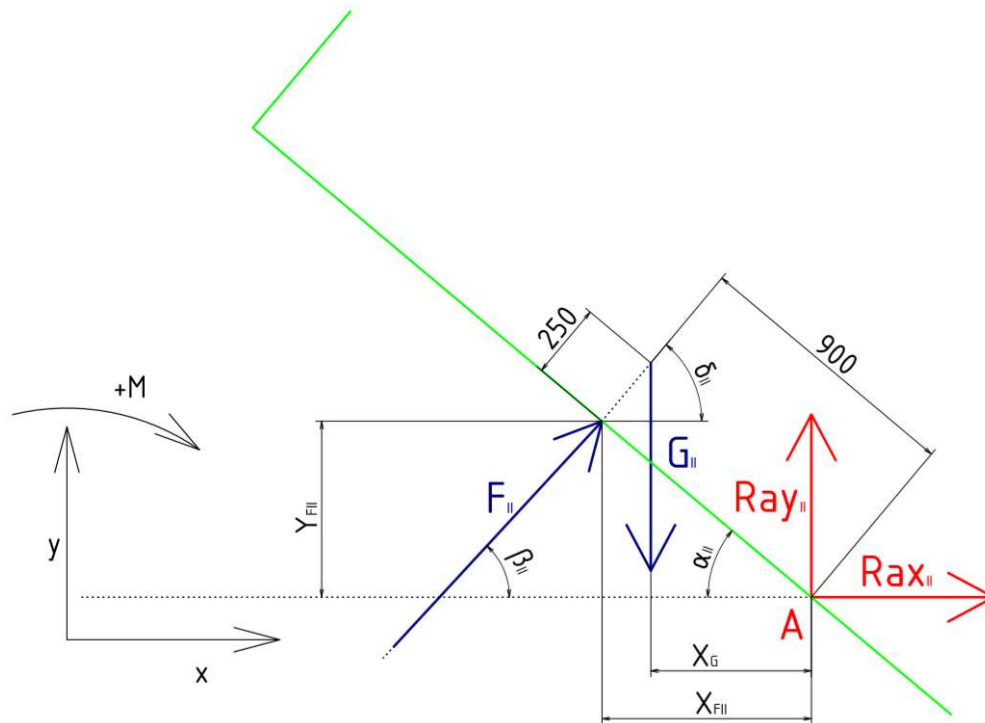
Pro statický výpočet budu potřebovat znát předpis pro velikost rozměrů x_G , x_{FII} , y_{FII} , a úhlu β_{II} v závislosti na úhlu α_{II} . Předpis pro x_G jsem již při výpočtu přechozí varianty, rovnice (23). Pro ostatní platí následující vztahy

$$x_{FII} = 900 \cdot \cos(\alpha) \quad (45)$$

$$y_{FII} = 900 \cdot \sin(\alpha) \quad (46)$$

$$\beta_{II} = \arctg\left(\frac{y_{FII}}{z_{II} + 900 - x_{FII}}\right) \quad (47)$$

Statika II



Obrázek 26 – Uvolnění varianta II [vlastní zdroj]

Na obrázku (Obrázek 26) je vidět uvolnění korby. Velikost síly G jsem již určil dříve rovnice (30). Na základě toho uvolnění jsem sestavil následující statické rovnice.

Do směru x

$$Rax_{II} + F_{II} \cdot \cos(\beta_{II}) = 0 \quad (48)$$

Do směru y

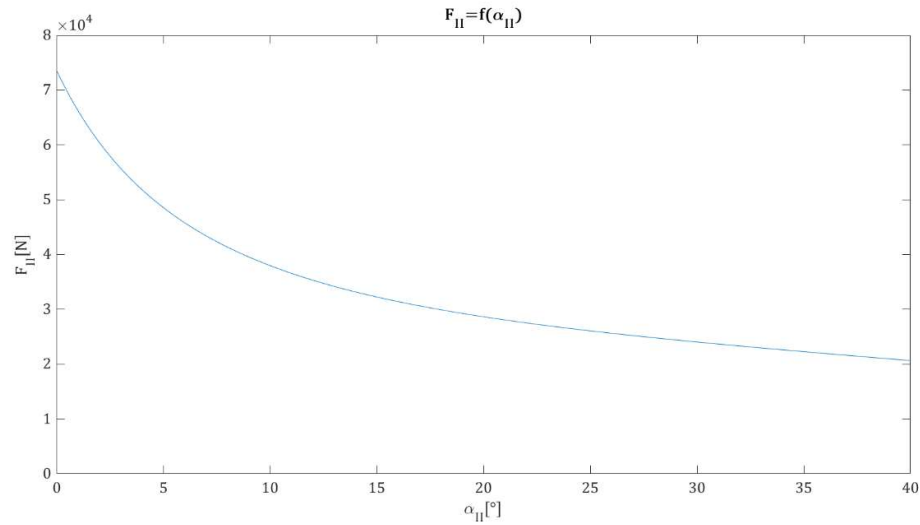
$$Ry_{II} + F_{II} \cdot \sin(\beta_{II}) = 0 \quad (49)$$

Momentová rovnice k bodu A

$$F_{II} \cdot \sin(\beta_{II}) \cdot x_{FII} + F_{II} \cdot \cos(\beta_{II}) \cdot y_{FII} - G \cdot x_G = 0 \quad (50)$$

Řešením rovnice (50) pomocí programu Matlab pro $\alpha_{II} \in < 0^\circ, 40^\circ >$ jsem získal závislost $F_{II} = f(\alpha_{II})$ a maximální velikost síly F_{II} .

$$F_{IImax} = 73\,632[N] \quad (51)$$



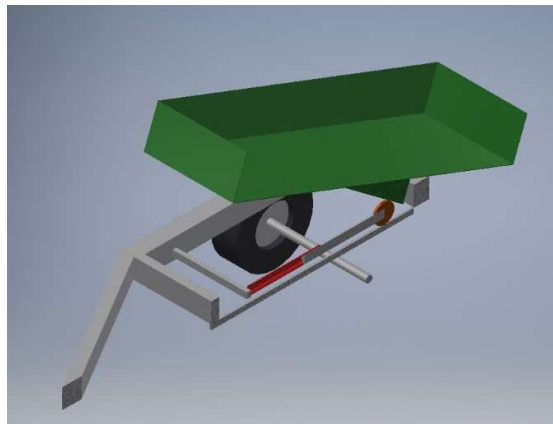
Obrázek 27 – Graf $F_{II}=f(\alpha_{II})$ [vlastní zdroj]

Shrnutí

Tato varianta řeší problém předchozího návrhu změnou umístění hydraulické válce. Výhodou je opět značná jednoduchost tohoto konstrukčního řešení. Dále je také zdvih a požadovaná síla v oblasti běžné produkce.

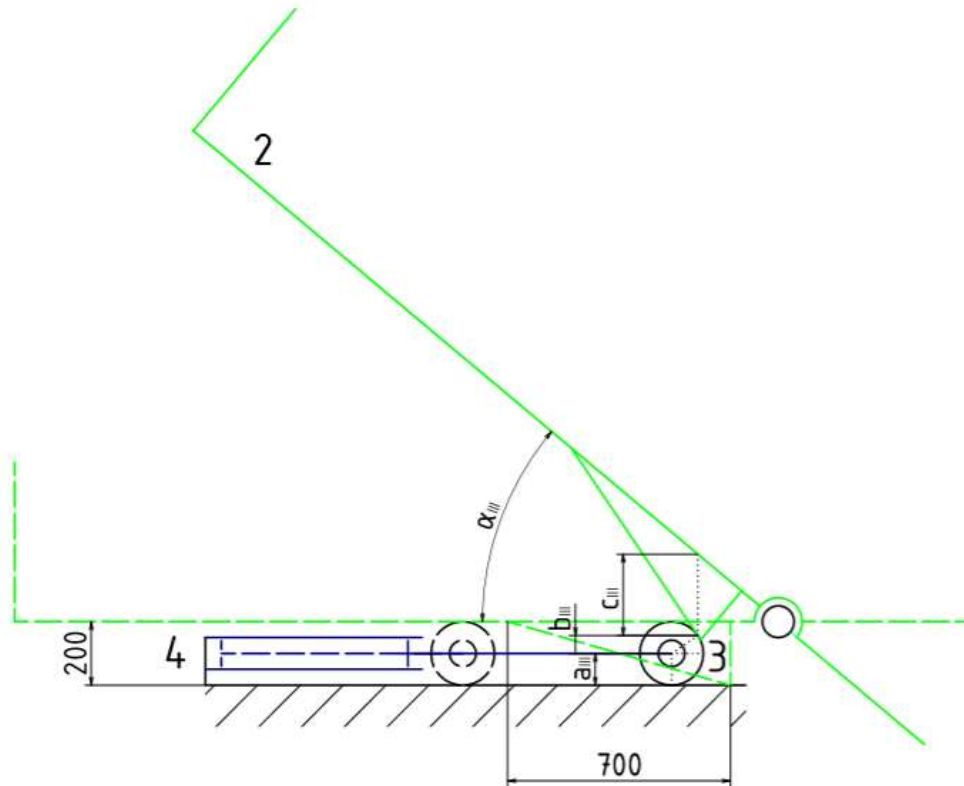
3.3.3. Varianta III

U varianty III je využit klín připevněný ke korbě. Ten je vytlačován rolnou připevněnou k hydraulickému válci, který je fixován ve vertikální poloze.

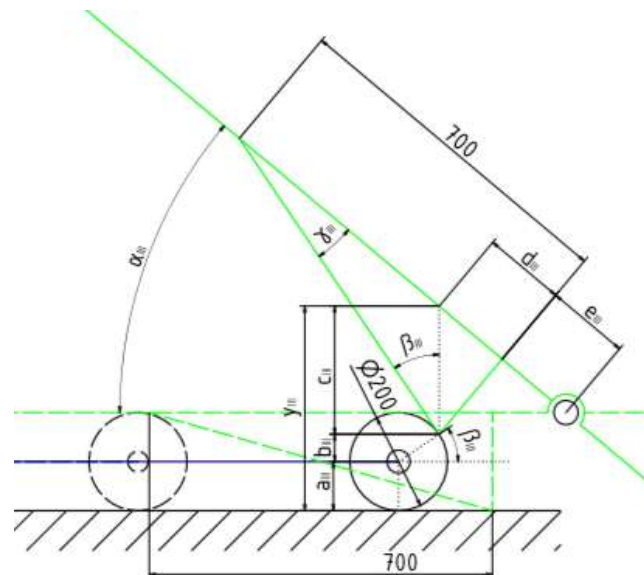


Obrázek 28 – Model varianty III [vlastní zdroj]

Kinematika III



Obrázek 29 – Kinematické schéma varianty III [vlastní zdroj]



Obrázek 30 – Kinematické schéma varianty III detail [vlastní zdroj]

Rozměry klínu volím pro posouzení této varianty takto: výška 200 mm a délka 700 mm. Dále volím průměr rolny jako 200 mm. Nejdříve je potřeba určit rozměr e_{III} .

Začnu určením y_{III}

$$y_{III} = a_{III} + b_{III} + c_{III} \quad (52)$$

Vyjádřím si dílčí rozměry a úhly

$$a_{III} = 100 [mm] \quad (53)$$

$$\gamma_{III} = \arctg\left(\frac{200}{700}\right) \quad (54)$$

$$\gamma_{III} = 15,95^\circ \quad (55)$$

$$\beta_{III} = 180^\circ - 90^\circ - \alpha_{III} - \gamma_{III} \quad (56)$$

$$\beta_{III} = 180^\circ - 90^\circ - 40^\circ - 15,95^\circ \quad (57)$$

$$\beta_{III} = 34,05^\circ \quad (58)$$

$$b_{III} = 100 \cdot \sin(\beta_{III}) \quad (59)$$

$$b_{III} = 100 \cdot \sin(34,05^\circ) \quad (60)$$

$$b_{III} = 56 [mm] \quad (61)$$

$$c_{III} = \frac{200}{\cos(180^\circ - 90^\circ - \gamma_{III} - \beta_{III})} \quad (62)$$

$$c_{III} = \frac{200}{\cos(180^\circ - 90^\circ - 15,95^\circ - 34,05^\circ)} \quad (63)$$

$$c_{III} = 261,1 [mm] \quad (64)$$

$$d_{III} = 200 \cdot \tg(180^\circ - 90^\circ - \gamma_{III} - \beta_{III}) \quad (65)$$

$$d_{III} = 200 \cdot \tg(180^\circ - 90^\circ - 15,95^\circ - 34,05^\circ) \quad (66)$$

$$d_{III} = 167,8 [mm] \quad (67)$$

Dosazením do rovnice () vypočítám y_{III}

$$y_{III} = 100 + 56 + 261,1 \quad (68)$$

$$y_{III} = 417,1 [mm] \quad (69)$$

Rozměr e_{III} dopočítám ze vztahu

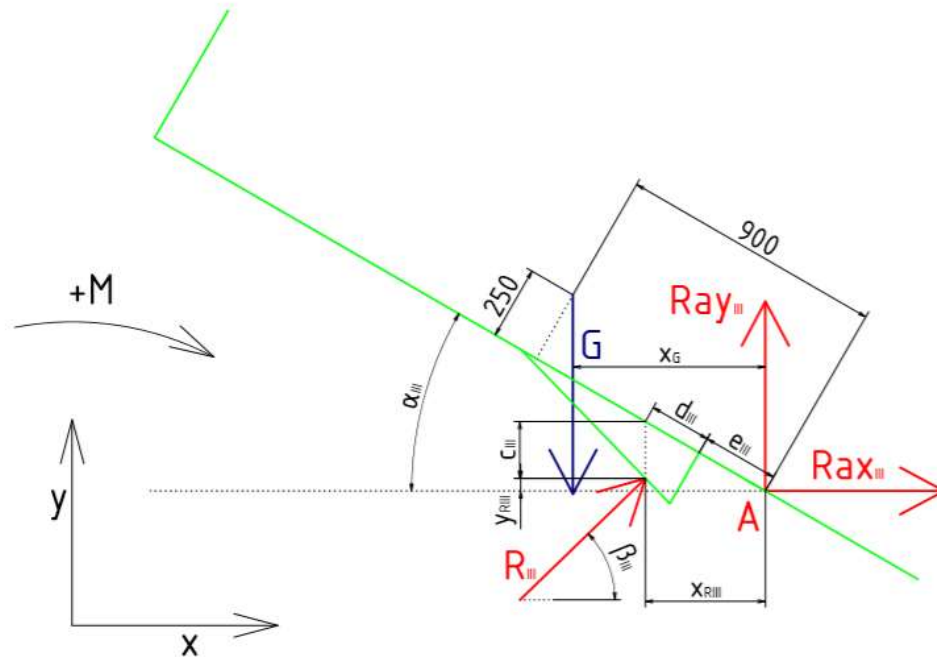
$$\sin(\alpha_{III}) = \frac{y_{III} - 200}{d_{III} + e_{III}} \quad (70)$$

$$e_{III} = \frac{y_{III} - 200}{\sin(\alpha_{III})} - d_{III} \quad (71)$$

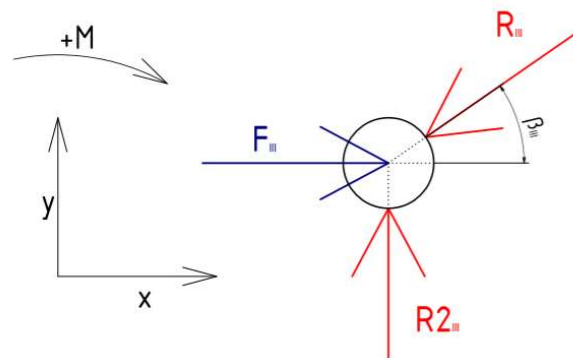
$$e_{III} = \frac{417,1 - 200}{\sin(40^\circ)} - 167,8 \quad (72)$$

$$e_{III} = 167 [mm] \quad (73)$$

Statika III



Obrázek 31 – Uvolnění tělesa 2 [vlastní zdroj]



Obrázek 32 – Uvolnění tělesa 3 [vlastní zdroj]

Pro určení reakci budu potřebovat znát závislost rozměrů c_{III} , d_{III} , x_{RIII} , y_{RIII} a x_G na úhlu α_{III} . Předpis pro rozměry c_{III} , d_{III} a x_G jsem určil již dříve. Rovnice (62), (65) a (23). Dále také již znám velikosti G a e_{III} . Rovnice (30) a (73)

Dále platí tyto vztahy

$$x_{RIII} = (d_{III} + e_{III}) \cdot \cos(\alpha_{III}) \quad (74)$$

$$y_{RIII} = (d_{III} + e_{III}) \cdot \sin(\alpha_{III}) - c_{III} \quad (75)$$

Na základě uvolnění jsme sestavil statické rovnice pro těleso 2

Do směru x

$$R_{III} \cdot \cos(\beta_{III}) + Rax_{III} = 0 \quad (76)$$

Do směru y

$$R_{III} \cdot \sin(\beta_{III}) + Ray_{III} = 0 \quad (77)$$

Momentová rovnice k bodu A

$$R_{III} \cdot \sin(\beta_{III}) \cdot x_{R_{III}} + R_{III} \cdot \cos(\beta_{III}) \cdot y_{R_{III}} - G \cdot x_G = 0 \quad (78)$$

Dále jsem sestavil statické rovnice pro těleso 3

Do směru x

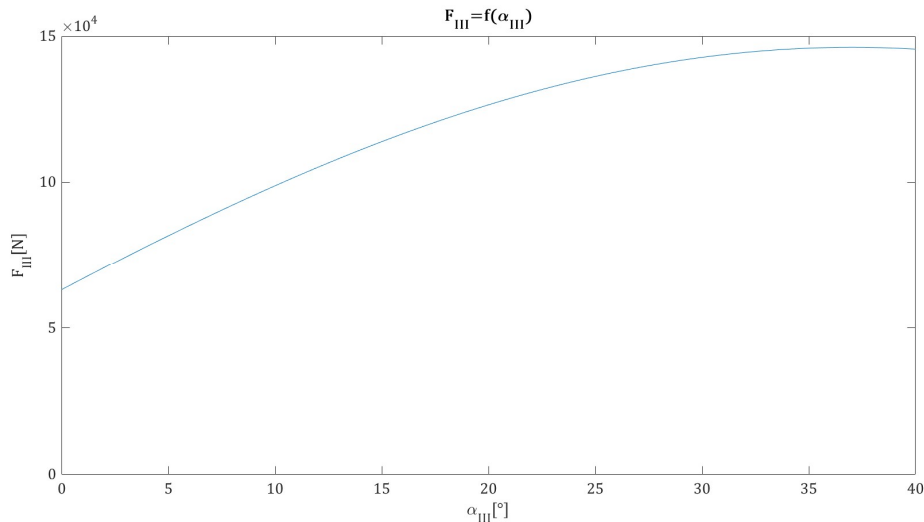
$$-R_{III} \cdot \cos(\beta_{III}) + F_{III} = 0 \quad (79)$$

Do směru y

$$-R_{III} \cdot \sin(\beta_{III}) + R2_{III} = 0 \quad (80)$$

Řešením těchto rovnic pomocí programu Matlab pro $\alpha_{III} \in < 0^\circ, 40^\circ >$ jsem získal závislost $F_{III} = f(\alpha_{III})$ a maximální velikost síly F_{III} .

$$F_{IIImax} = 146\,210[N] \quad (81)$$



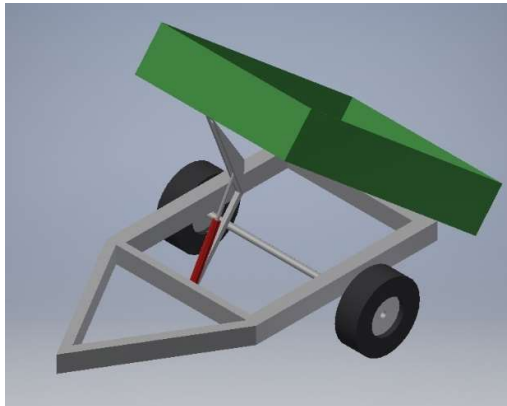
Obrázek 33 – Graf $F_{III}=f(\alpha_{III})$ [vlastní zdroj]

Shrnutí

Výhodu této varianty je nepohyblivý hydraulický válec a tím pádem mírné zjednodušení vedení hydraulického obvodu. Bohužel dále má toto řešení značné množství nevýhod. Především jsou to: vysoká požadovaná síla na válci, náchylnost pohyblivého členu a drah po kterých se pohybuje k opotřebení, nutnost řešit kontaktní tlaky a v neposlední řadě nutnost značných konstrukčních úprav rámu. Tato varianta by byla vhodná spíše pro přenos kinematických veličin.

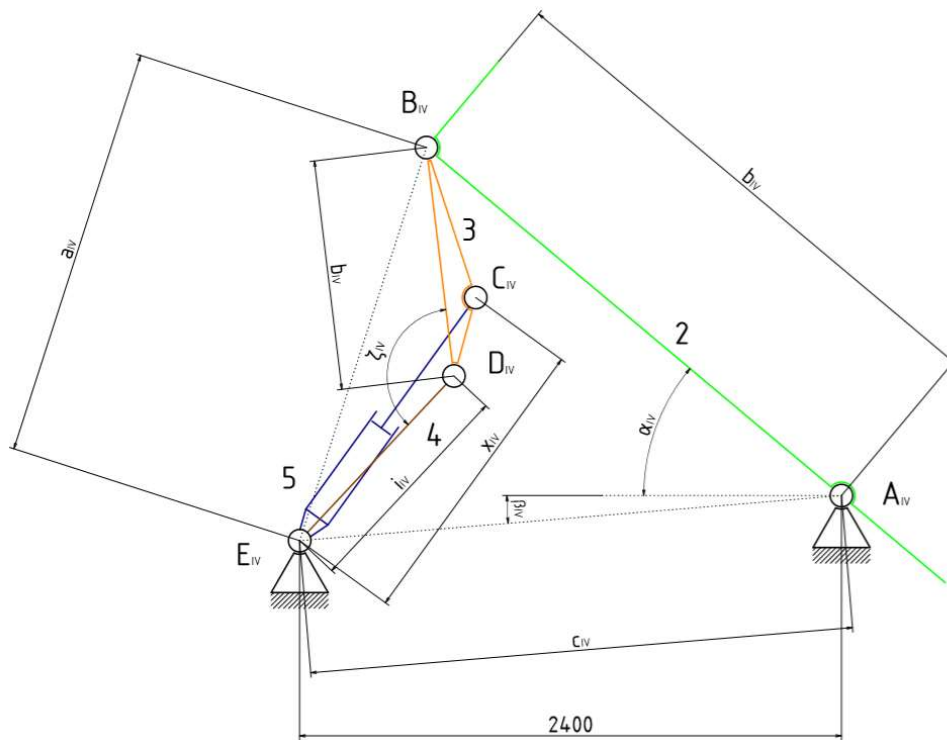
3.3.4. Varianta IV

U varianty IV je využit nůžkový mechanismu umístěný, co nejdále od osy sklápění korby.

