

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T001 - Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukce sklápěcího mechanismu
korby nákladního přívěsu za osobní automobil

Autor: **Bc. Václav KONDR**
Vedoucí práce: **Ing. Vladislav KEMKA**

Akademický rok 2012/2013

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské/diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval všem, kteří mi pomáhali cennými připomínkami při zpracování diplomové práce. Zvláštní poděkování patří především vedoucímu práce panu Ing. Vladislavu Kemkovi za vstřícné konzultace a přínosné připomínky a panu Ing. Miroslavu Hoškovi z firmy MBtech Bohemia s.r.o.

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Václav KONDR**
Osobní číslo: **S10N0003K**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Konstrukce sklápěcího mechanismu korby nákladního přívěsu za osobní automobil**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Cílem diplomové práce je návrh přestavby standardního nákladního přívěsu za osobní automobil na nákladní sklopný přívěs vč. příslušného sklápěcího mechanismu. Celková hmotnost přívěsu se předpokládá 750 kg a zůstane nezměněna. Sklápění bude provedeno jako jednostranné vzad. Sklápěcí mechanismus bude mechanický (ruční pohon).

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše sklápěcích přívěsných vozíků se zaměřením na sklápěcí mechanismus
2. Vypracování konstrukčního návrhu přestavby sklopného přívěsu a jeho sklápěcího mechanismu včetně systematické specifikace požadavků a variant koncepčních návrhů, výběr optimálního řešení.
3. Zjištění klíčových vlastností konstrukčního návrhu s potřebnými technickými výpočty a hodnocením.
4. Vypracování potřebné výkresové dokumentace a technologického postupu zvolené části přívěsu
5. Technickoekonomické hodnocení, závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra I. Praha: Computer-Press, 1999

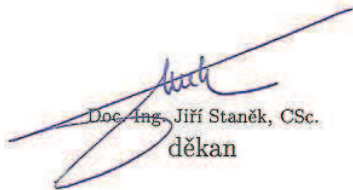
HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra II. Praha: Computer-Press, 2000

VLK, F. Automobilová technická příručka. Brno: nakl. VLK, 2003

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Vladislav Kemka**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Miroslav Hošek**
MBtech Bohemia s.r.o., Praha

Datum zadání diplomové práce: **24. září 2012**
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2013**


Doc. Ing. Jirí Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 24. září 2012

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Kondr	Jméno Václav		
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Kemka	Jméno Vladislav		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Konstrukce sklápěcího mechanismu korby nákladního přívěsu za osobní automobil			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2013
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	64	TEXTOVÁ ČÁST	64	GRAFICKÁ ČÁST	-
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	---

STRUČNÝ POPIS	Diplomová práce obsahuje návrh konstrukce sklápěcího mechanismu nákladního přívěsu za osobní automobil. Součástí práce jsou návrhy, srovnání a výběr vhodné varianty, potřebné návrhové a kontrolní výpočty, popis řešení, technologický postup zvolené součásti technicko-ekonomické zhodnocení a výkresovou dokumentaci.
KLÍČOVÁ SLOVA	nákladní přívěs, korba, sklápěcí mechanismus

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Kondr	Name Václav
FIELD OF STUDY	2301T001 „Transport and handling machinery“	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Kemka	Name Vladislav
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR
TITLE OF THE WORK	Design of tilting mechanism of body trailer for a passenger car	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2013
----------------	---------------------------	-------------------	-------------------	-------------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	64	TEXT PART	64	GRAPHICAL PART	-
----------------	----	------------------	----	---------------------------	---

BRIEF DESCRIPTION	The diploma's thesis contains a design of tilting mechanism of body trailer for a passenger car. This thesis contains proposals, comparison and selection of appropriate options, necessary design and check calculations, descriptions of the solutions, technological process components selected technical-economic evaluation and drawings.
KEY WORDS	passenger car trailer, trailer body, tilting mechanism

Obsah:

1.	Úvod	1
1.1.	Zpřesnění a doplnění zadání	1
1.2.	Představení zadávající organizace	2
1.3.	Uvedení do řešené problematiky	2
1.4.	Související legislativa	2
1.5.	Největší přípustné rozměry	4
2.	Vyjasnění a rozpracování požadavků na navrhovaný technický produkt / systém (TS) ...	5
2.1.	Stav techniky (rešerše alternativních produktů)	5
2.1.1.	Vybrané modely reprezentující dostupné varianty	5
2.2.	Specifikace požadavků na technický systém ve vztahu k vnějším vlastnostem	9
2.3.	Specifikace požadavků na technický systém ve vztahu k vnitřním vlastnostem	12
3.	Návrh a zhodnocení jednotlivých variant řešení	13
3.1.	Orgánová struktura	13
3.2.	Varianty orgánové struktury technického systému	14
3.2.1.	Varianta I	14
3.2.2.	Varianta II	15
3.2.3.	Varianta III	16
3.3.	Výběr optimální varianty a zhodnocení	18
3.4.	Vyhodnocení variant	21
4.	Konstrukce mechanismu	22
4.1.	Návrh hrubé geometrie	22
4.2.	Výpočet mechanismu	23
4.2.1.	Člen 2- rám korby	24
4.2.2.	Člen 3- vzpěra	24
4.2.3.	Člen 4- trojúhelníková vzpěra	25
4.2.4.	Člen 5- trapézový šroub	25
4.2.5.	Soustava řešených rovnic	26
4.3.	Dimenzování a kontrola částí mechanismu	28
4.3.1.	Člen 2- rám korby	28
4.3.2.	Člen 3- vzpěra	33
4.3.3.	Člen 4- trojúhelníková vzpěra	37
4.3.4.	Konzola s axiálním ložiskem a trapézovým šroubem	39
4.3.5.	Trapézový šroub a pohybová matice	40

4.4.	Popis konstrukce přívěsu	43
4.4.1.	Kontrola důležitých součástí metodou konečných prvků	43
4.4.2.	Rám podvozku.....	44
4.4.3.	Rám korby	50
4.4.4.	Zdvihací mechanismus	53
4.4.5.	Konzola s trapézovým šroubem	53
4.4.6.	Konzola s pohybovou maticí.....	54
4.4.7.	Dlouhá vzpěra	54
4.4.8.	Trojúhelníková vzpěra.....	55
5.	Technologický postup výroby zvolené součásti.....	56
6.	Technicko- ekonomické hodnocení	57
6.1.	Ekonomické hodnocení	57
6.2.	Technické hodnocení	59
6.3.	Výsledky technicko- ekonomického hodnocení	63
7.	Závěr.....	63
	Bibliografie.....	64

Seznam obrázků:

Obrázek 1:	Výchozí model přívěsu	1
Obrázek 2:	DUNG TONI Transport.....	6
Obrázek 3:	Schéma přívěsu DUNG TONI Transport	6
Obrázek 4:	Maro Explorer S	7
Obrázek 5:	Schéma přívěsu MARO Explorer S.....	8
Obrázek 6:	Varianta I	14
Obrázek 7:	Detail varianty I	14
Obrázek 8:	Varianta I, volitelná osa sklápění zadního čela	14
Obrázek 9:	Varianta II.....	16
Obrázek 10:	Varianta III	17
Obrázek 11:	Výsledky analýzy pohybu mechanismu	22
Obrázek 12:	Schéma navrhovaného mechanismu.....	23
Obrázek 13:	Uvolnění členu 2.....	24
Obrázek 14:	Uvolnění členu 3.....	24
Obrázek 15:	Uvolnění členu 4.....	25
Obrázek 16:	Uvolnění členu 5.....	25
Obrázek 17:	Ložisko GFM.....	28

Obrázek 18: Ložisko GSM.....	28
Obrázek 19: Závislost reakční síly R_A na úhlu naklopení korby	29
Obrázek 20: Závislost reakční síly R_B na úhlu naklopení korby.....	31
Obrázek 21: Závislost reakční síly R_C na úhlu naklopení korby.....	33
Obrázek 22: Závislost reakční síly R_D na úhlu naklopení korby	35
Obrázek 23: Závislost reakční síly R_F na úhlu naklopení korby	37
Obrázek 24: Závislost reakční síly R_D na úhlu naklopení korby	43
Obrázek 25: Modifikovaný rám podvozku s navrhovaným mechanismem.....	44
Obrázek 26: Nepřípustně vysoké napětí v patě konzoly	45
Obrázek 27: Vertikální výztuhy v rámu	46
Obrázek 28: Výsledky analýzy po optimalizaci.....	46
Obrázek 29: Zatížení rámu při brzdění	47
Obrázek 30: Napětí v patě konzole při brzdění.....	47
Obrázek 31: Zatížení rámu při brzdění v oblouku	48
Obrázek 32: Napětí v patě konzole při brzdění v oblouku.....	48
Obrázek 33: Napětí v rámu při sklápění břemene.....	49
Obrázek 34: Napětí v místech uložení mechanismu	49
Obrázek 35: Přetvoření rámu při sklápění břemene.....	50
Obrázek 36: Napětí v rámu korby při sklápění	51
Obrázek 37: Maximální napětí v patě konzole.....	51
Obrázek 38: Deformace rámu (zobrazeno je 100-násobné skutečného pro lepší názornost) ..	52
Obrázek 39: Navržený mechanismus.....	53
Obrázek 40: Konzola s pohybovou maticí	54
Obrázek 42: Průběh napětí ve vzpěře.....	54
Obrázek 43: Průběh napětí v trojúhelníkové vzpěře	55

Seznam tabulek:

Tabulka 1: Přehled použitých fyzikálních veličin, značek a symbolů	5
Tabulka 2: Požadavky k vnějším vlastnostem vztaženým k transformačním procesům všech životních etap TS.....	9
Tabulka 3: Požadavky k vnějším vlastnostem vztaženým k transformačním procesům všech životních etap TS.....	10
Tabulka 4: Požadavky k vnějším vlastnostem ve vztahu k operátorům transformačních procesů všech životních etap TS	12
Tabulka 5: Požadavky k vnitřním a strukturním vlastnostem TS	12
Tabulka 6: Morfologická matice	13
Tabulka 7: Bodové hodnocení variant ve vztahu k požadavkům k vnějším vlastnostem vztaženým k transf. procesům všech život. etap TS	19
Tabulka 8: Bodové hodnocení variant ve vztahu k požadavkům k vnějším vlastnostem ve vztahu k operátorům transf. procesů všech život. etap TS.....	20
Tabulka 9: Bodové hodnocení variant ve vztahu k požadavkům k vnitřním a strukturním vlastnostem TS	21
Tabulka 10: Výsledky bodových hodnocení variant.....	21
Tabulka 11: Přímý materiál.....	58
Tabulka 12: Ostatní přímé náklady	58
Tabulka 13: Přímé mzdy	58
Tabulka 14: Výrobní režie.....	58
Tabulka 15: Správní a odbytová režie.....	59
Tabulka 16: Naplnění požadavků k vnějším vlastnostem vztaženým k transf. procesům všech život. etap TS.....	60
Tabulka 17: Naplnění požadavků k vnějším vlastnostem ve vztahu k operátorům transf. procesů všech život. etap TS	62
Tabulka 18: Naplnění požadavků k vnitřním a strukturním vlastnostem TS.....	62
Tabulka 19: Σ všech hodnocení.....	63

Seznam příloh:

- Výkres DPL-VK-01 Sestava mechanismus
- Výkres DPL-VK-02 Vzpěra
- Výkres DPL-VK-03 Konzola
- Výkres DPL-VK-04 Přívěs

Přehled použitých fyzikálních veličin, zkratk a symbolů

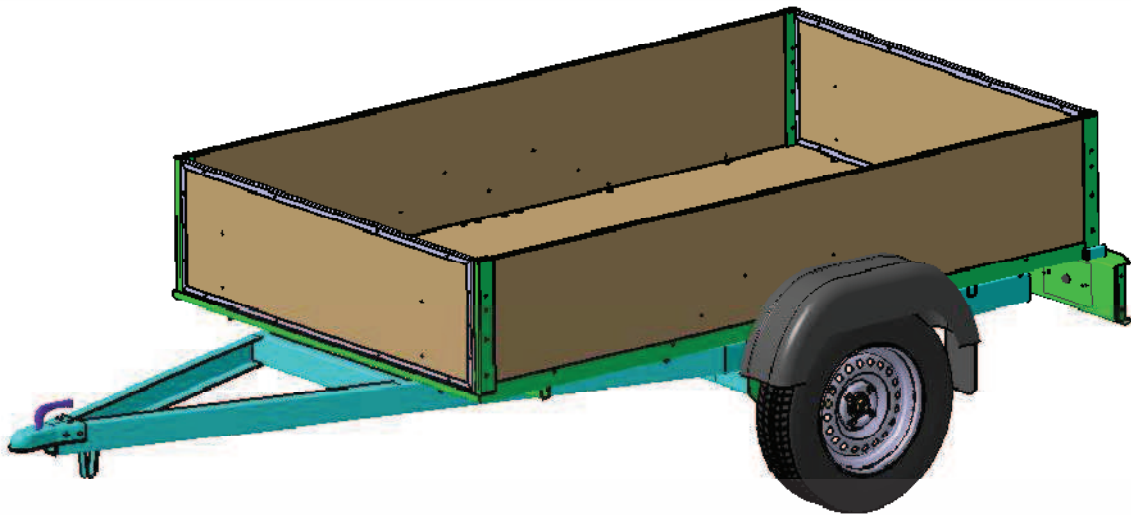
Symbol (zkratka)	[Jednotka]	Význam
m	[kg]	hmotnost
Sb.		Sbírky
TS		Technický systém
CAD		Computer-aided design počítačem podporované projektování
F	[N]	síla
σ, τ	[MPa]	napětí
p	[MPa]	tlak
l	[m]	délka
$\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varphi$	[°, rad]	úhel
π	[-]	Ludolfovo číslo, $\pi = 3,14$
η	[-]	účinnost
f	[-]	součinitel tření
$l_{lož}$	[mm]	délka ložiska
l_{ohyb}	[mm]	ohybová délka
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu
\emptyset	[mm]	průměr
$R_m = \sigma_{Pt}$	[MPa]	smluvní mez pevnosti
$R_e = \sigma_{kt}$	[MPa]	mez kluzu
σ_D	[MPa]	dovolené napětí
τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí
p_{Dv}	[MPa]	dovolený měrný tlak vlivem válcového uložení
$p_{Dv\ poh}$	[MPa]	dovolený měrný tlak vlivem válcového uložení s pohybem
S_j	[mm]	průměr jádra šroubu
a	[m.s ⁻²]	zrychlení
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení ($g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$)
FEM, MKP		metoda konečných prvků

Tabulka 1: Přehled použitých fyzikálních veličin, značek a symbolů

1. Úvod

1.1. Zpřesnění a doplnění zadání

Cílem této diplomové práce je návrh přestavby standardního nákladního přívěsu za osobní automobil na nákladní sklopný přívěs včetně příslušného sklápěcího mechanismu. Celková hmotnost přívěsu se předpokládá 750 kg a zůstane nezměněna. Sklápění bude provedeno jako jednostranné vzad. Sklápěcí mechanismus bude mechanický, ručně poháněný. Bude navržena přestavba existujícího, sériově vyráběného nákladního přívěsu s pevnou korbou. Výsledný produkt musí splňovat zadání a odpovídat platným předpisům pro provoz vozidel na pozemních komunikacích. Jako výchozí data bude použit model nákladního přívěsu, vytvořený v rámci semestrální práce autora. Tento model má pohotovostní hmotnost 220 kg (užitečná 530 kg) a aktuálně se nabízí za cenu cca. 17 000,-Kč s DPH, tj 15 130,- Kč bez DPH.



Obrázek 1: Výchozí model přívěsu

1.2. Představení zadávající organizace

Zadavatelem je firma MBtech Bohemia, s.r.o., se sídlem Daimlerova 1161/6 301 00 Plzeň. Jedná se o středně velkou firmu s přibližně 350 zaměstnanci, poskytující inženýrské služby a poradenství pro automobilový průmysl. Stěžejní činností je CAD konstrukce, návrhy 3D-modelů, výkresová dokumentace a v neposlední řadě výroba prototypových dílů. Podnik má 3 pobočky, po jedné v Plzni, Praze (centrála) a Mladé Boleslavi. Je součástí MBtech-Group, mezinárodní společnosti zaměstnávající po celém světě přes 3 000 zaměstnanců.

1.3. Uvedení do řešené problematiky

Cílem práce je navrhnout změny konstrukce nákladního přívěsu za osobní automobil tak, aby bylo možno v případě požadavku ze strany zákazníka vyrobit alternativně přívěs se sklápěcí korbou. Výchozí model reprezentuje již existující, sériově vyráběný nákladní přívěs. Je potřeba mimo jiné navrhnout ručně poháněný mechanismus, umožňující sklápění upravené nástavby. Při návrhu je nutno zohlednit nejen zadání, ale i platné předpisy pro provoz vozidel na pozemních komunikacích a zajistit maximálně bezpečnou a intuitivní manipulaci. Mechanické sklápění usnadní vykládání sypkých materiálů jako písku, šterku, zeminy apod., usnadní čištění ložné plochy a nakládání menších strojů, jako zahradních traktorů, čtyřkolek apod..

1.4. Související legislativa

Při návrhu je nutno brát v potaz především legislativní podmínky zákona č. 56/2001 Sb. o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a o změně zákona č. 168/1999 Sb., o pojištění odpovědnosti za škodu způsobenou provozem vozidla a o změně některých souvisejících zákonů (zákon o pojištění odpovědnosti z provozu vozidla) a vyhlášky č.341/2002 Sb. o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, ve znění vyhlášky č. 182/2011 Sb.

V následujícím textu jsou citovány části vyjmenovaných zákonů a vyhlášek.

Podle přílohy Rozdělení vozidel do kategorií zákona č. 56/2001 Sb. o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích se rozlišují tyto základní kategorie vozidel:

Kategorie L - motorová vozidla zpravidla s méně než čtyřmi koly

Kategorie M - motorová vozidla, která mají nejméně čtyři kola a používají se pro dopravu osob

Kategorie N - motorová vozidla, která mají nejméně čtyři kola a používají se pro dopravu nákladů

Kategorie O - přípojná vozidla

Kategorie T - traktory zemědělské nebo lesnické

Kategorie S - pracovní stroje

Kategorie R - ostatní vozidla, která nelze zařadit do výše uvedených kategorií

Přípojná vozidla se podle zmíněné přílohy dělí dále na:

- a) O1 - přípojná vozidla, jejichž největší přípustná hmotnost nepřevyšuje 750 kg,
- b) O2 - přípojná vozidla, jejichž největší přípustná hmotnost převyšuje 750 kg, ale nepřevyšuje 3 500 kg,
- c) O3 - přípojná vozidla, jejichž největší přípustná hmotnost převyšuje 3 500 kg, ale nepřevyšuje 10 000 kg,
- d) O4 - přípojná vozidla, jejichž největší přípustná hmotnost převyšuje 10 000 kg,
- e) OT1 - přípojná vozidla traktoru, jejichž největší přípustná hmotnost nepřevyšuje 1 500 kg,
- f) OT2 - přípojná vozidla traktoru, jejichž největší přípustná hmotnost převyšuje 1 500 kg, ale nepřevyšuje 3 500 kg,
- g) OT3 - přípojná vozidla traktoru, jejichž největší přípustná hmotnost převyšuje 3 500 kg, ale nepřevyšuje 6 000 kg,
- h) OT4 - přípojná vozidla traktoru, jejichž největší přípustná hmotnost převyšuje 6 000 kg.

Podle § 80 Hlavy III zákona č.361/2000 Sb. platí toto základní ustanovení: „Řidičské oprávnění opravňuje jeho držitele k řízení motorového vozidla zařazeného do skupiny vozidel, pro kterou mu bylo řidičské oprávnění uděleno.“

„Do skupiny B jsou zařazena motorová vozidla s výjimkou vozidel uvedených v písmenech a) až e), jejichž největší povolená hmotnost nepřevyšuje 3 500 kg, s nejvýše 8 místy k sezení kromě místa řidiče, ke kterým smí být připojeno přípojně vozidlo o největší povolené hmotnosti nepřevyšující 750 kg, pokud největší povolená hmotnost této jízdní soupravy nepřevyšuje 3 500 kg nebo v případě rozšíření rozsahu nepřevyšuje 4 250 kg“

Z uvedeného plyne, že přívěs, o kterém pojednává tato diplomová práce, je zařazen do kategorie vozidel O1 a v soupravě s vozidly kategorie M1 a N1 jsou tuto soupravu oprávnění řídit držitelé oprávnění skupiny B. Celková hmotnost soupravy nesmí překročit 3 500 kg.

Mimo výše jmenované zákony jsou ve vztahu k přívěsným vozidlům také:

- Vyhláška č. 243/2001 Sb. o registraci vozidel, ve znění vyhlášky č. 496/2001 Sb., vyhlášky č. 368/2002 Sb. a vyhlášky č. 98/2003 Sb. a vyhlášky č. 401/2003 Sb. a vyhlášky 291/2004 Sb.
- Vyhláška č. 302/2001 Sb. o technických prohlídkách a měření emisí vozidel, ve znění vyhlášky MD č. 99/2003 Sb.

Dále jsou ve vztahu k přívěsným vozidlům platné mimo jiné tyto mezinárodní předpisy:

- Směrnice Evropského parlamentu a Rady 2007/46/ES ze dne 5. září 2007, kterou se stanoví rámec pro schvalování motorových vozidel a jejich přípojných vozidel, jakož i

systémů, konstrukčních částí a samostatných technických celků určených pro tato vozidla (rámcová směrnice)

- Směrnice Komise 2008/89/ES ze dne 24. září 2008, kterou se pro účely přizpůsobení technickému pokroku mění směrnice Rady 76/756/EHS o montáži zařízení pro osvětlení a světelnou signalizaci motorových vozidel a jejich přípojných vozidel
- Nařízení Komise (ES) č. 1060/2008 ze dne 7. října 2008 , kterým se nahrazují přílohy I, III, IV, VI, VII, XI a XV směrnice Evropského parlamentu a Rady 2007/46/ES, kterou se stanoví rámec pro schvalování motorových vozidel a jejich přípojných vozidel, jakož i systémů, konstrukčních částí a samostatných technických celků určených pro tato vozidla (rámcová směrnice)
- Předpis EHK č. 55- Mechanická spojovací zařízení, který mimo jiné předepisuje výšku koule závěsného zařízení

1.5. Největší přípustné rozměry

Podle § 16 vyhlášky č. 341/2002 Sb. platí největší povolené rozměry vybraných vozidel a jízdních souprav:

- největší povolená šířka vozidel kategorií M2, M3, N, O, OT, T 2,55 m
- největší povolená výška vozidel, včetně sběračů tramvají a trolejbusů v nejnižší pracovní poloze 4,00 m
- největší povolená délka jednotlivého vozidla s výjimkou autobusu a návěsu 12,00 m
- největší povolená délka soupravy motorového vozidla s jedním přívěsem 18,75 m

2. Vyjasnění a rozpracování požadavků na navrhovaný technický produkt / systém (TS)

Důležitým krokem před započítáním samotné konstrukční práce je vyjasnění a rozpracování požadavků na technický systém, a to nejen ve vztahu k zadání, ale i ve vztahu k závazným předpisům, obecně očekávaným vlastnostem, předpokládaným provozním podmínkám, člověku, životnímu prostředí apod. Nezbytná je také důkladná analýza řešené problematiky z hlediska realizovatelnosti, konkurenceschopnosti, seznámení se současným stavem techniky a nalezení slabých míst konkurenčních řešení. Závěrem práce je vhodné provést objektivní zhodnocení dosažení požadovaných a očekávaných vlastností. K tomu napomáhají poznatky a metodiky z konstrukční nauky. Požadavky jsou utříděny do tabulek podle několika hledisek, jsou vypsány požadované charakteristiky nebo hodnoty. Požadavky jsou ohodnoceny podle důležitosti body. 1 bod znamená minimální důležitost, 4 body vyjadřují podmínku.

