

Univerzita Pardubice

Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh mechanického sklápění korby brzděného přívěsu pro osobní automobil

Bc. Vojtěch Dytrych

Diplomová práce

2021

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Vojtěch Dytrych**
Osobní číslo: **D19369**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Téma práce: **Návrh mechanického sklápění korby brzděného přívěsu pro osobní automobil**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Zásady pro vypracování

Autor práce bude postupovat podle sestavené osnovy, a to podle svých vědeckých možností. Současně bude dílčí výsledky konzultovat s vedoucím práce tak, aby bylo dosaženo stanovených cílů práce.

Osnova diplomové práce:

Úvod.

1. Sumarizace současného stavu řešení sklopných přívěsů pro osobní automobily.
2. Analýza nezbytných legislativních požadavků na konstrukci sklopného zařízení přívěsu pro osobní automobily.
3. Stanovení vstupních parametrů přívěsu podle zamýšleného reálného využití.
4. Ideový návrh sklopného zařízení ve formě 3D modelů jednotlivých dílů a celkových sestav.
5. Základní pevnostní posouzení klíčových prvků zjednodušeným analytickým, případně numerickým výpočtem.
6. Zhodnocení technické využitelnosti a finanční náročnosti navrženého sklopného mechanismu.

Závěr.

Rozsah pracovní zprávy: **50 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] Vyhláška č. 341/2014 Sb. *Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*. In: . 2014, číslo 341. Dostupné také z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2014-341>
- [3] VALA, Miroslav a Miroslav TESAŘ. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN isbn80-7194-503-x.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Jilek, Ph.D.**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **15. února 2021**
Termín odevzdání diplomové práce: **17. května 2021**

L.S.

doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlašuji:

Práci s názvem: Návrh mechanického sklápění korby brzděného přívěsu pro osobní automobily, jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 28. 6. 2021

Vojtěch Dytrych v.r.

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval všem, kteří mi poskytli pomoc při tvorbě této diplomové práce. Zejména pak panu Ing. Petru Jilkovi, Ph.D. za cenné rady, odborné vedení a poskytnutí materiálů, které mi pomáhaly při tvorbě této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Ivu Šefčíkovi, Ph.D. a doc. Ing. Janu Krmelovi, Ph.D. za pomoc a cenné rady. V neposlední řadě patří poděkování mé rodině, která mi umožnila studium na vysoké škole a byla mi oporou po dobu celého studia.

Anotace

Diplomová práce se zabývá ideovým návrhem mechanického sklápění korby brzděného přívěsu. Teoretická část práce je věnována informacím o současném řešení automobilových přívěsů a legislativních požadavcích. V praktické části jsou nejprve určeny vstupní parametry přívěsu. Dále je zde stanoven ideový návrh a pevnostní posouzení klíčových prvků sklopného zařízení. Na závěr je v práci uvedeno zhodnocení technické využitelnosti a finanční náročnosti.

Klíčová slova

sklopný přívěs, kuličkový šroub, kuličkové lineární vedení, šneková převodovka, pevnost, plasticita

Title

Design of mechanical tipping platform of a braked trailer for a passenger car

Annotation

This diploma thesis deals with ideological design of mechanical tipping platform of a braked trailer. The theoretical part of thesis is devoted to the information about the current solution of car trailers and the legislative requirements. In the practical part, the input parameters of the trailer are first determined. In addition, there is a ideological design and strength assessment of key elements of the tipping device. Finally, the work presents an evaluation of technical usability and financial demands.

Keyword

tipping trailer, ball screw, linear ball guides, worm-gear system, strength, elasticity

Obsah

Seznam obrázků	9
Seznam tabulek	12
Seznam grafů	12
Seznam symbolů	13
Úvod	16
1 Současný stav řešení přívěsů pro osobní automobily	17
1.1 Druhy přívěsů	17
1.2 Sklopné přívěsy	20
2 Legislativní požadavky	23
2.1 Spojitelnost vozidel v jízdní soupravu	23
2.2 Maximální povolené rozměry vozidel kategorie O ₂ a jízdních souprav	24
2.3 Spojitelnost podle hmotnosti přípojného vozidla a souprav	24
2.4 Největší povolená hmotnost	24
2.5 Nejvyšší povolená rychlost a její označení na vozidle	25
2.6 Zařízení pro osvětlení a světelnou signalizaci	25
2.7 Registrační značka	28
2.8 Brzdová zařízení	28
2.9 Mechanické spojovací části jízdních souprav vozidel	29
3 Stanovení vstupních parametrů přívěsu	30
3.1 Hlavní rozměry	30
3.2 Hmotnost	31
3.3 Sklopný úhel	31
3.4 Pohon a ovládání sklopného mechanismu	32
3.5 Další parametry	32
4 Ideový návrh sklopného zařízení	33
4.1 Základní koncepce přívěsu	33
4.2 Silové poměry	34

4.3	Sklopné zařízení.....	41
4.4	Rám korby.....	65
4.5	Schéma elektrického zapojení	68
5	Pevnostní posouzení klíčových prvků sklopného zařízení.....	70
5.1	Vrchní hlavice vzpěry	71
5.2	Spodní vidlice vzpěry	73
5.3	Rám korby.....	75
5.4	Rám mechanismu.....	79
6	Zhodnocení technické využitelnosti a finanční náročnosti zařízení	84
	Závěr	88
	Použitá literatura	90
	Seznam příloh.....	93
	Příloha A – Síly ve vzpěře, pantech korby a sklopném mechanismu.....	94
	Příloha B – Fotodokumentace 3D modelu přívěsu	95
	Příloha C – Fotodokumentace 3D modelu mechanismu.....	98