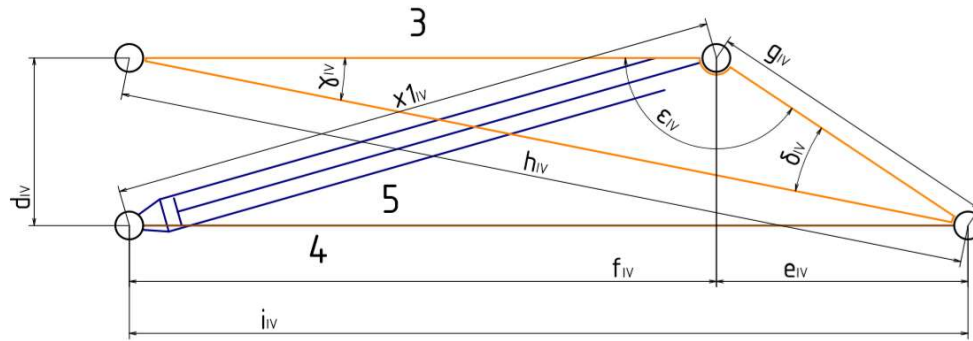


Obrázek 34 – Model varianty IV [vlastní zdroj]

Kinematika IV



Obrázek 35 – Kinematické schéma varianty IV [vlastní zdroj]



Obrázek 36 – Kinematické schéma varianty IV detail [vlastní zdroj]

Pro tuto variantu provedu volbu některých rozměrů.

$$i_{IV} = 1000 \text{ [mm]} \quad (82)$$

$$d_{IV} = 200 \text{ [mm]} \quad (83)$$

$$e_{IV} = 340 \text{ [mm]} \quad (84)$$

Znám také rozměr.

$$b_{IV} = 2400 \text{ [mm]} \quad (85)$$

Dále provedu výpočet zbylých rozměrů vyznačených na (Obrázek 36).

$$f_{IV} = i_{IV} - e_{IV} \quad (86)$$

$$f_{IV} = 1000 - 340 \quad (87)$$

$$f_{IV} = 660 \text{ [mm]} \quad (88)$$

$$h_{IV} = \sqrt{i_{IV}^2 + d_{IV}^2} \quad (89)$$

$$h_{IV} = \sqrt{1000^2 + 200^2} \quad (90)$$

$$h_{IV} = 1\,019,8 \text{ [mm]} \quad (91)$$

$$x1_{IV} = \sqrt{d_{IV}^2 + f_{IV}^2} \quad (92)$$

$$x1_{IV} = \sqrt{200^2 + 660^2} \quad (93)$$

$$x1_{IV} = 689,6 \text{ [mm]} \quad (94)$$

$$g_{IV} = \sqrt{d_{IV}^2 + e_{IV}^2} \quad (95)$$

$$g_{IV} = \sqrt{200^2 + 340^2} \quad (96)$$

$$g_{IV} = 394,5 \text{ [mm]} \quad (97)$$

$$\delta_{IV} = \arccos \left(\frac{f_{IV}^2 - h_{IV}^2 - g_{IV}^2}{-2 \cdot h_{IV} \cdot g_{IV}} \right) \quad (98)$$

$$\delta_{IV} = \arccos \left(\frac{660^2 - 1\,019,8^2 - 394,5^2}{-2 \cdot 1\,019,7 \cdot 394,5} \right) \quad (99)$$

$$\delta_{IV} = 19,16^\circ \quad (100)$$

$$\varepsilon_{IV} = \arccos \left(\frac{h_{IV}^2 - f_{IV}^2 - g_{IV}^2}{-2 \cdot f_{IV} \cdot g_{IV}} \right) \quad (101)$$

$$\varepsilon_{IV} = \arccos \left(\frac{1\,019,8^2 - 660^2 - 394,5^2}{-2 \cdot 660 \cdot 394,5} \right) \quad (102)$$

$$\varepsilon_{IV} = 149,53^\circ \quad (103)$$

$$\gamma_{IV} = 180^\circ - \varepsilon_{IV} - \delta_{IV} \quad (104)$$

$$\gamma_{IV} = 180^\circ - 149,53^\circ - 19,16^\circ \quad (105)$$

$$\gamma_{IV} = 11,31^\circ \quad (106)$$

Následně vypočítám rozměry vyznačená na (Obrázek 35)

$$c_{IV} = \sqrt{2400^2 + 200^2} \quad (107)$$

$$c_{IV} = 2\,408,3 \text{ [mm]} \quad (108)$$

$$\beta_{IV} = \arctg \left(\frac{200}{2400} \right) \quad (109)$$

$$\beta_{IV} = 4,76^\circ \quad (110)$$

$$a_{IV} = \sqrt{b_{IV}^2 + c_{IV}^2 - 2 \cdot b_{IV} \cdot c_{IV} \cdot \cos(\alpha_{IV} + \beta_{IV})} \quad (111)$$

$$a_{IV} = \sqrt{2400^2 + 2408,3^2 - 2 \cdot 2400 \cdot 2408,3 \cdot \cos(40^\circ + 4,76^\circ)} \quad (112)$$

$$a_{IV} = 1\,830,9 \text{ [mm]} \quad (113)$$

$$\zeta_{IV} = \arccos \left(\frac{a_{IV}^2 - h_{IV}^2 - i_{IV}^2}{-2 \cdot h_{IV} \cdot i_{IV}} \right) \quad (114)$$

$$\zeta_{IV} = \arccos \left(\frac{1\,830,9^2 - 1\,019,8^2 - 1000^2}{-2 \cdot 1\,019,8 \cdot 1000} \right) \quad (115)$$

$$\zeta_{IV} = 130,04^\circ \quad (116)$$

$$x_{IV} = \sqrt{i_{IV}^2 + g_{IV}^2 - 2 \cdot i_{IV} \cdot g_{IV} \cdot \cos(\delta_{IV} + \zeta_{IV})} \quad (117)$$

$$x_{IV} = \sqrt{1\,000^2 + 394,5^2 - 2 \cdot 1\,000 \cdot 394,5 \cdot \cos(9,16^\circ + 130,04^\circ)} \quad (118)$$

$$x_{IV} = 1\,373,6 \text{ [mm]} \quad (119)$$

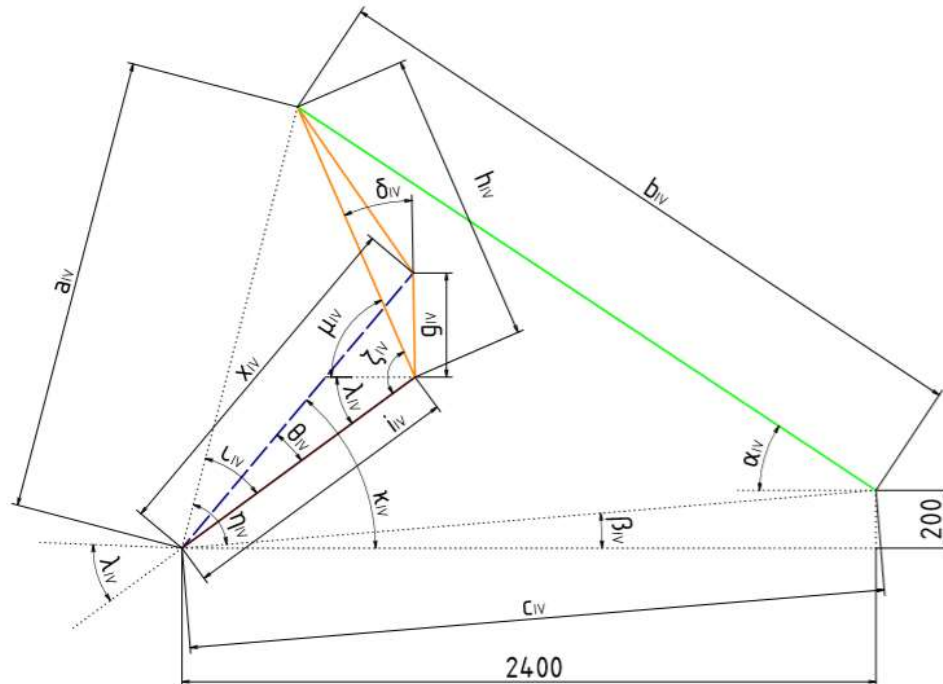
Dále musí platit

$$x_{IV} \leq 2 \cdot x_{1IV} \quad (120)$$

$$1\,373,6 \leq 2 \cdot 689,6 \quad (121)$$

Ten to předpoklad platí. Hydraulický válec se tedy neprodlouží více než 2x. A mechanismus je tedy realizovatelný.

Kinematika pro statiku IV



Obrázek 37 – Schéma pro výpočet úhlů potřebných ke statickým výpočtům [vlastní zdroj]

Pro výpočet statiky budu potřebovat znát předpisy, v závislosti na úhlu α_{IV} , pro některé další úhly. Zejména pro úhly κ_{IV} a μ_{IV} .

Nejdříve si vyjádřím některé pomocné úhly

$$\eta_{IV} = \arccos\left(\frac{b_{IV}^2 - c_{IV}^2 - a_{IV}^2}{-2 \cdot c_{IV} \cdot a_{IV}}\right) \quad (122)$$

$$\iota_{IV} = \arccos\left(\frac{h_{IV}^2 - i_{IV}^2 - a_{IV}^2}{-2 \cdot i_{IV} \cdot a_{IV}}\right) \quad (123)$$

$$\theta_{IV} = \arccos\left(\frac{g_{IV}^2 - i_{IV}^2 - x_{IV}^2}{-2 \cdot i_{IV} \cdot x_{IV}}\right) \quad (124)$$

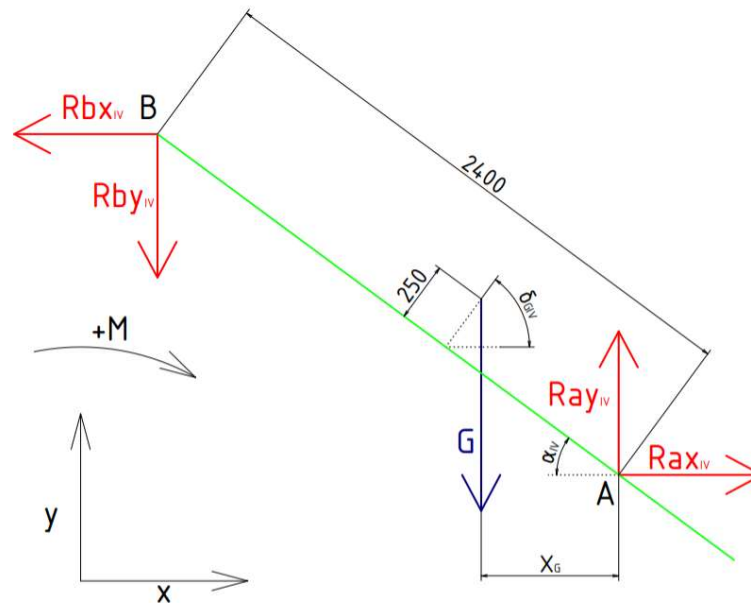
Pomocí těchto úhlů již vyjádřím úhly, se kterými budu dále pracovat

$$\lambda_{IV} = \eta_{IV} + \beta_{IV} - \iota_{IV} \quad (125)$$

$$\kappa_{IV} = \eta_{IV} + \beta_{IV} - \iota_{IV} + \theta_{IV} \quad (126)$$

$$\mu_{IV} = \zeta_{IV} - \lambda_{IV} \quad (127)$$

Statika IV



Obrázek 38 – Uvolnění těles 2 varianta IV [vlastní zdroj]

Statické rovnice

Do směru x

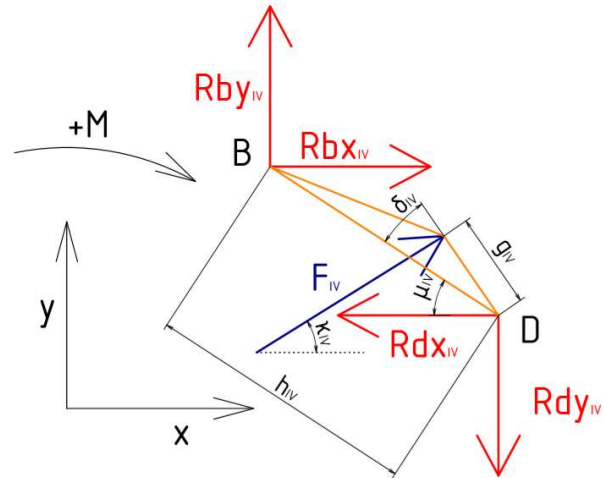
$$Rax_{IV} - Rbx_{IV} = 0 \quad (128)$$

Do směru y

$$Ray_{IV} - Rby_{IV} - G = 0 \quad (129)$$

Momentová rovnice k bodu A

$$-G \cdot x_G \cdot \cos(\alpha) - Rby_{IV} \cdot 2400 \cdot \cos(\alpha) - Rbx_{IV} \cdot 2400 \cdot \sin(\alpha) = 0 \quad (130)$$



Obrázek 39 – Uvolnění těles 3 varianta IV [vlastní zdroj]

Statické rovnice pro těleso 3

Do směru x

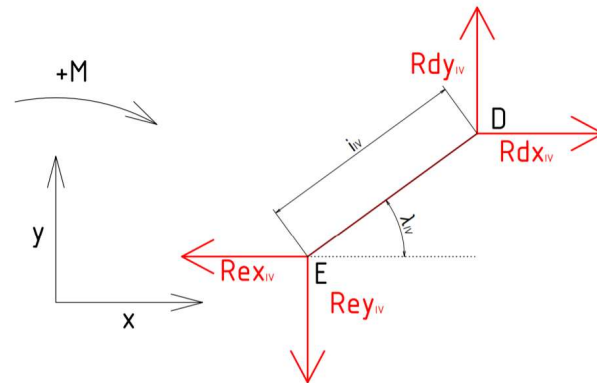
$$Rbx_{IV} - Rdx_{IV} + F_{IV} \cdot \cos(\kappa_{IV}) = 0 \quad (131)$$

Do směru y

$$Rby_{IV} - Rdy_{IV} + F_{IV} \cdot \sin(\kappa_{IV}) = 0 \quad (132)$$

Momentová rovnice k bodu D

$$Rbx_{IV} \cdot h_{IV} \cdot \sin(\mu_{IV}) + Rby_{IV} \cdot h_{IV} \cdot \cos(\mu_{IV}) + F_{IV} \cdot g_{IV} \cdot \cos(\kappa_{IV}) \cdot \sin(\mu_{IV} + \delta_{IV}) + F_{IV} \cdot g_{IV} \cdot \sin(\kappa_{IV}) \cdot \cos(\mu_{IV} + \delta_{IV}) = 0 \quad (133)$$



Obrázek 40 – Uvolnění těles 4 varianta IV [vlastní zdroj]

Statické rovnice pro těleso 4

Do směru x

$$Rdx_{IV} - Rex_{IV} = 0 \quad (134)$$

Do směru y

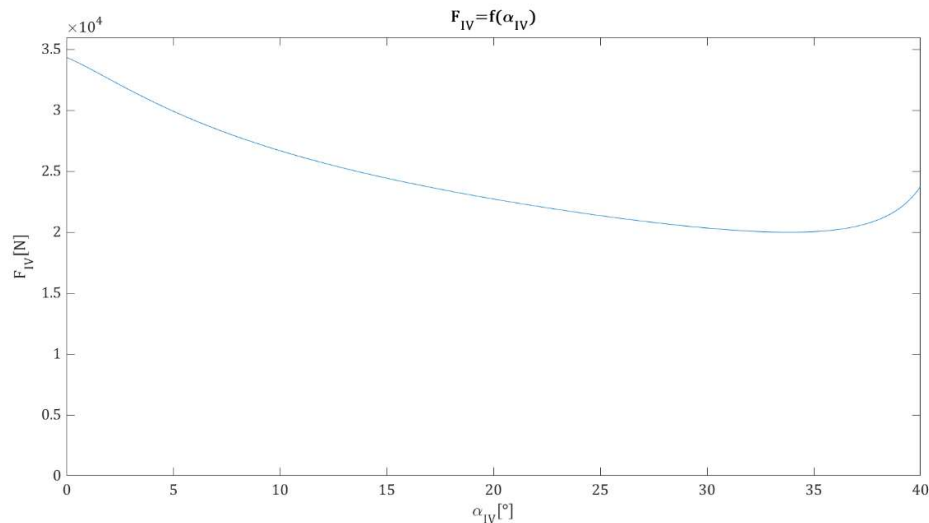
$$Rdy_{IV} - Rey_{IV} = 0 \quad (135)$$

Momentová rovnice k bodu E

$$Rdx_{IV} \cdot i_{IV} \cdot \sin(\lambda_{IV}) - Rdy_{IV} \cdot i_{IV} \cdot \cos(\lambda_{IV}) = 0 \quad (136)$$

Řešením soustavy rovnic (128)-(136) a rovnic pro potřebné rozměry pro $\alpha_{IV} \in < 0^\circ, 40^\circ >$, pomocí programu Matlab, jsem získal závislost $F_{IV} = f(\alpha_{IV})$ a maximální velikost síly F_{IV} .

$$F_{IVmax} = 32\,371[N] \quad (137)$$



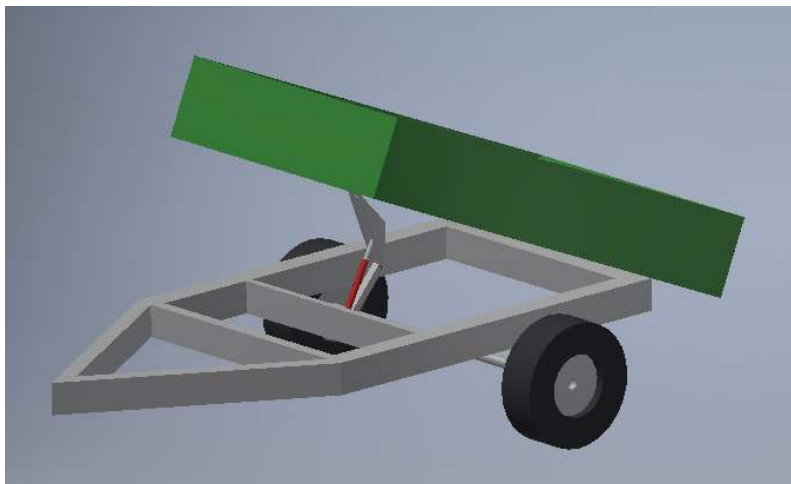
Obrázek 41 – Graf $F_{IV}=f(\alpha_{IV})$ [vlastní zdroj]

Shrnutí

Toto řešení mechanismu má výhodu v nízké požadované síle na válci a oproti řešení ve variantě I, se kterou má srovnatelnou požadovanou sílu, výrazně menší zdvih válce. Tyto výhody jsou na úkor mírného zvýšení konstrukční složitosti.

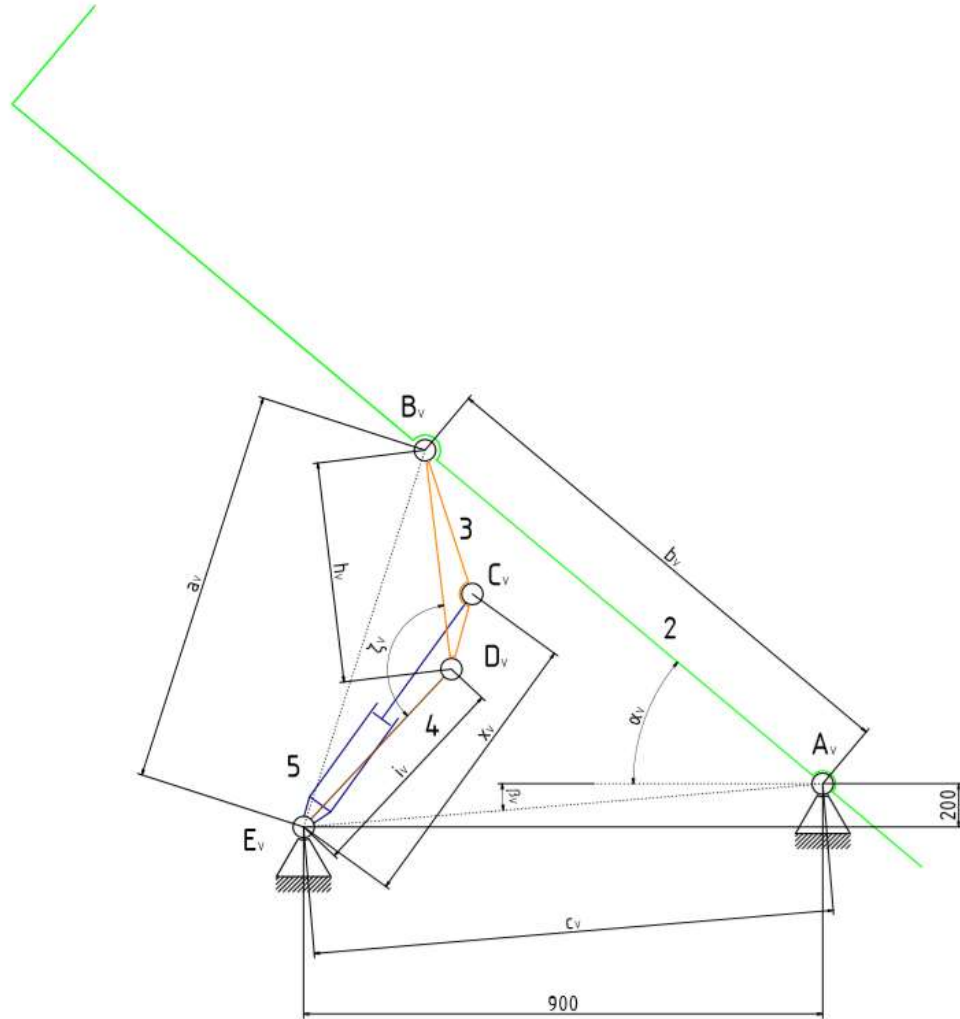
3.3.5. Varianta V

U varianty IV je využit nůžkový mechanismu uchycený ke korbě pod těžištěm.