2.1. Stav techniky (řešerše alternativních produktů)

Před započítáním řešení samotného úkolu je vhodné seznámit se s aktuálně nabízenými srovnatelnými produkty, jejich technickými řešeními, srovnat je vzájemně a určit jejich silné a slabé stránky.

Na trhu je nabízeno několik variant mechanicky sklápěcích přívěsů s celkovou hmotností max. 750 kg.

2.1.1. Vybrané modely reprezentující dostupné varianty

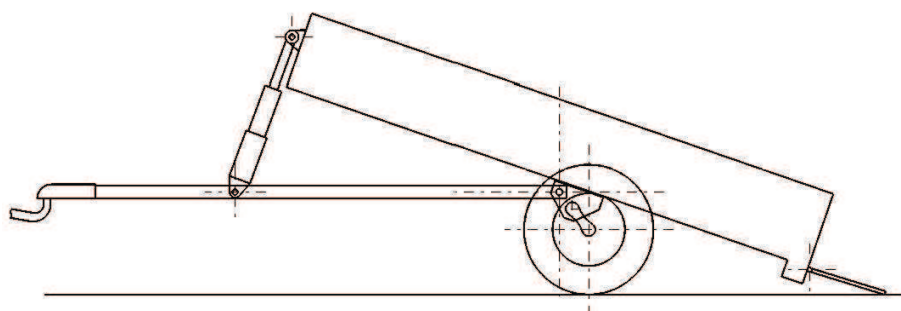
Varianta 1: Přívěsný vozík DUNG 08.2

Technické údaje:

Ložná plocha	2520 x 1270
Vnější rozměry	3810 x 1750
Celková hmotnost	750 kg
Užitečná hmotnost	530 kg
Počet náprav	1
Typ bočnic	voděodolná překližka
Brzděný	ne
Cena:	30770,- Kč včetně DPH, 27386,- Kč bez DPH



Obrázek 2: DUNG TONI Transport



Obrázek 3: Schéma přívěsu DUNG TONI Transport

U nákladního sklápěcího přívěsu DUNG TONI TRANSPORT je korba sklápěna jednočinným přímočarým hydromotorem s ručním pákovým čerpadlem. Osa rotačního pohybu korby je umístěna za středem korby. V uzavřené poloze je korba jištěna dvěma ručně ovládanými háky. Ke sklápění korby je potřeba relativně malá síla, i nerovnoměrně rozložený náklad působí proti mechanismu na téměř nejkratším možném rameni. Při rovnoměrném rozložení nákladu je třeba překonat pouze malý moment působící vlivem umístění osy mírně za střed korby. Uzavření nástavby je zajištěno působením vlastní váhy přední části. Nevýhodou je poměrně malý úhel sklopení, který se s propužením nápravy v důsledku zatížení ještě zmenšuje. Použití hydromotoru je relativně nákladné a náročné na údržbu. Hydromotor, umístěný blízko závěsnému zařízení a korba posazená středem před osu nápravy zvyšují vertikální zatížení závěsného zařízení, které je u většiny modelů osobních automobilů omezeno na 50 – 75 kg. Jako problematické se jeví vykládání sypkých materiálů (např. písku). Při něm dojde k zasypání vyklopeného zadního čela, což zkomplikuje další manipulaci s přívěsem. Pokud chce uživatel zavřít korbu po usypání jen části materiálu, nebo po naložení takového břemene, kdy těžiště bude umístěno za osu sklápění korby (např. některé čtyřkolky, zahradní traktůrky apod.), může dojít k situaci, že se korba vlastní vahou nezavře. Pro tyto případy by bylo nutno použít dvojitý hydromotor, který je ale nákladnější a komplikovanější pro konstrukci.

Varianta 2: Přívěsný vozík Explorer S

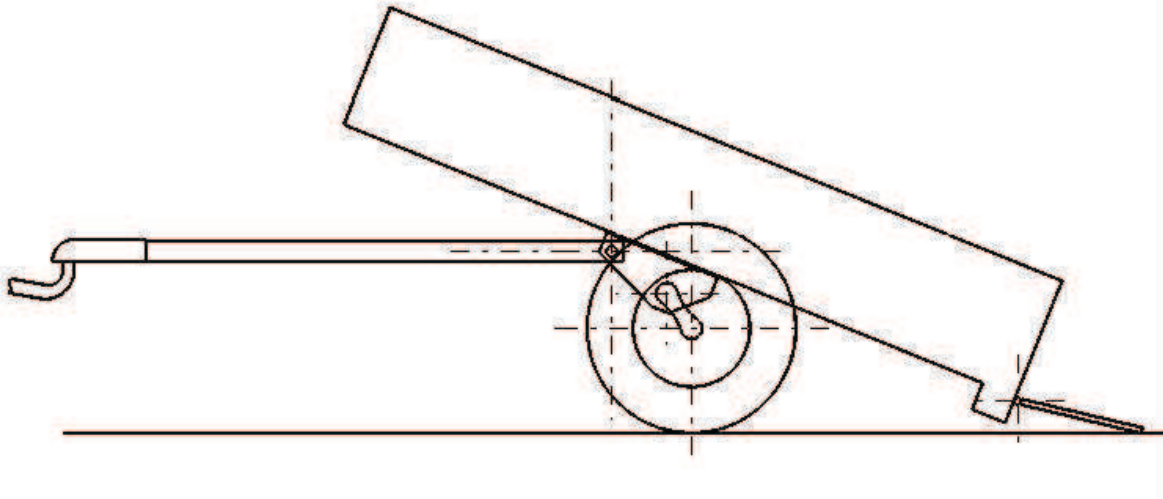
Technické údaje:

Ložná plocha	2060 x 1110
Vnější rozměry	3080 x 1550
Celková hmotnost	750 kg
Užitečná hmotnost	600 kg
Počet náprav	1
Typ bočnic	pozinkovaný plech
Brzděný	ne
Cena:	14015,- Kč včetně DPH



Obrázek 4: Maro Explorer S

Přívěsný vozík MARO EXPLORER S je sklápěn bez jakéhokoli pomocného mechanismu. V uzavřené poloze je korba v přední části pomocí spony pevně spojena s rámem. Střed korby je umístěn jen mírně před osu nápravy, takže při rovnoměrně rozloženém nákladu sklopí obsluha ručně vlastní silou nástavbu kolem osy nápravy. Toto řešení je konstrukčně i výrobně velice jednoduché. Díky malé hmotnosti celé konstrukce dosahuje přívěs vysoké užitečné hmotnosti. Větší úhel naklonění ve srovnání s přívěsem DUNG TONI TRANSPORT je vykoupěn kratší ložnou plochou. Jako problematické se jeví sklápění při nerovnoměrném rozmístění nákladu. Pokud je hmotnost nákladu soustředěna v přední části nástavby, je potřeba vynaložit velkou sílu potřebnou ke sklopení. Naopak při nahromadění materiálu v zadní části může dojít po odjištění korby k nekontrolovanému sklopení. Obtížné je také opětovné uzavření korby při odsypání jen části přepravovaného materiálu. Problém se zasypáním zadního čela sypkým materiálem je stejný jako u předchozího přívěsu. K nebezpečným situacím může dojít, pokud obsluha zapomene po uzavření zajistit nástavbu v uzavřené poloze.



Obrázek 5: Schéma přívěsu MARO Explorer S

2.2. Specifikace požadavků na technický systém ve vztahu k vnějším vlastnostem

Požadavky k vnějším vlastnostem vztaženým k <u>transformačním procesům</u> všech životních etap technického systému	Požadovaná hodnota, příp. tolerance	Váha (1-4)
1. Požadavky k hlavním i asistujícím pracovním funkcím/účinkům:		
<i>Technický systém:</i>		
• sklopit korbu	ruční pohon	4
• v uzavřeném stavu zajistit proti samovolnému otevření	mechanicky	4
• v otevřeném stavu zajistit proti samovolnému uzavření	mechanicky	3
• při sklápění odjistit automaticky	mechanicky	2
• tuhost konstrukce	dostatečná při max. zatížení	4
• rozměry <ul style="list-style-type: none"> - šířka - délka - celková výška - výška korby (nákladového prostoru) 	původní původní původní původní	4 4 2 3
• max. celková hmotnost	750 kg	4
• užitečná hmotnost	co nejvyšší	3
• úhel sklopení korby	25°	3

Tabulka 2: Požadavky k vnějším vlastnostem vztaženým k transformačním procesům všech životních etap TS

Požadavky k vnějším vlastnostem vztáženým k <u>transformačním procesům</u> všech životních etap technického systému	Požadovaná hodnota, příp. tolerance	Váha (1-4)
2. Požadavky k ostatním provozním vlastnostem		
• četnost používání	časté	2
• údržba	minimální	3
• životnost	min. 10 let	3
• sklápění		
- bez dodatečné manipulace	ano	3
- bezpečné uzavření i s plnou korbou	ano	3
- uzavření prázdné korby	snadné	2
3. Požadavky k vlastnostem pro předvýrobní procesy a výrobu:		
• vhodnost pro konstrukci a technologicko-organizační přípravu výroby	vysoká	3
• vhodnost pro druh výroby	kusová	4
• náročnost na výrobu a montáž	zámečnická dílna	3
• polotovary a díly	nakupované, normované	3
4. Požadavky k vlastnostem pro distribuci		
• doprava a manipulace	snadná	2
• nároky na skladovací prostory	minimální	3
• uvedení do provozu	snadné	3
5. Požadavky k vlastnostem pro likvidaci		
• demontovatelnost	snadná	2
• recyklovatelnost použitých materiálů	snadná	3

Tabulka 3: Požadavky k vnějším vlastnostem vztáženým k transformačním procesům všech životních etap TS

Požadavky k vnějším vlastnostem ve vztahu k <u>operátorům</u> transformačních procesů všech životních etap TS	Požadovaná hodnota, příp. tolerance	Váha (1-4)
1. Požadavky k vlastnostem pro objektové řízení/management:		
• konkurenceschopnost	vysoká	4
• možnost další inovace	vysoká	2
2. Požadavky k vlastnostem k člověku		
• bezpečnost proti poranění	vysoká	4
• bezpečnost proti samovolnému sklopení	vysoká	4
• bezpečnost proti samovolnému uzavření	vysoká	4
• manipulace	intuitivní	2
• bezpečnost proti rozjetí při sklopené korbě	výstraha řidiče	3
• vzhled, design	příjemný	3
3. Požadavky k vlastnostem k aktivnímu a reaktivnímu materiálovému a energetickému okolí		
• použité materiály	ekologicky nezávadné	4
• energetická náročnost výroby	minimální	2
• zdroj pohonu mechanismu	ruční	4
4. Požadavky k vlastnostem k aktivnímu informačnímu okolí		
• porušení patentových práv	žádné	4
• splnění závazných předpisů a norem	bezvýhradné	4
5. Požadavky k vlastnostem k informacím		
• výrobní a montážní dokumentace	dostatečná a správná	4
• návody k použití	srozumitelné	3
• návod k údržbě a opravám	příručka	3
• informační štítky na produktu	symboly	2

Požadavky k vnějším vlastnostem ve vztahu k <u>operátorům</u> transformačních procesů všech životních etap TS	Požadovaná hodnota, příp. tolerance	Váha (1-4)
6. Požadavky k vlastnostem k ekonomickému a časovému řízení (managementu)		
• prodejní cena	srovnatelná s konkurencí	4
• náklady na vývoj a výrobu	nízké	3
• náklady na provoz	nízké	2
• náklady na údržbu	nízké	2
• čas na vývoj a výrobu	6 měsíců	3

Tabulka 4: Požadavky k vnějším vlastnostem ve vztahu k operátorům transformačních procesů všech životních etap TS

2.3. Specifikace požadavků na technický systém ve vztahu k vnitřním vlastnostem

Požadavky k vnitřním a strukturním vlastnostem TS	Požadovaná hodnota, příp. tolerance	Váha (1-4)
Požadavky ke konstrukčním znakům		
• funkční princip	mechanický	4
• ovládání a pohon	ruční	4
požadavky k elementárním konstrukčním vlastnostem		
• komponenty	nakupované	2
• spojovací materiál	normovaný nakupovaný	3
• nenormalizované součásti	snadná výroba	2
požadavky k obecným konstrukčním vlastnostem		
• odolnost proti korozi	vysoká	3
• závislost na vnějších vlivech (teplota, vlhkost)	nízká	4

Tabulka 5: Požadavky k vnitřním a strukturním vlastnostem TS

3. Návrh a zhodnocení jednotlivých variant řešení

Při řešení úkolu je vhodné využít vybrané poznatky a metody Engineering Design Science (volně přeloženo jako „konstrukční nauka“). Ty umožňují poměrně jednoduše a především objektivně nalézt optimální řešení splňující požadavky na funkci a konkurenceschopnost navrhovaného technického systému.

Většinu funkcí je možno zajistit několika technickými řešeními. Kombinace vhodných řešení představuje jednotlivé varianty. K návrhu variant bude použita orgánová struktura, znázorněná v morfologické matici. Varianty budou poté bodově ohodnoceny podle míry splnění požadavků. Na základě srovnání výsledků bude vybrána a zpracována optimální varianta. Varianty budou porovnány také s dosavadním (na trhu existujícím) řešením. Za dosavadní řešení budou považovány přívěsy MARO Explorer S a DUNG Toni Transport, které reprezentují přímou konkurenci.

Výhodou tohoto postupu je mimo jiné možnost odpoutání od zaběhlých zvyklostí, nalezení netradičních řešení nebo jejich kombinací.

3.1. Orgánová struktura

Dílčí funkce		Funkční principy a příslušné orgány- nositelé funkcí			
		1.	2.	3.	4.
1.	osa sklápění	nad nápravou	na zadním konci	mezi nápravou a zadním koncem	
2.	sklápěcí mechanismus	ocelové lano a vzpěra	ozubené kolo a ozubený segment	pohybový šroub a vzpěra nebo nůžkový mechanismus	
3.	pohon	klika	páka		
4.	uzavření korby	vlastní vahou (gravitace)	sklápěcí mechanismus	pružina	
5.	zajištění korby v uzavřeném stavu	háček	spona	západka	závora
6.	osa sklápění zadního čela	nahore	dole	volitelně	odnímatelné čelo
7.	zajištění korby v otevřeném stavu	rohatka	vzpěra	závora	samosvornost
8.	výstraha řidiče při otevřené korbě	elektrická kontrolka	výstražný štítek na předním čele		

Varianta I.

Varianta II.

Varianta III.

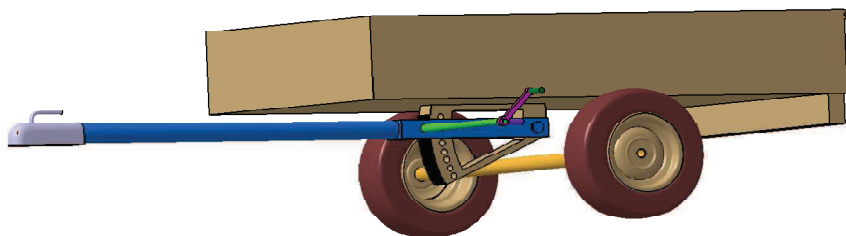
Tabulka 6: Morfologická matice

3.2. Varianty orgánové struktury technického systému

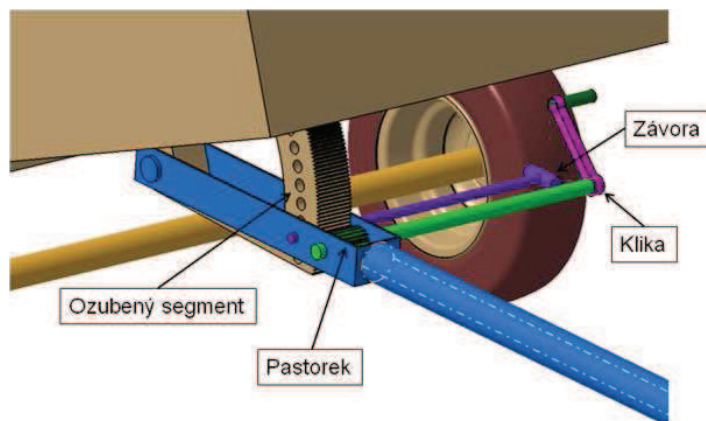
V této části jsou popsány a schematicky zobrazeny orgánové struktury jednotlivých navržených variant. Jsou zde naznačeny předpokládané výhody a nevýhody popisovaných řešení.

3.2.1. Varianta I.

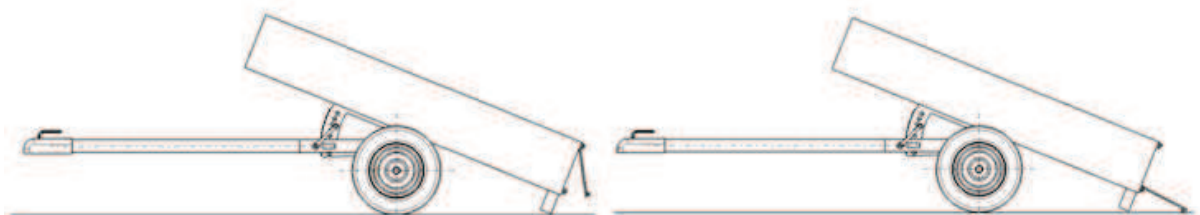
Varianta I. počítá s umístěním osy sklápění přibližně nad osu nápravy. Jako sklápěcí mechanismus je použito ozubené kolo s čelním ozubením, poháněné klikou, spoluzabírající s ozubeným segmentem umístěným na spodní straně rámu korby. Vzhledem k velmi malým rychlostem pohybu jsou relativně nízké nároky na přesnost uložení. Na závadu není ani větší vůle mezi zuby, je tedy možno použít čelní přímé ozubení, vyznačující se minimálními osovými silami. Korbu je možno v obou krajních polohách, případně v dalších polohách, zajistit posuvnou závorou, zasouvanou do otvorů v ozubeném segmentu. Na předním čele je umístěn výstražný štítek, viditelný řidičem ve zpětném zrcátku při sklopené korbě. Zadní čelo je možno volitelně otevírat kolem horní nebo dolní příčné osy závěsů.



Obrázek 6: Varianta I



Obrázek 7: Detail varianty I



Obrázek 8: Varianta I, volitelná osa sklápění zadního čela

Výhody:

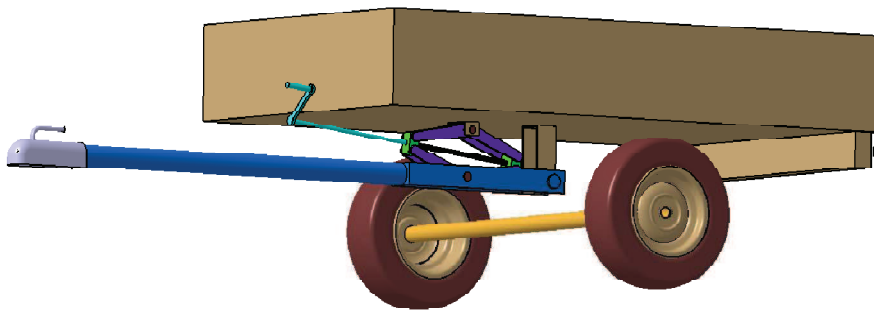
- Vzhledem k rovnoměrnému rozložení ložné plochy před a za osu sklápění je potřebná zdvihací síla relativně malá, prakticky nejnižší dosažitelná.
- Při optimálním konstrukčním uspořádání je možné ovládat kliku i jisticí závoru z jednoho místa.
- Při vhodně vyřešeném provedení zadního čela může obsluha zvolit, zda se bude čelo otvírat kolem horní nebo dolní příčné osy rotace. Při manipulaci se sypkým materiálem se čelo otevírá kolem horní osy, nedojde k jeho zasypání a tedy ani k omezení manipulace s přívěsem. Při nakládání strojů (zahradní traktor, čtyřkolka, sekačka apod.) se zadní čelo otvírá kolem dolní příčné osy a čelo je tak využito jako nájezdová rampa.
- Uzavření korby je prováděno zdvihacím mechanismem, není závislé na rozložení hmotnosti materiálu v podélném směru. Korbu je tedy možno uzavřít klikou i při umístění těžiště břemena za osou otáčení, typicky při usypání jen části sypkého materiálu.
- Malý nárůst pohotovostní hmotnosti.
- Malé nároky na osově uložení ozubeného kola.

Nevýhody:

- Malý dosažitelný úhel sklopení korby. Zmenšuje se s rostoucím zatížením.
- Ozubený segment zasahuje hluboko pod korbu. Pro dosažení přijatelných rozměrů bude patrně nutno použít mezi klikou a ozubeným segmentem vložený převod.
- Ozubený segment je nutno vyrábět, nelze jej zakoupit jako hotovou součást.
- Komplikované zajištění proti korozi, závislé na pravidelné údržbě (mazání).
- Ozubený segment pod korbou je nutno dodatečně chránit před mechanickým poškozením.

3.2.2. Varianta II

U varianty II. je osa sklápění korby umístěna v podélném směru mezi nápravou a zadním koncem korby. Ta je sklápěna mechanismem sestávajícím z pohybového šroubu, procházejícího objímkou spojenou otočně se vzpěrou, nebo nůžkovým mechanismem. K uzavření korby je využit sklápěcí mechanismus v kombinaci s gravitací. V případě, že se těžiště břemene posune za osu sklápění, uzavírá se korba jen působením mechanismu. Osa pohybového šroubu je uložena podélně ve směru jízdy, klika i zajišťovací západka se ovládá z jednoho místa před předním čelem. Pokud se stoupání závitu pohybového šroubu navrhne jako samosvorné, není teoreticky nutné použití dalšího zajištění korby v otevřené poloze. Pro zvýšení bezpečnosti je možno některou rotační část mechanismu vybavit např. rohatkou. V uzavřené poloze je korba jištěna západkou, hákem nebo sponou. Vybavení výstražným štítkem na předním čele a provedení zadního čela s volitelnou osou otvírání je stejné jako u první varianty.



Obrázek 9: Varianta II

Výhody:

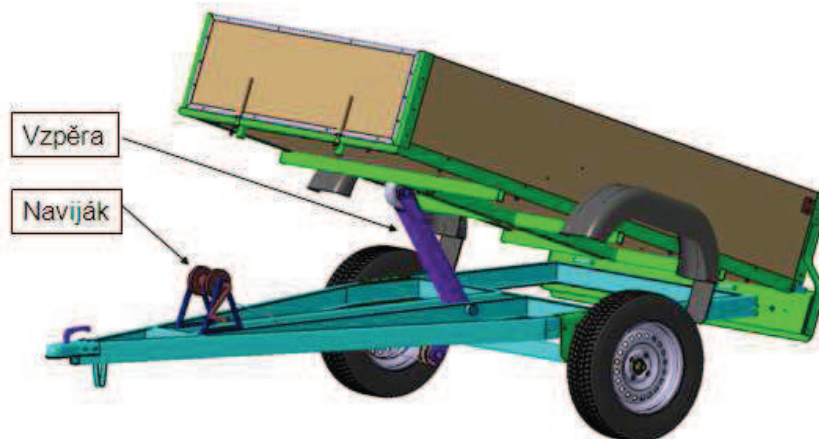
- Potřebná zdvihací síla je menší, než při umístění osy sklápění na zadní konec rámu.
- Dosažitelný úhel sklápění je dán umístěním osy otáčení
- Mechanismus nezasahuje pod osu nápravy.
- Většinu komponent včetně pohybového šroubu lze nakoupit
- Kliku, západku i případnou rohatku ovládá obsluha z prostoru před předním čelem a nevystavuje se tak riziku zranění kolem projíždějícími vozidly.
- Korbu lze uzavřít pomocí mechanismu i při nepříznivém rozložení nákladu, podobně jako u první varianty.

Nevýhody:

- Pohybový šroub je náchylný na znečištění, nutno zajistit ochranu (zapouzďení).
- Dosažitelný úhel sklopení je závislý na zatížení.
- Při nezapovězaném poškození zapouzďení (trhlina, netěsnost) vzniká riziko poškození mechanismu korozí nebo znečištění.

3.2.3. Varianta III

U poslední varianty je osa sklápění umístěna v podélném směru v úrovni zadního čela, případně těsně před ním. Korbu sklápí vzpěra, spojená otočně s objímkou vedenou kolem oje nebo speciální kolejnicí. Objímka je přitahována navijákem s ocelovým lanem, vzpěra zdvihá přední část korby. Lano je možno namáhat pouze tahem, proto se korba vrací do uzavřené polohy vlivem působení gravitace. Aby bylo zajištěno uzavření za všech okolností, je osa sklápění umístěna až zcela vzadu. Toto řešení zvyšuje pohotovostní hmotnost přívěsu, ale odstraňuje některé nevýhody předchozích řešení. Naviják je možno buď nakoupit (používají se běžně u přívěsů pro přepravu osobních automobilů), nebo poměrně snadno vyrobit. Předpokládá se použití lana z nerezové oceli (odolnost proti vlivům prostředí). Optimální ovládací sílu kliky lze dosáhnout kombinací vhodné geometrie mechanismu a průměru navijecího bubnu navijáku. Naviják je nutno z bezpečnostních důvodů vybavit rohatkou, která umožňuje zajištění korby prakticky v libovolné poloze. Naviják je umístěn na oji před předním čelem s osou rotace kolmou na směr jízdy, korba je v uzavřené poloze jištěna západkou. Oproti předchozím variantám je jednodušší provedení sklápění zadního čela, jeho osa otáčení je pouze ve spodní části. Při navrhovaném uspořádání nehrozí zasypaní čela sypkým materiálem a omezení následné manipulace s přívěsem. Čelo není možné použít k nájezdu strojů (zahradní traktory, sekačky, čtyřkolky apod.), jsou nutné dodatečné nájezdy. Úhel sklopení korby nezávisí na její délce ani na zatížení.



Obrázek 10: Varianta III

Výhody:

- Klika i západka se ovládá z prostoru před předním čelem.
- Velký dosažitelný úhel sklopení, nezávislý na délce korby ani na zatížení.
- Většinu komponent lze nakoupit.
- Vysoká odolnost proti vlivům prostředí i bez dodatečné ochrany.
- Korbu lze zajistit prakticky v libovolné poloze.
- Jednodušší provedení zadního čela.
- Naviják i mechanismus lze umístit do střední podélné roviny přívěsu.
- Minimální údržba.
- Korba se vlivem gravitace zavírá nezávisle na rozložení materiálu.

Nevýhody:

- Velký nárůst pohotovostní hmotnosti (na úkor užitečné).
- Větší síla potřebná ke sklopení korby
- Z toho plynoucí náročnější ovládání, je nutná buď vysoká ovládací síla nebo vysoký počet otáček kliky
- Náročnější konstrukce kvůli vysokým působícím silám
- Pro naložení pojízdných strojů jsou nutné speciální nájezdy

3.3. Výběr optimální varianty a zhodnocení

V následujících tabulkách je zhodnocena míra naplnění požadavků na technický systém jednotlivými variantami s ohledem na váhu jednotlivých požadavků. Posuzovány jsou ty vlastnosti, na něž mají rozdíly mezi jednotlivými variantami vliv. Zároveň je stanoven etalon (ideální řešení) a následně porovnána míra přiblížení se etalonu.

Stručné shrnutí variant:

- Dosavadní řešení (Maro Explorer S, DUNG TONI Transport)
- Varianta I.: osa sklápění nad nápravou, ozubené kolo a ozubený segment
- Varianta II.: osa sklápění mezi nápravou a zadním koncem, pohybový šroub a vzpěra nebo nůžkový mechanismus
- Varianta III.: osa sklápění na zadním konci, naviják s ocelovým lanem a vzpěra
- Ideální řešení

Bodové ohodnocení:

- 0- nesplňuje vůbec
- 1- splňuje velmi málo
- 2- splňuje středně
- 3- splňuje úplně

Požadavky k vnějším vlastnostem vztaheným k transf. procesům všech život. etap TS	Požadovaná hodnota, příp. tolerance	Váha (1-4)	Dosavadní řešení I. (Maro)		Dosavadní řešení II. (DUNG)		Varianta I.		Varianta II.		Varianta III.		Ideál	
			Hodnocení	celkem	Hodnocení	celkem	Hodnocení	celkem	Hodnocení	celkem	Hodnocení	celkem	Hodnocení	celkem
1. Požadavky k hlavním i asistujícím pracovním funkcím/ účinkům														
Užitečná hmotnost	co nejvyšší	3	3	9	2	6	2	6	3	9	1	3	3	9
Úhel sklopení korby	25°	2	3	6	2	4	3	6	3	6	3	6	3	6
2. Požadavky k ostatním provozním vlastnostem														
Údržba	minimální	3	3	9	1	3	2	6	3	9	3	9	3	9
Sklápění bez dodatečné manipulace	ano	3	0	0	1	3	2	6	2	6	2	6	3	9
Bezpečné uzavření i s plnou korbou	ano	3	0	0	3	9	3	9	3	9	3	9	3	9
Uzavření prázdné korby	snadné	2	3	6	3	6	2	4	2	4	2	4	3	6
3. Požadavky k vlastnostem pro předvýrobní procesy a výrobu														
Vhodnost pro konstrukci a tech.-org. přípravu výroby	vysoká	3	3	9	1	3	2	6	2	6	2	6	3	9
Vhodnost pro druh výroby	kusová	4	3	12	1	4	2	8	3	9	3	12	3	12
Náročnost na výrobu a montáž	zámečnická dílna	4	3	12	2	8	2	8	2	8	2	8	3	12
Polotovary a díly	nakupované, normov.	3	3	9	1	3	2	6	3	9	3	9	3	9
Σ hodnocení s ohledem na váhu				62		49		65		75		72		90

Tabulka 7: Bodové hodnocení variant ve vztahu k požadavkům k vnějším vlastnostem vztaheným k transf. procesům všech život. etap TS

Požadavky k vnějším vlastnostem ve vztahu k operátorům transf. procesů všech život. etap TS	Požadovaná hodnota, příp. tolerance	Váha (1-4)	Dosavadní řešení I. (Maro)		Dosavadní řešení II. (DUNG)		Varianta I.		Varianta II.		Varianta III.		Ideál	
			Hodnocení	celkem	Hodnocení	celkem	Hodnocení	celkem	Hodnocení	celkem	Hodnocení	celkem	Hodnocení	celkem
1. Požadavky k vlastnostem pro objektové řízení/management														
Možnost další inovace	vysoká	2	1	2	2	4	2	4	3	6	2	4	3	6
2. Požadavky k vlastnostem k člověku														
Bezpečnost proti poranění	vysoká	4	1	4	3	12	2	8	3	12	3	12	3	12
Bezpečnost proti samovolnému sklopení	vysoká	4	1	4	3	12	3	12	3	12	3	12	3	12
Bezpečnost proti samovolnému uzavření	vysoká	4	1	4	3	12	3	12	3	12	2	8	3	12
Manipulace	intuitivní	2	2	4	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6
Σ hodnocení s ohledem na váhu				18		46		42		48		42		48

Tabulka 8: Bodové hodnocení variant ve vztahu k požadavkům k vnějším vlastnostem ve vztahu k operátorům transf. procesů všech život. etap TS

Požadavky k vnitřním a strukturálním vlastnostem TS	Požadovaná hodnota, příp. tolerance	Váha (1-4)	Dosavadní řešení I. (Maro)		Dosavadní řešení II. (DUNG)		Varianta I.		Varianta II.		Varianta III.		Ideál	
			Hodnocení	celk.	Hodnocení	celk.	Hodnocení	celk.	Hodnocení	celk.	Hodnocení	celk.	Hodnocení	celk.
Komponenty	nakupované	2	3	6	3	6	2	4	2	4	3	6	3	6
Nenormalizované součásti	snadná výroba	2	3	3	3	3	1	2	1	2	2	4	3	6
3. Požadavky k obecným konstr. vlastnostem														
Odolnost proti korozi	vysoká	3	3	9	1	3	2	6	2	6	3	9	3	9
Σ hodnocení s ohledem na váhu				18		12		12		12		19		21

Tabulka 9: Bodové hodnocení variant ve vztahu k požadavkům k vnitřním a strukturálním vlastnostem TS

3.4. Vyhodnocení variant

			Dosavadní řešení I. (Maro)		Dosavadní řešení II. (DUNG)		Varianta I.		Varianta II.		Varianta III.		Ideál	
Σ všech hodnocení				98		107		121		135		133		159
Pořadí			5		4		3		1		2			

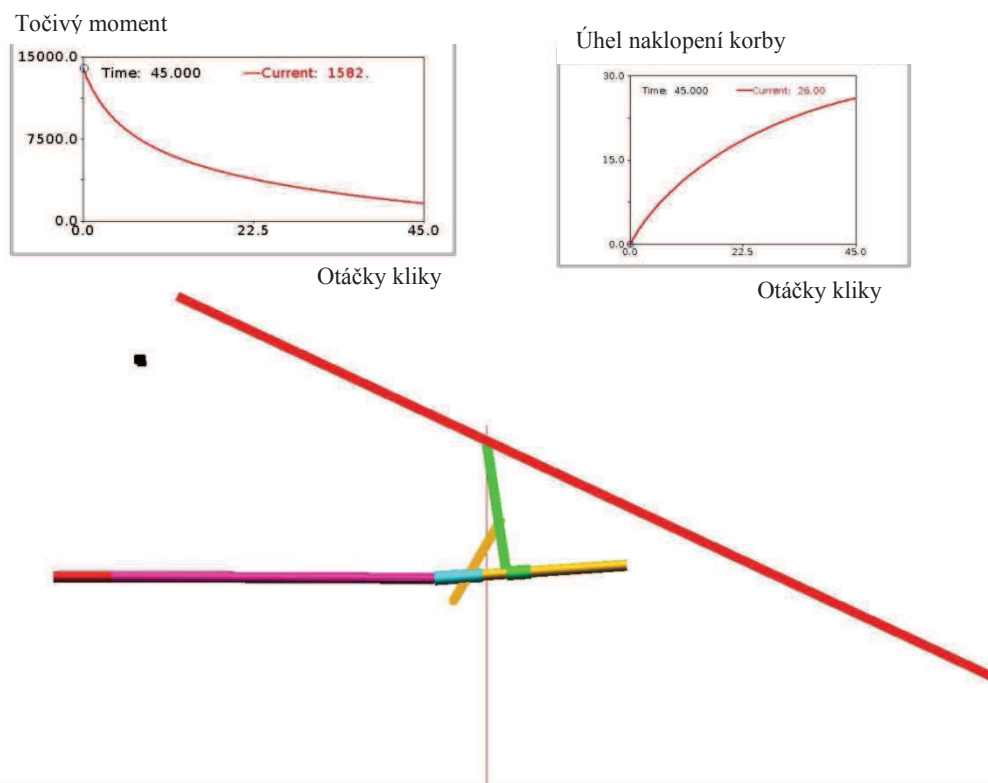
Tabulka 10: Výsledky bodových hodnocení variant

Na základě výsledků hodnocení variant byla jako optimální k dalšímu zpracování vybrána varianta II., tedy řešení trapézovým šroubem a vzpěrou. Nicméně bodový rozdíl mezi 2. a 3. variantou byl pouhé dva body, a pokud by k tomu byly další důvody (např. zkušenosti s podobným řešením), bylo by možno zvolit i variantu III. Každé z obou řešení by podle předběžné analýzy mělo výrazně lépe splňovat požadavky, než současné produkty na trhu.

4. Konstrukce mechanismu

4.1. Návrh hrubé geometrie

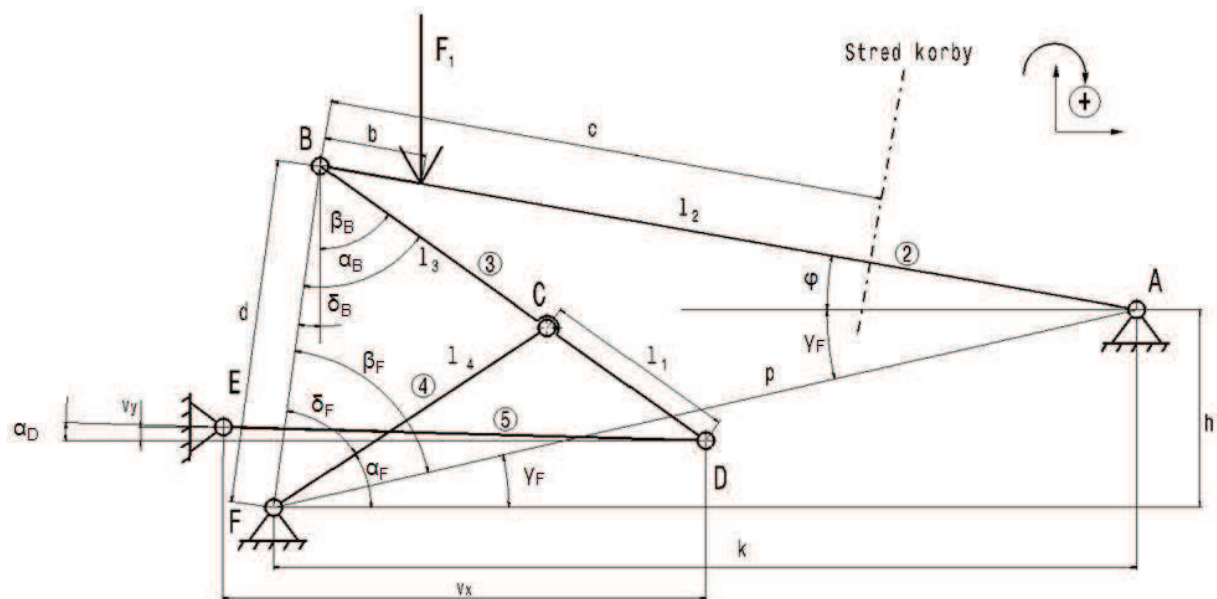
Pomocí softwaru Adams MSC byla nejprve provedena hrubá simulace mechanismu. Vstupní požadavky byly: úhel naklonění korby 25° , maximální ovládací síla na klice 150 N, maximální počet otáček kliky 60. Výhodou tohoto postupu je snadný návrh, jednoduchá modifikace členů mechanismu pomocí změny koordinátů jednotlivých bodů, snadná definice vazeb a přehledné grafické výstupy (průběhy sil, momentů a pohyby jednotlivých členů mechanismu). Ze simulace vyplynulo, že optimální stoupání trapézového šroubu je 4 mm, největší točivý moment je v počátku zdvihání a roste se snižující se výškou uzavřeného mechanismu. Po vyhodnocení simulace byl, s přihlédnutím ke konstrukčním možnostem, navržen mechanismus, jak je schematicky zobrazen na obrázku.



Obrázek 11: Výsledky analýzy pohybu mechanismu

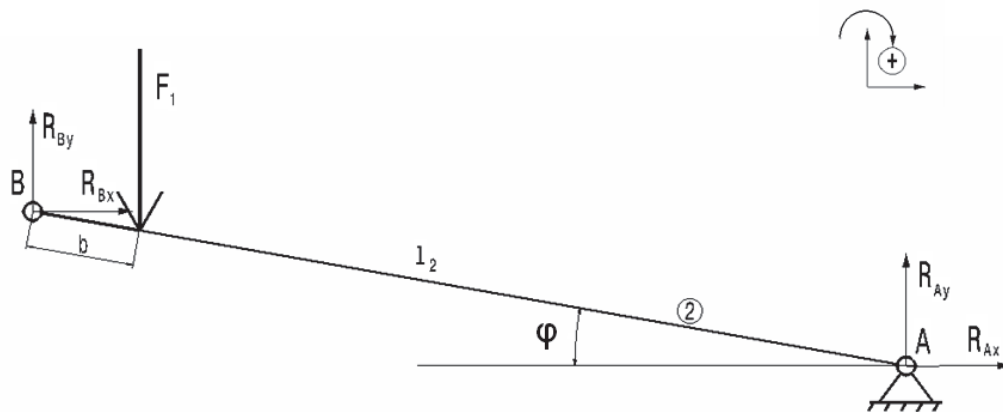
4.2. Výpočet mechanismu

Na obrázku je schematicky znázorněn navržený mechanismus. Pro zjednodušení vazby mezi pohybovou maticí a trapézovým šroubem byla tato vazba nahrazena prostou rotační vazbou s tím, že mechanismus je pro každou jednotlivou polohu korby nepohyblivý (je tomu tak i ve skutečnosti díky samosvornosti trapézového závitu) a byly počítány reakční síly ve vazbách pro polohy korby v odstupech 0,01 rad. Pro určení působících sil byla použita metoda uvolňování.



Obrázek 12: Schéma navrhovaného mechanismu

4.2.1. Člen 2- rám korby



Obrázek 13: Uvolnění členu 2

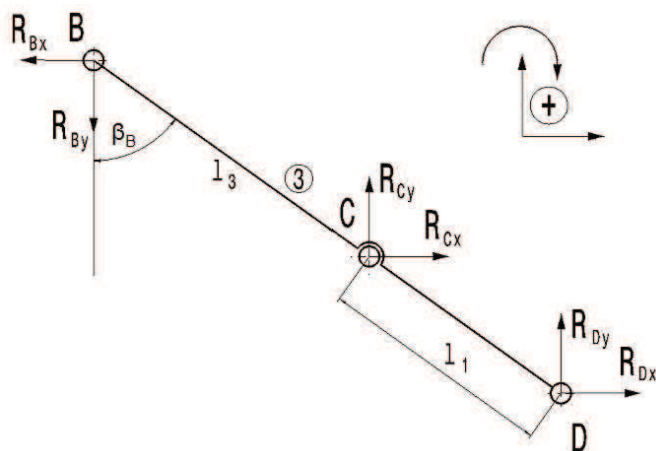
Pro rovnováhu sil musí platit:

$$\Sigma F_{ix} = 0: \quad R_{Ax} + R_{Bx} = 0$$

$$\Sigma F_{iy} = 0: \quad R_{By} - F_1 + R_{Ay} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0: \quad R_{By} \cdot l_2 \cdot \cos \varphi - F_1 \cdot (l_2 - b) \cdot \cos \varphi + R_{Bx} \cdot l_2 \cdot \sin \varphi = 0$$

4.2.2. Člen 3- vzpěra



Obrázek 14: Uvolnění členu 3

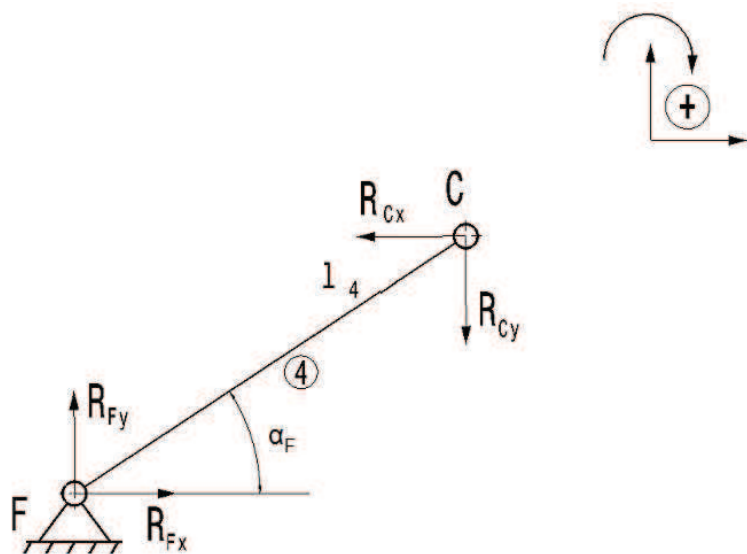
Rovnováha sil:

$$\Sigma F_{ix} = 0: \quad - R_{Bx} + R_{Cx} + R_{Dx} = 0$$

$$\Sigma F_{iy} = 0: \quad - R_{By} + R_{Cy} + R_{Dy} = 0$$

$$\Sigma M_D = 0: \quad - R_{Bx} \cdot l_3 \cdot \cos \beta_B - R_{By} \cdot l_3 \cdot \sin \beta_B + R_{Cx} \cdot l_1 \cdot \cos \beta_B + R_{Cy} \cdot l_1 \cdot \sin \beta_B = 0$$

4.2.3. Člen 4- trojúhelníková vzpěra



Obrázek 15: Uvolnění členu 4

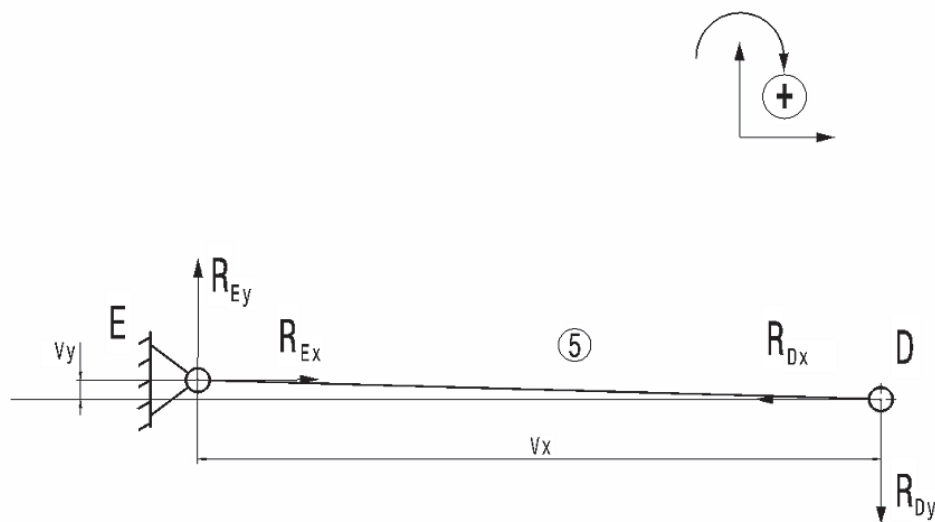
Rovnováha sil:

$$\Sigma F_{ix} = 0: \quad R_{Fx} - R_{Cx} = 0$$

$$\Sigma F_{iy} = 0: \quad R_{Fy} - R_{Cy} = 0$$

$$\Sigma M_F = 0: \quad - R_{Cx} \cdot l_4 \cdot \sin \alpha_F + R_{Cy} \cdot l_4 \cdot \cos \alpha_F = 0$$