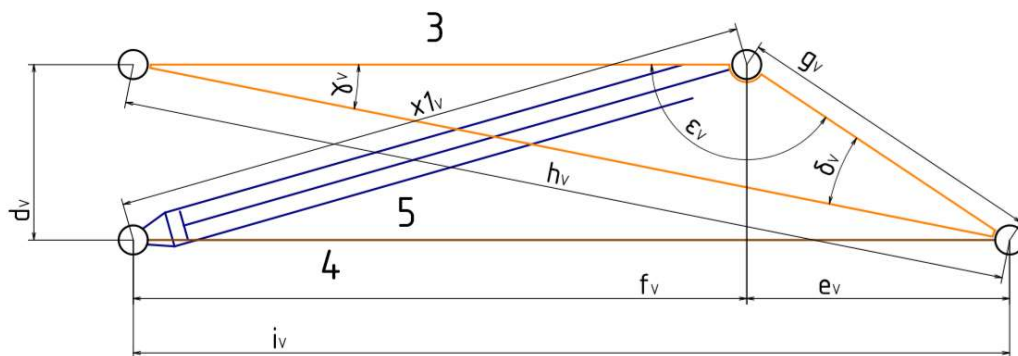


Obrázek 42 – Modle varianty V [vlastní zdroj]

Kinematika V



Obrázek 43 – Kinematické schéma varianty V [vlastní zdroj]



Obrázek 44 – Kinematické schéma varianty V detail [vlastní zdroj]

Pro tuto variantu provedu volbu některých rozměrů.

$$i_V = 500 [mm] \quad (138)$$

$$d_V = 190 [mm] \quad (139)$$

$$e_V = 200 [mm] \quad (140)$$

Znám také rozměr.

$$b_V = 900 [mm] \quad (141)$$

Dále provedu výpočet zbylých rozměrů vyznačených na (Obrázek 36).

$$f_V = i_V - e_V \quad (142)$$

$$f_V = 500 - 190 \quad (143)$$

$$f_V = 310 [mm] \quad (144)$$

$$h_V = \sqrt{i_V^2 + d_V^2} \quad (145)$$

$$h_V = \sqrt{500^2 + 190^2} \quad (146)$$

$$h_V = 538,5 [mm] \quad (147)$$

$$x1_V = \sqrt{d_V^2 + f_V^2} \quad (148)$$

$$x1_V = \sqrt{190^2 + 310^2} \quad (149)$$

$$x1_V = 368,9 [mm] \quad (150)$$

$$g_V = \sqrt{d_V^2 + e_V^2} \quad (151)$$

$$g_V = \sqrt{190^2 + 200^2} \quad (152)$$

$$g_V = 275,9 [mm] \quad (153)$$

$$\delta_V = \arccos \left(\frac{f_V^2 - h_V^2 - g_V^2}{-2 \cdot h_V \cdot g_V} \right) \quad (154)$$

$$\delta_V = \arccos \left(\frac{310^2 - 538,5^2 - 275,9^2}{-2 \cdot 538,5 \cdot 275,9} \right) \quad (155)$$

$$\delta_V = 24,67^\circ \quad (156)$$

$$\varepsilon_V = \arccos \left(\frac{h_V^2 - f_V^2 - g_V^2}{-2 \cdot f_V \cdot g_V} \right) \quad (157)$$

$$\varepsilon_V = \arccos \left(\frac{538,5^2 - 310^2 - 275,9^2}{-2 \cdot 310 \cdot 275,9} \right) \quad (158)$$

$$\varepsilon_V = 133,53^\circ \quad (159)$$

$$\gamma_V = 180^\circ - \varepsilon_V - \delta_V \quad (160)$$

$$\gamma_V = 180^\circ - 133,53^\circ - 24,67^\circ \quad (161)$$

$$\gamma_V = 21,8^\circ \quad (162)$$

Následně vypočítám rozměry vyznačená na (Obrázek 35)

$$c_V = \sqrt{900^2 + 200^2} \quad (163)$$

$$c_V = 921,95 \text{ [mm]} \quad (164)$$

$$\beta_V = \arctg\left(\frac{200}{900}\right) \quad (165)$$

$$\beta_V = 12,53^\circ \quad (166)$$

$$a_V = \sqrt{b_V^2 + c_V^2 - 2 \cdot b_V \cdot c_V \cdot \cos(\alpha_V + \beta_V)} \quad (167)$$

$$a_V = \sqrt{900^2 + 921,95^2 - 2 \cdot 900 \cdot 921,25 \cdot \cos(40^\circ + 12,53^\circ)} \quad (168)$$

$$a_V = 806,48 \text{ [mm]} \quad (169)$$

$$\zeta_V = \arccos\left(\frac{a_V^2 - h_V^2 - i_V^2}{-2 \cdot h_V \cdot i_V}\right) \quad (170)$$

$$\zeta_V = \arccos\left(\frac{806,48^2 - 538,51^2 - 500^2}{-2 \cdot 538,51 \cdot 500}\right) \quad (171)$$

$$\zeta_V = 101,83^\circ \quad (172)$$

$$x_V = \sqrt{i_V^2 + g_V^2 - 2 \cdot i_V \cdot g_V \cdot \cos(\delta_V + \zeta_V)} \quad (173)$$

$$x_V = \sqrt{500^2 + 275,9^2 - 2 \cdot 500 \cdot 275,9 \cdot \cos(24,67^\circ + 101,83^\circ)} \quad (174)$$

$$x_V = 736,8 \text{ [mm]} \quad (175)$$

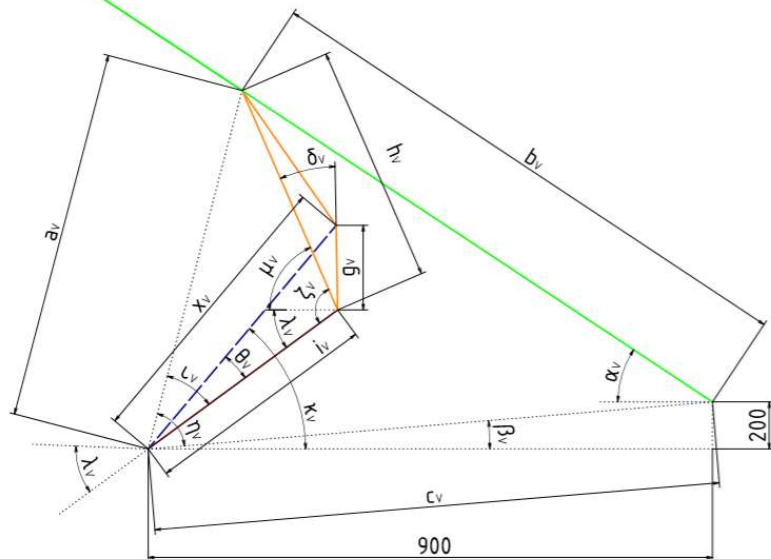
Dále musí platit

$$x_V \leq 2 \cdot x_{1V} \quad (176)$$

$$736,8 \leq 2 \cdot 368,9 \quad (177)$$

Ten to předpoklad platí. Hydraulický válec se neprodlouží více než 2x. A mechanismu s je tedy realizovatelný.

Kinematika pro statiku V



Obrázek 45 – Schéma pro výpočet úhlů potřebných ke statickým výpočtům [vlastní zdroj]

Pro výpočet statiky budu potřebovat znát předpisy, v závislosti na úhlu α_{IV} , pro některé další úhly. Zejména pro úhly κ_{IV} a μ_{IV} .

Nejdříve si vyjádřím některé pomocné úhly

$$\eta_V = \arccos\left(\frac{b_V^2 - c_V^2 - a_V^2}{-2 \cdot c_V \cdot a_V}\right) \quad (178)$$

$$\iota_V = \arccos\left(\frac{h_V^2 - i_V^2 - a_V^2}{-2 \cdot i_V \cdot a_V}\right) \quad (179)$$

$$\theta_V = \arccos\left(\frac{g_V^2 - i_V^2 - x_V^2}{-2 \cdot i_V \cdot x_V}\right) \quad (180)$$

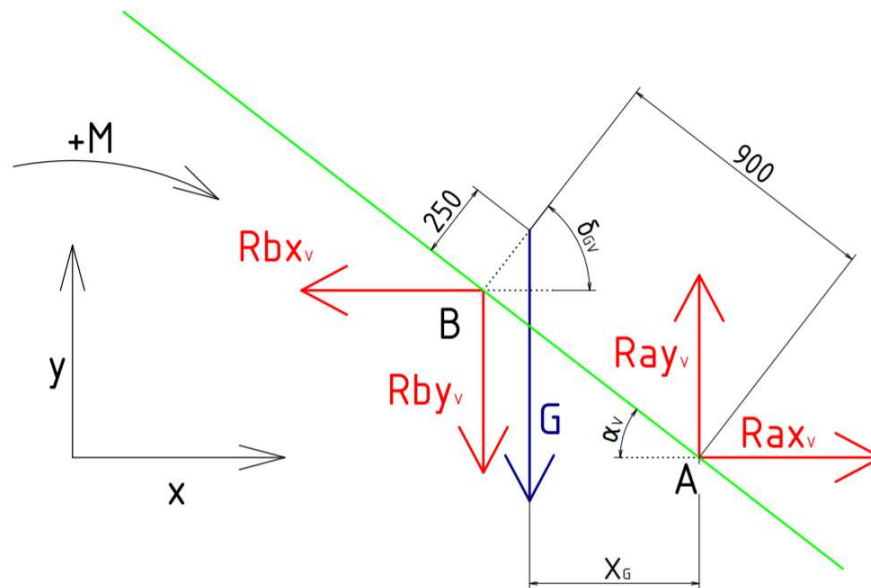
Pomocí těchto úhlů již vyjádřím úhly, se kterými budu dále pracovat

$$\lambda_V = \eta_V + \beta_V - \iota_V \quad (181)$$

$$\kappa_{IV} = \eta_V + \beta_V - \iota_V + \theta_V \quad (182)$$

$$\mu_V = \zeta_V - \lambda_V \quad (183)$$

Statika V



Obrázek 46 – Uvolnění těles 2 varianta V [vlastní zdroj]

Statické rovnice

Do směru x

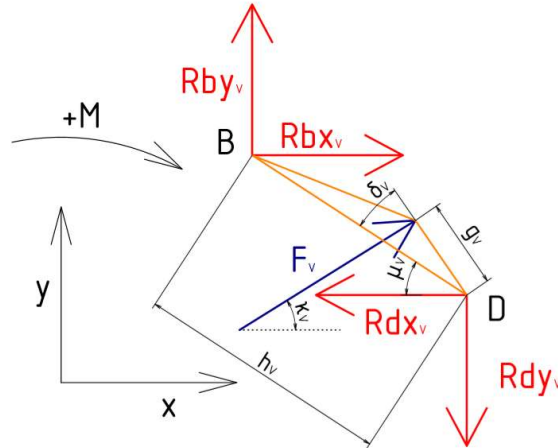
$$Rax_V - Rbx_V = 0 \quad (184)$$

Do směru y

$$Ray_V - Rby_V - G = 0 \quad (185)$$

Momentová rovnice k bodu A

$$-G \cdot x_G \cdot \cos(\alpha_V) - Rby_V \cdot 900 \cdot \cos(\alpha_V) - Rbx_V \cdot 900 \cdot \sin(\alpha_V) = 0 \quad (186)$$



Obrázek 47 – Uvolnění těles 3 varianta V [vlastní zdroj]

Statické rovnice pro těleso 3

Do směru x

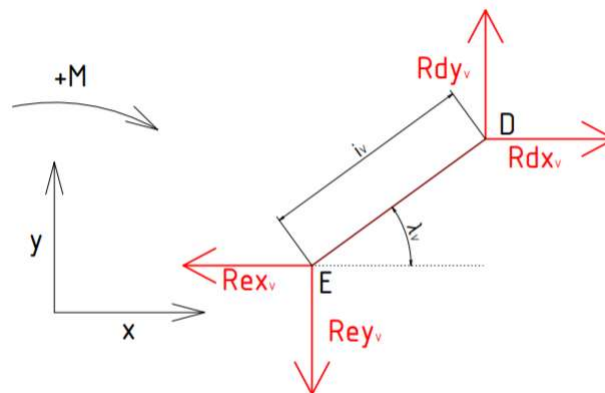
$$Rbx_v - Rdx_v + F_v \cdot \cos(\kappa_v) = 0 \quad (187)$$

Do směru y

$$Rby_v - Rdy_v + F_v \cdot \sin(\kappa_v) = 0 \quad (188)$$

Momentová rovnice k bodu D

$$Rbx_v \cdot h_v \cdot \sin(\mu_v) + Rby_v \cdot h_v \cdot \cos(\mu_v) + F_v \cdot g_v \cdot \cos(\kappa_v) \cdot \sin(\mu_v + \delta_v) + F_v \cdot g_v \cdot \sin(\kappa_v) \cdot \cos(\mu_v + \delta_v) = 0 \quad (189)$$



Obrázek 48 – Uvolnění těles 4 varianta V [vlastní zdroj]

Statické rovnice pro těleso 4

Do směru x

$$Rdx_v - Rex_v = 0 \quad (190)$$

Do směru y

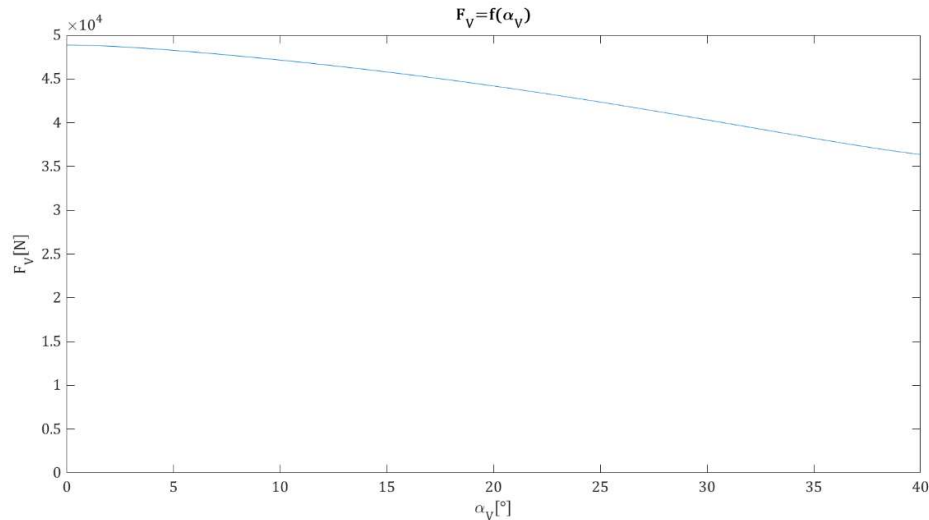
$$Rdy_v - Rey_v = 0 \quad (191)$$

Momentová rovnice k bodu E

$$Rdx_v \cdot i_v \cdot \sin(\lambda_v) - Rdy_v \cdot i_v \cdot \cos(\lambda_v) = 0 \quad (192)$$

Řešením soustavy rovnic (184)-(192) a rovnic pro potřebné rozměry pro $\alpha_V \in < 0^\circ, 40^\circ >$, pomocí programu Matlab, jsem získal závislost $F_V = f(\alpha_V)$ a maximální velikost síly F_V .

$$F_{Vmax} = 48\,875[N] \quad (193)$$



Obrázek 49 – Graf $F_V=f(\alpha_V)$ [vlastní zdroj]

Shrnutí

Tato varianta vyžaduje nejmenší zdvih válce ze všech. Ovšem za cenu zvýšení potřebné síly na válci oproti variantě IV a zvýšení konstrukční složitosti oproti variantě II.

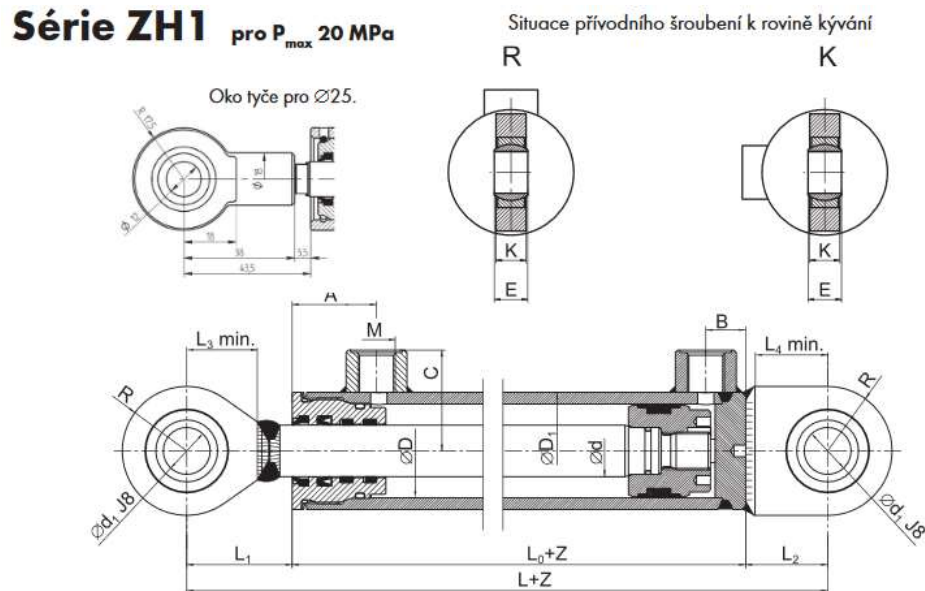
3.4. Zhodnocení návrhů

Při výběru konečné ho konstrukčního řešení, které použiji jsem zhodnotil výhody a nevýhody jednotlivých výše uvedených variant. Variantu III jsem vyřadil kvůli velkému množství nevýhod, které jasně převažují jedinou drobnou výhodou. Dále jsem ne zvolil ani variantu I ačkoliv nabízela nejnížší potřebnou sílu na válce ale také nejvyšší požadovaná zdvih. To hlavně z toho důvodu že válce s takto malou silou a vysokým zdvihem se nevyrábějí a bylo by nutné zvolit válec o větším průměru, než by vyžadovalo toto konstrukční řešení. Tím by značně narostla cena tohoto válce. V neposlední řadě by pravděpodobně bylo nutné prodloužit oj, což by mělo za následek obtížnější manévrovatelnost vleku. Dále jsem vyřadil i variantu II, hlavně z důvodu relativně vysokého zatížení hydraulického válce. Varianty IV a V používají válec o nepříznivějším poměru síly a zdvihu, které se nejlépe trefují do běžné produkce. Z tohoto důvodu budu při dalším návrhu mechanismu vycházet z koncepce těchto dvou variant. A to i přes to že jsou to varianty konstrukčně nejsložitější.

3.5. Konstrukční řešení

3.5.1. Výběr hydraulického válce

Při finálním určení rozměrů mechanismu a volbě konkrétního hydraulického válce jsem vycházel z variant IV a V. Hydraulický válec jsem vybíral z katalogu firmy HYDRAULICS s.r.o., Sehradice. Za výrobního portfolia jsem vybral hydraulické válce série ZH1. Výrobce pro tuto sérii udává jmenovitý tlak 16 Mpa, maximální tlak 20 Mpa a zkušební tlak 25 Mpa. Předběžně jsem tedy vybral válce ZH1 – 63/36 a ZH1 – 70/40.



ØD	ød	ØD1	ød1	L	L ₀	L ₁	L ₂	L ₃ ₊₁	L ₄ ₊₁	M	A	B	C	E	K	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. ø d	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
25	12	35	12	142	80	44	18		18	10x1	36	15	29,5	10	9	17,5	90	0,70 + Z x 0,00656
25	14	35	12	142	80	44	18		18	10x1	36	15	29,5	10	9	17,5	150	0,72 + Z x 0,00656
32	18	42	20	170	90	45	35	32	31	12x1,5	36	17	39	16	14	27,5	210	1,50 + Z x 0,00656
32	20	42	20	170	90	45	35	32	31	12x1,5	36	17	39	16	14	27,5	270	1,60 + Z x 0,00703
40	22	50	20	170	90	45	35	32	31	16x1,5	36	17	43	16	14	27,5	260	2,00 + Z x 0,00853
40	25	50	20	170	90	45	35	32	31	16x1,5	36	17	43	16	14	27,5	360	2,00 + Z x 0,00940
50	25	60	25	190	102	50	38	33	33	16x1,5	43	16	48	20	18	32,5	260	3,10 + Z x 0,01063
50	28	60	25	190	102	50	38	33	33	16x1,5	43	16	48	20	18	32,5	360	3,00 + Z x 0,01161
63	32	75	25	215	116	57	42	37	37	16x1,5	50	23	55,5	20	18	35	360	5,00 + Z x 0,01652
63	36	75	25	215	116	57	42	37	37	16x1,5	50	23	55,5	20	18	35	480	5,00 + Z x 0,01820
70	36	85	30	235	125	65	45	45	39	22x1,5	54	25	60,5	22	20	42,5	410	7,35 + Z x 0,02232
70	40	85	30	235	125	65	45	45	39	22x1,5	54	25	60,5	22	20	42,5	540	7,20 + Z x 0,02419
80	40	95	30	240	130	65	45	45	39	22x1,5	59	25	65,5	22	20	42,5	450	8,00 + Z x 0,02604

Obrázek 50 – Katalog Hydraulics s.r.o. [14]

Volba rozměrů mechanismu dle vybraného válce

Při určení konečných rozměrů jsem vyšel z výpočtů varianty IV a V. Výpočet jsem provedl pomocí softwaru MATLAB pro oba předem zvolené válce a určité rozpětí zdvihů. Nejdříve jsem určil rozměry válce v zasunutém a plně vysunutém stavu, dle výrobce.

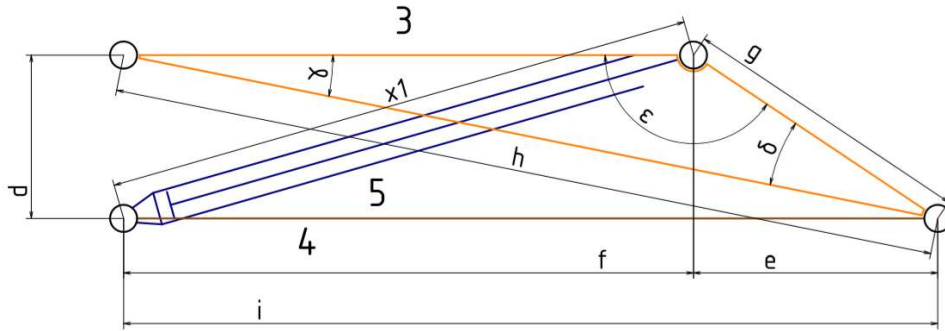
$$x_1 = L + Z \quad (194)$$

$$x_{max} = L + 2 \cdot Z \quad (195)$$

Dále jsem určil maximální sílu při jmenovitém a maximálním tlaku.

$$F_{jmen} = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot P_{jmen} \quad (196)$$

$$F_{max} = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot P_{max} \quad (197)$$



Obrázek 51 – Schéma mechanismu pro volbu rozměrů [vlastní zdroj]

Dále jsem provedl výpočet rozměrů mechanismu

$$f = \sqrt{x_1^2 - d^2} \quad (198)$$

Rozměr i jsem určil pomocí koeficientu 0,7 který jsem zvolil na základě rozměrů ve variantách IV a V.

$$i = \frac{f}{0,7} \quad (199)$$

$$e = i - f \quad (200)$$

$$h = \sqrt{i^2 + d^2} \quad (201)$$

$$g = \sqrt{d^2 + e^2} \quad (202)$$

$$\delta = \arccos\left(\frac{f^2 - h^2 - g^2}{-2 \cdot h \cdot g}\right) \quad (203)$$

$$\varepsilon = \arccos\left(\frac{h^2 - f^2 - g^2}{-2 \cdot f \cdot g}\right) \quad (204)$$

$$\gamma = 180^\circ - \varepsilon - \delta \quad (205)$$

$$\zeta = \arccos\left(\frac{a^2 - h^2 - i}{-2 \cdot h \cdot i}\right) \quad (206)$$

Následně jsem určil maximální rozevření mechanismu

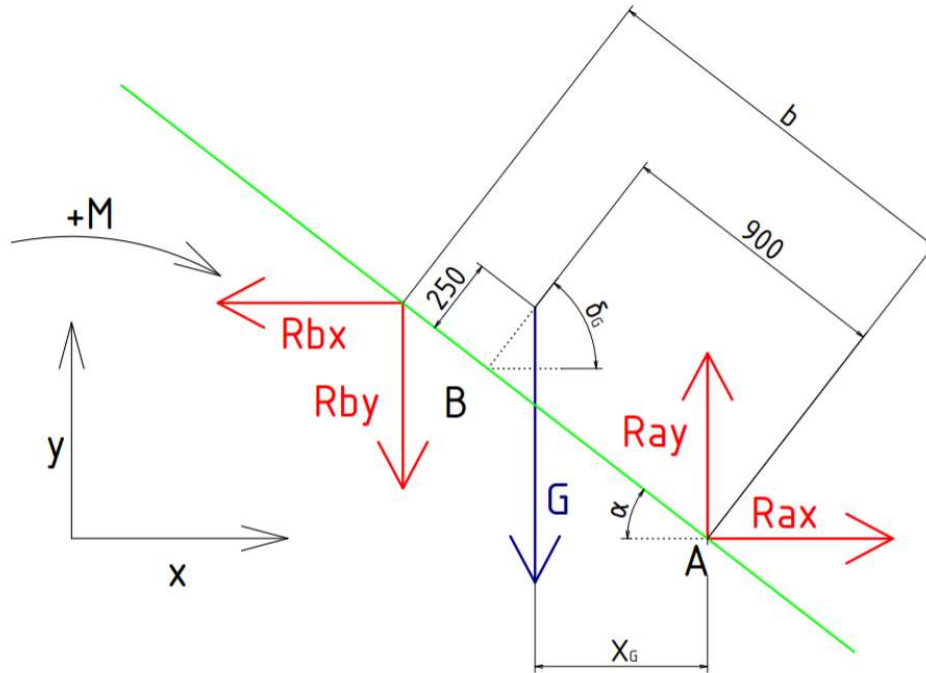
$$a_{max} = \sqrt{h^2 + i^2 - 2 \cdot h \cdot i \cdot \cos(\zeta)} \quad (207)$$

$$\kappa = \eta + \beta - \iota + \theta \quad (216)$$

$$\mu = \zeta - \lambda \quad (217)$$

Statika

Pro určení síly na válci v každém ze zvolených případů jsem řešil soustavu statických rovnic dle následujícího uvolnění mechanismu.