4.2.4. Člen 5- trapézový šroub



Obrázek 16: Uvolnění členu 5

Rovnováha sil:

$$\Sigma F_{ix} = 0: \quad R_{Ex} - R_{Dx} = 0$$

$$\Sigma F_{iy} = 0: \quad R_{Ey} - R_{Dy} = 0$$

$$\Sigma M_D = 0: \quad - R_{Ey} \cdot v_x + R_{Ex} \cdot v_y = 0$$

4.2.5. Soustava řešených rovnic

$$\begin{aligned}R_{Ax} + R_{Bx} &= 0 \\R_{By} - F_1 + R_{Ay} &= 0 \\R_{By} \cdot l_2 \cdot \cos \varphi - F_1 \cdot (l_2 - b) \cdot \cos \varphi + R_{Bx} \cdot l_2 \cdot \sin \varphi &= 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}-R_{Bx} + R_{Cx} + R_{Dx} &= 0 \\-R_{By} + R_{Cy} + R_{Dy} &= 0 \\-R_{Bx} \cdot l_3 \cdot \cos \beta_B - R_{By} \cdot l_3 \cdot \sin \beta_B + R_{Cx} \cdot l_1 \cdot \cos \beta_B + R_{Cy} \cdot l_1 \cdot \sin \beta_B &= 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}R_{Fx} - R_{Cx} &= 0 \\R_{Fy} - R_{Cy} &= 0 \\-R_{Cx} \cdot l_4 \cdot \sin \alpha_F + R_{Cy} \cdot l_4 \cdot \cos \alpha_F &= 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}R_{Ex} - R_{Dx} &= 0 \\R_{Ey} - R_{Dy} &= 0 \\-R_{Ey} \cdot v_x + R_{Ex} \cdot v_y &= 0\end{aligned}$$

Neznámé: $R_{Ax}, R_{Ay}, R_{Bx}, R_{By}, R_{Cx}, R_{Cy}, R_{Dx}, R_{Dy}, R_{Ex}, R_{Ey}, R_{Fx}, R_{Fy}$

Případ 1: Dosazované hodnoty pro situaci, kdy poloha těžiště je vlivem nerovnoměrného rozložení v podélném směru posunuta směrem vpřed o 10 % délky korby a přívěs je přeložen o 50% :

$$\begin{aligned}l_1 &= 0,119 \text{ m} & l_2 &= 0,49 \text{ m} & l_3 &= 0,289 \text{ m} & l_4 &= 0,197 \text{ m} & b &= 0,124 \text{ m} & k &= 0,5 \text{ m} \\h &= 0,147 \text{ m} & EF_x &= 0,041 \text{ m} & EF_y &= 0,068 \text{ m} & c &= 0,33 \text{ m}\end{aligned}$$

Dále platí:

$$\gamma_F = \operatorname{arctg} \frac{h}{k}$$

$$p = \sqrt{h^2 + k^2}$$

$$d = \sqrt{p^2 + l_2^2 - 2 \cdot p \cdot l_2 \cdot \cos(\varphi + \delta_F)}$$

$$\tan \delta_B = \frac{k - l_2 \cdot \cos \varphi}{h + l_2 \cdot \sin \varphi} \Rightarrow \delta_B = \operatorname{arctg} \frac{k - l_2 \cdot \cos \varphi}{h + l_2 \cdot \sin \varphi}$$

α_B :

Z kosinové věty:

$$l_4^2 = (l_3 - l_1)^2 + d^2 - 2 \cdot (l_3 - l_1) \cdot d \cdot \cos \alpha_B \Rightarrow \alpha_B = \arccos \frac{(l_3 - l_1)^2 + d^2 - l_4^2}{2 \cdot d \cdot (l_3 - l_1)}$$

$$\beta_B = \alpha_B - \delta_B$$

δ_F :

$$(l_3 - l_1)^2 = d^2 + l_4^2 - 2 \cdot d \cdot l_4 \cdot \cos \delta_F \Rightarrow \delta_F = \arccos \frac{d^2 + l_4^2 - (l_3 - l_1)^2}{2 \cdot d \cdot l_4}$$

β_F :

$$l_2^2 = p^2 + d^2 - 2 \cdot p \cdot d \cdot \cos \beta_F \Rightarrow \beta_F = \arccos \frac{p^2 + d^2 - l_2^2}{2 \cdot p \cdot d}$$

$$\alpha_F = \beta_F + \gamma_F - \delta_F$$

$$v_x = EF_x + [k \cdot (l_2 \cdot \cos \varphi - l_3 \cdot \sin \beta_B)]$$

$$v_y = l_3 \cdot \cos \beta_B + EF_y - h \cdot l_2 \cdot \sin \varphi$$

α_D :

$$\alpha_D = \arctg \frac{v_y}{v_x}$$

Případ 2: Těžiště nákladu se nachází 10% za středem korby.

$$\text{Platí: } b = c + 0,206 = 0,33 + 0,206 = 0,536 \text{ [m]}$$

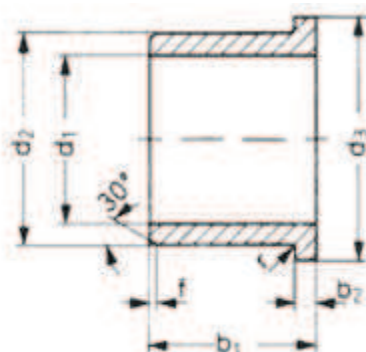
Rovnice byly řešeny Gaussovou eliminační metodou v softwaru Matlab 6, jako proměnná byl dosazován úhel naklonění korby φ po krocích 0,01 rad. Výsledky byly pro přehlednost zobrazeny v grafech. Příslušné grafy působících sil jsou zobrazeny v následujících kapitolách při dimenzování a kontrole jednotlivých členů mechanismu.

4.3. Dimenzování a kontrola částí mechanismu

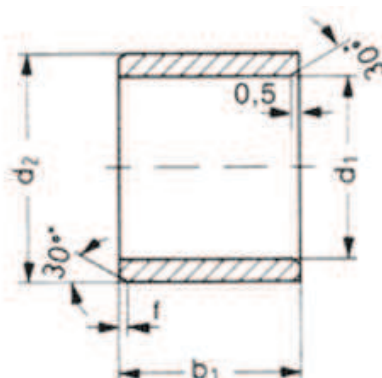
4.3.1. Člen 2- rám korby

Výpočet čepového uložení v bodu A

Bod A je místo otočného uchycení korby k hlavnímu rámu. Hlavní rám i rám korby jsou vyrobeny z oceli 11 373, na oba rámy jsou přivařeny konzole s vystruženými dírami pro kluzná ložiska z materiálu Iglidur G, nabízená firmou Hennlich. Ložiska jsou bezúdržbová, bez nutnosti mazání, odolná vůči působení povětrnostních vlivů, prachu a snášející vysoký měrný tlak (až 78 MPa).



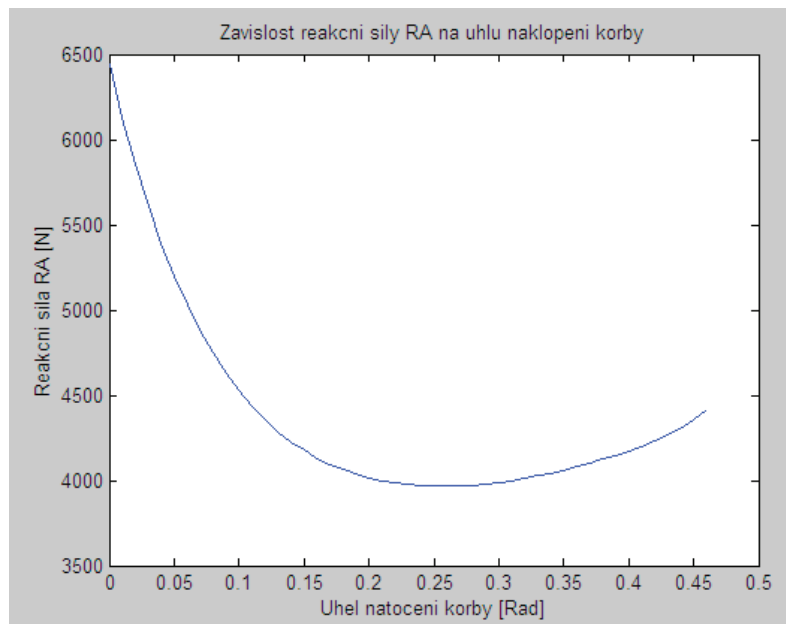
Obrázek 17: Ložisko GFM



Obrázek 18: Ložisko GSM

Při výpočtu reakcí bylo uvažováno cca. 50% přeložení (800 kg místo předepsaných cca. 530 kg). Maximální hodnota reakčních sil bez uvažování pasivních účinků a pohybu břemene je cca. 6 500 N, při posunutí těžiště břemene o 10% za střed korby vzroste na 8 800 N. Pro zahrnutí pasivních účinků byla hodnota vynásobena koeficientem 1,2, výsledná reakční síla potom odpovídá hodnotě cca. 10 600 N.

Síla se rozdělí mezi dva čepy, na každý připadá 5 300 N, kvůli případnému nerovnoměrnému rozdělení zatížení vlivem odchylky v příčném směru, či naklonění přívěsu vlivem členitosti terénu, byla hodnota vynásobena koeficientem 1,5, proto je každý čepový spoj dimenzován na zatížení 8 000 N.



Obrázek 19: Závislost reakční síly R_A na úhlu naklopení korby

Z obrázku je zřejmé, že maximální síla působí při korbě ve vodorovné poloze, tedy na počátku sklápění a při transportu břemene. Pro otočné uložení byl na základě návrhových výpočtů zvolen čep ISO 2341 – B – 20 x 40 x 3,2 x 36, tolerance h9, materiál ocel 11 500.

Pevnostní hodnoty:

$$\sigma_{pt} \cong 500 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{kt} \cong 300 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D \cong 120 \div 200 \text{ MPa}$$

Protože v místě dotyku působí síly od břemene a korby i za jízdy, byla hodnota dovoleného napětí snížena na polovinu (vliv nerovností vozovky, pružení, odstředivé zrychlení, brzdné zpomalení apod.).

$$\sigma_{Ddyn} \cong 60 \div 100 \text{ MPa}$$

Ohybová délka čepu $l_{ohyb} = 32 \text{ mm}$

Z katalogu prodejce byla pro konzole na hlavním rámu zvolena kluzná ložiska s přírubou GFM-2023-11 ($d_1=20 \text{ mm}$, $d_2=23 \text{ mm}$, $d_3=30 \text{ mm}$, $b_1=11,5 \text{ mm}$, $b_2=1,5 \text{ mm}$, $f=0,8 \text{ mm}$), pro konzole v rámu korby ložisková pouzdra bez příruby GSM-2023-20 ($d_1=20 \text{ mm}$, $d_2=23 \text{ mm}$, $b_1=20 \text{ mm}$, $f=0,8 \text{ mm}$), s udávaným dovoleným tlakem $p_D=78 \text{ MPa}$. Díry pro nalisování ložisek mají $\varnothing=23H7$ (toleranci děr předepisuje výrobce v katalogu).

Kontrola čepu na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = (\text{po úpravách}) \frac{8.F.l_{ohyb}}{\pi.d_\zeta^3} \leq \sigma_D$$

Číselně:

$$\sigma_o = \frac{8.8000.32}{\pi.20^3} \doteq 81 \text{ MPa}$$

Vzhledem k tomu, že zatěžování bylo uvažováno o 50% vyšší, než předpokládané maximální dovolené zatížení a bylo zahrnuto i případné nerovnoměrné rozmístění materiálu, je možno výsledné napětí označit za **vyhovující**.

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_o} = \frac{300}{81} \doteq 3,7$$

Kontrola měrných tlaků:

Dotyk čep-ložiska:

$p_{Dv} \cong 0,8.\sigma_D \cong 100 \div 160 \text{ MPa}$ (vliv válcového uložení)

$p_{Dv \text{ poh}} \cong 0,2.p_D \cong 20 \div 30 \text{ MPa}$ (vliv pohybu)

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{l_{lož} \cdot d_\zeta} = \frac{8000}{20.20} = 20 \text{ MPa} \leq p_{Dv \text{ poh}} \dots \text{vyhovuje}$$

Dotyk ložisko-rám:

Pro ložisko GFM-2023-11 platí:

$l_{lož}(\text{styčná plocha ložiska}) = b_1 - b_2 - f = 11,5 - 1,5 - 0,8 = 9,2 \text{ mm}$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{2.l_{lož} \cdot d_2} = \frac{8000}{2.9,2.23} \doteq 18,9 \text{ MPa} \leq p_{Dv} \dots \text{vyhovuje}$$

Pro ložisko GSM-2023-20 platí:

$l_{lož}(\text{styčná plocha ložiska}) = b_1 - (2.f) = 20 - (2.0,8) = 18,4 \text{ mm}$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{8000}{18,4.23} \doteq 18,9 \text{ MPa} \leq p_{Dv} \dots \text{vyhovuje}$$

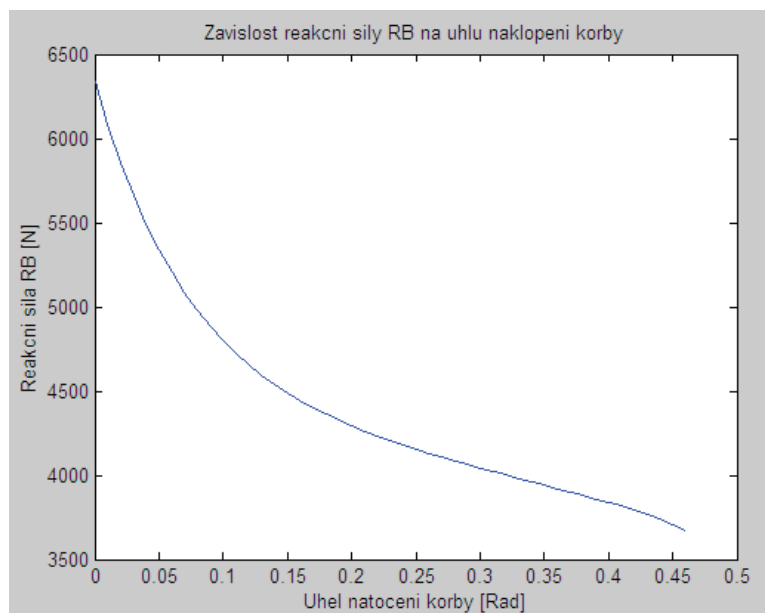
Kontrola čepu na smyk:

$$\tau_D \cong 0,6 \cdot \sigma_D \cong 80 \text{ (}\div 120\text{) MPa}$$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2} = \frac{2 \cdot 28000}{\pi \cdot 20^2} \doteq 13 \text{ MPa} \leq \tau_D \dots \text{vyhovuje}$$

Výpočet čepového uložení v bodu B

Bod B: Místo styku korby se vzpěrou. Maximální reakční síla v bodě B odpovídá hodnotě 6 500 N bez zahrnutí pasivních účinků, po zahrnutí tření vynásobením koeficientem 1.2 hodnotě 7 800 N. S přihlédnutím k případnému nerovnoměrnému rozložení v příčném směru byla hodnota stanovena na 1.5-násobek, tedy 11 700 N. Maximální síly je dosaženo ve vodorovné poloze korby při umístění těžiště nákladu 10% před středem korby.



Obrázek 20: Závislost reakční síly R_B na úhlu naklopení korby

Síla působí (prakticky) staticky pouze při zdvihání břemene, za jízdy je spoj nezátížený. Vzpěra je vyrobena z oceli 11 373, $\sigma_{pt} = 370$ MPa, dovolené napětí bylo proto uvažováno

$$\sigma_D = 90 \div 150 \text{ MPa}$$

Materiál čepu ocel 11 500, $\sigma_D = 120 \div 200$ MPa. Ohybová délka čepu l_{ohyb} je dána prostorovými podmínkami konstrukce a byla uvažována $l_{ohyb} = 75$ mm. Potřebný min. průměr čepu:

$$\frac{8 \cdot F \cdot l_{ohyb}}{\pi \cdot d_{\check{c}}^3} \leq \sigma_D \Rightarrow d_{\check{c}} \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F \cdot l_{ohyb}}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 11700 \cdot 75}{\pi \cdot 160}} \doteq 24 \text{ mm}$$

Byl zvolen čep ISO 2341 – B – 24 x 85 x 3,2 x 45 – St, tolerance h9.

Volba ložisek:

$$p_{\text{lož}} = \frac{F}{l_{\text{lož}} \cdot d_{\text{č}}} \leq p_{D \text{ poh}} \Rightarrow \frac{F}{p_{D \text{ poh}} \cdot d_{\text{č}}} \leq l_{\text{lož}}$$

Číselně:

$$l_{\text{lož}} \geq \frac{5900}{78.24} \doteq 3,2 \text{ mm}$$

Byla zvolena ložiska s přírubou GFM-2427-07 ($d_1=24$ mm, $d_2=27$ mm, $d_3=32$ mm, $b_1=7$ mm, $b_2=1,5$ mm, $f=0,8$ mm, díry pro nalisování ložisek $\varnothing=27H7$), a to pro použití v rámu i ve vzpěře.

Kontrola měrných tlaků:

Dotyk čep- ložisko (dotyk s pohybem), $p_{D \text{ poh čepu}} = 20 \div 30$ MPa

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{4 \cdot l_{\text{lož}} \cdot d_{\text{lož}}} = \frac{11700}{4 \cdot 7.24} = 17 \text{ MPa} \leq p_{D \text{ poh čepu}} \dots \text{vyhovuje}$$

Dotyk ložisko- rám (vzpěra), bez pohybu:

$l_{\text{lož}}(\text{styčná plocha ložiska}) = b_1 - b_2 - f = 7 - 1,5 - 0,8 = 4,7$ mm

$$p = \frac{F}{4 \cdot S} = \frac{F}{4 \cdot l_{\text{lož}} \cdot d_2} = \frac{11700}{4 \cdot 4,7 \cdot 27} \doteq 23 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}$$

Kontrola čepu na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{8 \cdot F \cdot l_{\text{ohyb}}}{\pi \cdot d_{\text{č}}^3} = \frac{8 \cdot 11700 \cdot 75}{\pi \cdot 24^3} \doteq 162 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}$$

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_o} = \frac{300}{162} \doteq 1,9$$

Kontrola čepu na smyk:

$\tau_D \cong 80 (\div 120)$ MPa

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d_{\text{č}}^2} = \frac{2 \cdot 11700}{\pi \cdot 24^2} \doteq 13 \text{ MPa} \leq \tau_D \dots \text{vyhovuje}$$

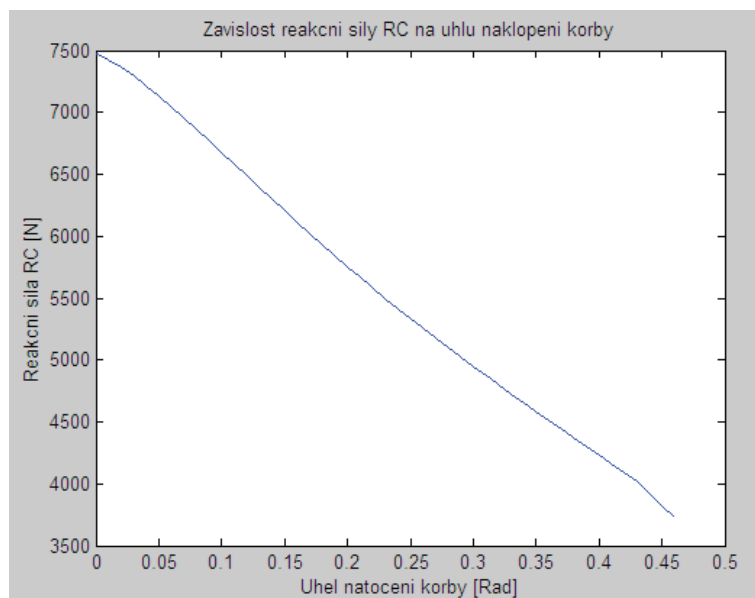
4.3.2. Člen 3- vzpěra

Bod B

Bod B je společný s rámem korby a byl vyřešen v předchozí kapitole

Bod C

Bod C: Styk dlouhé a trojúhelníkové vzpěry. Maximální síla bez pasivních účinků působí ve vodorovné poloze korby při umístění těžiště 10% z její celkové délky před středem korby a její hodnota činí 7 500 N. Po zahrnutí třecích účinků (x 1.2) a vlivu nerovnoměrného rozložení (x 1.5) odpovídá uvažovaná síla hodnotě 13 500 N.



Obrázek 21: Závislost reakční síly R_C na úhlu naklopení korby

Síla, stejně jako v bodě B, působí (prakticky) staticky pouze při zdvihání břemene, za jízdy je spoj nezatížený. Obě vzpěry jsou vyrobeny z oceli 11 373, $\sigma_{pt}=370$ MPa, dovolené napětí bylo proto uvažováno:

$$\sigma_D = 90 \div 150 \text{ MPa}$$

Materiál čepu ocel 11 500, $\sigma_D=120 \div 200$ MPa. Ohybová délka čepu l_{ohyb} je dána prostorovými podmínkami konstrukce a byla uvažována $l_{ohyb}=75$ mm. Potřebný min. průměr čepu z dovoleného ohybového napětí:

$$d_{\check{c}} \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F \cdot l_{ohyb}}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 13500 \cdot 75}{\pi \cdot 160}} \doteq 25 \text{ mm}$$

Protože výrobce nenabízí vhodná ložiska požadovaných rozměrů a je výhodné nakupovat a montovat větší množství stejných ložisek, byl zvolen průměr čepu $d_{\check{c}} = 24$ mm. Uvažovaná působící síla byla několikrát navyšována pro případ souhry nepříznivých okolností, proto je přípustné napětí blízké horní hranici rozsahu dovoleného napětí.

Stejně jako v předchozím případě byl zvolen čep ISO 2341 – B – 24 x 85 x 3,2 x 45 – St, tolerance h9 a kluzná ložiska s přírubou GFM-2427-07 a to pro použití v obou vzpěrách.