Obrázek 53 – Uvolnění těles 2 [vlastní zdroj]

Statické rovnice

Do směru x

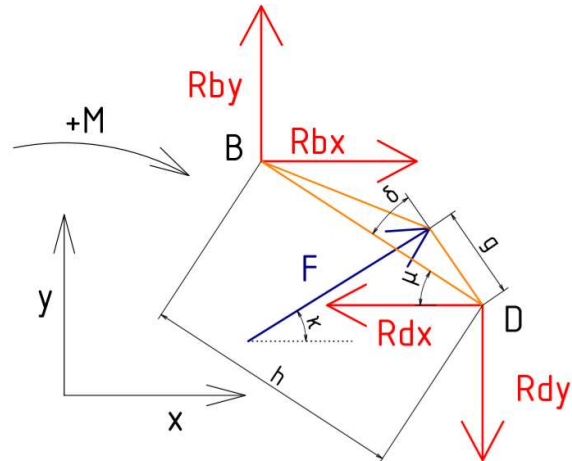
$$Rax - Rbx = 0 \quad (218)$$

Do směru y

$$Ray - Rby - G = 0 \quad (219)$$

Momentová rovnice k bodu A

$$-G \cdot x_G \cdot \cos(\alpha) - Rby \cdot b \cdot \cos(\alpha) - Rbx \cdot b \cdot \sin(\alpha) = 0 \quad (220)$$



Obrázek 54 – Uvolnění tělesa 3 [vlastní zdroj]

Statické rovnice pro těleso 3

Do směru x

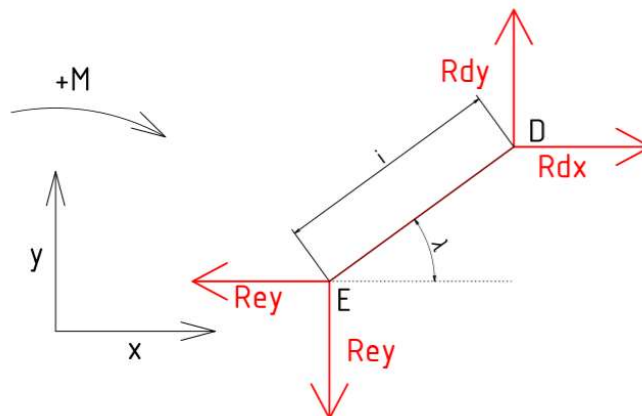
$$Rbx - Rdx + F \cdot \cos(\kappa) = 0 \quad (221)$$

Do směru y

$$Rby - Rdy + F \cdot \sin(\kappa) = 0 \quad (222)$$

Momentová rovnice k bodu D

$$Rbx \cdot h \cdot \sin(\mu) + Rby \cdot h \cdot \cos(\mu) + F_V \cdot g \cdot \cos(\kappa) \cdot \sin(\mu + \delta) + F \cdot g \cdot \sin(\kappa) \cdot \cos(\mu + \delta) = 0 \quad (223)$$



Obrázek 55 – Uvolnění těles 4 [vlastní zdroj]

Statické rovnice pro těleso 4

Do směru x

$$Rdx - Rex = 0 \quad (224)$$

Do směru y

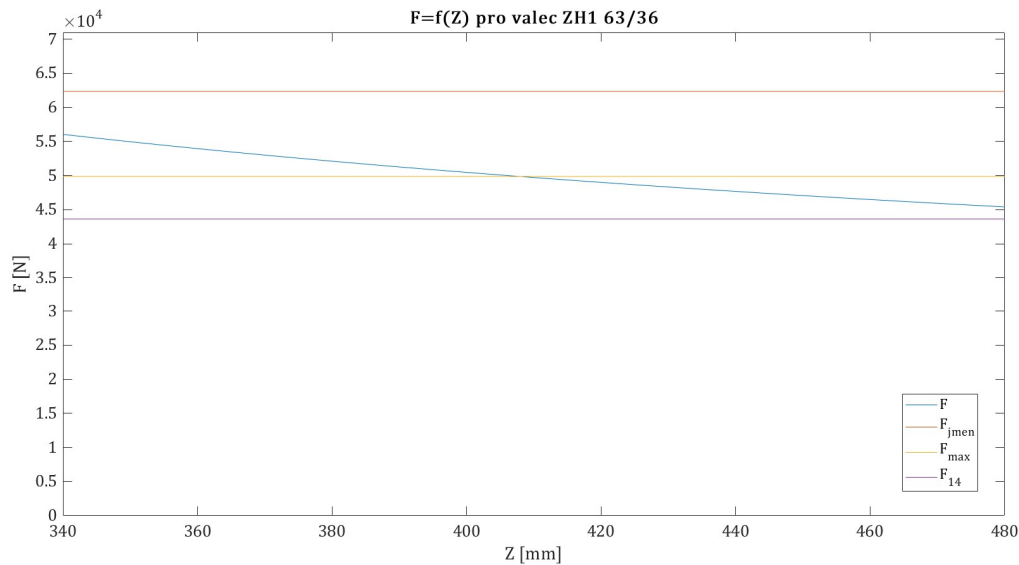
$$Rdy - Rey = 0 \quad (225)$$

Momentová rovnice k bodu E

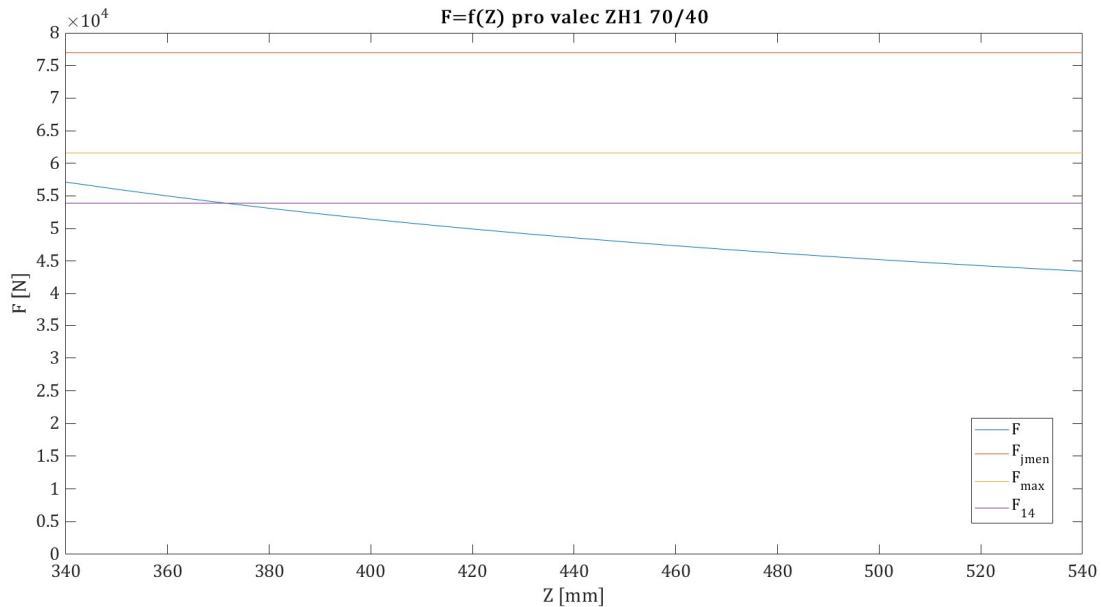
$$Rdx \cdot i \cdot \sin(\lambda) - Rdy \cdot i \cdot \cos(\lambda) = 0 \quad (226)$$

Vyhodnocení

Řešením soustavy statických rovnic pro oba vybrané válce a jejich různé zdvihy, jsem dostal závislost zdvihu a potřebné síly. Tuto závislost jsem zpracoval v následujících grafech. Z těch je patrné, že válec ZH1 63/36 je i při použití maximálního zdvihu doporučeného výrobcem velice blízko maximální síle, kterou je válec schopen vyvodit při jmenovitém tlaku. Dále je také potřeba uvažovat, že některé starší traktory, se kterými může být vlek provozován, mají jmenovitý tlak čerpadla ještě nižší než jmenovitý tlak válce. Při jmenovitém tlaku čerpadla traktoru 14 Mpa (v grafu označeno jako F_{14}) by tento tlak nedostačoval na sklopení korby. Z tohoto důvodu volím válec ZH1 70/40 x 420. Tento zdvih volím s ohledem na cenu, protože cena válce závisí ve velké míře na zdvihu válce, a zároveň aby uspořádání stále umožňovalo sklopení korby s malou rezervou i v kombinaci se slabším traktorem.



Obrázek 56 – Závislost síly na válci na maximálním zdvihu válce
pro válec ZH1 63/36 [vlastní zdroj]



Obrázek 57 – Závislost síly na válci na maximálním zdvihu válce

pro válec ZH1 63/36 [vlastní zdroj]

3.6. Konečné rozměry

Pro zvolený hydraulický válec jsem řešením stejné soustavy, jako při hodnocení závislosti síly na válci na maximální zdvihu, jsem získal následující rozměry.

$$x_1 = 655 \text{ [mm]} \quad (227)$$

$$x = 1075 \text{ [mm]} \quad (228)$$

$$f = 623,7 \text{ [mm]} \rightarrow \text{volím } f = 625 \text{ [mm]} \quad (229)$$

$$i = 891 \text{ [mm]} \rightarrow \text{volím } i = 895 \text{ [mm]} \quad (230)$$

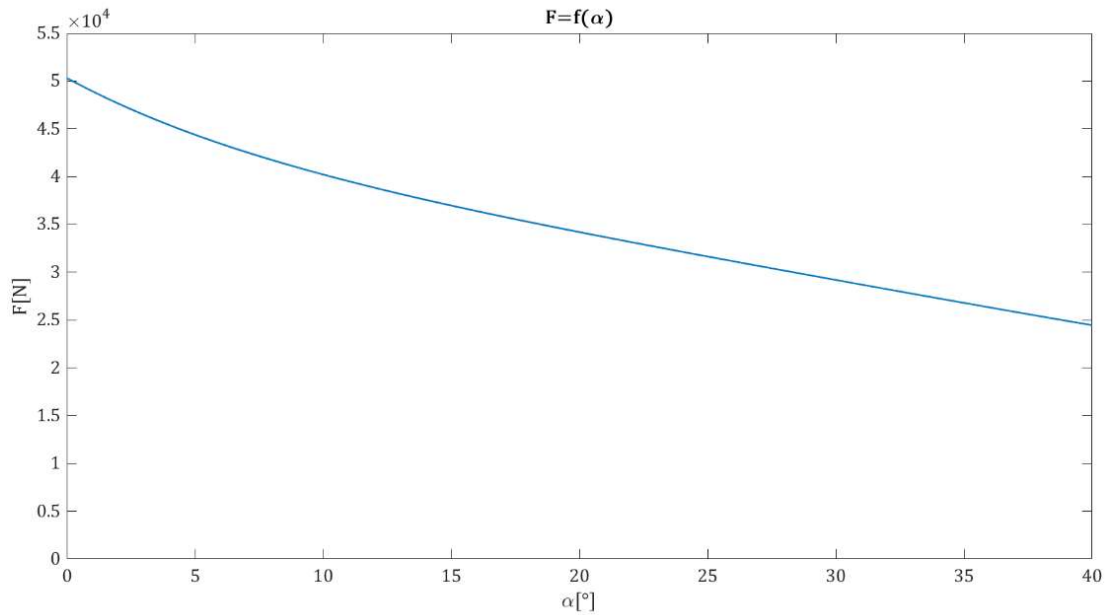
$$e = 270 \text{ [mm]} \quad (231)$$

$$h = 917,1 \text{ [mm]} \quad (232)$$

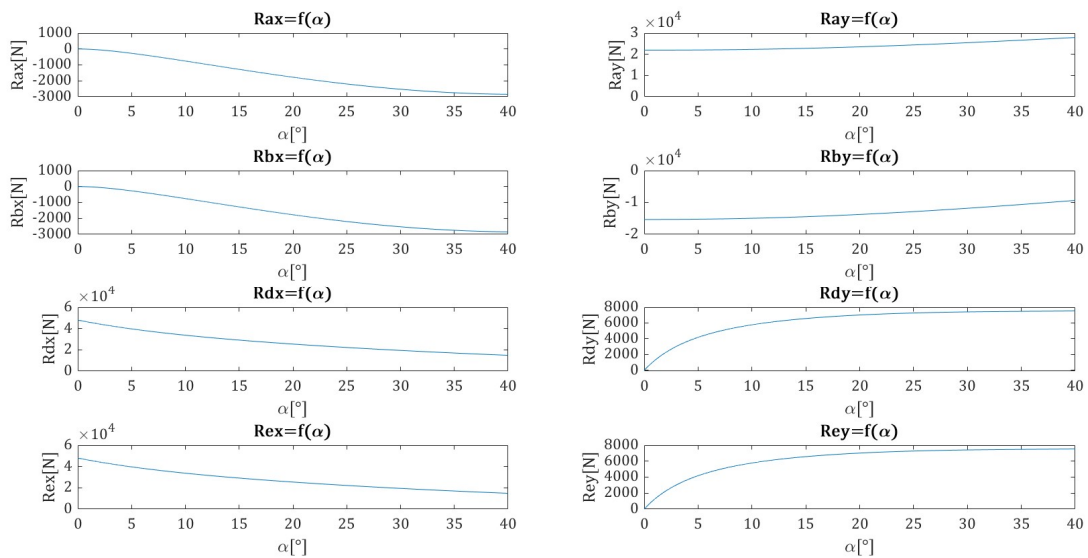
$$g = 336 \text{ [mm]} \quad (233)$$

$$b = 1\,582,1 \text{ [mm]} \rightarrow \text{volím } b = 1\,580 \text{ [mm]} \quad (234)$$

Řešením mechanismu s těmito rozměry získám průběh síly válce a její maximální hodnotu. Dále získám průběh a maximální hodnotu složek reakcí do směru x a y a také celkových reakcí.



Obrázek 58 – Průběh síly na válci [vlastní zdroj]



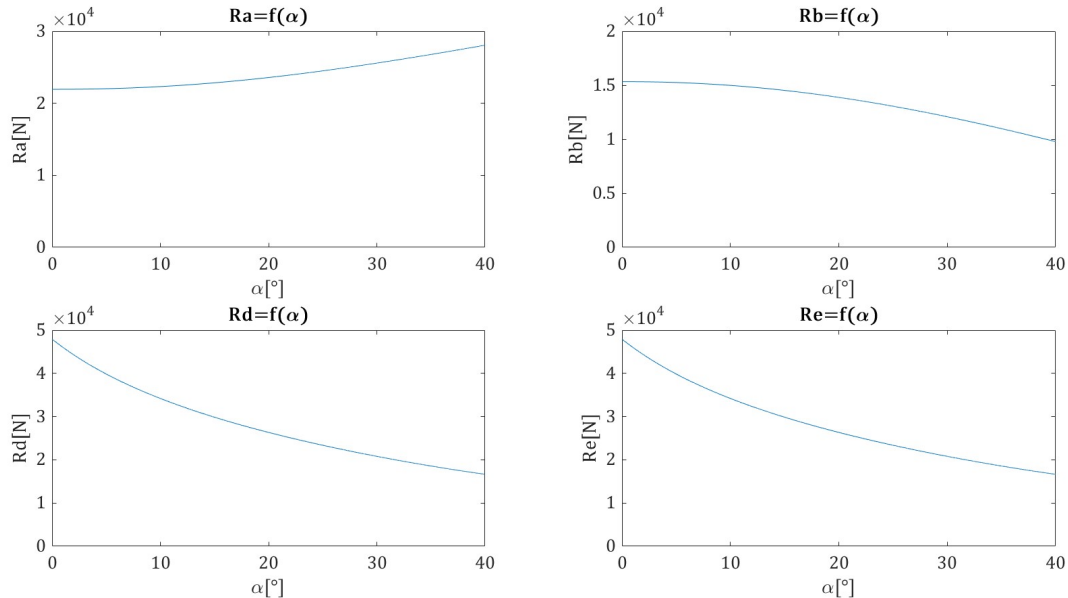
Obrázek 59 – Průběhy složek reakcí [vlastní zdroj]

Reakce v bodě

Obecně platí následující vztah pro součet reakcí do jednotlivých směru pro $\alpha \in < 0^\circ, 40^\circ >$

$$Rn = \sqrt{Rnx^2 + Rny^2} \quad (235)$$

Průběhy součtu reakcí jsou vidět na následujících grafech



Obrázek 60 – Průběhy reakcí [vlastní zdroj]

Maximální hodnoty reakcí

$$Ra_{max} = 28\,063 \text{ [N]} \quad (236)$$

$$Rb_{max} = 15\,340 \text{ [N]} \quad (237)$$

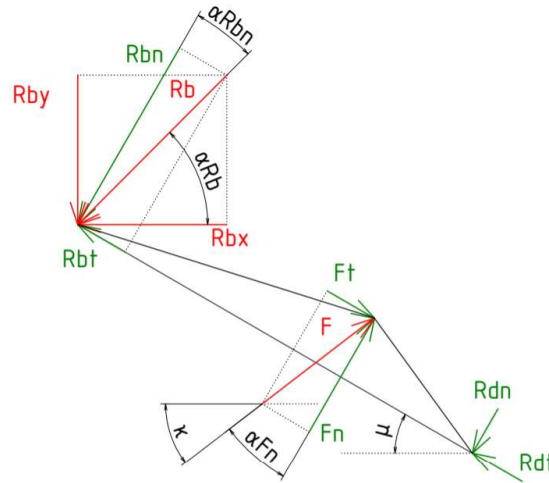
$$Rd_{max} = 47\,925 \text{ [N]} \quad (238)$$

$$Re_{max} = 47\,925 \text{ [N]} \quad (239)$$

3.7. Předběžné dimenzování dílu 2

Dílem dva je myšleno těleso označené číslem 3 v schématu mechanismu (Obrázek 51). Dominantním namáháním toho dílu je namáhání na ohyb. Pro výpočet napětí na tomto dílu nejprve učíme potřebné síly v tečném a normálovém směru k přímce procházející body B a D.

Rozklad sil



Obrázek 61 – Schéma rozkladu sil do tečného a normálového směru pro díl 2 [vlastní zdroj]

Z tohoto schématu lze odvodit následující vztahy pro výpočet potřebných úhlů a složek sil.

$$Rb = \sqrt{Rbx^2 + Rby^2} \quad (240)$$

$$\alpha Rb = \arctg\left(\frac{Rby}{Rbx}\right) \quad (241)$$

$$\alpha Rbn = 90^\circ - \alpha Rb - \mu \quad (242)$$

$$\alpha Fn = 90^\circ - \kappa - \mu \quad (243)$$

$$Rbn = Rb \cdot \cos(\alpha Rbn) \quad (244)$$

$$Rbt = Rb \cdot \sin(\alpha Rbn) \quad (245)$$

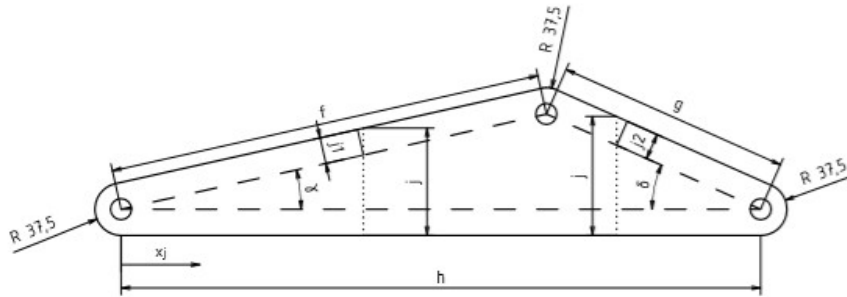
$$Fn = F \cdot \cos(\alpha Fn) \quad (246)$$

$$Ft = F \cdot \sin(\alpha Fn) \quad (247)$$

Velikost sil Rdn a Rdt v dalším výpočtu znát nepotřebuji. Proto jejich velikost neurčuji.

Určení výšky dílu

Jelikož jsem ještě nenavrhl čepy předpokládám všechny o stejném průměru. Tento průměr odvozuji od průměru čepu, který je určen průměrem oka na hydraulickém válci. Minimální průměr materiálu okolo čepu volím 75 mm. (15) Dále zanedbávám zaoblení a díry pro čepy.