Kontrola ohybového napětí v čepu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{8.F.l_{ohyb}}{\pi.d_\xi^3} = \frac{8.13500.75}{\pi.24^3} \doteq 184 \text{ MPa}$$

Hodnota leží v horní polovině rozsahu dovoleného napětí a protože bylo uvažováno přeložení přívěsu o 50%, je možno výsledné napětí považovat za **vyhovující**.

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_o} = \frac{300}{184} \doteq 1,6$$

Kontrola měrných tlaků:

Dotyk čep- ložisko (dotyk s pohybem), $p_{D \text{ poh čepu}} = 20 \div 30 \text{ MPa}$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{4.l_{lož}.d_{lož}} = \frac{13500}{4.7.24} = 20 \text{ MPa} \leq p_{D \text{ poh čepu}} \dots \text{vyhovuje}$$

Dotyk ložisko- vzpěra, bez pohybu:

$l_{lož}(\text{styčná plocha ložiska}) = b_1 - b_2 - f = 7 - 1,5 - 0,8 = 4,7 \text{ mm}$

$$p = \frac{F}{4.S} = \frac{F}{4.l_{lož}.d_2} = \frac{13500}{4.4.7.27} \doteq 27 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}$$

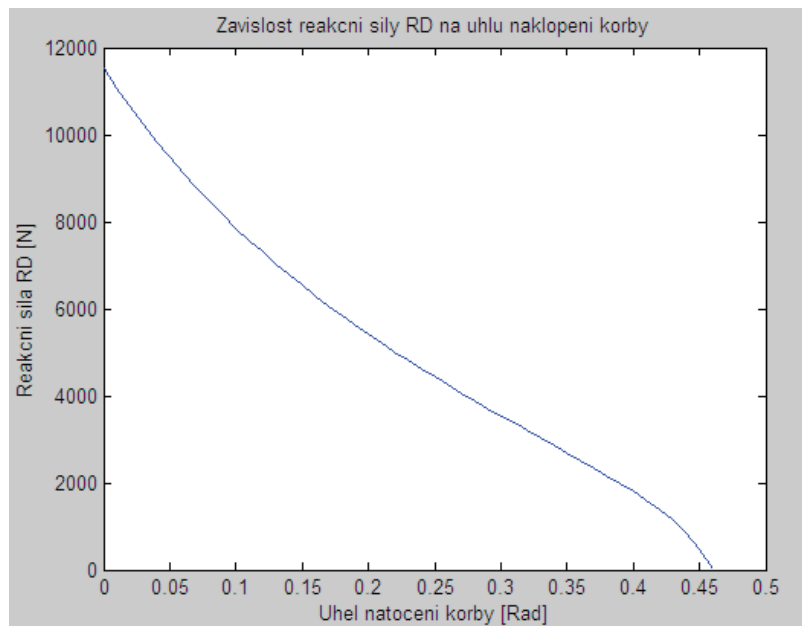
Kontrola čepu na smyk:

$\tau_D \cong 80 (\div 120) \text{ MPa}$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{2.F}{\pi.d_\xi^2} = \frac{2.13500}{\pi.24^2} \doteq 15 \text{ MPa} \leq \tau_D \dots \text{vyhovuje}$$

Konzola s pohybovou maticí

Bod D: Místo uložení konzoly s pohybovou maticí ve vzpěře. Z grafu je zřejmé, že maximální síla působí při vodorovné poloze korby s těžištěm břemene 10% před středem korby a její hodnota bez pasivních účinků je cca. 11 500 N. Hodnota byla navýšena o vliv tření (x 1,2), a případné nerovnoměrné rozložení sil vlivem zkroucení mechanismu v důsledku posunutí těžiště v příčném směru nebo vlivem nerovnosti terénu je zohledněno navýšením hodnoty o 50%. Výsledná uvažovaná síla je 20 700 N, na každé oko vzpěry byla tedy uvažována síla 10 350 N.



Obrázek 22: Závislost reakční síly R_D na úhlu naklopení korby

Průměr čepu ($d_c=40$ mm) v tomto případě vychází z prostorových podmínek a nabízeného sortimentu ložisek. Jedná se o poměrně vysoce namáhaný spoj, proto byla k výrobě čepů zvolena ocel 11 700 s mezí kluzu $\sigma_{kt} = 360 \div 380$ MPa, $\sigma_D \doteq 190$ MPa, $p_{Dv} \doteq 150$ MPa, $p_{Dv\ poh} \doteq 35$ MPa. Materiál konzoly ocel 11 373, $\sigma_{kt} = 90 \div 150$ MPa, $p_D = 90 \div 150$ MPa. Byla zvolena kluzná ložiska s přírubou GFM-4044-07, průměr díry ve vzpěře $\varnothing d_2=44H7$.

Kontrola měrných tlaků:

Dotyk ložisko- čep (za pohybu):

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{4 \cdot l_{\text{lož}} \cdot d_{\text{č}}} = \frac{10350}{7.40} \doteq 37 \text{ MPa}$$

Výsledný tlak mírně převyšuje dovolený tlak za pohybu, vzhledem k malým rychlostem pohybu a uvažovaným nepravděpodobně nevýhodným podmínkám lze navržené řešení označit za **vyhovující**.

Dotyk ložisko- rameno, bez pohybu:

Dovolený měrný tlak pro rameno z oceli 11 373, bez pohybu, $p_D = 70 \div 120 \text{ MPa}$.

$$l_{\text{lož}} = b_1 - b_2 - f = 7 - 2 - 1,2 = 3,8 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{l_{\text{lož}} \cdot d_{\text{č}}} = \frac{10350}{3,8 \cdot 40} \doteq 68 \text{ MPa... vyhovuje}$$

Kontrola měrných tlaků ve styku čep- konzola:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{h \cdot d_{\text{č}}} = \frac{10350}{6,5 \cdot 39} \doteq 41 \text{ MPa... vyhovuje}$$

Kontrola čepu na smyk:

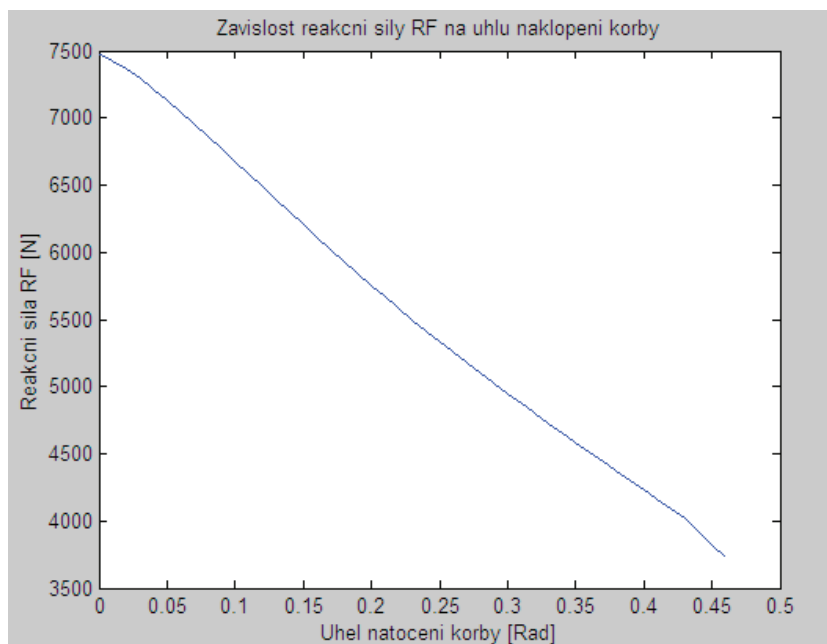
$$\tau_D \cong 0,6 \cdot \sigma_D \cong 110 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d_{\text{č}}^2} = \frac{2 \cdot 20700}{\pi \cdot 40^2} \doteq 8 \text{ MPa} \leq \tau_D \dots \text{vyhovuje}$$

4.3.3. Člen 4- trojúhelníková vzpěra

Uložení trojúhelníkové vzpěry do rámu- bod F

Bod F: Uchycení trojúhelníkové vzpěry do rámu. Z grafů je zřejmé, že maximální síla působí při vodorovné poloze korby a těžišti břemene posunutém o 10% před střed korby. Její hodnota bez pasivních účinků odpovídá 7 500 N, po zahrnutí tření a nerovnoměrného rozložení v příčném směru 13 500 N.



Obrázek 23: Závislost reakční síly RF na úhlu naklonění korby

Trojúhelníková vzpěra je ve spodní části rozšířena, aby dodala mechanismu stabilitu v příčném směru. Délka čepu je tedy dána prostorovými podmínkami a odpovídá hodnotě $l_{ohyb}=190$ mm. Materiál ocel 11 500.

Výpočet minimálního průměru čepu:

$$d_{\check{c}} \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F \cdot l_{ohyb}}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 13500 \cdot 180}{\pi \cdot 200}} \doteq 31,4 \text{ mm}$$

Hodnota dovoleného napětí byla zvolena na horní hranici rozsahu, neboť zatěžování čepu je pro zjednodušení uvažováno v jeho středu (větší M_0), což v tomto případě zcela neplatí, čep je zatěžován blíže konců.

Byl zvolen čep ISO 2341 – B – 32 x 200 x 4 x 50 – St, tolerance h9 a kluzná ložiska s přírubou GFM-3236-16 ($d_1=32$ mm, $d_2=36$ mm, $d_3=40$ mm, $b_1=16$ mm, $b_2=2$ mm, $f=1,2$ mm, díry pro nalisování ložisek $\varnothing=36H7$).

Kontrola ohybového napětí v čepu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{8.F.l_{ohyb}}{\pi.d_{\check{c}}^3} = \frac{8.13500.180}{\pi.32^3} \doteq 190 \text{ MPa... vyhovuje}$$

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_o} = \frac{300}{190} \doteq 1,6$$

Kontrola měrných tlaků:

Dotyk ložisko- čep (za pohybu):

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{4.l_{lož}.d_{\check{c}}} = \frac{13500}{4.16.32} \doteq 6,6 \text{ MPa ... vyhovuje}$$

Dotyk ložisko- vzpěra, ložisko- rám, bez pohybu:

Dovolený měrný tlak pro vzpěru i konzolu v rámu z oceli 11 373, bez pohybu, $\sigma_D=70 \div 120$ MPa.

$$l_{lož} = b_1 - b_2 - f = 16 - 1,2 - 2 = 12,8 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{l_{lož}.d_{\check{c}}} = \frac{13500}{12,8.36} \doteq 29 \text{ MPa... vyhovuje}$$

Kontrola čepu na smyk:

$$\tau_D \cong 80 (\div 120) \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{2.F}{\pi.d_{\check{c}}^2} = \frac{2.13500}{\pi.32^2} \doteq 8 \text{ MPa} \leq \tau_D \dots \text{vyhovuje}$$

4.3.4. Konzola s axiálním ložiskem a trapézovým šroubem

Bod E: Místo uložení konzoly s axiálním ložiskem a trapézovým šroubem do rámu. Z výpočtů je patrné, že maximální síla odpovídá silám v bodě D při stejných podmínkách (platí rovnice $R_{Dx}=R_{Ex}$ a $R_{Dy}=R_{Ey}$). Byla tedy uvažována stejná hodnota pro každou stranu uložení, 10 350 N.

Čepy byly s ohledem na prostorové podmínky navrženy o průměru $d_{\check{c}} = 28$ mm, materiál ocel 11 500.

Kontrola čepů na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot F \cdot l_{\text{ohyb}}}{\pi \cdot d_{\check{c}}^3} = \frac{32 \cdot 10350 \cdot 30}{\pi \cdot 28} \doteq 144 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}$$

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_o} = \frac{300}{144} \doteq 2,1$$

Každá strana konzole byla uvažována samostatně s jedním čepem a poloviční celkovou silou, proto se ve vzorci již nepůlila působící síla ani ohybová délka.

Volba ložisek:

Délka ložisek byla určena z minimální styčné plochy potřebné pro zachování dovoleného tlaku $p_{Dv \text{ poh}} = 15 \div 25$ MPa.

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{l_{\text{lož}} \cdot d_{\check{c}}} \leq p_{Dv \text{ poh}} \Rightarrow \frac{F}{d_{\check{c}} \cdot p_{Dv \text{ poh}}} \leq l_{\check{c}} \Rightarrow l_{\check{c}} \geq \frac{10350}{28 \cdot 20} = 18 \text{ mm}$$

Byla zvolena ložiska s přírubou GFM-2832-20 ($d_1=28$ mm, $d_2=32$ mm, $d_3=39$ mm, $b_1=20$ mm, $b_2=2$ mm, $f=0,8$ mm, díry pro nalisování ložisek $\varnothing=32K8$).

Kontrola měrných tlaků:

Dotyk ložisko- čep (za pohybu):

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{l_{\text{lož}} \cdot d_{\check{c}}} = \frac{10350}{20 \cdot 28} \doteq 18 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}$$

Dotyk ložisko- konzola v rámu, bez pohybu:

$$l_{\text{lož}} = b_1 - b_2 - f = 20 - 2 - 0,8 = 17,2 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{l_{\text{lož}} \cdot d_{\check{c}}} = \frac{10350}{17,2 \cdot 28} \doteq 21 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}$$

Dotyk čep- konzola:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{h \cdot d_{\xi}} = \frac{10350}{6.28} \doteq 62 \text{ [MPa]} \dots \text{vyhovuje (válnové uložení bez pohybu)}$$

Kontrola řepu na smyk:

$$\tau_D \cong 80 (\div 120) \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_{\xi}^2} = \frac{4 \cdot 10350}{\pi \cdot 28^2} \doteq 17 \text{ MPa} \leq \tau_D \dots \text{vyhovuje}$$

4.3.5. Trapézový řroub a pohybová matice

Na základě výsledků simulací byl zvolen řroub s trapézovým řrouvitem Tr 20 x 4, materiál ocel 14 341. Jedná se o chromkřemíkovou ocel k zuřlechtování, používanou k výrobě strojních součástí jako hřidele, řepy atd. Mez pevnosti $\sigma_{pt} \cong 1000 \text{ MPa}$, mez kluzu $\sigma_{kt} \cong 730 \text{ MPa}$. Axiální síla, kterou musí řroub vyvolat v pohybové matici při řretížení řřívěsu o cca. 50%, je (bez pasivních účinků) 11500 N, s uvažováním tření 13 800 N.

Určení potřebného točivého momentu:

Jedná se o spojení s plošným stykem, hnacím řrouvem je řroub.

Platí:

η ... účinnost [-]

$$\eta = \frac{\text{tg}\alpha}{\text{tg}(\alpha + \varphi)}$$

α ... úhel stoupání [°]

d_2 ... střední průměr řrouvitu = 0,018 m

p_H ... stoupání [m] = 0,004 m

f ... součinitel tření [-]... pro řrouv s plošným dotykem $f = 0,1 \div 0,2$

$$\text{tg}\alpha = \frac{p_H}{(\pi \cdot d_2)} \Rightarrow \alpha = \text{arctg} \frac{p_H}{\pi \cdot d_2} = \text{arctg} \frac{0,004}{\pi \cdot 0,018} = 4,0461^\circ$$

$$\text{tg}\alpha = 0,0707$$

$$\text{tg}\varphi = f = 0,15 \Rightarrow \varphi = \text{cotg} 0,15 = 8,5308^\circ$$

$$\text{účinnost: } \eta = \frac{\text{tg}\alpha}{\text{tg}(\alpha + \varphi)} = \frac{0,0707}{\text{tg}(4,0461 + 8,5308)} = 0,3169$$

$$M_t = F_{ax} \cdot \frac{p_H}{2 \cdot \pi \cdot \eta} = 13800 \cdot \frac{0,004}{2 \cdot \pi \cdot 0,3169} \doteq 28 \text{ Nm}$$

Pevnostní kontrola:

$\sigma_{pt} \cong 1000 \text{ MPa}$, $\sigma_{kt} \cong 730 \text{ MPa}$

$$\sigma_D \cong \frac{\sigma_{kt}}{2} = \frac{730}{2,5} \cong 290 \text{ MPa}$$

Tahové (tlakové) napětí pro pohybový šroub:

$$\sigma_t = \frac{F_{ax}}{S_j} = \frac{F_{ax}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{4 \cdot F_{ax}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 13800}{\pi \cdot 12,1^2} \doteq 120 \text{ MPa}$$

d_3 ... průměr jádra šroubu... $d_3=12,1$ mm

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_k} = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 28}{\pi \cdot 0,0121^3} \doteq 80 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{120^2 + 4 \cdot 80^2} = 200 \text{ MPa... vyhovuje}$$

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = \frac{730}{200} \doteq 3,7$$

Kontrola měrného tlaku v závitech:

Pro styk ocel- bronz platí: $p_{zD}=5 \div 15$ MPa

n_z ...počet nosných závitů

l_m ...délka závitu matice

p_H ...stoupání

H_1 ...nosná výška závitu... $H_1=2$ mm

$$n_z = \frac{l_m}{p_H} = \frac{44}{4} = 11$$

$$p_z = \frac{F_{ax}}{0,75 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot n_z} = \frac{13800}{0,75 \cdot \pi \cdot 18 \cdot 2 \cdot 11} \doteq 14,8 \text{ MPa...vyhovuje}$$

Samosvornost trapézového šroubu

Podmínka samosvornosti:

$$\varphi: \operatorname{tg} \varphi = f \Rightarrow \varphi = 8,5308 [^\circ]$$

$$\gamma: \operatorname{tg} \gamma = \frac{p_H}{\pi \cdot d_2} \Rightarrow \gamma = \operatorname{arctg} \frac{4}{\pi \cdot 18} = 4,05$$

$\varphi \geq \gamma$... **platí** podmínka samosvornosti

Výpočet křížového kloubu mezi klikou a trapézovým šroubem:

Jedná se o spoj s průchozím příčným kolíkem mezi nábojem a hřídelem zatížený M_t .

Kontrola kolíku na smyk:

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{\frac{M_t}{d}}{\frac{n_{\text{řez}} \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}}{2}} \leq \tau_D$$

$n_{\text{řez}} = 2$... počet shodně zatížených řezů

$d = 8$... průměr styčné kružnice

$d_k = 7$... průměr kolíku

$\tau_D = 80 \div 120$ MPa (materiál spoje s nejnižšími pevnostními hodnotami je ocel 11 500)

$$\tau = \frac{4 \cdot M_t}{d \cdot d_k^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 28000}{8 \cdot 7^2 \cdot \pi} \doteq 91 \text{ MPa...vyhovuje}$$

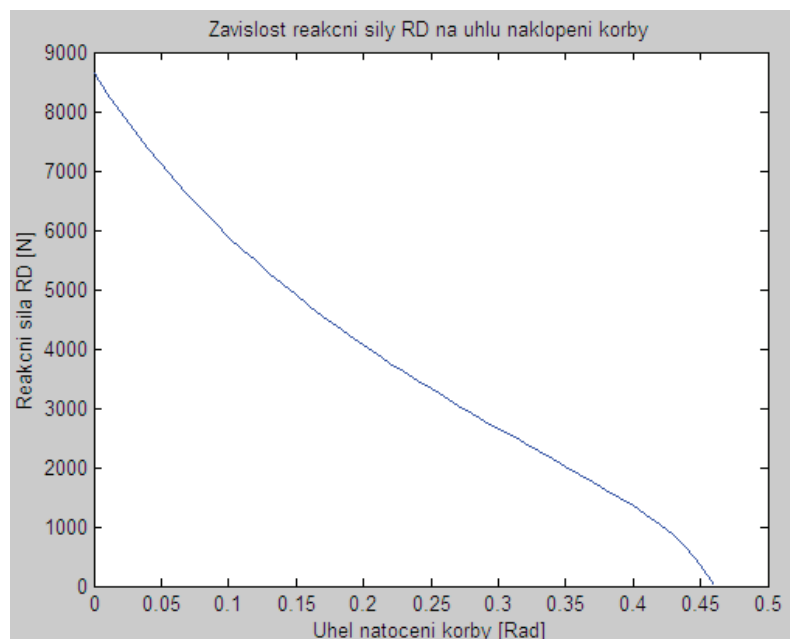
Kontrola axiálního ložiska:

Ložisko axiální obousměrné 52 204, základní únosnost $C_{or}=26,1 \text{ kN} \geq 13,8 \text{ kN}$... **vyhovuje**.

Vzhledem k nízkým uvažovaným otáčkám (max. cca. 60 min^{-1}) a jen občasnému použití není nutno kontrolovat dynamickou únosnost ani životnost.

Výpočet ovládací síly na klice při maximálně naloženém přívěsu (s mírným přeložením- uvažovaná zatěžující síla $F = 6000 \text{ N}$)

Z grafu je patrné, že při dodržení předepsaného maximální naložení (ale s ohledem na případné posunutí těžiště o 10% před střed korby) vychází síla v trapézovém šroubu na 8500 N, po navýšení o tření na 10 200 N.



Obrázek 24: Závislost reakční síly R_D na úhlu naklopení korby

Potřebný moment působící na šroub:

$$M_t = F_{ax} \cdot \frac{p_H}{2 \cdot \pi \cdot \eta} = 10200 \cdot \frac{4}{2 \cdot \pi \cdot 0,3169} \doteq 20,5 \text{ Nm}$$

Potřebná síla na klice:

$$F_{ovl} = \frac{M_t}{r} = \frac{20,5}{0,15} \doteq 137 \text{ N}$$

4.4. Popis konstrukce přívěsu

4.4.1. Kontrola důležitých součástí metodou konečných prvků

Přestože je možno většinu navrhovaných dílů zkontrolovat některou klasickou analytickou metodou, nabízí moderní software možnosti analýzy metodou konečných prvků. Tento způsob je výrazně rychlejší (především u tvarově složitějších dílů s rozdílnou tloušťkou materiálu), výsledky jsou názornější a ve většině případů i přesnější. Metoda konečných prvků umožňuje nalézt slabá místa konstrukce a optimalizovat je. Snadnou změnou okrajových podmínek je možno konstrukci kontrolovat i pro speciální případy zatěžování.

Kontrola byla provedena pomocí modulu Generative Part Structural Analysis programu Catia V5.