Obrázek 62 – Schéma pro určení výšky dílu 2 [vlastní zdroj]

Pro výšku j v intervalu $x_j \in \langle 0; (h - g \cdot \cos(\delta)) \rangle$ platí

$$j_1 = 37,5 \text{ [mm]} \quad (248)$$

$$j = 37,5 + x_j \cdot \operatorname{tg}(\gamma) + \frac{j_1}{\cos(\gamma)} \quad (249)$$

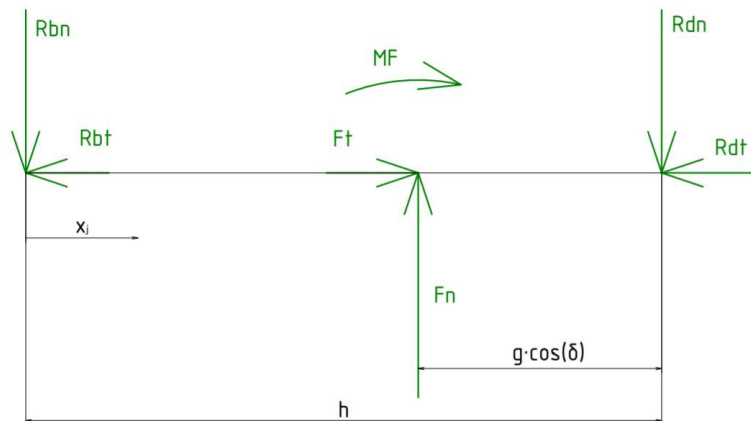
Pro výšku j v intervalu $x_j \in \langle (h - g \cdot \cos(\delta)); h \rangle$ platí

$$j_2 = 37,5 \text{ [mm]} \quad (250)$$

$$j = 37,5 + (h - x_j) \cdot \operatorname{tg}(\delta) + \frac{j_2}{\cos(\delta)} \quad (251)$$

$$j_F = g \cdot \cos(\delta) \cdot \operatorname{tg}(\delta) \quad (252)$$

Vnitřní silové účinky



Obrázek 63 – Zatížení náhradního nosníku [vlastní zdroj]

Pro výpočet vnitřních silových účinků na tomto nosníku platí následující vztahy

$$MF = Ft \cdot j_F \quad (253)$$

Pro $x_j \in \langle 0; (h - g \cdot \cos(\delta)) \rangle$ platí

Osová síla

$$O_2 = Rbt \quad (254)$$

Posouvající síla

$$T_2 = Rbn \quad (255)$$

Ohybový moment

$$Mo_2 = Rbn \cdot x_j \quad (256)$$

Pro $x_j \in \langle (h - g \cdot \cos(\delta)); h \rangle$ platí

Osová síla

$$O_2 = Rbt - Ft \quad (257)$$

Posouvající síla

$$T_2 = Rbn - Fn \quad (258)$$

Ohybový moment

$$Mo_2 = Rbn \cdot x_j - Ft \cdot (x_j - (h - g \cdot \cos(\delta))) - MF \quad (259)$$

Napětí

Základ dílu je tvořen dvěma plechovými bočnicemi. Při výpočtu napětí budu uvažovat napětí pouze v jedné bočnici. Dále budu předpokládat, že se silové zatížení rozloží rovnoměrně mezi bočnice. Největší namáhání vznikne v krajních vláknech nosníku. Na jeho horní straně bude namáhání od ohybu tahové. V těchto místech je také umístěn čep hydraulického válce, který bude působit jako koncentrátor napětí. Na spodní straně bude namáhání tlakové, ke kterému se navíc přičte namáhání od osově síly. Pro výpočet redukovaného napětí použiji hypotézu H.M.H..

Tloušťku plechu, ze kterého bude díl vyroben volím

$$t_2 = 5 [mm] \quad (260)$$

Průřezový modul v ohybu pro $x_j \in \langle 0; h \rangle$

$$Wo_2 = \frac{1}{6} t_2 \cdot j^2 \quad (261)$$

Plocha průřezu pro $x_j \in \langle 0; h \rangle$

$$S_2 = t_2 \cdot j \quad (262)$$

Napětí od ohybu platí

$$\sigma_{o2} = \frac{Mo_2}{Wo_2} \quad (263)$$

Napětí od osově síly

$$\sigma_{t2} = \frac{O_2}{S_2} \quad (264)$$

Smykové napětí od posouvající síly

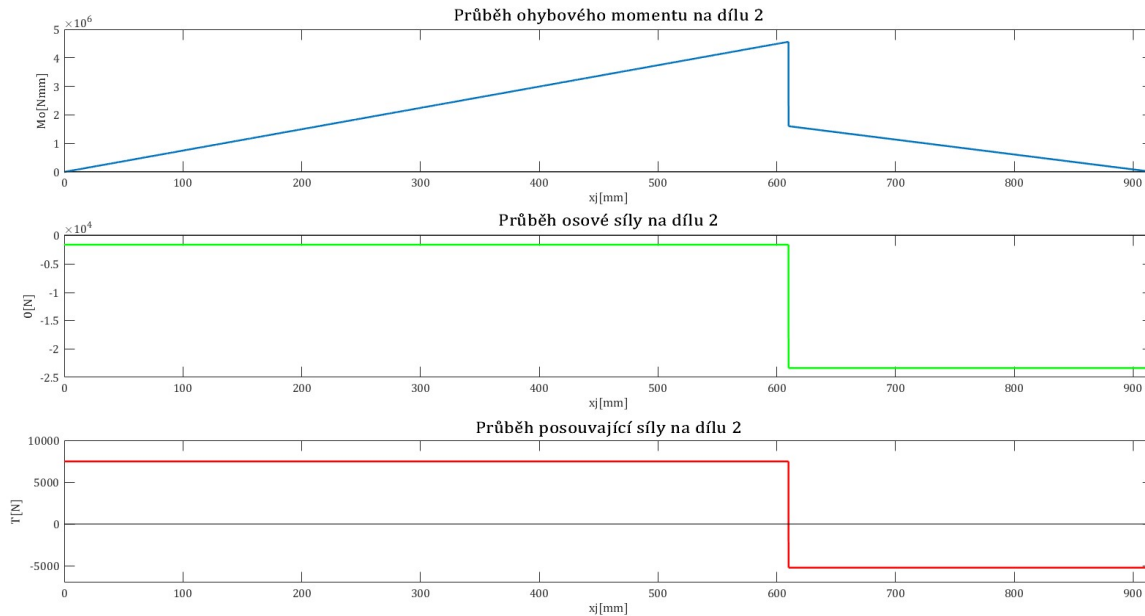
$$\tau_2 = \frac{T_2}{S_2} \quad (265)$$

Redukované napětí

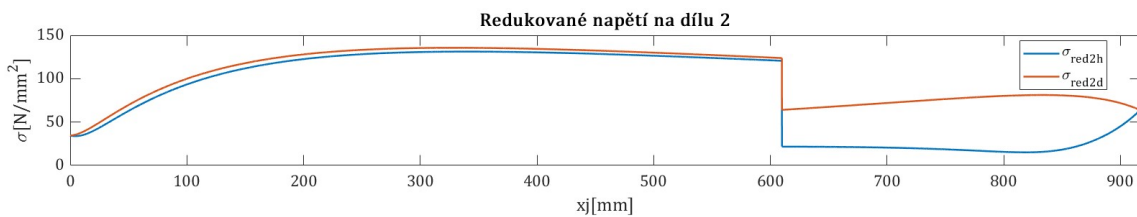
$$\sigma_{red2h} = \sqrt{(\sigma_{o2} + \sigma_{t1})^2 + (\sqrt{3})^2 \cdot \tau_2^2} \quad (266)$$

$$\sigma_{red2d} = \sqrt{(\sigma_{o2} + \sigma_{t1})^2 + (\sqrt{3})^2 \cdot \tau_2^2} \quad (267)$$

Řešením vztahů uvedených v této kapitole pro $\alpha \in < 0^\circ; 40^\circ >$ jsem zjistil, že maximální ohybový moment působí na začátku sklápění korby ($\alpha = 0^\circ$). V tento moment je v nosníku také největší napětí. Proto jsou následující grafy právě pro tento stav mechanismu.



Obrázek 64 – Průběh vnitřních silových účinků na nosníku [vlastní zdroj]



Obrázek 65 – Průběh σ_{red} na dílu 2 [vlastní zdroj]

Výpočtem jsem získal hodnotu maximálního σ_{red}

$$\sigma_{red2max} = 135,6 [N \cdot mm^{-2}] \quad (268)$$

Navrhují výrobu dílu z materiálu ČSN 11 523 který má mez kluzu v tahu

$$R_{e11523min} = 333 [N \cdot mm^{-2}] [16] \quad (269)$$

Bezpečnost

$$k_2 = \frac{Re_{11523min}}{\sigma_{redmax2}} \quad (270)$$

$$k_2 = \frac{333}{135,6} \quad (271)$$

$$k_2 = 2,5 \quad (272)$$

Tato bezpečnost je dostatečná

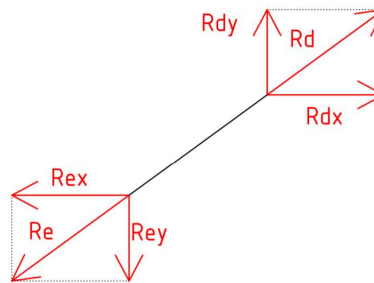
Další rozměry dílu 2

Dále volím velikost prostoru mezi bočnicemi dílu s ohledem na největší průměr zvoleného válce. $D_1 = 85 [mm]$. Vnitřní rozměr mezi bočnicemi volím jako $r = 95 [mm]$.

3.8. Předběžné dimenzování dílu 1

Dílem 1 je myšleno těleso označené číslem 4 v schématu mechanismu (Obrázek 51). Dominantním namáháním toho dílu je tah.

Silové zatížení

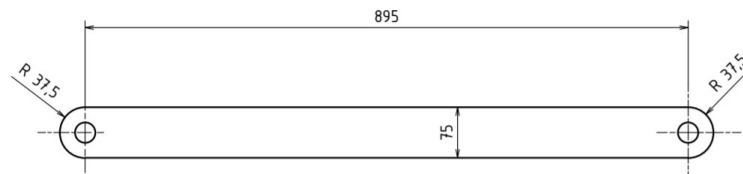


Obrázek 66 – Silové zatížení dílu 1 [vlastní zdroj]

Rozměry dílu

Stejně jako u předchozího dílu předpokládám všechny čepy o průměru 30 mm, který je určen použitým hydraulickým válcem. Minimální průměr materiálu okolo čepu volím 75 mm. [15] Materiál volím ČSN 11 373.

$$Re_{11373min} = 186 [N \cdot mm^{-2}] [16] \quad (273)$$



Obrázek 67 – Schéma pro určení průřezu dílu 1 [vlastní zdroj]

Tloušťku plechu volím 4 mm.

$$t_1 = 4 [mm] \quad (274)$$

$$h_1 = 75 [mm] \quad (275)$$

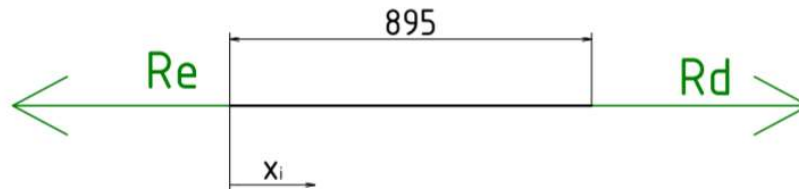
$$S_1 = t_1 \cdot b_1 \quad (276)$$

$$S_1 = 4 \cdot 75 \quad (277)$$

$$S_1 = 300 \text{ [mm]} \quad (278)$$

Pevnostní kontrola dílu 1

V mechanismu bude tento díl realizován 2 samostatnými díly. Provedu výpočet pro jeden díl. Za předpokladu že se síla rozloží rovnoměrně mezi oba díly.



Obrázek 68 – Zatížení dílu 1 [vlastní zdroj]

Pevnostní kontrola dílu 1

$$Re_{max} = 47\,925 \text{ [N]} \quad (279)$$

$$O_1 = Re \cdot 0,5 \quad (280)$$

$$\sigma_1 = \frac{O_1}{S_1} \quad (281)$$

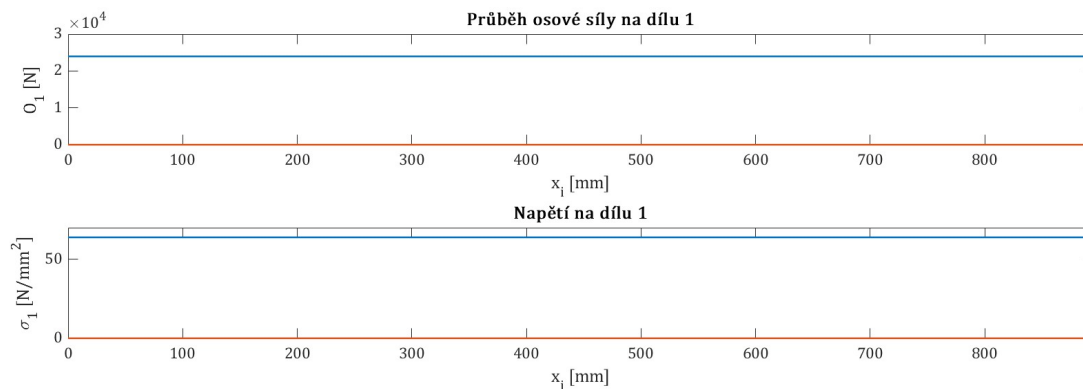
$$\sigma_1 = \frac{47\,925 \cdot 0,5}{300} \quad (282)$$

$$\sigma_1 = 79,9 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (283)$$

$$k_1 = \frac{Re_{11373min}}{\sigma_1} \quad (284)$$

$$k_1 = \frac{186}{79,9} \quad (285)$$

$$k_1 = 2,3 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (286)$$

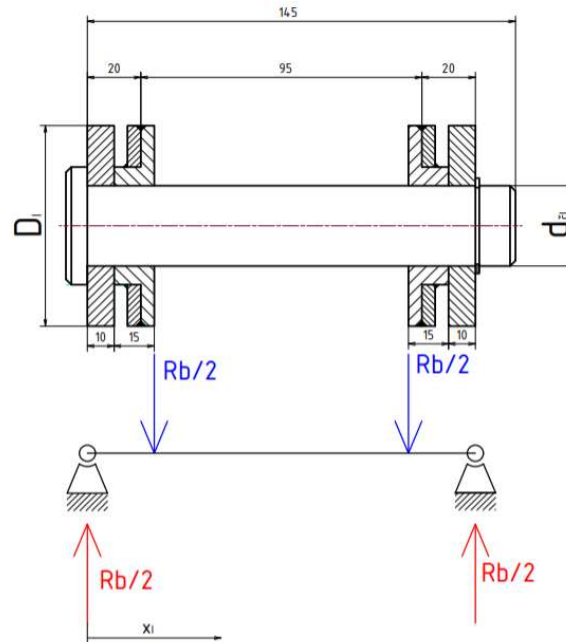


Obrázek 69 – Průběh vnitřních silových účinků a napětí na dílu 1 [vlastní zdroj]

3.9. Návrh čepu I

Čep I jsem označil čep, který spojuje díl 2 s korbou vleku. Čep použiji dle normy ČSN 02 2109. Pojištění bude realizováno přídržkou podle ČSN 02 2702. Pojištění bude realizováno pomocí vnějšího pružného pojistného kroužku dle ČSN 02 2930. Umístění podpěr volím dle (15). Zatěžující síla je reakce R_b . Její průběh je vidět na grafu (Obrázek 60). Výpočet provádí pro její maximální hodnotu.

$$R_{b_{max}} = 15\,340 \text{ [N]} \quad (287)$$



Obrázek 70 – Výpočtový model čepu I [vlastní zdroj]

Průběh ohybového momentu $x_I \in \langle 0; 25 \rangle$

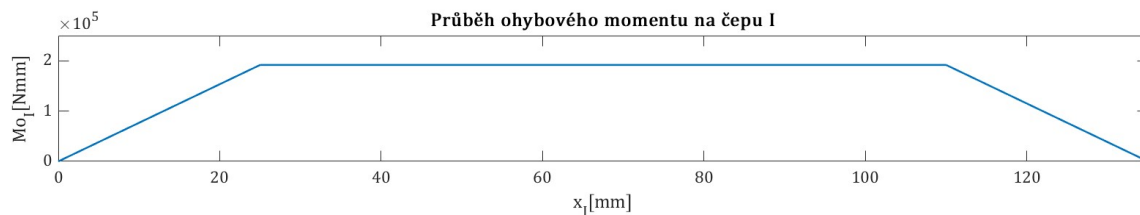
$$M_{oI} = \frac{R_b}{2} \cdot x_I \quad (288)$$

Průběh ohybového momentu $x_I \in \langle 25; 110 \rangle$

$$M_{oI} = \frac{R_b}{2} \cdot x_I - \frac{R_b}{2} \cdot (x_I - 25) \quad (289)$$

Průběh ohybového momentu $x_I \in \langle 110; 135 \rangle$

$$M_{oI} = \frac{R_b}{2} \cdot x_I - \frac{R_b}{2} \cdot (x_I - 25) - \frac{R_b}{2} \cdot (x_I - 110) \quad (290)$$



Obrázek 71 – Průběh ohybového momentu na čepu I [vlastní zdroj]

$$M_{oI_{max}} = 191\,700 \text{ [Nmm]} \quad (291)$$

Návrh průměru

Návrh průměru d_I provedu z namáhání ohybem. Materiál volím ČSN 11 500.

$$Re_{11500min} = 245 [N \cdot mm^{-2}] [16] \quad (292)$$

Bezpečnost předběžně volím

$$K_{Ipred} = 2 \quad (293)$$

Předběžný výpočet průměru čepu

$$d_{Ipred} = \sqrt[3]{\frac{M_{OImax} \cdot 32}{\pi \cdot \frac{Re_{11500min}}{K_{Ipred}}}} \quad (294)$$

$$d_{Ipred} = \sqrt[3]{\frac{191\,700 \cdot 32}{\pi \cdot \frac{245}{2}}} \quad (295)$$

$$d_{Ipred} = 25,17 [mm] \rightarrow \text{volím } d_I = 30 [mm] \quad (296)$$

Pevnostní kontrola

Čep kontroluji na ohyb a střiž dle hypotézy H.M.H.

$$\sigma_{oI} = \frac{M_{OImax}}{\frac{\pi \cdot d_I^3}{32}} \quad (297)$$

$$\sigma_{oI} = \frac{191\,700}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} \quad (298)$$

$$\sigma_{oI} = 75,32 [MPa] \quad (299)$$

$$\tau_I = \frac{R_{bmax} \cdot 0,5}{\frac{\pi \cdot d_I^2}{4}} \quad (300)$$

$$\tau_I = \frac{15\,340 \cdot 0,5}{\frac{\pi \cdot 30^2}{4}} \quad (301)$$

$$\tau_I = 10,85 [MPa] \quad (302)$$

$$\sigma_{redI} = \sqrt{\sigma_{oI}^2 + (\sqrt{3})^2 \cdot \tau_I^2} \quad (303)$$

$$\sigma_{redI} = \sqrt{75,32^2 + (\sqrt{3})^2 \cdot 10,85^2} \quad (304)$$

$$\sigma_{redI} = 77,63 [N \cdot mm^{-2}] \quad (305)$$

$$k_I = \frac{R_{m11500}}{\sigma_{redI}} \quad (306)$$

$$k_I = \frac{245}{77,63} \quad (307)$$

$$k_I = 3,16 \quad (308)$$

Koeficient bezpečnosti 3,16 je dostatečný.

Kontrola na otláčení

Čep kontroluji na tlak v obou dílech.

Uchycení v korbě navrhují z materiálu ČSN 11 373. Díl 2 navrhují z materiálu ČSN 11 523.

Obě spojení navrhují jako kloubová. A platí pro ně následující dovolené kontaktní tlaky.

$$p_{DK11373} = 30 \text{ [MPa]} \text{ [17]} \quad (309)$$

$$p_{DK11523} = 30 \text{ [MPa]} \text{ [17]} \quad (310)$$

Tlak v uchycení korby

$$p_{1I} = \frac{Rb}{2 \cdot 10 \cdot d_I} \quad (311)$$

$$p_{1I} = \frac{15\,340}{2 \cdot 10 \cdot 30} \quad (312)$$

$$p_{1I} = 25,57 \text{ [MPa]} < p_{DK11373} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (313)$$

Tlak v dílu 2

$$p_{2I} = \frac{Rb}{2 \cdot 15 \cdot d_I} \quad (314)$$

$$p_{2I} = \frac{15\,340}{2 \cdot 15 \cdot 30} \quad (315)$$

$$p_{2I} = 17,05 \text{ [MPa]} < p_{DK11523} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (316)$$

Čep vyhovuje všem kontrolám.

Volba dalších rozměrů

Průměr D_I volím podle literatury (15)

$$D_I = 2,5 \cdot d_I \quad (317)$$

$$D_I = 2,5 \cdot 30 \quad (318)$$

$$D_I = 75 \text{ [mm]} \quad (319)$$

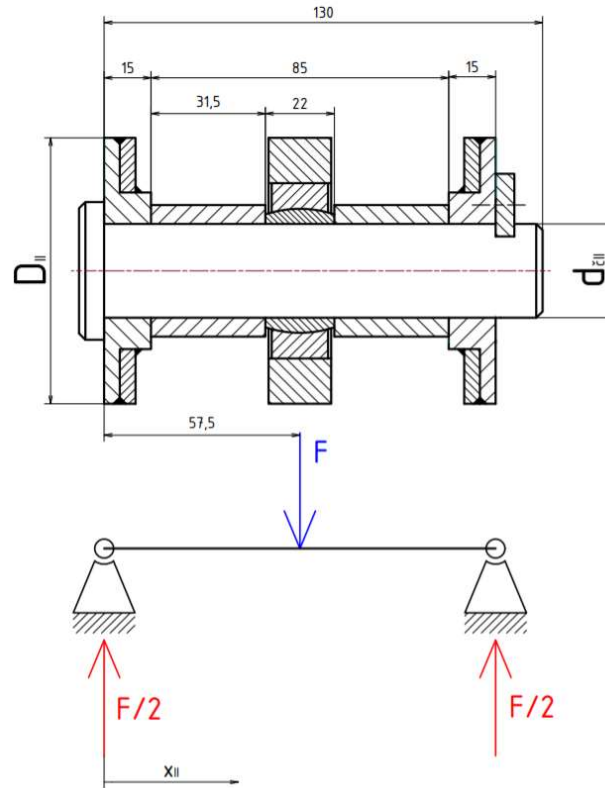
3.10. Kontrola čepu II

Čep II je čep, který spojuje hydraulický válec s dílem 2. Jeho průměr je omezen průměrem oka na pístnici válce. Čep použiji dle normy ČSN 02 2109. Pojištění bude realizováno přídržkou podle ČSN 02 2702. Tento čep je zatížen největší silou ze všech čepů v mechanismu. Z těchto důvodů jsem jako materiál zvolil ČSN 16532.4 s vysokou mezí kluzu. Z grafu průběhu síly na válci (Obrázek 58) je vidět že tento čep je nejvíce namáhán při nulovém úhlu korby.

$$d_{II} = 30 \text{ [mm]} \text{ (16)} \quad (320)$$

$$Re_{16532min} = 1370 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \text{ [16]} \quad (321)$$

$$F_{max} = 50\,319 \text{ [N]} \quad (322)$$



Obrázek 72 – Výpočtový model čepu II [vlastní zdroj]

Průběh vnitřních silových účinků

Průběh vnitřních silových účinků $x_{II} \in < 0; 57,5 >$

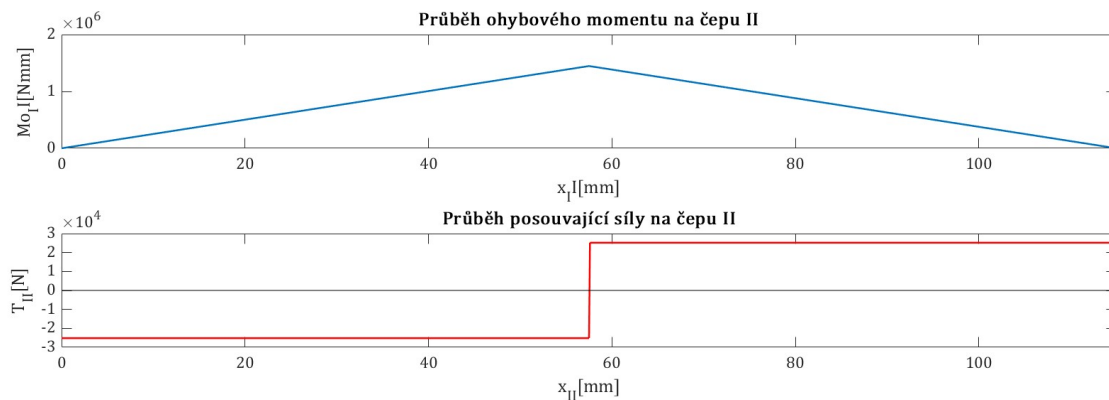
$$M_{oII} = \frac{F}{2} \cdot x_{II} \quad (323)$$

$$T_{II} = -\frac{F}{2} \quad (324)$$

Průběh vnitřních silových účinků $x_{II} \in < 57,5; 115 >$

$$M_{oII} = \frac{F}{2} \cdot x_{II} - F \cdot (x_{II} - 57,5) \quad (325)$$

$$T_{II} = -\frac{F}{2} + F \quad (326)$$



Obrázek 73 – Průběh vnitřních silových účinků na čepu II [vlastní zdroj]

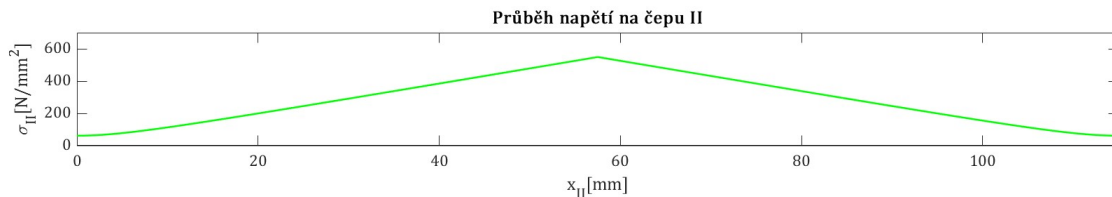
Průběh napětí

Průběh napětí $x_{II} \in < 0; 115 >$

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{\pi \cdot d_{II}^3 / 32} \quad (327)$$

$$\tau_{II} = \frac{T_{II}}{\pi \cdot d_{II}^2 / 4} \quad (328)$$

$$\sigma_{redII} = \sqrt{\sigma_{oII}^2 + (\sqrt{3})^2 \cdot \tau_{II}^2} \quad (329)$$



Obrázek 74 – Průběh napětí na čepu II [vlastní zdroj]

$$\sigma_{redIImax} = 549,2 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (330)$$

Bezpečnost

$$k_{II} = \frac{R_{e16532min}}{\sigma_{redII}} \quad (331)$$

$$k_{II} = \frac{1370}{549,2} \quad (332)$$

$$k_{II} = 2,5 \quad (333)$$

Kontrola na otláčení

Čep kontroluji na tlak v dílu 2. Tlak v uchycení válce nekontroluji. Předpokládám, že pokud je válec provozován v rozsahu zatížení, které deklaruje výrobce tak této kontrole vyhoví.

Díl 2 navrhnu z materiálu 11 523 který je k dílu 2 upevněn nepohyblivě.

$$p_{Dp11523} = 120 \text{ [MPa]} \text{ [17]} \quad (334)$$

Tlak v dílu 2

$$p_{II} = \frac{F}{2 \cdot 15 \cdot d_{II}} \quad (335)$$

$$p_{II} = \frac{50\,319}{2 \cdot 15 \cdot 30} \quad (336)$$

$$p_{II} = 41,9 \text{ [MPa]} < p_{Dk11523} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (337)$$

Čep vyhovuje všem kontrolám

Volba dalších rozměrů

Průměr D_I volím podle literatury [15]

$$D_{II} = 2,5 \cdot d_{II} \quad (338)$$

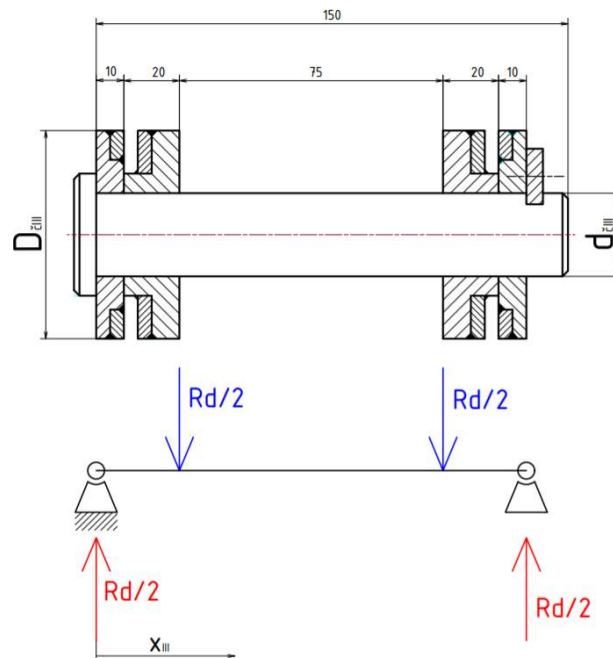
$$D_{II} = 2,5 \cdot 30 \quad (339)$$

$$D_{II} = 75 \text{ [mm]} \quad (340)$$

3.11. Návrh čepu III

Čep III zajišťuje spojení dílu 1 s dílem 2. Čep použiji dle normy ČSN 02 2109. Pojištění bude realizováno přídržkou podle ČSN 02 2702. Umístění podpěr volím dle [15]. Zatěžující síla je reakce R_d . Její průběh je vidět na grafu (Obrázek 60). Výpočet provádím pro její maximální hodnotu.

$$R_{d_{max}} = 47\,925 \text{ [N]} \quad (341)$$



Obrázek 75 – Výpočtový model čepu III [vlastní zdroj]

Průběh ohybového momentu $x_{III} \in < 0; 30 >$

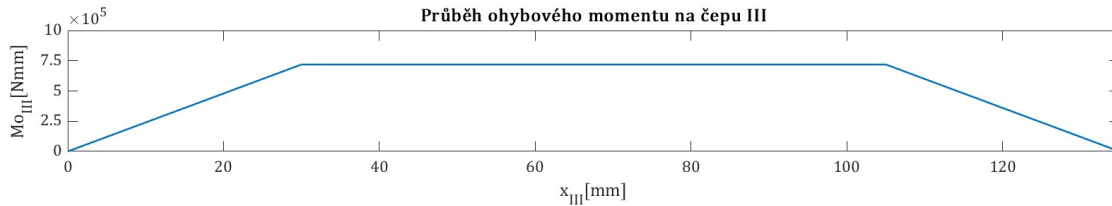
$$M_{o_{III}} = \frac{R_d}{2} \cdot x_{III} \quad (342)$$

Průběh ohybového momentu $x_{III} \in < 30; 105 >$

$$M_{o_{III}} = \frac{R_d}{2} \cdot x_{III} - \frac{R_d}{2} \cdot (x_{III} - 30) \quad (343)$$

Průběh ohybového momentu $x_{III} \in < 105; 135 >$

$$M_{o_{III}} = \frac{R_b}{2} \cdot x_{III} - \frac{R_b}{2} \cdot (x_{III} - 30) - \frac{R_b}{2} \cdot (x_{III} - 125) \quad (344)$$



Obrázek 76 – Průběh ohybového momentu na čepu III [vlastní zdroj]

$$M_{oIII\max} = 718\,900 \text{ [Nmm]} \quad (345)$$

Návrh průměru

Návrh průměru d_{III} provedu z namáhání ohybem. Materiál volím ČSN 11 500. (16)

$$Re_{11500\min} = 245 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \text{ [16]} \quad (346)$$

Bezpečnost předběžně volím

$$K_{III\text{pred}} = 2 \quad (347)$$

Předběžný výpočet průměru čepu

$$d_{III\text{pred}} = \sqrt[3]{\frac{M_{oIII\max} \cdot 32}{\pi \cdot \frac{Re_{11500\min}}{K_{III\text{pred}}}}} \quad (348)$$

$$d_{III\text{pred}} = \sqrt[3]{\frac{718\,900 \cdot 32}{\pi \cdot \frac{245}{2}}} \quad (349)$$

$$d_{III\text{pred}} = 39,1 \text{ [mm]} \rightarrow \text{volím } d_{III} = 40 \text{ [mm]} \quad (350)$$

Pevnostní kontrola

Čep kontroluji na ohyb a stříh dle hypotézy H.M.H.

$$\sigma_{oIII} = \frac{M_{oIII\max}}{\frac{\pi \cdot d_{III}^3}{32}} \quad (351)$$

$$\sigma_{oIII} = \frac{718\,900}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} \quad (352)$$

$$\sigma_{oIII} = 114,42 \text{ [MPa]} \quad (353)$$

$$\tau_{III} = \frac{R_{d\max} \cdot 0,5}{\pi \cdot \frac{d_{III}^2}{4}} \quad (354)$$

$$\tau_{III} = \frac{47\,925 \cdot 0,5}{\pi \cdot \frac{40^2}{4}} \quad (355)$$

$$\tau_{III} = 19,1 \text{ [MPa]} \quad (356)$$

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{\sigma_{oIII}^2 + (\sqrt{3})^2 \cdot \tau_{III}^2} \quad (357)$$

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{114,42^2 + (\sqrt{3})^2 \cdot 19,1^2} \quad (358)$$

$$\sigma_{redIII} = 119,11 [N \cdot mm^{-2}] \quad (359)$$

$$k_{III} = \frac{R_{m11500}}{\sigma_{redI}} \quad (360)$$

$$k_{III} = \frac{245}{119,11} \quad (361)$$

$$k_{III} = 2,06 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (362)$$

Kontrola na tlak

Čep kontroluji na tlak v obou dílech. Díl 2 je navrhnut z materiálu ČSN 11 523 a uložení čepu v tomto díle je kloubové. Díl 1 je z materiálu ČSN 11 373 a uložení v tomto dílu je nepohyblivé.

$$p_{Dp11373} = 84 [MPa] [17] \quad (363)$$

$$p_{Dk11523} = 30 [MPa] [17] \quad (364)$$

Tlak v dílu 1

$$p_{1III} = \frac{R_d}{2 \cdot 5 \cdot d_{II}} \quad (365)$$

$$p_{1III} = \frac{47\,925}{2 \cdot 10 \cdot 40} \quad (366)$$

$$p_{1III} = 59,9 [MPa] < p_{Dp11373} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (367)$$

Tlak v dílu 2

$$p_{2III} = \frac{R_d}{2 \cdot 15 \cdot d_{III}} \quad (368)$$

$$p_{2III} = \frac{47\,925}{2 \cdot 20 \cdot 40} \quad (369)$$

$$p_{2III} = 29,95 [MPa] < p_{Dk11523} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (370)$$

Čep vyhovuje všem kontrolám.

Volba dalších rozměrů

Průměr D_{III} volím podle literatury [15]

$$D_{III} = 2,5 \cdot d_{III} \quad (371)$$

$$D_{III} = 2,5 \cdot 40 \quad (372)$$

$$D_{III} = 100 [mm] \quad (373)$$

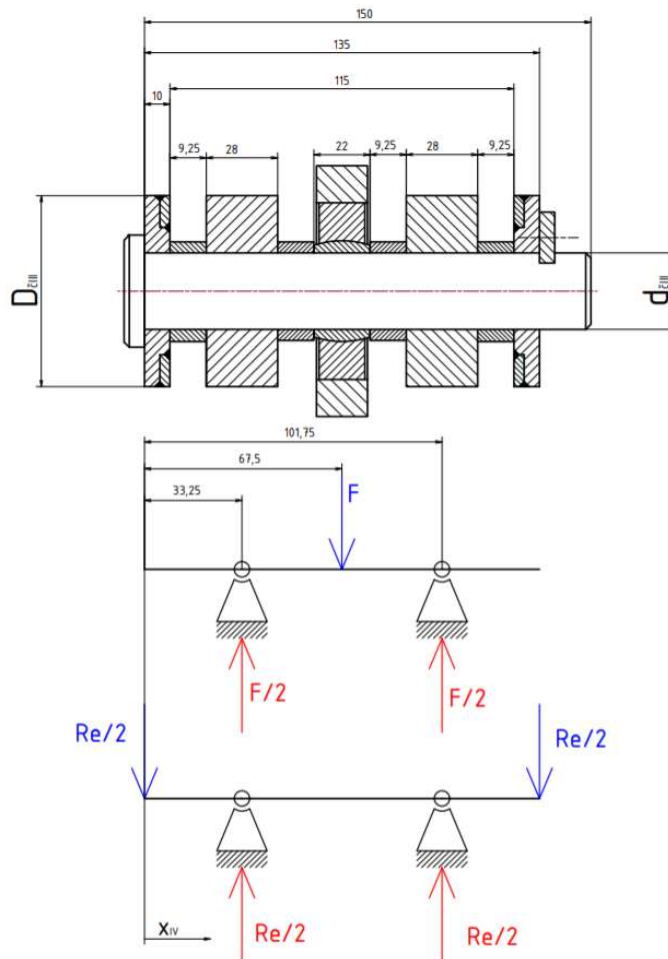
3.12. Kontrola čepu IV

Čep IV zajišťuje spojení mechanismu s rámem vleku. Jeho průměr je určen průměrem oka na hydraulickém válci. Pojištění bude realizováno přídržkou podle ČSN 02 2702. Tento je tento čep relativně vysoce zatěžován a jedná se o nejdelší čep mechanismu. Z těchto důvodů jsem jako materiál zvolil ČSN 16532.4 s vysokou mezí kluzu. Zatěžující síly jsou reakce Re a síla kterou působí válec. Z jejich průběhů (Obrázek 58 a Obrázek 60) je vidět že obě síly jsou největší při nulovém úhlu sklopení korby. Výpočet provádím zvlášť pro zatížení od každé z obou sil zvlášť. A nakonec jsem sečetl ohybové momenty. Také jsem v Matlabu provedl ověření, že tento ohybový moment má největší hodnotu v prvním momentu sklápění.

$$Re_{16532min} = 1370 [N \cdot mm^{-2}] \quad (374)$$

$$F_{max} = 50\,319 [N] \quad (375)$$

$$Re_{max} = 47\,925 [N] \quad (376)$$



Obrázek 77 – Výpočtový model čepu IV [vlastní zdroj]

Průběh ohybového momentu od síly F

Průběh ohybového momentu od síly F pro $x_{IV} \in \langle 0; 33,25 \rangle$

$$M_{O_{FIV}} = 0 \quad (377)$$

Průběh ohybového momentu od síly F pro $x_{IV} \in \langle 33,25; 67,5 \rangle$

$$M_{O_{FIV}} = \frac{F}{2} \cdot (x_{IV} - 33,25) \quad (378)$$

Průběh ohybového momentu od síly F pro $x_{IV} \in \langle 67,5; 101,75 \rangle$

$$M_{O_{FIV}} = \frac{F}{2} \cdot (x_{IV} - 33,25) - F \cdot (x_{IV} - 67,5) \quad (379)$$

Průběh ohybového momentu od síly F pro $x_{IV} \in \langle 101,75; 135 \rangle$

$$M_{O_{FIV}} = 0 \quad (380)$$

Průběh ohybového momentu od reakce Re

Průběh ohybového momentu od reakce Re pro $x_{IV} \in \langle 0; 33,25 \rangle$

$$M_{O_{RIV}} = \frac{Re}{2} \cdot x_{IV} \quad (381)$$

Průběh ohybového momentu od reakce Re pro $x_{IV} \in \langle 33,25; 67,5 \rangle$

$$M_{O_{RIV}} = \frac{Re}{2} \cdot x_{IV} - \frac{Re}{2} \cdot (x_{IV} - 33,25) \quad (382)$$

Průběh ohybového momentu od reakce Re pro $x_{IV} \in \langle 67,5; 101,75 \rangle$

$$M_{O_{RIV}} = \frac{Re}{2} \cdot x_{IV} - \frac{Re}{2} \cdot (x_{IV} - 33,25) \quad (383)$$

Průběh ohybového momentu od reakce Re pro $x_{IV} \in \langle 101,75; 135 \rangle$

$$M_{O_{FIV}} = \frac{Re}{2} \cdot x_{IV} - \frac{Re}{2} \cdot (x_{IV} - 33,25) - \frac{Re}{2} \cdot (x_{IV} - 101,75) \quad (384)$$

Součet ohybových momentů

Nejprve rozložím momenty do směrů x a y. Všechny úhly platí pro stav $\alpha = 0^\circ$

$$M_{O_{IVx}} = M_{O_{FIV}} \cdot \sin(\kappa) + M_{O_{RIV}} \cdot \sin(\lambda) \quad (385)$$

$$M_{O_{IVy}} = M_{O_{FIV}} \cdot \cos(\kappa) + M_{O_{RIV}} \cdot \cos(\lambda) \quad (386)$$

Poté provedu součet těchto složek

$$M_{O_{IV}} = \sqrt{M_{O_{IVx}}^2 + M_{O_{IVy}}^2} \quad (387)$$

Průběh posouvající síly od síly F

Průběh posouvající síly od síly F pro $x_{IV} \in \langle 0; 33,25 \rangle$

$$T_{FIV} = 0 \quad (388)$$

Průběh posouvající síly od síly F pro $x_{IV} \in \langle 33,25; 67,5 \rangle$

$$T_{FIV} = -\frac{F}{2} \quad (389)$$

Průběh posouvající síly od síly F pro $x_{IV} \in \langle 67,5; 101,75 \rangle$

$$T_{FIV} = -\frac{F}{2} + F \quad (390)$$

Průběh ohybového momentu od síly F pro $x_{IV} \in \langle 101,75; 135 \rangle$

$$T_{FIV} = 0 \quad (391)$$

Průběh posouvající síly od reakce Re

Průběh posouvající síly od reakce Re pro $x_{IV} \in \langle 0; 33,25 \rangle$

$$T_{RIV} = \frac{Re}{2} \quad (392)$$

Průběh posouvající síly od reakce Re pro $x_{IV} \in \langle 33,25; 67,5 \rangle$

$$T_{FRV} = \frac{Re}{2} - \frac{Re}{2} \quad (393)$$

Průběh posouvající síly od reakce Re pro $x_{IV} \in \langle 67,5; 101,75 \rangle$

$$T_{RIV} = \frac{Re}{2} - \frac{Re}{2} \quad (394)$$

Průběh ohybového momentu od reakce Re pro $x_{IV} \in \langle 101,75; 135 \rangle$

$$T_{RIV} = \frac{Re}{2} - 2 \cdot \frac{Re}{2} \quad (395)$$

Součet posouvajíc

Nejprve rozložíme momenty do směrů x a y. Všechny úhly platí pro stav $\alpha = 0^\circ$

$$T_{IVx} = T_{FIV} \cdot \sin(\kappa) + T_{RIV} \cdot \sin(\lambda) \quad (396)$$

$$T_{IVy} = T_{FIV} \cdot \cos(\kappa) + T_{RIV} \cdot \cos(\lambda) \quad (397)$$

Poté provedu součet těchto složek

Pro $x_{IV} \in \langle 0; 33,25 \rangle \cup \langle 67,5; 101,75 \rangle$

$$T_{IV} = \sqrt{T_{IVx}^2 + T_{IVy}^2} \quad (398)$$

Pro $x_{IV} \in \langle 33,25; 67,5 \rangle \cup \langle 101,75; 135 \rangle$

$$T_{IV} = -\sqrt{T_{IVx}^2 + T_{IVy}^2} \quad (399)$$

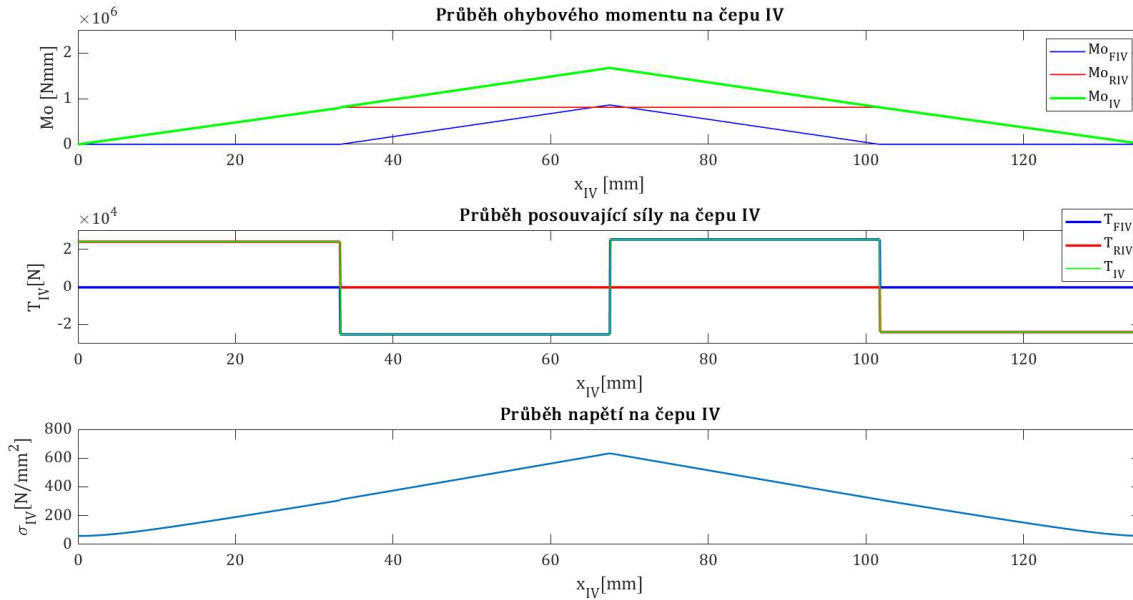
Průběh napětí

Průběh napětí $x_{IV} \in \langle 0; 135 \rangle$

$$\sigma_{oIV} = \frac{M_{oIV}}{\pi \cdot d_{IV}^3} \quad (400)$$

$$\tau_{IV} = \frac{T_{IV}}{\pi \cdot \frac{d_{IV}^2}{4}} \quad (401)$$

$$\sigma_{redIV} = \sqrt{\sigma_{oIV}^2 + (\sqrt{3})^2 \cdot \tau_{IV}^2} \quad (402)$$



Obrázek 78 – Průběh vnitřních silových účinků a napětí na čepu IV [vlastní zdroj]

$$M_{oIVmax} = 1\,670\,400 \text{ [Nmm]} \quad (403)$$

$$T_{IVmax} = 25\,159 \text{ [N]} \quad (404)$$

$$\sigma_{redIVmax} = 633,2 \text{ [N]} \quad (405)$$

Bezpečnost

$$k_{IV} = \frac{R_{m16532min}}{\sigma_{redIVmax}} \quad (406)$$

$$k_{IV} = \frac{1370}{633,2} \quad (407)$$

$$k_{IV} = 2,2 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (408)$$

Velikost reakcí v uchycení čepu k rámu

Velikost reakcí lze určit z průběhu posouvajících sil. Také je z grafu zřejmé (Obrázek 78) že velikost obou reakcí bude stejná.

$$R_{IV} = 49\,120 \text{ [N]} \quad (409)$$

Kontrola na otláčení

Kontrolu na otláčení provádím pro uchycení v dílu 1, uchycení ke korbě a uchycení válce. Uchycení v dílu je nepohyblivé a díl je vyroben z materiálu ČSN 11 373. Ze stejného materiálu předpokládám i uchycení k rámu vleku. Toto uchycení je ovšem kloubové. Proto pro něj platí nižší dovolený kontaktní tlak. V uchycení válce kontrolu neprovádím. Předpokládám, že pokud je válec provozován v rozsahu zatížení, které deklaruje výrobce tak této kontrole vyhoví.