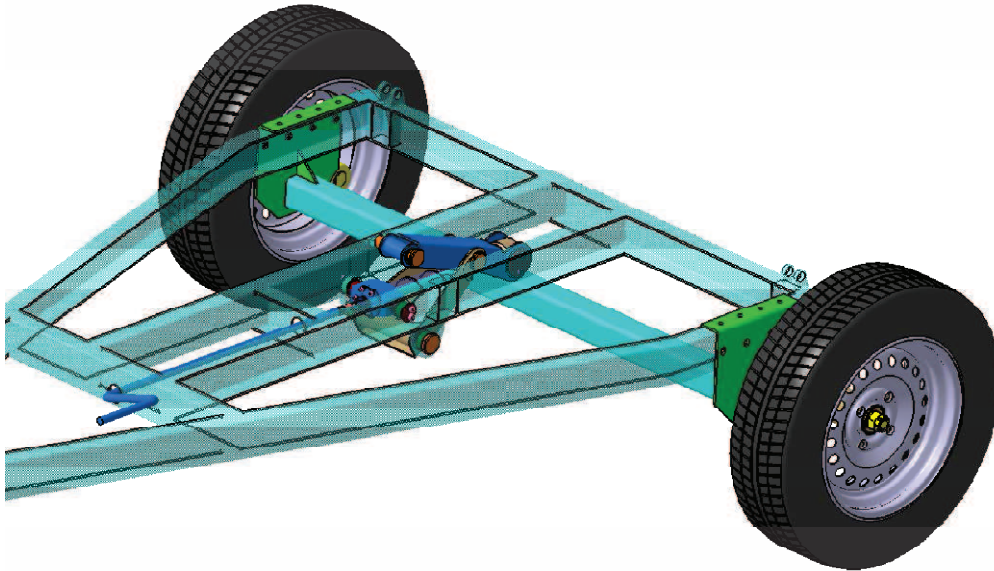
Složitě kontrolované díly byly pro účely analýzy tvarově zjednodušeny, čímž se snížil čas výpočtu při minimálním vlivu na přesnost výsledků. Zasiťování bylo provedeno parabolickými tetraedry o velikosti 4 mm. Tato volba vykazuje dostatečnou přesnost při akceptovatelné době výpočtu.

Pohyby navrhovaného mechanismu se dějí malými rychlostmi, proto bylo působení sil považovat za statické.

Výsledky kontroly jsou součástí popisu jednotlivých částí.

4.4.2. Rám podvozku

Rám je vyroben z ohýbaných plechových profilů o rozměrech 40x80 mm, tloušťky 4 mm, materiál ocel 11 373. Původní rám byl zkrácen přibližně o část za středním příčným, funkci jeho zadní části převzal rám sklápěcí korby. Modifikovaný rám má navíc dva středové podélníky s jedním přidavným příčným, je vybaven otvory a konzolami pro uchycení čepů. V prostoru mezi rameny oje, v místě ovládacího prostoru kliky, jsou na profilech přišroubovány dva krycí plechy, chránící obsluhu před poraněním při případném sklouznutí ruky. Zdvihací mechanismus je umístěn mezi středovými podélníky. Povrch je zároveň zinkován.

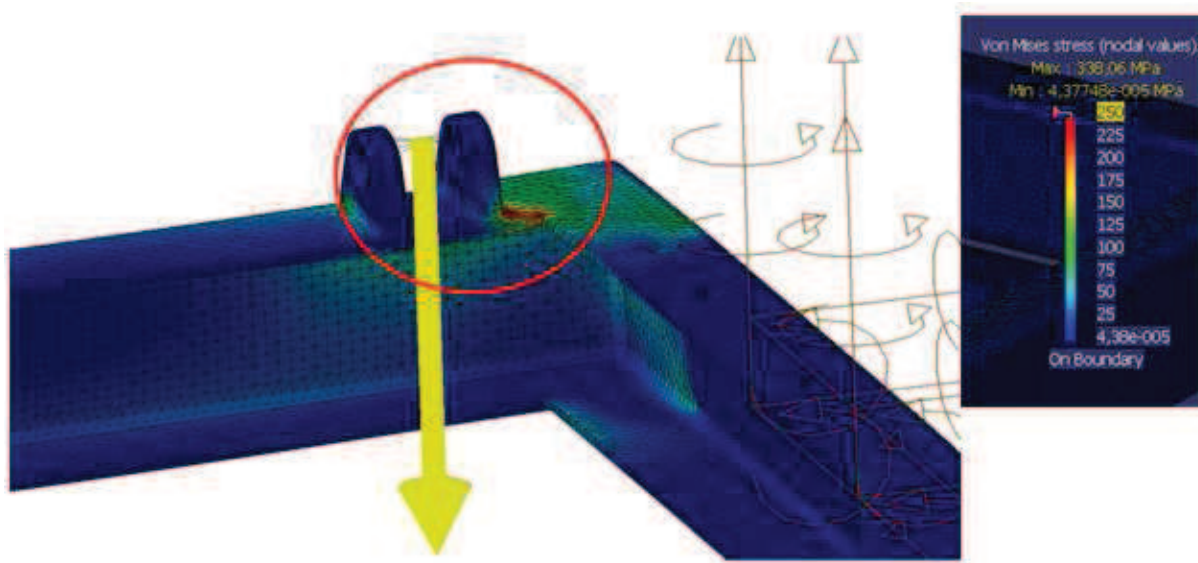


Obrázek 25: Modifikovaný rám podvozku s navrhovaným mechanismem

Pevnostní kontrola rámu, bez pohybu

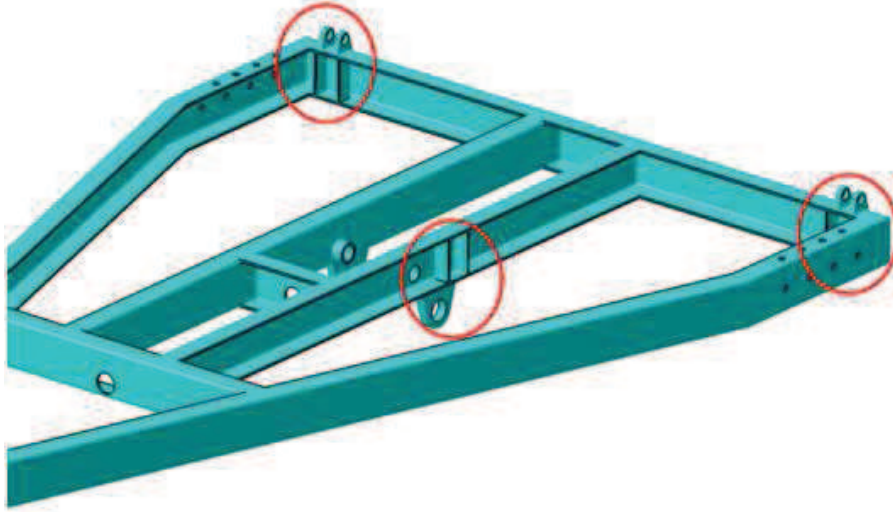
V prvním kroku bylo simulováno pouze statické zatěžování rámu od naloženého břemene. Rám byl bez jakýchkoli pevnostních úprav, pouze zkrácen v zadní části a ve střední části doplněn dvěma podélníky ze stejných profilů, z jakých je vyroben zbytek rámu. Jako hodnoty zatížení byly převzaty výsledky předchozích výpočtů reakčních sil v SW Matlab. Uvažovalo se přibližně 50 % přeložení.

Výsledky analýzy ukázaly, že v místě paty konzoly pro uchycení čepu korby dosahuje napětí až 338 MPa, což je pro bezpečný provoz nepřijatelné. V tomto místě dochází ke kroucení profilu směrem dovnitř.



Obrázek 26: Nepřípustně vysoké napětí v patě konzoly

Pro odstranění vysokého napětí a deformací byl profil rámu vyztužen profily ve tvaru „U“ o rozměrech 50x30x3 mm, přivařenými vertikálně do rámu. Protože stejný problém od zatěžování při sklápění korby byl předpokládán i u konzol na středových podélnících, byly výtzuhy umístěny i zde.

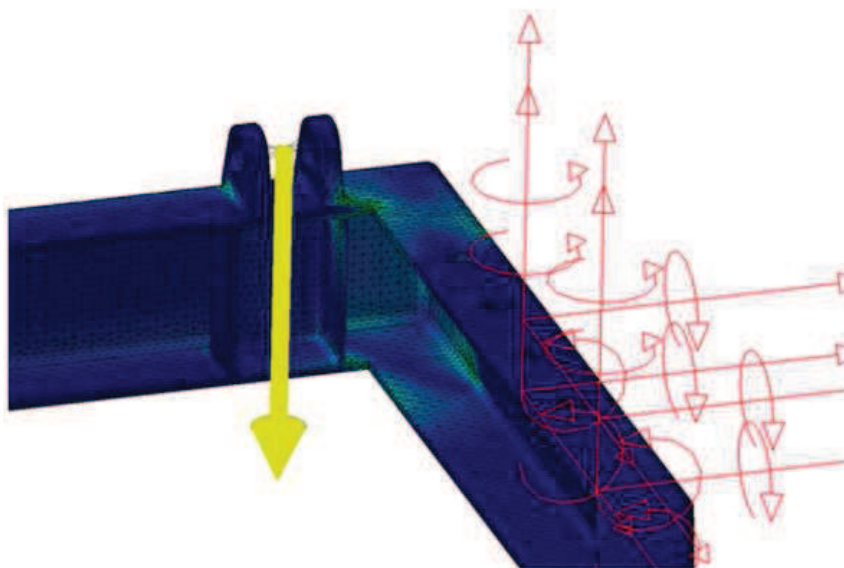


Obrázek 27: Vertikální výtzuhy v rámu

Následný výpočet ukázal, že napětí v patě konzole kleslo na přibližně 150 MPa, což je vyhovující hodnota.

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma} = \frac{220}{150} \doteq 1,5$$



Obrázek 28: Výsledky analýzy po optimalizaci

Pevnostní kontrola rámu, při brzdění

Jak již bylo zmíněno, byly na rámu provedeny zásadní změny a proto je vhodné provést pevnostní kontrolu i v pro extrémní situace. Rám byl zkontrolován pro případ, že dojde při přímé jízdě k prudkému brzdění (uvažované zpomalení $a=7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, přeložení korby 50%).

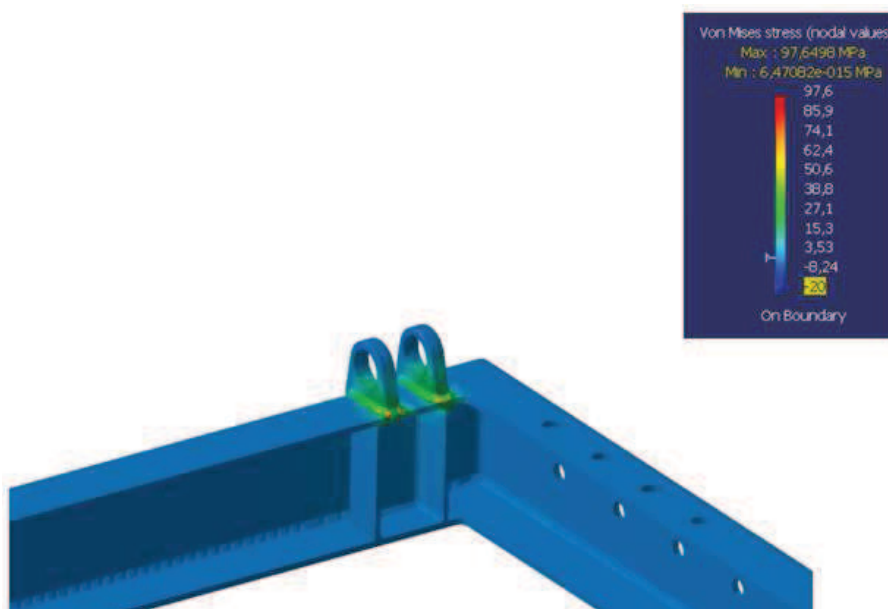
Jak je patrné z obrázků, dochází při brzdění k odlehčení kritických míst rámu, část působících sil se přenesla do přední části. Maximální napětí v konstrukci činí pouze 98 MPa.

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma} = \frac{220}{98} \doteq 2,2$$



Obrázek 29: Zatížení rámu při brzdění



Obrázek 30: Napětí v patě konzole při brzdění

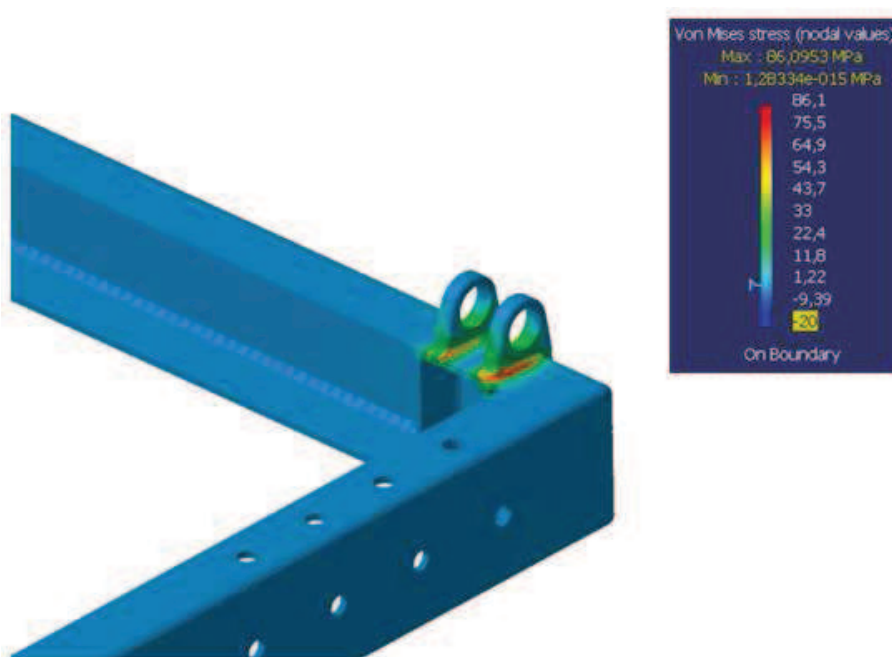
Brzdění v oblouku

Pro kontrolu pevnosti v extrémním provozním případě bylo uvažováno také prudké zabrzdění přívěsu ($a_{brzd}=7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$), přeloženého o 50%, při průjezdu obloukem o poloměru $R=100 \text{ m}$.

Také v tomto případě dochází ke zlepšení rozložení působících sil, maximální působící napětí v materiálu činí 86 MPa. Paradoxně právě při extrémních jízdních podmínkách dochází ke snížení namáhání konstrukce, což je dáno celkovou koncepcí nosné konstrukce.



Obrázek 31: Zatížení rámu při brzdění v oblouku



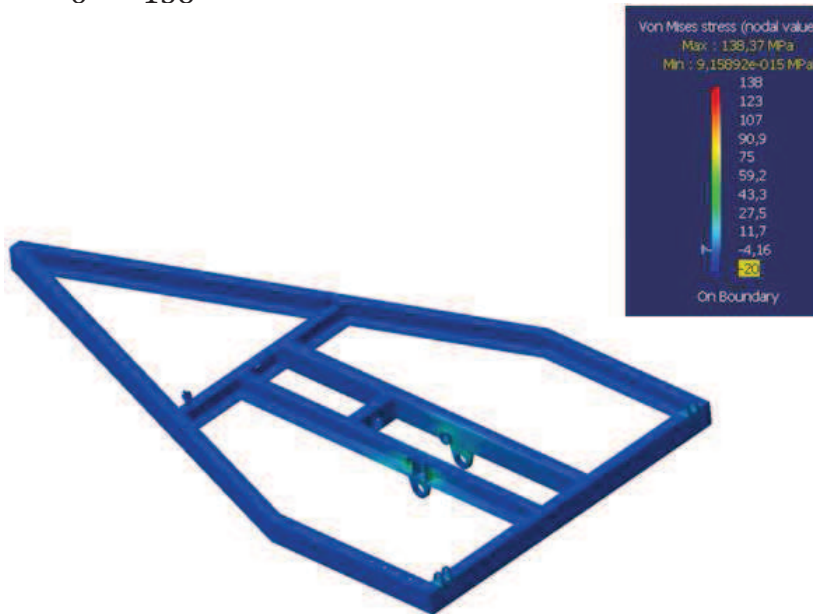
Obrázek 32: Napětí v patě konzole při brzdění v oblouku

Zatěžování při sklápění naložené korby

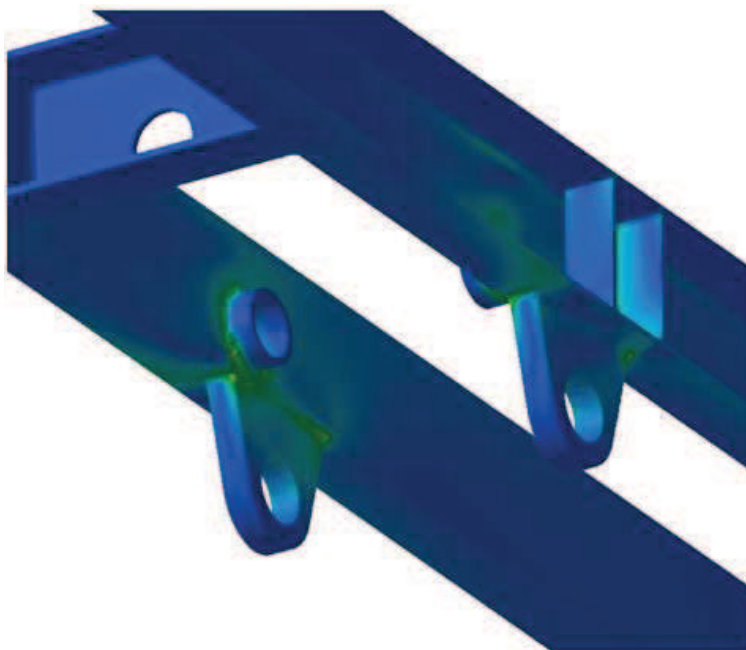
V dalším kroku bylo zkontrolováno napětí v rámu při začátku sklápění přeložené korby. Díky vertikálním jednoduchým výztuhám v profilech rámu dosahuje maximální napětí cca. 138 MPa, v místě uložení čepů mechanismu jen kolem 100 MPa. Maximální posunutí je 0,03 mm.

Bezpečnost k mezi kluzu:

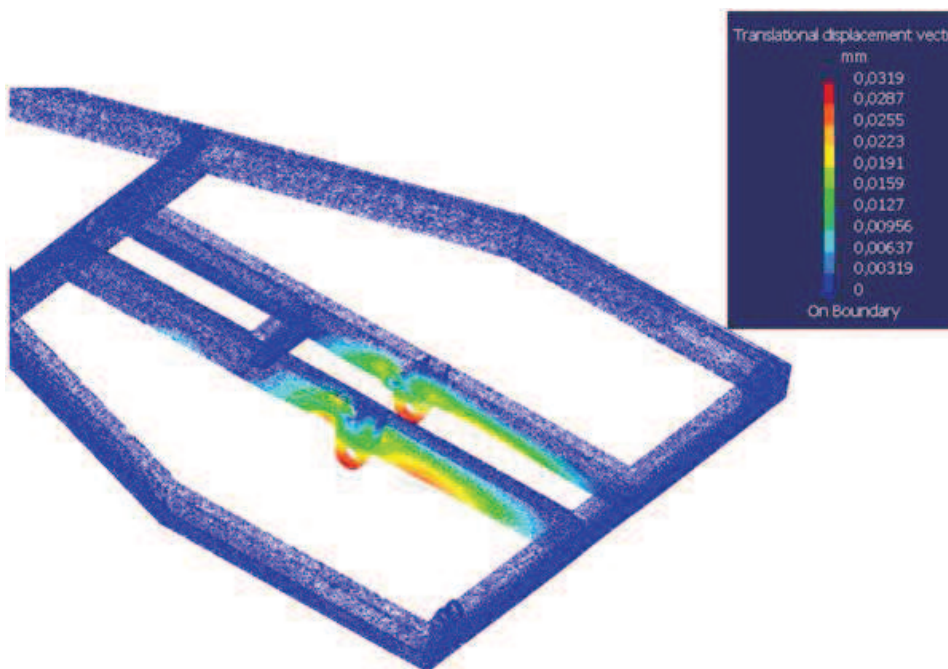
$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma} = \frac{220}{138} \doteq 1,6$$



Obrázek 33: Napětí v rámu při sklápění břemene



Obrázek 34: Napětí v místech uložení mechanismu



Obrázek 35: Přetvoření rámu při sklápění břemene

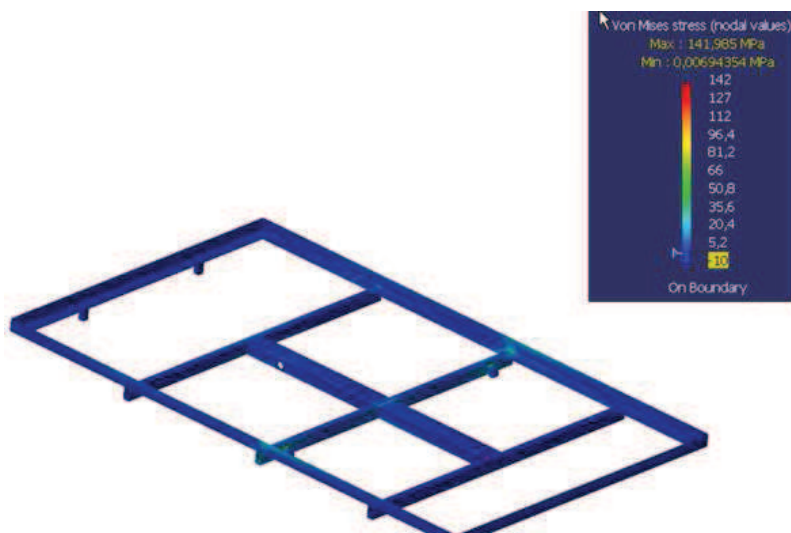
4.4.3. Rám korby

Rám korby byl díky vhodnému tvaru převzat původní, byl pouze doplněn o středový podélník z „u“-profilu pro uchycení horního oka vzpěry a konzoly pro uchycení čepů v místě otočného uložení.

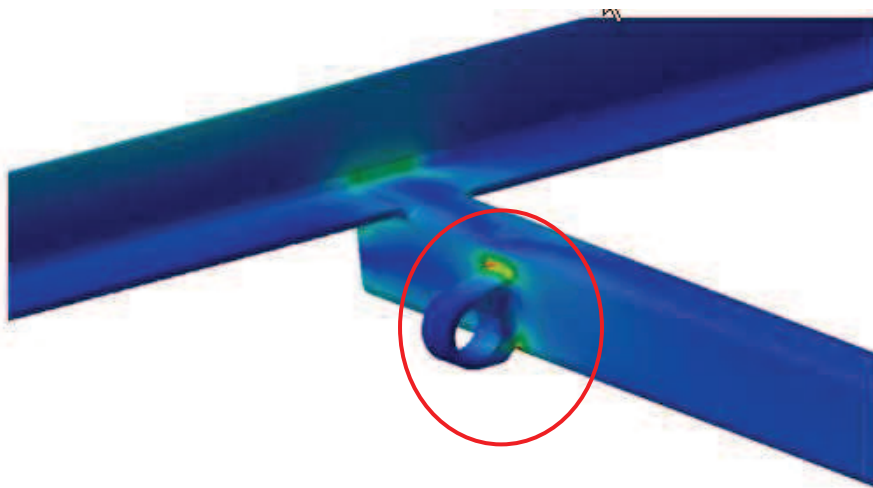
Zatěžování rámu bylo simulováno pro případ počátku zdvihání materiálu, kdy na rám působí největší reakční síly. Působení břemene bylo zjednodušeně uvažováno jako spojitě obtažení působící na horní plochu rámu. V reálné situaci je skutečné zatěžování menší, protože část horizontální deformace od spojitěho obtažení vykompenzují šroubované postranice. Rám je díky své konstrukci zatěžován rovnoměrně a maximální napětí 142 MPa je koncentrováno především v patách konzol čepů. Přesto dochází, především díky délce rámu a 50%-nímu přetížení, k posunutí zadního konce rámu až o 3 mm ve vertikálním směru.