Dovolený kontaktní tlak pro nepohyblivé uložení

$$p_{Dp11373} = 84 \text{ [MPa]} \text{ [17]} \quad (410)$$

Dovolený kontaktní tlak pro kloubové uložení

$$p_{Dk11373} = 30 \text{ [MPa]} \text{ [17]} \quad (411)$$

Tlak v dílu 1

$$p_{1IV} = \frac{Re}{2 \cdot 10 \cdot d_{IV}} \quad (412)$$

$$p_{1IV} = \frac{47\,925}{2 \cdot 10 \cdot 30} \quad (413)$$

$$p_{1IV} = 79,9 \text{ [MPa]} < p_{Dp11373} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (414)$$

Tlak v uchycení k rámu vleku

$$p_{2IV} = \frac{R_{IV}}{2 \cdot 20 \cdot d_{IV}} \quad (415)$$

$$p_{2IV} = \frac{49\,120}{2 \cdot 28 \cdot 30} \quad (416)$$

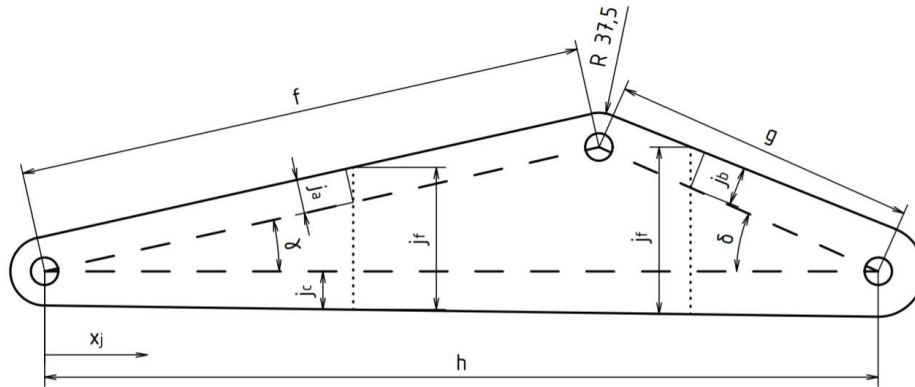
$$p_{2IV} = 29,2 \text{ [MPa]} < p_{Dk11373} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (417)$$

Čep IV vyhovuje všem kontrolám.

3.13. Díl 2

Napětí při skutečném tvaru dílu

Vypočítal jsem čepy a proti předběžnému stavu, kde jsem předpokládal průměr čepu 30 mm, se změnil pouze čep III. Z toho důvodu se zvětšil průměr materiálu okolo tohoto čepu. Zatížení je stejné jako u předběžného výpočtu. Proto mohu použít již známý průběh ohybového momentu a stejné předpoklady a postupy jako v kapitole 3.7. Jediné, co je třeba upravit je vyjádření rozměru j v závislosti na souřadnici x_j .



Obrázek 79 – Schéma pro určení konečné výšky dílu 2 [vlastní zdroj]

Pro výšku j_f v intervalu $x_j \in \langle 0; (h - g \cdot \cos(\delta)) \rangle$ platí

$$j_a = 37,5 \text{ [mm]} \quad (418)$$

$$j_c = \frac{50-37,5}{h} \cdot x_j + 37,5 \quad (419)$$

$$j_f = j_c + x_j \cdot \operatorname{tg}(\gamma) + \frac{j_a}{\cos(\gamma)} \quad (420)$$

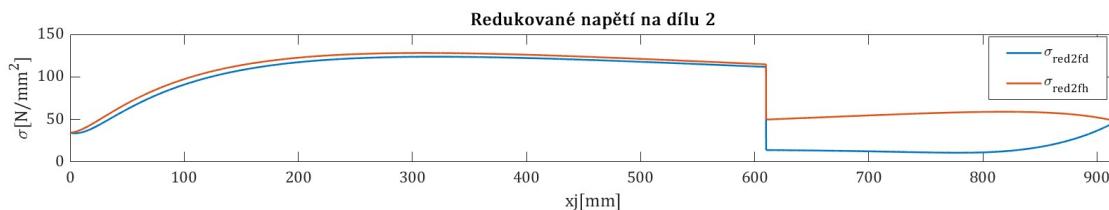
Pro výšku j v intervalu $x_j \in \langle (h - g \cdot \cos(\delta)); h \rangle$ platí

$$j_b = \frac{50-37,5}{h} \cdot \frac{h-x_j}{\cos(\delta)} + 37,5 \quad (421)$$

$$j_c = \frac{50-37,5}{h} \cdot x_j + 37,5 \quad (422)$$

$$j_f = j_c + (h - x_j) \cdot \operatorname{tg}(\delta) + \frac{j_b}{\cos(\delta)} \quad (423)$$

Další výpočty jsou stejné jako v kapitole 3.7. Provedením výpočtu v Matlabu jsem získal následující průběhy napětí a jeho maximální hodnotu.



Obrázek 80 – Konečný průběh σ_{red} na dílu 2 [vlastní zdroj]

$$\sigma_{red2fmax} = 128,1 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (424)$$

Bezpečnost

$$k_{2f} = \frac{Re_{11523min}}{\sigma_{redmax2}} \quad (425)$$

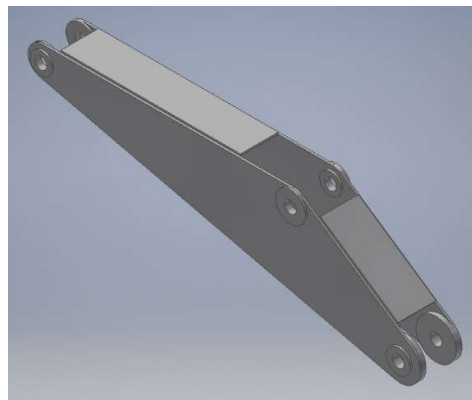
$$k_{2f} = \frac{333}{128,1} \quad (426)$$

$$k_{2f} = 2,6 \quad (427)$$

Je zřejmé, že se maximální velikost napětí mírně snížila čímž drobně narostla bezpečnost. Nejedná se však o nijak významnou změnu.

Další úpravy dílu 2

Pro zvýšení stability dílu v ohybu jsem navrhl spojení bočnic dílu přivařením plechu tam, kde to je s ohledem na kinematiku možné a povahu dílu možné. Krom vyztužení dílu bude tento plech částečně plnit i ochranou funkci. Dále jsem navrhl rozšíření dílu v oblasti čepů kvůli snížení kontaktních tlaků. Toto zesílení je realizováno přivařením potřebného dílu k plechu, který tvoří základ bočnice.

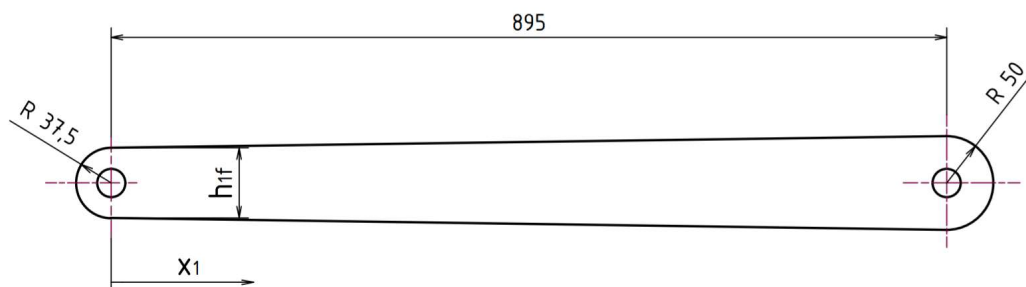


Obrázek 81 – Pohled na díl 2 [vlastní zdroj]

3.14. Díl 1

Napětí při skutečném tvaru dílu

Vypočítal jsem čepy a proti předběžnému stavu, kde jsem předpokládal průměr čepu 30 mm, se změnil pouze čep III. Z toho důvodu se zvětšil průměr materiálu okolo tohoto čepu. Zatížení je stejné jako u předběžného výpočtu. Proto je potřeba upravit výpočet napětí tak aby reflektoval měnící se výšku dílu.

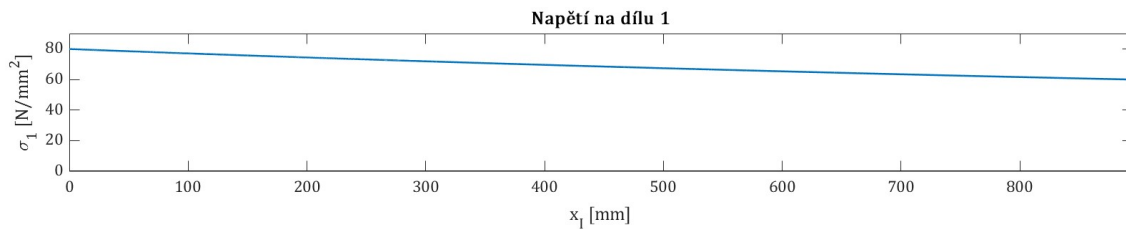


Obrázek 82 – Konečný tvar dílu 1 [vlastní zdroj]

Pro výšku j_f v intervalu $h_1 \in < 0: 895 >$ platí

$$h_{1f} = \frac{100-75}{895} \cdot x_1 + 75 \quad (428)$$

Zbytek postupu zůstává stejný jako v kapitole 3.8. Provedením výpočtu v Matlabu jsem získal následující průběhy napětí a jeho maximální hodnotu.



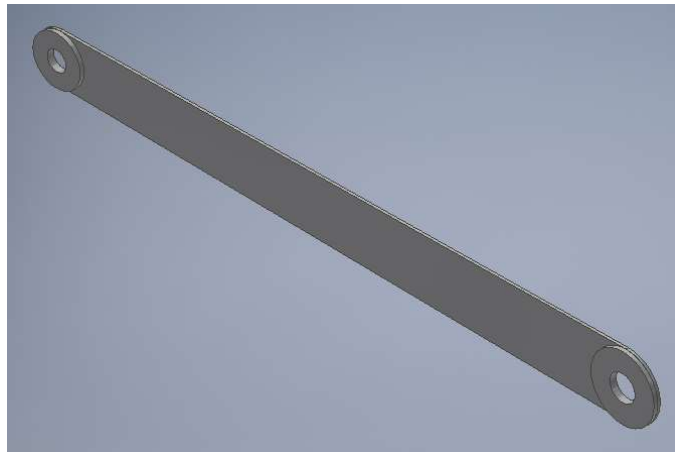
Obrázek 83 – Průběh napětí na dílu 1 s konečným tvarem [vlastní zdroj]

$$\sigma_{1fmax} = 79,9[N \cdot mm^{-2}] \quad (429)$$

Je zřejmé že maximální hodnota napětí se nezměnila tudíž i koeficient bezpečnosti zůstává stejný jako v případě předběžného výpočtu. Pouze je dosaženo snížení napětí v ostatních částech dílu.

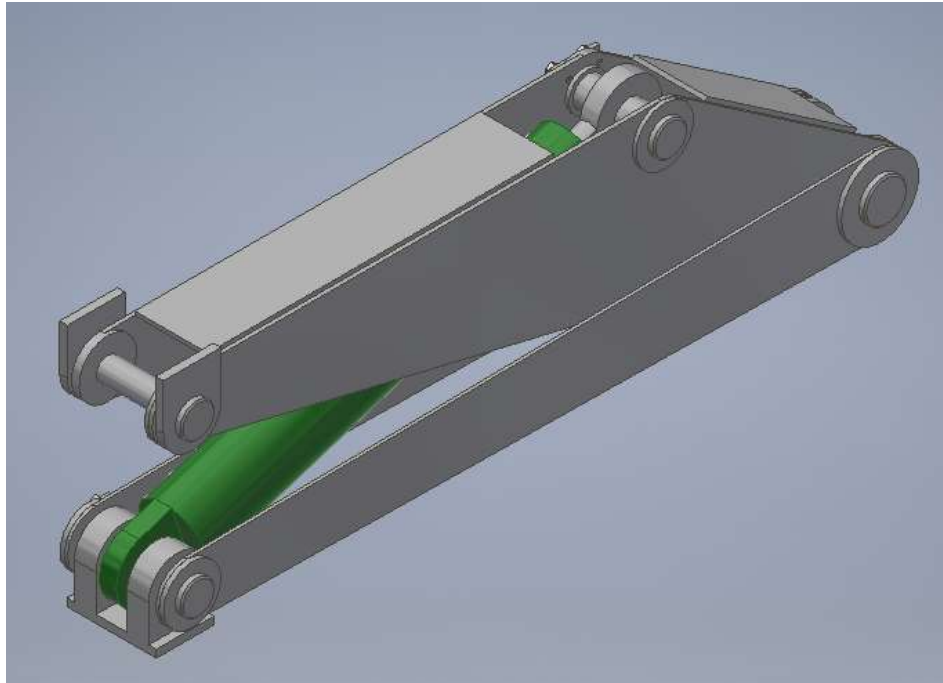
Další úpravy dílu 2

V oblasti uchycení čepů jsem navrhl zesílení dílu za účelem snížení kontaktních tlaků v těchto místech. Toto zesílení je realizováno přivařením potřebného dílu k plechu, který tvoří základ dílu 1.

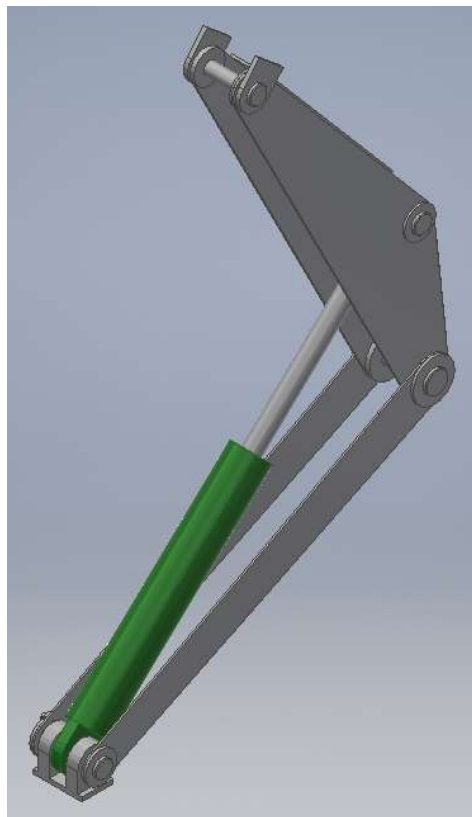


Obrázek 84 – Pohled na díl 1 [vlastní zdroj]

3.15. Vizualizace výsledné podoby mechanismu



Obrázek 85 – Pohled na navržený mechanismus v plně zavřené poloze [vlastní zdroj]



Obrázek 86 – Pohled na navržený mechanismus v plně otevřené poloze [vlastní zdroj]

4. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout sklápěcí mechanismus ve kterém by standartně požívaný teleskopický válec byl nahrazen levnějším jednostupňovým válcem.

V teoretické části práce jsem zpracoval přehled řešení aktuálně dostupných na českém trhu z pohledu konstrukce a parametrů vleku a také z pohledu použitých hydraulických válců. Dále jsem zpracoval hlavní parametry traktorů, se kterými předpokládám provoz vleků s navrženým mechanismem.

V praktické části jsem nejdříve zhodnotil několik variant z pohledu použitých válců a konstrukčního řešení sklápění korby. Na základě porovnání jsem vybral koncepci mechanismu, kterou jsem rozpracoval. Vybral jsem konkrétní hydraulický válec od specializované firmy Hydraulics. Poté jsem určil konečné rozměry mechanismu a provedl statické a kinematické výpočty potřebných sil reakcí a rozměrů. Dále jsem provedl dimenzování a kontrolu jednotlivých dílů mechanismu. Také jsem provedl kontrolu čepů z pohledu pevnosti a otláčení.

Mechanismus se podařilo navrhnout podle vytyčených cílů práce.

5. Bibliografie

- [1] **TK-AGRO.** TK-AGRO. [Online] [Citace: 15. květen 2020.] <http://www.tk-agro.cz/t654-1>.
- [2] **Forest Meri.** Forest Meri. [Online] [Citace: 15. květen 2020.] <https://www.forestmeri.cz/ns-3>.
- [3] **Les agro komplex.** Les agro komplex. [Online] [Citace: 15. květen 2020.] <http://www.lesagrokomplex.cz/cs/mdl/info/prives-za-malotraktor-bez-spz>.
- [4] **Kovonovak.** Kovonovak. [Online] [Citace: 15. květen 2020.] <http://www.kovonovak.cz/cs/content/jednoosy-naves-snk>.
- [5] **Novák, Kovo.** Agro bazar. [Online] [Citace: 15. květen 2020.] <https://www.agro-bazar.cz/1226-naves-snk-3t.html>.
- [6] **Q.S.Khan.** Design and manufacturing of hydraulic cylinders Vol. 2. [Online] Mumbai, India: Tanveer Publications, 2009. [Citace: 15. květen 2020.] <https://www.scribd.com/doc/17375627/Volume-2-Design-and-Manufacturing-of-Hydraulic-Cylinders>.
- [7] **Hydrolider.** Hydrolider.cz. [Online]
- [8] **SURE-TRAC.** SURE-TRAC. [Online] [Citace: 16. květen 2020.] <https://sure-trac.com/product/hd-low-profile-dump/>.
- [9] **BWISE Trailers.** BWISE Trailers.com. [Online] [Citace: 16. květen 2020.] <https://www.bwisetrailers.com/products/deckover-dump-trailer/>.
- [10] **M & M Certified Welding co.** mmcertifiedwelding. [Online] [Citace: 16. květen 2020.] <https://www.mmcertifiedwelding.com/gallery/fabrication-26005>.
- [11] **FENDT.** Fendt.com. [Online] [Citace: 15. květen 2020.] <https://www.fendt.com/au/geneva-assets/article/66666/100497-fendt200vario-1901-td-en.pdf>.
- [12] **zetur7211.estranky.cz.** [Online] [Citace: 15. květen 2020.] <https://zetur7211.estranky.cz/clanky/technicke-udaje.html>.
- [13] **Hydrolider.** Hydrolider.cz. [Online] [Citace: 15. květen 2020.] <https://www.hydrolider.cz>
- [14] **Hydraulics s.r.o.** Hydraulics. [Online] [Citace: 30. květen 2020.] https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2019.pdf.
- [15] **Bolek, Prof. Ing. Dr. Alfred a Kochamn, Prof. Ing. Josef.** Části strojů. Praha : SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1989. 04–202–89.
- [16] **Leinveber, Ing. Jiří a Vávra, Ing. Pavel.** Strojnické tabulky. Úvaly : Albra – pedagogické nakladatelství, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [17] **Ing. Rudolf Kříž a kol.** Stavba a provoz strojů I. 1977 : SNTL – Nakladatelství technické literatury, Praha. 04-231-77.
- [18] **Malfarm.** Malfarm. [Online] [Citace: 15. květen 2020.] <http://www.malfarm.cz/produkty/stroje-pro-zemedelstvi/navesy/pronar-naves-t-654-1-nosnost-3-5-t-vyska-bocnic-1-m-223>.

- [19] **Malotraktory silesia.** Malotraktory silesia. [Online] [Citace: 15. květen 2020.]
<https://www.malotraktorysilesia.cz/prislusenstvi-pro-malotraktory/privesy/prives-traktorovy-cronimo-prives-za-traktor-cronim/>.
- [20] **Raf24~commonswiki.** Wikimedia.org. [Online] 3. září 2016. [Citace: 15. květen 2020.]
https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Zetor_7211,_ISL.jpg.

6. Seznam zkratk a symbolů

Symbol	Popis	Jednotka
r_{kola}	Průměr kola vleku	[mm]
$š_{pneu}$	Šířka pneumatiky vleku	[in]
s_{profil}	Poměr výšky boku pneumatiky k její šířce	[%]
$d_{ráfku}$	Průměr ráfku vleku	[in]
x_{osy}	Vzdálenost osy sklápění od zadního čela korby	[mm]
m_{korba}	Hmotnost korby	[kg]
g	Tíhové zrychlení	[ms ⁻²]
x_I	Délka válce ve variantě I	[mm]
a_I	Vertikální vzdálenost uchycení válce a korby k rámu ve variantě I	[mm]
b_I	Vzdálenost uchycení válce a korby k rámu ve variantě I	[mm]
c_I	Horizontální vzdálenost uchycení válce a korby k rámu ve variantě I	[mm]
z_I	Horizontální vzdálenost obou uchycení válce ve variantě I	[mm]
α_I	Úhel sklopení korby ve variantě I	[°]
β_I	Pomocný úhel ve variantě I	[°]
δ_I	Úhel hydraulického válce ve variantě I	[°]
γ_I	Pomocný úhel ve variantě I	[°]
x_G	Souřadnice x působení tíhové síly	[mm]
F_I	Síla vyvozená hydraulickým válcem ve variantě I	[N]
F_{Imax}	Maximální vyžadovaná síla na válci ve variantě I	[N]
Rax_I	Reakce do směru x v bodě A ve variantě I	[N]
Ray_I	Reakce do směru y v bodě A ve variantě I	[N]
G	Tíhová síla, kterou je zatížena korba vleku	[N]
x_{II}	Délka válce ve variantě II	[mm]
a_{II}	Pomocný rozměr ve variantě II	[mm]
b_{II}	Pomocný rozměr ve variantě II	[mm]
z_{II}	Horizontální vzdálenost obou uchycení válce ve variantě II	[mm]