Bezpečnost k mezi kluzu:

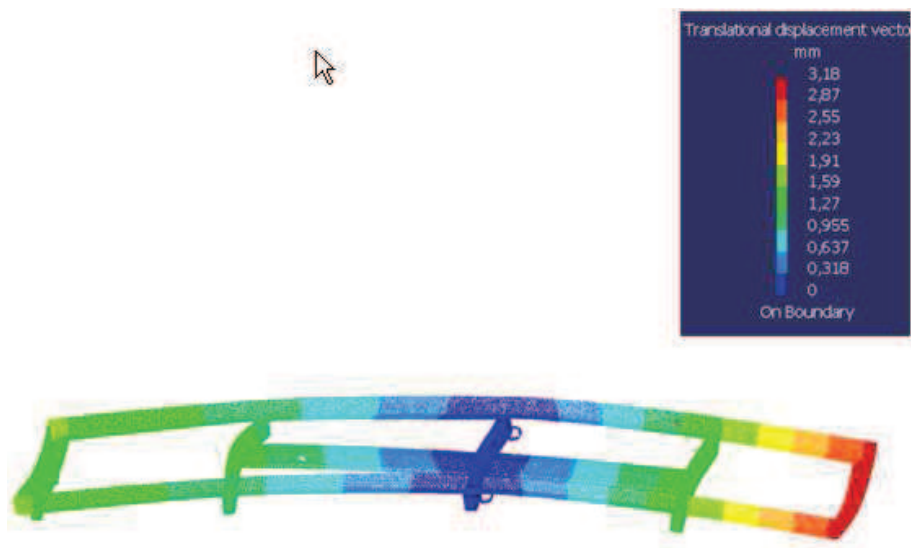
$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma} = \frac{220}{142} \doteq 1,5$$



Obrázek 36: Napětí v rámu korby při sklápění



Obrázek 37: Maximální napětí v patě konzole

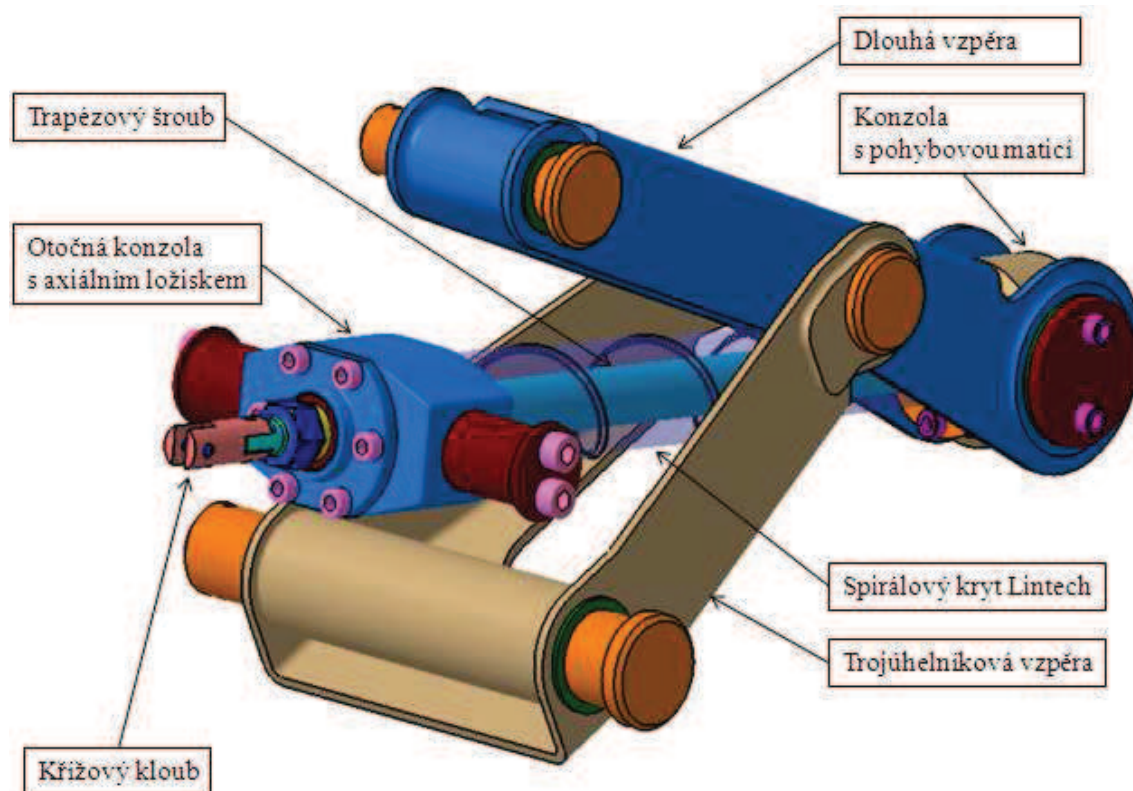


Obrázek 38: Deformace rámu (zobrazeno je 100-násobné skutečného pro lepší názornost)

4.4.4. Zdvihací mechanismus

Popis funkce:

Při sklápění korby otáčí obsluha klikou, moment se přenáší přes křížový kloub na trapézový šroub. Vznikající axiální síla přitahuje konzolu s pohybovou maticí k otočné konzolě s axiálním ložiskem. Geometrie mechanismu je navržena tak, aby docházelo pouze k minimální rotaci trapézového šroubu okolo příčné vodorovné osy (max. 3°). V důsledku horizontálního pohybu konzoly s pohybovou maticí dochází k napřímení obou vzpěr. Pohyb se přenáší horním čepem na korbu, která se otáčí okolo svojí osy rotace (střed zadních čepů). Maximální úhel natočení korby je 25° . Kliku je možno v klidové poloze zaaretovat jednoduchou vyklápěcí vidlicí s pružinou.



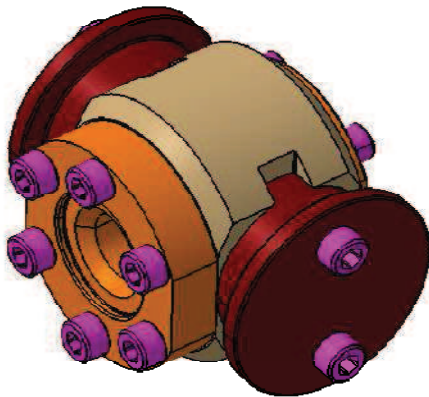
Obrázek 39: Navržený mechanismus

4.4.5. Konzola s trapézovým šroubem

Konzolí, uloženou otočně v rámu, prochází trapézový šroub. Reakční síly zachycuje oboustranné axiální kuličkové ložisko 52 204 a jednoduché radiální kluzné ložisko. Axiální vůli ložiska je nutno při montáži vymezenými podložkami. Na straně víčka je vnitřní prostor utěsněn hřídelovým těsnícím kroužkem (tzv. gufero), o-kroužkem v rozpěrné trubce a o-kroužkem mezi víčkem a tělem konzole. Závit šroubu je mezi konzolí a pohybovou maticí chráněn spirálovým krytem Lintech 025-0400-040, na otevřené straně pohybové matice je tvarový stírací kroužek, chráníci šroub před prachem, pískem apod. Povrch šroubu je chromován.

4.4.6. Konzola s pohybovou maticí

Ocelová konzola (ocel 11 373) s bronzovou pohybovou maticí s přírubou. Matice je nakupovaná. Konzola je otočně uložena na čepch ve vzpěře.



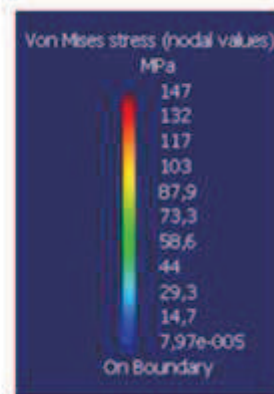
Obrázek 40: Konzola s pohybovou maticí

4.4.7. Dlouhá vzpěra

Jedná se o svařenec vyrobený z ohýbaného ocelového plechu (ocel 11 373) a kruhových ocelových trubek. Povrch je zinkován. Vzpěra je namáhána na vzpěr a ohyb. Reakce v čepch byly určeny analyticky metodou uvolňování. Metodou konečných prvků bylo zkontrolováno napětí ve vzpěře a na základě výsledků byl optimalizován její tvar. Maximální napětí po optimalizaci tvaru činí 147 MPa.

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma} = \frac{220}{147} \doteq 1,5$$



Obrázek 41: Průběh napětí ve vzpěře

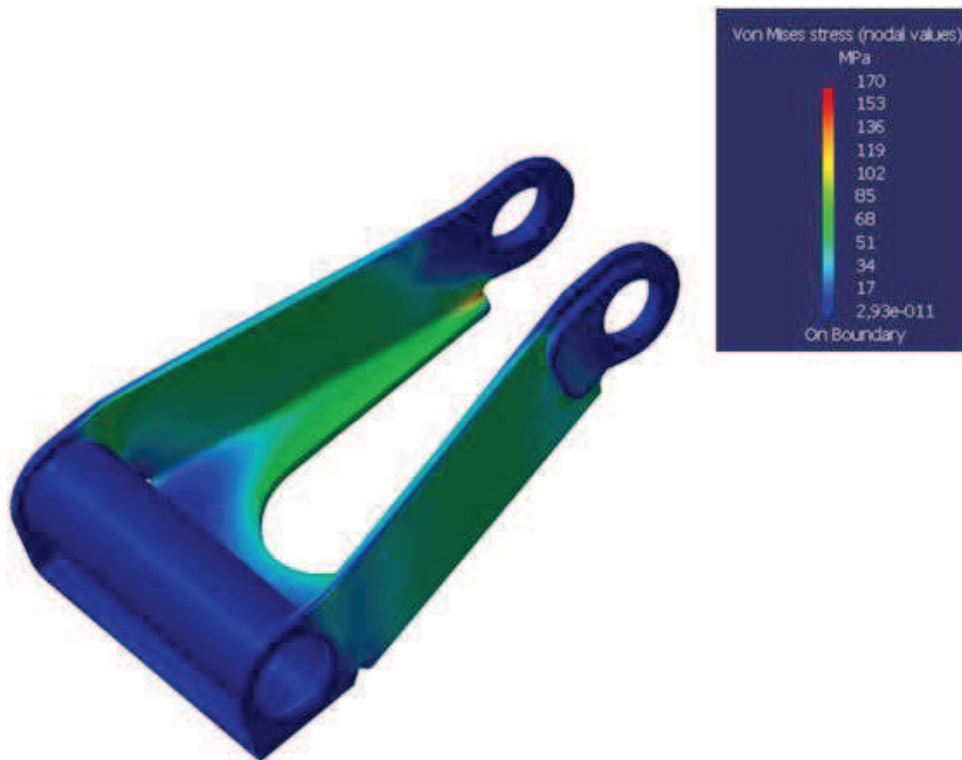
4.4.8. Trojúhelníková vzpěra

Jedná se opět o svařenec z plechu a kruhových trubek, je použit stejný materiál jako u dlouhé vzpěry. Reakce v místech uložení ložisek čepů a jejich dimenzování bylo provedeno analyticky, napětí ve vzpěře bylo kontrolováno metodou konečných prvků a výsledky jsou zobrazeny v příloze.

Trojúhelníková vzpěra přenáší pouze tlakové zatížení. Hodnota maximálního napětí je 170 MPa v místě ohybu se zaoblením, není nutná její další optimalizace.

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma} = \frac{220}{170} \doteq 1,3$$



Obrázek 42: Průběh napětí v trojúhelníkové vzpěře

5. Technologický postup výroby zvolené součásti

Technologický postup byl vytvořen pro trojúhelníkovou vzpěru, výkres č. DPL-VK-02.

Jedná se o svařenec.

číslo operace	pracoviště	polotovary	popis operace
	stroj/ nástroj		
1.	vypalovačka	P4-260x270 ČSN 11 373.11	Pozice č. 2 - vypálit součásti podle výkresu
2.	vypalovačka		Pozice č. 3 - vypálit součásti podle výkresu
3.	hrotový soustruh	TR KR 42,4x4-150 ČSN 11 353.01	Pozice č.1 - upnout trubku ve sklíčidle - zarovnat čelo - otočit a upnout ve sklíčidle - zarovnat čelo na délku 138
4.	zámečnická dílna		- brousit otřepy
5.	zámečnická dílna		Pozice č.2 - naměřit a ustavit díly - naohýbat podle výkresu
	ohýbačka		
6.	zámečnická dílna		Pozice č.3 - naměřit a ustavit díly - naohýbat podle výkresu
	ohýbačka		
7.	zámečnická dílna		- Očistit plochy ke svařování
8.	svařovna		- vyměřit a ustavit dle výkresu - sestavené díly nabodovat - svařit
	elektrická svářečka		
9.	brusírna		- brousit a čistit svary
	elektrická bruska		
10.	Tepelné zpracování		- vyžítat ke snížení vnitřního pnutí
11.	zámečnická dílna		- ustavit - vyvrtat, vyhrubovat a vystružit díry \varnothing 36H7 a \varnothing 27H7
	Horizontální vyvrtávačka		
12.	kontrola		-zkontrolovat rozměry a svary
	měřidla a měřicí přípravky		
13.	Zinkovna		-žárové zinkování

6. Technicko- ekonomické hodnocení

Technicko- ekonomické hodnocení je provedeno odděleně, pro každou část je použita vhodná metoda. Závěrem jsou výsledky ohodnoceny a shrnuty slovně.

6.1. Ekonomické hodnocení

Cílem projektu je navrhnout produkt takový, aby nejen splňoval požadavky na technickou bezvadnost a bezpečnost, ale byl i cenově konkurenceschopný při zajištění přiměřeného zisku. Ke kontrole těchto podmínek slouží předběžná ekonomická kalkulace.

V tomto případě jsou spočítány vícenáklady ve srovnání ke stávající výrobě, navýšeny o požadovaný zisk a rabat a přičteny k prodejní ceně stávajícího výrobku. Kalkulační přírážky byly pouze odhadovány, k jejich zpřesnění by byla nutná konzultace s ekonomickým odborníkem obeznámeným důkladně se situací a zvyklostmi podniku.

Kalkulační schéma:

	Přímý materiál
+	Přímé mzdy
+	Ostatní přímé náklady
+	Výrobní režie
=	<hr/> Vlastní náklady výroby
+	<hr/> Správní a odbytová režie
=	Úplné vlastní náklady
+	<hr/> Zisk
=	Cena při prodeji za hotové
+	<hr/> Rabat
=	Prodejní cena

Přímý materiál:

Položka	jednotka	počet	cena za jednotku [Kč]	celková cena [Kč]
ocelové profily, plechy a tyče	kg	15	20	300
Kryt spirálový Lintech 025-0400-040	ks	1	300	300
Čepy	ks	5	60	300
Šroub trapézový Tr 20x4	ks	1	600	600
Matice bronzová Tr 20x4-P-PR	ks	1	700	700
Ložisko axiální obousměrné 52 204	ks	1	190	190
Ložisko kloubové	ks	1	150	150
Ložiska kluzná	ks	23	8	184
Cena celkem				3 024
+ drobný materiál (15% z ceny materiálu)				454
Součet přímého materiálu				2724

Tabulka 11: Přímý materiál

Ostatní přímé náklady:

Položka	Kalkulační základna	sazba [%]	Částka
Náklady na povrchovou úpravu	Přímý materiál	30	817
Spotřební materiál	Přímý materiál	5	136
Celkem			953

Tabulka 12: Ostatní přímé náklady

Přímé mzdy:

	Kalkulační základna	sazba [%]	Částka
Přímé mzdy	Přímý materiál	100	2724

Tabulka 13: Přímé mzdy

Výrobní režie:

	Kalkulační základna	sazba [%]	Částka
Výrobní režie	Přímé mzdy	30	817

Tabulka 14: Výrobní režie

	Přímý materiál	2724
+	Přímé mzdy	2724
+	Ostatní přímé náklady	953
+	Výrobní režie	817
=	Vlastní náklady výroby	7 218

Správní a odbytová režie:

	Kalkulační základna	sazba [%]	Částka
Správní a odbytová režie	Přímé mzdy	20	545

Tabulka 15: Správní a odbytová režie

	Vlastní náklady výroby	7 218
+	Správní a odbytová režie	545
=	Úplné vlastní náklady	7 763
+	Zisk 20%	1 553
=	Cena při prodeji za hotové	9 316
+	Rabat 20% z prodejní ceny	2 329
=	Prodejní cena (bez DPH)	11 645

Prodejní cena původního přívěsu bez možnosti sklápění byla cca. 15 100,-Kč. Navýšení ceny při provedení se sklápěním činí 11 645,-Kč, výsledná prodejní cena činí 26 745,- Kč bez DPH. Srovnatelný výrobek DUNG Toni Transport se aktuálně prodává za 27 386,- Kč bez DPH. Navrhovaný produkt je tedy o cca. 640,-Kč levnější. Srovnání s přívěsem Maro Explorer S nebylo provedeno, neboť tento díky absenci zdvihacího mechanismu patří do jiné kategorie.

6.2. Technické hodnocení

Vysokou míru objektivitu hodnocení naplnění požadavků poskytuje bodové hodnocení, použité již při výběru variant. Při výběru variant byly bodově hodnoceny očekávané vlastnosti té které varianty a srovnávány s teoreticky ideálním provedením. V závěrečném technickém hodnocení se postupuje stejným způsobem, jen místo očekávaných hodnot jsou dosazovány hodnoty skutečně dosažené. Poměrem konečných výsledků je možno určit míru procentuálního naplnění požadavků.

Dosažené hodnoty:

- úhel sklopení korby: 25 [°]
- pohotovostní hmotnost: 240 [kg]
- celková výška: původní + 50 [mm]
- celková délka: nezměněna

Požadavky k vnějším vlastnostem vztaheným k transf. procesům všech život. etap TS	Požadovaná hodnota, příp. tolerance	Váha (1-4)	Navržené řešení		Ideál	
1. Požadavky k hlavním i asistujícím pracovním funkcím/ účinkům			Hodnocení	celkem	Hodnocení	celkem
	Pohon mechanismu	ruční	4	3	12	3
V uzavřeném stavu zajistit proti samovolnému otevření	mechanicky	4	3	12	3	12
V otevřeném stavu zajistit proti samovolnému otevření	mechanicky	3	3	9	3	9
Při sklápěné odjistit	automaticky	2	0	0	3	6
Tuhost konstrukce	dostatečná	4	3	12	3	12
Šířka	původní	4	3	12	3	12
Délka	původní	4	3	12	3	12
Celková výška	původní	2	2	4	3	6
Výška korby (nákl. prostoru)	původní	3	3	9	3	9
Celková hmotnost	750 kg	4	3	12	3	12
Užitečná hmotnost	co nejvyšší	3	2	6	3	9
Úhel sklopení korby	25°	2	3	6	3	6
2. Požadavky k ostatním provozním vlastnostem						
Četnost používání	časté	2	3	6	3	6
Údržba	minimální	3	2	6	3	9
Sklápění bez dodatečné manipulace	ano	3	2	6	3	9
Bezpečné uzavření i s plnou korbou	ano	3	3	9	3	9
Uzavření prázdné korby	snadné	2	2	4	3	6
3. Požadavky k vlastnostem pro předvýrobní procesy a výrobu						
Vhodnost pro konstrukci a tech.-org. přípravu výroby	vysoká	3	2	6	3	9
Vhodnost pro druh výroby	kusová	4	3	12	3	12
Náročnost na výrobu a montáž	zámečnická dílna	2	2	4	3	6
Polotovary a díly	nakupované, normované	3	2	6	3	9
Σ hodnocení s ohledem na váhu				165		192

Tabulka 16: Naplnění požadavků k vnějším vlastnostem vztaheným k transf. procesům všech život. etap TS

Míra naplnění požadavků k vnějším vlastnostem vztaheným k transformačním procesům všech život. etap TS:

$$\frac{\sum_{\text{navr}} \text{hodnocení}}{\sum_{\text{ideál}} \text{hodnocení}} \cdot 100 = \frac{165}{192} \cdot 100 = 85,9 [\%]$$

Požadavky k vnějším vlastnostem ve vztahu k operátorům transf. procesů všech život. etap TS	Požadovaná hodnota, příp. tolerance	Váha (1-4)	Navržené řešení		Ideál	
			Hodnocení	celk.	Hodnocení	celk.
1. Požadavky k vlastnostem pro objektové řízení/management						
Konkurenceschopnost	vysoká	4	3	12	3	12
Možnost další inovace	vysoká	2	3	6	3	6
2. Požadavky k vlastnostem k člověku						
Bezpečnost proti poranění	vysoká	4	3	12	3	12
Bezpečnost proti samovolnému sklopení	vysoká	4	3	12	3	12
Bezpečnost proti samovolnému uzavření	vysoká	4	3	12	3	12
Manipulace	intuitivní	2	4	8	4	8
Vzhled, design	příjemný	3	3	12	3	12
3. Požadavky k vlastnostem k aktivnímu a reakt. materiálovému a energet. okolí						
Použité materiály	ekologicky nezávadné	4	3	12	3	12
Energetická náročnost výroby	minimální	2	1	2	3	6
Zdroj pohonu mechanismu	ruční	4	3	12	3	12
4. Požadavky k vlastnostem k aktivnímu inform. okolí						
Porušení patentových práv	žádné	4	3	12	3	12
Splnění závazných předpisů a norem	bezvýhradné	4	3	12	3	12
5. Požadavky k vlastnostem k informacím						
Výrobní a montážní dokumentace	dostatečná a správná	4	3	12	3	12
Návody k použití	srozumitelné	3	3	9	3	9
Návod k údržbě a opravám	příručka	3	2	6	3	9
Informační štítky na produktu	symboly	2	1	2	3	6
6. Požadavky k vlastnostem						

k ekonomickému a časovému řízení (managementu)						
Prodejní cena	srovnatelná s konkurencí	4	3	12	3	12
Náklady na vývoj a výrobu	nízké	3	2	6	3	9
Náklady na provoz	nízké	2	3	6	3	6
Náklady na údržbu	nízké	2	3	6	3	6
Čas na vývoj a výrobu	6 měsíců	3	1	3	3	9
Σ hodnocení s ohledem na váhu				186		200

Tabulka 17: Naplnění požadavků k vnějším vlastnostem ve vztahu k operátorům transf. procesů všech život. etap TS

Míra naplnění požadavků k vnějším vlastnostem ve vztahu k operátorům transformačních procesů všech životních. etap TS:

$$\frac{\sum_{\text{navr}} \text{hodnocení}}{\sum_{\text{ideál}} \text{hodnocení}} \cdot 100 = \frac{186}{200} \cdot 100 = 93 [\%]$$

Požadavky k vnitřním a strukturálním vlastnostem TS	Požadovaná hodnota, příp. tolerance	Váha (1-4)	Navržené řešení	Ideál		
1. Požadavky ke konstrukčním znakům						
Funkční princip	mechanický	4	3	12	3	12
Ovládání a pohon	ruční	4	3	12	3	12
2. Požadavky k elementárním konstrukčním vlastnostem						
Komponenty	nakupované	2	2	4	3	6
Spojovací materiál	normovaný nakupovaný	3	3	9	3	9
Nenormalizované součásti	snadná výroba	2	2	4	3	6
3. Požadavky k obecným konstr. vlastnostem						
Odolnost proti korozi	vysoká	3	3	9	3	9
Závislost na vnějších vlivech (teplota, vlhkost)	nízká	4	3	12	3	12
Σ hodnocení s ohledem na váhu				62		66

Tabulka 18: Naplnění požadavků k vnitřním a strukturálním vlastnostem TS

Míra naplnění požadavků k vnitřním a strukturálním vlastnostem TS:

$$\frac{\sum_{\text{navr}} \text{hodnocení}}{\sum_{\text{ideál}} \text{hodnocení}} \cdot 100 = \frac{62}{66} \cdot 100 = 93,9 [\%]$$

Σ všech hodnocení			413		458
--------------------------	--	--	-----	--	-----

Tabulka 19: Σ všech hodnocení

Míra naplnění všech požadavků:

$$\frac{\Sigma_{\text{navr}} \text{ hodnocení}}{\Sigma_{\text{ideál}} \text{ hodnocení}} \cdot 100 = \frac{413}{458} \cdot 100 = 90,2 [\%]$$

Na základě bodového hodnocení naplnění požadavků s ohledem na jejich váhu bylo zjištěno, že navrhované řešení splňuje požadavky na 90,2 %.