α_{II}	Úhel sklopení korby ve variantě II	[°]
β_{II}	Úhel sklopení korby ve variantě II	[°]
δ_{II}	Pomocný úhle ve variantě II	[°]
x_{FII}	Souřadnice x působení síly válce ve variantě II	[mm]
y_{FII}	Souřadnice y působení síly válce ve variantě II	[mm]
F_{II}	Síla vyvozená hydraulickým válcem ve variantě II	[N]
F_{IImax}	Maximální vyžadovaná síla na válci ve variantě II	[N]
Rax_{II}	Reakce do směru x v bodě A ve variantě II	[N]
Ray_{II}	Reakce do směru y v bodě A ve variantě II	[N]
x_{III}	Délka válce ve variantě III	[mm]
a_{III}	Pomocný rozměr ve variantě III	[mm]
b_{III}	Pomocný rozměr ve variantě III	[mm]
c_{III}	Pomocný rozměr ve variantě III	[mm]
d_{III}	Pomocný rozměr ve variantě III	[mm]
e_{III}	Vzdálenost umístění klínu od osy otáčení ve variantě III	[mm]
y_{III}	Součet rozměrů a, b, c ve variantě III	[mm]
α_{III}	Úhel sklopení korby ve variantě III	[°]
β_{III}	Pomocný úhel ve variantě III	[°]
γ_{III}	Úhel klínu ve variantě III	[°]
x_{RIII}	Souřadnice x působení reakce R_{III} ve variantě III	[mm]
y_{RIII}	Souřadnice y působení reakce R_{III} ve variantě III	[mm]
Rax_{III}	Reakce do směru x v bodě A ve variantě III	[N]
Ray_{III}	Reakce do směru y v bodě A ve variantě III	[N]
R_{III}	Reakce mezi klínem a rolnou ve variantě III	[N]
$R2_{III}$	Reakce mezi rolnou a kolejnici ve variantě III	[N]
F_{III}	Síla vyvozená hydraulickým válcem ve variantě III	[N]
a_{IV}	Rozevření mechanismu ve variantě IV	[mm]
b_{IV}	Vzdálenost uchycení mechanismu ke korbě ve variantě IV	[mm]
c_{IV}	Vzdálenost uchycení korba a uchycení mechanismu k rámu ve variantě IV	[mm]
d_{IV}	Výška mechanismu ve variantě IV	[mm]
e_{IV}	Rozměr tělesa 3 ve variantě IV	[mm]
f_{IV}	Rozměr tělesa 3 ve variantě IV	[mm]
g_{IV}	Rozměr tělesa 3 ve variantě IV	[mm]
h_{IV}	Rozměr tělesa 3 ve variantě IV	[mm]
i_{IV}	Rozměr tělesa 1 ve variantě IV	[mm]

x_{IV}	Délka vysunutého válce ve variantě IV	[mm]
$x1_{IV}$	Délka zasunutého válce ve variantě IV	[mm]
α_{IV}	Úhel sklopení korby ve variantě V	[°]
β_{IV}	Pomocný úhle ve variantě IV	[mm]
γ_{IV}	Úhel na tělese 3 ve variantě IV	[mm]
δ_{IV}	Úhel na tělese 3 ve variantě IV	[mm]
δ_{GIV}	Pomocný úhle ve variantě IV	[mm]
ε_{IV}	Úhel na tělese 3 ve variantě IV	[mm]
ζ_{IV}	Úhel rozevření mechanismu ve variantě IV	[mm]
η_{IV}	Pomocný úhel ve variantě IV	[mm]
θ_{IV}	Úhel mezi válcem a tělesem 4 ve variantě IV	[mm]
ι_{IV}	Pomocný úhel ve variantě IV	[mm]
κ_{IV}	Úhel válce ve variantě IV	[mm]
λ_{IV}	Úhel tělesa 4 variantě IV	[mm]
μ_{IV}	Pomocný úhle ve variantě IV	[mm]
Rax_{IV}	Reakce do směru x v bodě A ve variantě IV	[N]
Ray_{IV}	Reakce do směru y v bodě A ve variantě IV	[N]
Rbx_{IV}	Reakce do směru x v bodě B ve variantě IV	[N]
Rby_{IV}	Reakce do směru y v bodě B ve variantě IV	[N]
Rdx_{IV}	Reakce do směru x v bodě D ve variantě IV	[N]
Rdy_{IV}	Reakce do směru y v bodě D ve variantě IV	[N]
Rex_{IV}	Reakce do směru x v bodě E ve variantě IV	[N]
Rey_{IV}	Reakce do směru y v bodě E ve variantě IV	[N]
F_{IV}	Síla vyvozená hydraulickým válcem ve variantě V	[N]
a_V	Rozevření mechanismu ve variantě V	[mm]
b_V	Vzdálenost uchycení mechanismu ke korbě ve variantě V	[mm]
c_V	Vzdálenost uchycení korba a uchycení mechanismu k rámu ve variantě V	[mm]
d_V	Výška mechanismu ve variantě V	[mm]
e_V	Rozměr tělesa 3 ve variantě V	[mm]
f_V	Rozměr tělesa 3 ve variantě V	[mm]
g_V	Rozměr tělesa 3 ve variantě V	[mm]
h_V	Rozměr tělesa 3 ve variantě V	[mm]
i_V	Rozměr tělesa 1 ve variantě V	[mm]
x_V	Délka vysunutého válce ve variantě V	[mm]
$x1_V$	Délka zasunutého válce ve variantě V	[mm]
α_V	Úhel sklopení korby ve variantě V	[°]
β_V	Pomocný úhle ve variantě V	[mm]
γ_V	Úhel na tělese 3 ve variantě V	[mm]

δ_V	Úhel na tělese 3 ve variantě V	[mm]
δ_{GV}	Pomocný úhle ve variantě V	[mm]
ε_V	Úhel na tělese 3 ve variantě V	[mm]
ζ_V	Úhel rozevření mechanismu ve variantě V	[mm]
η_V	Pomocný úhel ve variantě V	[mm]
θ_V	Úhel mezi válcem a tělesem 4 ve variantě V	[mm]
ι_V	Pomocný úhel ve variantě V	[mm]
κ_V	Úhel válce ve variantě V	[mm]
λ_V	Úhel tělesa 4 variantě V	[mm]
μ_V	Pomocný úhle ve variantě V	[mm]
Rax_V	Reakce do směru x v bodě A ve variantě V	[N]
Ray_V	Reakce do směru y v bodě A ve variantě V	[N]
Rbx_V	Reakce do směru x v bodě B ve variantě V	[N]
Rby_V	Reakce do směru y v bodě B ve variantě V	[N]
Rdx_V	Reakce do směru x v bodě D ve variantě V	[N]
Rdy_V	Reakce do směru y v bodě D ve variantě V	[N]
Rex_V	Reakce do směru x v bodě E ve variantě V	[N]
Rey_V	Reakce do směru y v bodě E ve variantě V	[N]
F_V	Síla vyvozená hydraulickým válcem ve variantě V	[N]
a	Rozevření mechanismu ve finální variantě	[mm]
b	Vzdálenost uchycení mechanismu ke korbě ve finální variantě	[mm]
$b1$	Pomocný rozměr ve finální variantě	[mm]
$b2$	Pomocný rozměr ve finální variantě	[mm]
c	Vzdálenost uchycení korba a uchycení mechanismu k rámu ve finální variantě	[mm]
d	Výška mechanismu ve finální variantě	[mm]
e	Rozměr tělesa 3 ve finální variantě	[mm]
f	Rozměr tělesa 3 ve finální variantě	[mm]
g	Rozměr tělesa 3 ve finální variantě	[mm]
h	Rozměr tělesa 3 ve finální variantě	[mm]
i	Rozměr tělesa 1 ve finální variantě	[mm]
x_{max}	Délka vysunutého válce ve finální variantě	[mm]
$x1$	Délka zasunutého válce ve finální variantě	[mm]
α	Úhel sklopení korby ve finální variantě	[°]
β	Pomocný úhle ve finální variantě	[mm]
γ	Úhel na tělese 3 ve finální variantě	[mm]
δ	Úhel na tělese 3 ve finální variantě	[mm]
δ_G	Pomocný úhle ve finální variantě	[mm]
ε	Úhel na tělese 3 ve finální variantě	[mm]

ζ	Úhel rozevření mechanismu ve finální variantě	[mm]
η	Pomocný úhel ve finální variantě	[mm]
θ	Úhel mezi válcem a tělesem 4 ve finální variantě	[mm]
ι	Pomocný úhel ve finální variantě	[mm]
κ	Úhel válce ve finální variantě	[mm]
λ	Úhel tělesa 4 ve finální variantě	[mm]
μ	Pomocný úhle ve finální variantě	[mm]
Rax	Reakce do směru x v bodě A ve finální variantě	[N]
Ray	Reakce do směru y v bodě A ve finální variantě	[N]
Rbx	Reakce do směru x v bodě B ve finální variantě	[N]
Rby	Reakce do směru y v bodě B ve finální variantě	[N]
Rdx	Reakce do směru x v bodě D ve finální variantě	[N]
Rdy	Reakce do směru y v bodě D ve finální variantě	[N]
Rex	Reakce do směru x v bodě E ve finální variantě	[N]
Rey	Reakce do směru y v bodě E ve finální variantě	[N]
F	Síla vyvozená hydraulickým válcem ve finální variantě	[N]
L	Délka válce bez zdvihu	[mm]
Z	Zdvih válce	[mm]
D	Průměr vrtání válce	[mm]
F_{jmen}	Síla, kterou je schopen vyvodit hydraulický válec při jmenovitém tlaku	[N]
P_{jmen}	Jmenovitý tlak	[Mpa]
F_{max}	Síla, kterou je schopen vyvodit hydraulický válec při maximální povoleném tlaku	[N]
P_{max}	Maximální povolený tlak	[Mpa]
F_{14}	Síla, kterou je schopen vyvodit hydraulický válec při tlaku 14 Mpa	[N]
Rn	Reakce v obecném bodě ve finální variantě	[N]
Rnx	Složka reakce v obecném bodě do směru x ve finální variantě	[N]
Rny	Složka reakce v obecném bodě do směru y ve finální variantě	[N]
Ra	Reakce v bodě A ve finální variantě	[N]
Ra_{max}	Maximální hodnota v bodě A ve finální variantě	[N]
Rb	Reakce v bodě B ve finální variantě	[N]
Rb_{max}	Maximální hodnota v bodě B ve finální variantě	[N]
Rd	Reakce v bodě D ve finální variantě	[N]
Rd_{max}	Maximální hodnota v bodě D ve finální variantě	[N]

Re	Reakce v bodě E ve finální variantě	[N]
Re_{max}	Maximální hodnota v bodě E ve finální variantě	[N]
Rbn	Složka reakce Rb do normálového směru	[N]
Rbt	Složka reakce Rb do tečného směru	[N]
αRb	Úhel pod kterým působí reakce Rb	[°]
αRbn	Úhel mezi směrem reakce Rb a složkou reakce Rbn	[°]
Fn	Složka síly F do normálového směru	[N]
Ft	Složka síly F do tečného směru	[N]
αFn	Úhel mezi silou F a normálou	[°]
Rdn	Složka reakce Rd do normálového směru	[N]
Rdt	Složka reakce Rd do tečného směru	[N]
x_j	Souřadnice na dílu 2	[mm]
j	Výška dílu 2	[mm]
$j1$	Složka výšky dílu 2	[mm]
$j2$	Složka výšky dílu 2	[mm]
j_F	Výška působíště síly F od základny dílu	[mm]
MF	Moment kompenzující umístění síly F mimo náhradní nosník	[Nmm]
O_2	Osová síla na dílu 2	[N]
T_2	Posouvající síla na dílu 2	[N]
Mo_2	Ohybový moment na dílu 2	[Nmm]
t_2	Tloušťka dílu 2	[mm]
Wo_2	Ohybový modul průřezu dílu 2	[mm ⁴]
S_2	Plocha průřezu dílu 2	[mm ²]
σ_{o2}	Ohybové napětí na dílu 2	[N·mm ⁻²]
σ_{t2}	Napětí od osově síly na dílu 2	[N·mm ⁻²]
τ_2	Smykové napětí na dílu 2	[N·mm ⁻²]
σ_{red2h}	Redukované napětí na horní hraně dílu 2	[N·mm ⁻²]
σ_{red2d}	Redukované napětí na dolní hraně dílu 2	[N·mm ⁻²]
$\sigma_{red2max}$	Maximální hodnota redukovaného napětí na dílu 2	[N·mm ⁻²]
$Re_{11523min}$	Minimální mez kluzu materiálu ČSN 11 523	[N·mm ⁻²]
k_2	Koeficient bezpečnosti na dílu 2	[-]
D_1	Vnější průměr hydraulického válce	[mm]
r	Vnitřní rozměr mezi bočnicemi dílu 2	[mm]
$Re_{11373min}$	Minimální mez kluzu materiálu ČSN 11 373	[N·mm ⁻²]
t_1	Tloušťka dílu 1	[mm]
h_1	Výška dílu 1	[mm]
S_1	Plocha průřezu dílu 1	[mm ²]
O_1	Osová síla na dílu 1	[N]

σ_1	Napětí na dílu 1	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
k_1	Koeficient bezpečnosti na dílu 1	$[-]$
x_I	Souřadnice na čepu I	$[\text{mm}]$
Mo_I	Ohybový moment na čepu I	$[\text{Nmm}]$
$Mo_{I\max}$	Maximální hodnota ohybového momentu na čepu I	$[\text{Nmm}]$
$Re_{11500\min}$	Minimální mez kluzu materiálu ČSN 11 500	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$K_{I\text{pred}}$	Předběžná hodnota koeficientu bezpečnosti na čepu I	$[-]$
$d_{I\text{pred}}$	Předběžný průměr čepu I	$[\text{mm}]$
d_I	Průměr čepu I	$[\text{mm}]$
σ_{oI}	Napětí od ohybu na čepu I	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
τ_I	Smykové napětí na čepu I	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
σ_{redI}	Redukované napětí na čepu I	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
k_I	Koeficient bezpečnosti na čepu I	$[-]$
$p_{Dk11373}$	Dovolený kontaktní tlak pro materiál součásti ČSN 11 373 v případě kloubového spojení	$[\text{MPa}]$
$p_{Dk11523}$	Dovolený kontaktní tlak pro materiál součásti ČSN 11 523 v případě kloubového spojení	$[\text{MPa}]$
p_{1I}	Kontaktní tlak na čepu I	$[\text{MPa}]$
p_{2I}	Kontaktní tlak na čepu I	$[\text{MPa}]$
D_I	Průměr materiálu v okolí čepu I	$[\text{mm}]$
d_{II}	Průměr čepu II	$[\text{mm}]$
$Re_{16532\min}$	Minimální mez kluzu materiálu ČSN 16 532	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
x_{II}	Souřadnice na čepu II	$[\text{mm}]$
Mo_{II}	Ohybový moment na čepu II	$[\text{Nmm}]$
T_{II}	Posouvající síla na čepu II	$[\text{N}]$
σ_{oII}	Napětí od ohybu na čepu II	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
τ_{II}	Smykové napětí na čepu II	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
σ_{redII}	Redukované napětí na čepu II	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\sigma_{redII\max}$	Maximální hodnota redukovaného napětí na čepu II	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
k_{II}	Koeficient bezpečnosti na čepu II	$[-]$
$p_{Dp11523}$	Dovolený kontaktní tlak pro materiál součásti ČSN 11 523 v případě nepohyblivého spojení	$[\text{MPa}]$
p_{II}	Kontaktní tlak na čepu II	$[\text{MPa}]$
x_{III}	Souřadnice na čepu III	$[\text{mm}]$
D_{II}	Průměr materiálu v okolí čepu II	$[\text{mm}]$
Mo_{III}	Ohybový moment na čepu III	$[\text{Nmm}]$
$Mo_{III\max}$	Maximální hodnota ohybového momentu na čepu III	$[\text{Nmm}]$

$Re_{11500min}$	Minimální mez kluzu materiálu ČSN 11 500	$[N \cdot mm^{-2}]$
$K_{IIIpred}$	Předběžná hodnota koeficientu bezpečnosti na čepu III	$[-]$
$d_{IIIpred}$	Předběžný průměr čepu III	$[mm]$
d_{III}	Průměr čepu III	$[mm]$
σ_{oIII}	Napětí od ohybu na čepu III	$[N \cdot mm^{-2}]$
τ_{III}	Smykové napětí na čepu III	$[N \cdot mm^{-2}]$
σ_{redIII}	Redukované napětí na čepu III	$[N \cdot mm^{-2}]$
k_{III}	Koeficient bezpečnosti na čepu III	$[-]$
p_{1III}	Kontaktní tlak na čepu III	$[MPa]$
p_{2III}	Kontaktní tlak na čepu III	$[MPa]$
D_{III}	Průměr materiálu v okolí čepu III	$[mm]$
x_{IV}	Souřadnice na čepu IV	$[mm]$
MO_{FIV}	Ohybový moment od síly F na čepu IV	$[Nmm]$
MO_{RIV}	Ohybový moment od reakce Re na čepu IV	$[Nmm]$
MO_{IVx}	Součet složek ohybovým momentu do směru x na čepu IV	$[Nmm]$
MO_{IVy}	Součet složek ohybovým momentu do směru y na čepu IV	$[Nmm]$
MO_{IV}	Součet ohybovým momentu na čepu IV	$[Nmm]$
MO_{IVmax}	Maximální hodnota ohybového momentu na čepu IV	$[Nmm]$
T_{FIV}	Posouvající síla od síly F na čepu IV	$[N]$
T_{RIV}	Posouvající síla od reakce R na čepu IV	$[N]$
T_{IVx}	Součet složek posouvající síly do směru x na čepu IV	$[N]$
T_{IVy}	Součet složek posouvající síly do směru y na čepu IV	$[N]$
T_{IV}	Součet posouvajících sil na čepu IV	$[N]$
T_{IVmax}	Maximální hodnota posouvající síly na čepu IV	$[N]$
σ_{oIV}	Napětí od ohybu na čepu IV	$[N \cdot mm^{-2}]$
τ_{IV}	Smykové napětí na čepu IV	$[N \cdot mm^{-2}]$
σ_{redIV}	Redukované napětí na čepu IV	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_{redIVmax}$	Maximální hodnota redukovaného napětí na čepu IV	$[N \cdot mm^{-2}]$
k_{IV}	Koeficient bezpečnosti na čepu IV	$[-]$
R_{IV}	Reakce do uchycení čepu IV k rámu	$[N]$
$p_{Dp11373}$	Dovolený kontaktní tlak pro materiál součásti ČSN 11 373 v případě pevného spojení	$[MPa]$
p_{1IV}	Kontaktní tlak na čepu IV	$[MPa]$
p_{2IV}	Kontaktní tlak na čepu IV	$[MPa]$
j_a	Složka výšky dílu 2 pro finální rozměry	$[mm]$



j_b	Složka výšky dílu 2 pro finální rozměry	[mm]
j_c	Složka výšky dílu 2 pro finální rozměry	[mm]
j_f	Výška dílu 2 pro finální rozměry	[mm]
$\sigma_{red2fmax}$	Maximální hodnota redukováného napětí na dílu pro finální rozměry	[N·mm ⁻²]
k_{2f}	Koeficient bezpečnosti dílu pro finální rozměry	[-]
h_{1f}	Výška dílu 2 pro finální rozměry	[mm]

7. Seznam příloh

Příloha 1: Výkres svařence dílu 1 levý (2020-BP-002)

Příloha 2: Výkres svařence dílu 2 (2020-BP-003)

Příloha 3: Výrobní výkres čepu II (2020-BP-007)

Příloha 4: Sestavný výkres mechanismu (2020-BP-101)

Příloha 5: Kusovník k sestavnému výkresu 2020-BP-101 (2020-BP-K101)

8. Seznam obrázků

- Obrázek 1 – Pronar T654/1
Obrázek 2 – ZDT Nové Veselí NS3
Obrázek 3 – CRONIMO TR 3000
Obrázek 4 – Jednoosý návěš SNK 3,0T
Obrázek 5 – Schéma teleskopického hydraulického válce
Obrázek 6 – Teleskopický válec Hydrolider 110/4/1300
Obrázek 7 – Teleskopický válec Hydrolider 90/4/984
Obrázek 8 – Vlek výrobce Sure-Trac s teleskopickým válcem
Obrázek 9 – Vlek výrobce Sure-Trac se 2 hydraulický válci
Obrázek 10 – Vlek výrobce BWISE Trailers s jedním hydraulický válcem
Obrázek 11 – Vlek výrobce Sure-Trac s pákovým mechanismem
Obrázek 12 – Vlek výrobce M & M Certified Welding co. s alternativním umístěním mechanismu
Obrázek 13 – Hydraulický válec dvojčinný Hydrolider 1180/63/36/900
Obrázek 14 – Hydraulický válec dvojčinný Hydrolider 780/63/36/500
Obrázek 15 – Fendt 200 Vario
Obrázek 16 – Zetor 7211
Obrázek 17 – Schéma pro výpočet x_{osy}
Obrázek 18 – Model varianty I
Obrázek 19 – Kinematické schéma varianty I
Obrázek 20 – Schéma pro výpočet kinematických veličin potřebných do statických výpočtů
Obrázek 21 – Uvolnění variantu I
Obrázek 22 – Graf $F_I=f(\alpha)$
Obrázek 23 – Model varianty II
Obrázek 24 – Kinematické schéma varianty II
Obrázek 25 – Schéma pro výpočet kinematických veličin potřebných do statických výpočtů
Obrázek 26 – Uvolnění variantu II
Obrázek 27 – Graf $F_{II}=f(\alpha_{II})$
Obrázek 28 – Model varianty III
Obrázek 29 – Kinematické schéma varianty III
Obrázek 30 – Kinematické schéma varianty III detail
Obrázek 31 – Uvolnění tělesa 2
Obrázek 32 – Uvolnění tělesa 3
Obrázek 33 – Graf $F_{III}=f(\alpha_{III})$
Obrázek 34 – Model varianty IV
Obrázek 35 – Kinematické schéma varianty IV
Obrázek 36 – Kinematické schéma varianty IV detail
Obrázek 37 – Schéma pro výpočet úhlů potřebných ke statickým výpočtům
Obrázek 38 – Uvolnění těles 2 variantu IV
Obrázek 39 – Uvolnění těles 3 variantu IV
Obrázek 40 – Uvolnění těles 4 variantu IV
Obrázek 41 – Graf $F_{IV}=f(\alpha_{IV})$
Obrázek 42 – Model varianty V
Obrázek 43 – Kinematické schéma varianty V
Obrázek 44 – Kinematické schéma varianty V detail

- Obrázek 45 – Schéma pro výpočet úhlů potřebných ke statickým výpočtům
Obrázek 46 – Uvolnění těles 2 varianta V
Obrázek 47 – Uvolnění těles 3 varianta V
Obrázek 48 – Uvolnění těles 4 varianta V
Obrázek 49 – Graf $F_V=f(\alpha_V)$
Obrázek 50 – Katalog Hydraulics s.r.o.
Obrázek 51 – Schéma mechanismu pro volbu rozměrů
Obrázek 52 – Celkové schéma pro konečnou volbu rozměrů
Obrázek 53 – Uvolnění těles 2
Obrázek 54 – Uvolnění tělesa 3
Obrázek 55 – Uvolnění těles 4
Obrázek 56 – Závislost síly na válci na maximálním zdvihu válce
Obrázek 57 – Závislost síly na válci na maximálním zdvihu válce
Obrázek 58 – Průběh síly
Obrázek 59 – Průběhy složek reakcí
Obrázek 60 – Průběhy reakcí
Obrázek 61 – Schéma rozkladu sil do tečného a normálového směru pro díl 2
Obrázek 62 – Schéma pro určení výšky dílu 2
Obrázek 63 – Zatížení náhradního nosníku
Obrázek 64 – Průběh vnitřních silových účinků na nosníku
Obrázek 65 – Průběh σ_{red} na dílu 2
Obrázek 66 – Silové zatížení dílu 1
Obrázek 67 – Schéma pro určení průřezu dílu 1
Obrázek 68 – Zatížení dílu 1
Obrázek 69 – Průběh vnitřních silových účinků a napětí na dílu 1
Obrázek 70 – Výpočtový model čepu I
Obrázek 71 – Průběh ohybového momentu na čepu I
Obrázek 72 – Výpočtový model čepu II
Obrázek 73 – Průběh vnitřních silových účinků na čepu II
Obrázek 74 – Průběh napětí na čepu II
Obrázek 75 – Výpočtový model čepu II
Obrázek 76 – Průběh ohybového momentu na čepu III
Obrázek 77 – Výpočtový model čepu IV
Obrázek 78 – Průběh vnitřních silových účinků a napětí na čepu IV
Obrázek 79 – Schéma pro určení konečné výšky dílu 2
Obrázek 80 – Konečný průběh σ_{red} na dílu 2
Obrázek 81 – Pohled na díl 2
Obrázek 82 – Konečný tvar dílu 1
Obrázek 83 – Průběh napětí na dílu 1 s konečným tvarem
Obrázek 84 – Pohled na díl 1
Obrázek 87 – Pohled na navržený mechanismus v plně zavřené poloze
Obrázek 88 – Pohled na navržený mechanismus v plně otevřené poloze [vlastní zdroj]