6.3. Výsledky technicko- ekonomického hodnocení

Na základě výsledků technicko- ekonomického hodnocení lze usuzovat, že bylo nalezeno řešení, které je za současných podmínek konkurenceschopné. Nabízí cenu srovnatelnou s konkurencí při vyšším naplnění požadavků. Lze předpokládat, že s dalším vývojem by byla nalezena evtl. jednodušší a levnější řešení, čímž by se efektivita výroby a konkurenceschopnost dále zvýšila.

7. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout změny v konstrukci nákladního přívěsu za osobní automobil takové, aby bylo možno vyrobit na přání alternativně přívěs se sklápěcí korbou. Po dohodě se zadavatelem byly identifikovány a zaznamenány konkrétní požadavky. Do požadavků byly zahrnuty také obecně očekávané a legislativně závazné požadavky. Byl proveden průzkum trhu, vytvořeny tři varianty řešení, jejich vzájemné srovnání a porovnání se stávajícími produkty. Na základě výsledků analýzy byla vybrána nejlepší alternativa k podrobnému zpracování.

Při výpočtech a dimenzování mechanismu byly použity jak klasické analytické metody, tak moderní software včetně simulace pohybu a kontrola pevnosti důležitých součástí metodou konečných prvků. Mechanismus byl v celém průběhu projektu navrhován s ohledem na snadnou, bezpečnou a intuitivní obsluhu, spolehlivý provoz, minimální výrobní náklady, nízkou hmotnost, dlouhou životnost a minimální údržbu. Kde to bylo možné a vhodné, byly voleny nakupované a normalizované díly, ostatní byly navrženy s ohledem na snadnou výrobu.

Navržená konstrukce má potenciál k dalším vylepšením, například zjednodušení a další zlevnění výroby nebo snadné dovybavení komfortními prvky jako např. elektrické ovládání zdvihacího mechanismu.

Závěrem bylo provedeno technicko- ekonomické hodnocení s vyhodnocením dosažených výsledků.

Bibliografie

Literatura

- [1] HOSNEDL, S.- KRÁTKÝ, J.: *Příručka strojního inženýra 1*. Brno: Computerpress, 1999
- [2] KRÁTKÝ, J.- KRÓNEROVÁ, E.- HOSNEDL, S.: *Obecné strojní části 2*. Plzeň: ZČU, 2011
- [3] LAŠ, V., HLAVÁČ, Z., VACEK, V.: *Technická mechanika v příkladech*. Plzeň: ZČU, 2005
- [4] Drastík, F.: *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. Ostrava: Montanex, 1999
- [5] KLEINOVÁ, J.: *Ekonomické hodnocení výrobních procesů*. Plzeň: TYPOS, 2005
- [6] Švercl, J.: *Technické kreslení a deskriptivní geometrie*. Praha: Scientia, 2003
- [7] VLK, F.: *Automobilová technická příručka*. Brno: nakl. VLK, 2003
- [8] VLK, F.: *Koncepce motorových vozidel*. Brno: nakl. VLK, 2000

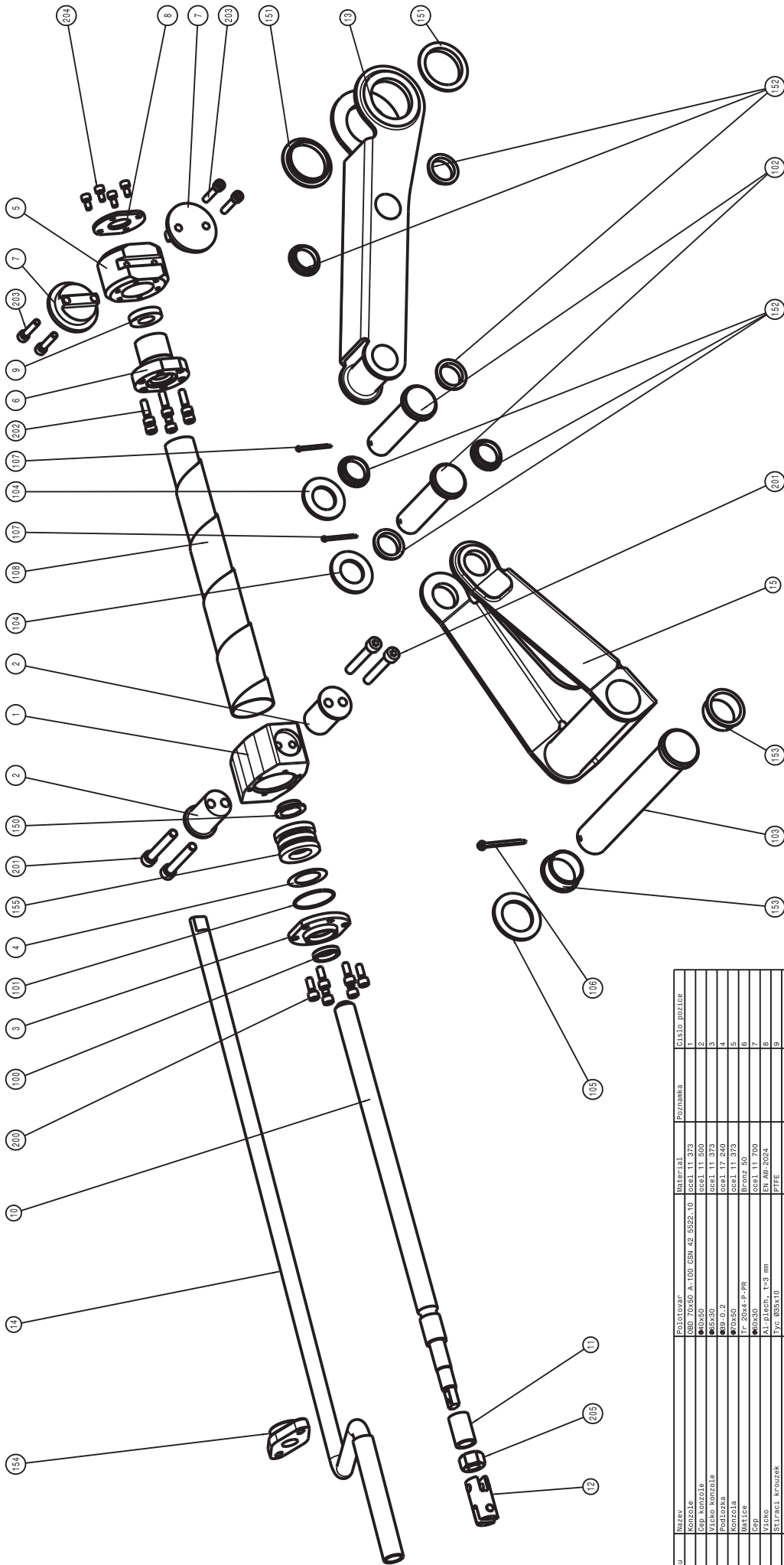
STANĚK, J., NĚMEJC, J.: *Metodika zpracování a úprava diplomových (bakalářských) prací*. Plzeň: ZČU, 2005

Internetové zdroje

- [1] <http://www.privesy.eu/>
- [2] <http://www.maro-kralovice.cz>
- [3] <http://www.igus.cz>
- [4] <http://www.cncshop.cz>
- [5] <http://www.hennlich.cz/>
- [6] <http://www.agados.cz/>
- [7] <http://www.igus.de/>
- [8] <http://www.alko.de/>
- [9] <http://cs.wikipedia.org>
- [10] <http://www.ferona.cz/>
- [11] <http://www.foiniasteel.cz/>
- [12] <http://www.rubena.cz/>
- [13] http://www.skf.com/portal/skf_cz/home

Software

- [1] Catia V5 R19
- [2] Microsoft Office 2007
- [3] Zoner Photo Studio 9.0
- [4] Adams MSC
- [5] Matlab R12



Príst. kusu	Nazev	Polotovár	Material	Poznamka	Číslo pozícií
1	Korozia	087 70x50 A-100 GSN 42 5522-10	0601 11 373		1
2	Čep korozia	0601 11 500	0601 11 500		2
1	Prst korozia	0601 11 200	0601 11 200		3
1	Korozia	0601 11 200	0601 11 200		4
1	Korozia	0601 11 373	0601 11 373		5
1	Matice	Tr-20x4-P-PR	Bronz 50		6
2	Čep	0601 11 700	0601 11 700		7
1	Micro	AL-Pllech, L-3 mm	EN AW-2024		8
1	Stierací korozik	Tr 08x5x10	PTFE		9
1	Trápezový spoj	Tr-20x4-440	0601 14 341		10
1	Trubka	0601 11 500	0601 11 500		11
1	Prstový náhub	0601 11 500	0601 11 500		12
1	Prstový náhub	0601 11 373	0601 11 373		13
1	Prstový náhub	0601 11 373	0601 11 373		14
1	Rameno kotvace	P4-260x270 GSN 11 373-11	0601 11 373		15
1	DIN 3760				100
1	DIN 3771				101
2	ISO 2541-B				102
2	ISO 2541-B				103
2	ISO 1702				104
1	GSN 02 1702				105
1	Zavážacia 4x50	GSN 02 1781.05			106
2	Zavážacia 3,2x36	GSN 02 1781.05			107
1	Kvrt špirálový	025-0400-040	Linlech		108
1	Klizna 1021840	094-2023-07			150
2	Klizna 1021840	094-4044-07			151
2	Klizna 1021840	094-3286-16			152
1	Kliznové 1021840	EFOM-18			154
1	Ložisko axiálné 52 204	GSN 02 4730			155
6	Šroub M6x16 - B 8	ISO 4762			200
4	Šroub M6x35 - B 8	ISO 4762			201
6	Šroub M6x20 - B 8	ISO 4762			202
4	Šroub M5x10 - B 8	ISO 4762			203
1	Matice M4x1,5 - 8	ISO 8633			205



WATERNA KONSTRUKČNÝ STROJ

Sestava mechanismu DPL-VK-01

Číslo kresby: 11.8
 Dátum: 21.5.2013
 Miesto: Bratislava

Príprava: [blank]
 Kresba: [blank]
 Kontrola: [blank]
 Schválil: [blank]

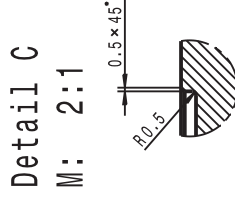
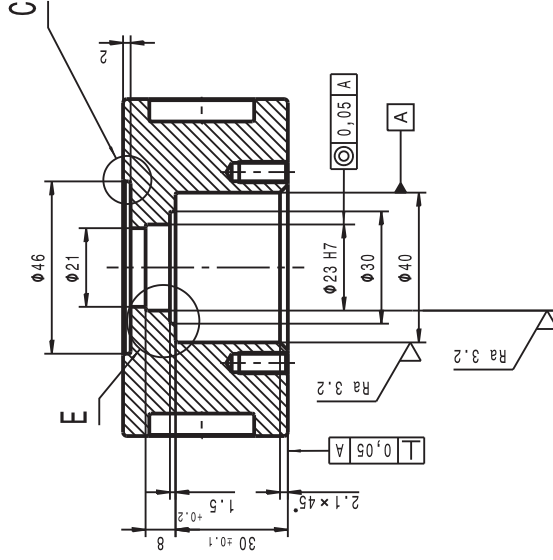
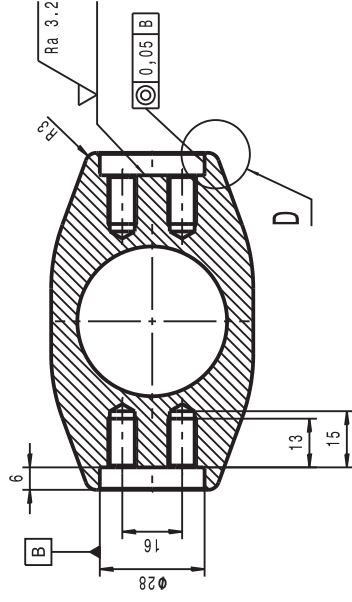
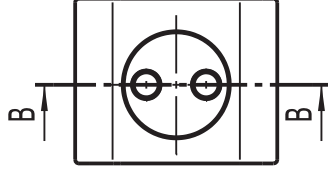
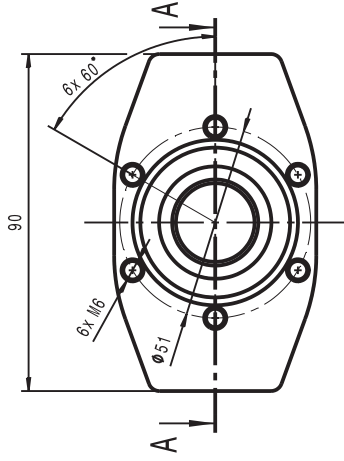
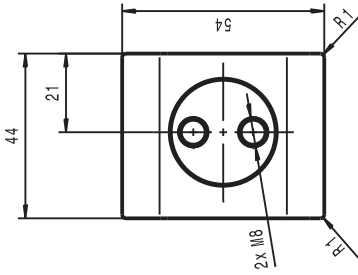
Príprava: [blank]
 Kresba: [blank]
 Kontrola: [blank]
 Schválil: [blank]

Príprava: [blank]
 Kresba: [blank]
 Kontrola: [blank]
 Schválil: [blank]

Príprava: [blank]
 Kresba: [blank]
 Kontrola: [blank]
 Schválil: [blank]

Príprava: [blank]
 Kresba: [blank]
 Kontrola: [blank]
 Schválil: [blank]

Príprava: [blank]
 Kresba: [blank]
 Kontrola: [blank]
 Schválil: [blank]

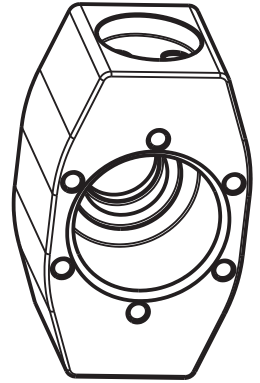



Detail C
M: 2:1

Detail D
M: 2:1

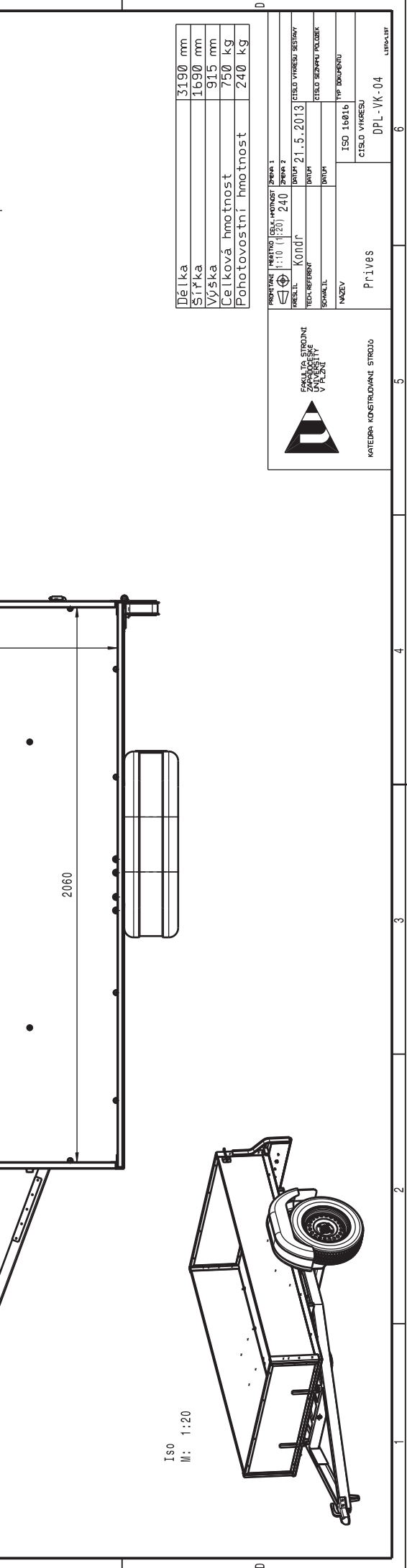
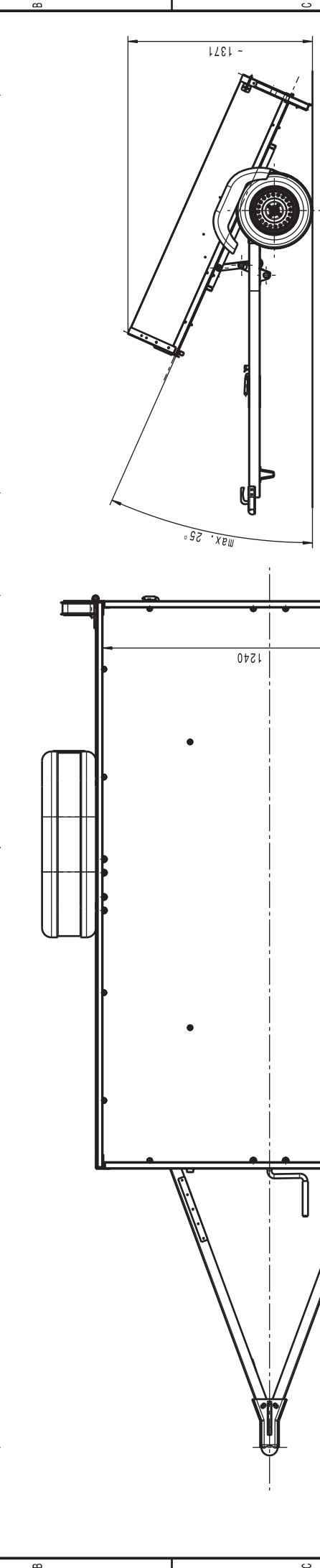
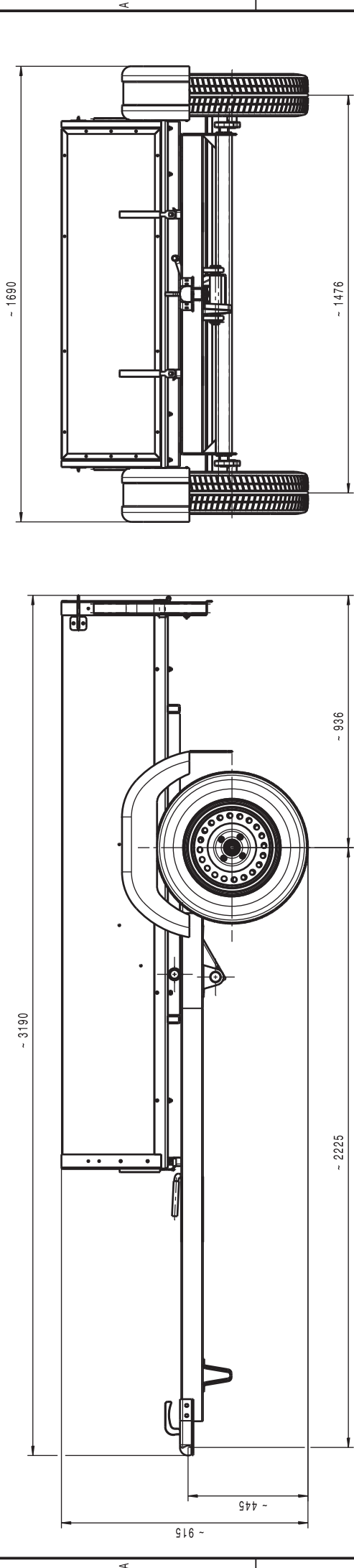
Detail E
M: 2:1

ISO
M: 1:1



PROJEKT	VERZIJK	PROJEKT ISO 7183 - 41	PROJEKT	1.03 kg	PROJEKT - KONTOUR
1:1	1:1	TELEFONUM ISO 8015	OCCEL 11 373	08D 70X50 A-100 CSN 42 5522.10	
			OCCEL	KONDR	OCCEL VYKRESLOVÁNÍ
			TECH. REFERENC	PRŮP 20.5.2013	OCCEL SEZNAM PLOŠEK
			KONSTR.	PRŮP	OCCEL SEZNAM PLOŠEK
			NAZEV	ISO 14015	TPY DOKUMENTU
KATEDRA KONSTRUKČNÍ STROJNÍ			KONZOLA	OCCEL VYKRESLO	
				DPL -VK-03	
					LIBRAČKA

1 2 3 4 5 6



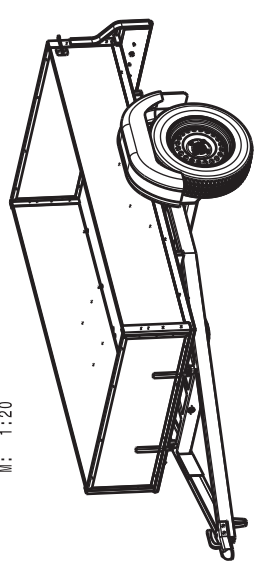
Délka	3190 mm
Šířka	1690 mm
Výška	915 mm
Celková hmotnost	750 kg
Pohotovostní hmotnost	240 kg

PROJEKTANT	TRÉNTOVÁ	ČÍSLO PRŮŘEZU	ZÁVĚS 1
KRESLIL	1:10	ČÍSLO PRŮŘEZU	ZÁVĚS 2
TECHNICKÝ NÁZEV	KOMPL.	DATA	21.5.2013
SCHEMATIC		ČÍSLO VÝKRESU	
NÁZEV		ČÍSLO SÉRIJNÉHO POŘÍČÍ	
		VP	16016
		ČÍSLO VÝKRESU	DPL-VK-04

FAKULTA STROJINĚ
UNIVERZITA
V PARDUBICÍCH

KATEDRA KONSTRUOVANÍ STROJŮ

ISO
M: 1:20



A B C D