Seznam obrázků

Obr. 1: Valník s koly vedle ložné plochy (zdroj [1])	17
Obr. 2: Valník s koly pod ložnou plochou (zdroj [1]).....	18
Obr. 3: Skříňový přívěs (zdroj [1]).....	18
Obr. 4: Převravník automobilů (zdroj [1])	19
Obr. 5: Převravník motocyklů a čtyřkolek (zdroj [1]).....	19
Obr. 6: Naklápací valník (zdroj [1]).....	20
Obr. 7: Hydraulicky sklápěný přívěs (zdroj [1])	21
Obr. 8: Mechanicky sklápěný přívěs 1 (zdroj [2])	21
Obr. 9: Mechanicky sklápěný přívěs 2 (zdroj [1])	22
Obr. 10: 3D model přívěsu	34
Obr. 11: Síla ve vzpěře a reakce v pantech korby	35
Obr. 12: Rozložení silových účinků ve sklopném mechanismu	37
Obr. 13: Svislá síla působící na tažné zařízení– provozní zatížení	38
Obr. 14: Svislá síla působící na tažné zařízení – celkové zatížení	39
Obr. 15: Svislá síla působící na tažné zařízení při vykládce – celkové zatížení	39
Obr. 16: Svislá síla působící na opěrnou nohu při vykládce	40
Obr. 17: Sklopné zařízení s krytováním	41
Obr. 18: Sklopné zařízení bez krytování	42
Obr. 19: Kuličkový šroub	42
Obr. 20: Ložiskové domečky	46
Obr. 21: Lineární vedení	47
Obr. 22: Upínací kostka s čepem.....	48
Obr. 23: Vzpěra	49
Obr. 24: Spodní vidlice	50
Obr. 25: Vrchní hlavice	50
Obr. 26: Elektrický pohon	53
Obr. 27: Ruční pohon	55
Obr. 28: Propojení pohybového a pohonného ústrojí.....	56
Obr. 29: Pojistná třecí spojka (zdroj [21]).....	57
Obr. 30: Spínač koncové polohy (zdroj [22]).....	58
Obr. 31: Nosný rám mechanismu.....	59
Obr. 32: Hlavní nosná deska	60

Obr. 33: Zakrytování	62
Obr. 34: Zakrytování posuvu zařízení (zdroj [15],[23]).....	63
Obr. 35: Výztužná konzole.....	64
Obr. 36: Ovládací panel [zdroj 1].....	65
Obr. 37: Rám korby	66
Obr. 38: Středový nosný rám	67
Obr. 39: Schéma elektrického zapojení.....	69
Obr. 40: von Misesův bilineární model chování materiálu	70
Obr. 41: Výpočtový model vrchní hlavice vzpěry	71
Obr. 42: Zatěžovací charakteristika – vrchní hlavice vzpěry.....	72
Obr. 43: Red. uzlová napětí von Mises ($LF = 7,07$) – vrchní hlavice vzpěry	72
Obr. 44: Celkové posuvy ($LF = 7,07$) – vrchní hlavice vzpěry.....	72
Obr. 45: Výpočtový model ramena spodní vidlice vzpěry.....	73
Obr. 46: Zatěžovací charakteristika – spodní vidlice vzpěry	74
Obr. 47: Red. uzlová napětí von Mises ($LF = 3,12$) – spodní vidlice vzpěry.....	74
Obr. 48: Celkové posuvy ($LF = 3,12$) – spodní vidlice vzpěry.....	75
Obr. 49: Výpočtový model rámu korby	76
Obr. 50: Síť výpočtového modelu rámu korby	76
Obr. 51: Red. uzlová napětí von Mises ($LF_{ZS} = 6,35$) – TOP – rám korby.....	77
Obr. 52: Red. uzlová napětí von Mises ($LF_{ZS} = 6,35$) – MIDDLE – rám korby.....	77
Obr. 53: Red. uzlová napětí von Mises ($LF_{ZS} = 6,35$) – BOTTOM – rám korby.....	78
Obr. 54: Zatěžovací charakteristika – rám korby	78
Obr. 55: Celkové posuvy ($LF = 6,35$) – rám korby.....	79
Obr. 56: Výpočtový model rámu mechanismu	80
Obr. 57: Síť výpočtového modelu rámu mechanismu.....	80
Obr. 58: Red. uzlová napětí von Mises ($LF_{PL} = 3,54$) – TOP – rám mech.	81
Obr. 59: Red. uzlová napětí von Mises ($LF_{PL} = 3,54$) – MIDDLE – rám mech.	81
Obr. 60: Red. uzlová napětí von Mises ($LF_{PL} = 3,54$) – BOTTOM – rám mech.	82
Obr. 61: Zatěžovací charakteristika – rám mechanismu	82
Obr. 62: Celkové posuvy ($LF = 3,54$) – rám mechanismu.....	83
Obr. 63: 3D model přívěsu – pohled 1	95
Obr. 64: 3D model přívěsu – pohled 2	95
Obr. 65: 3D model přívěsu – pohled 3	95

Obr. 66: 3D model přívěsu – pohled 4	96
Obr. 67: 3D model přívěsu – pohled 5	96
Obr. 68: 3D model přívěsu – pohled 6	96
Obr. 69: 3D model přívěsu – pohled 7	97
Obr. 70: 3D model mechanismu – pohled 1	98
Obr. 71: 3D model mechanismu – pohled 2	98
Obr. 72: 3D model mechanismu – pohled 3	99
Obr. 73: 3D model mechanismu – pohled 4	99
Obr. 74: 3D model mechanismu – pohled 5	99
Obr. 75: 3D model mechanismu – pohled 6	100
Obr. 76: 3D model mechanismu – pohled 7	100
Obr. 77: 3D model mechanismu – pohled 8	100

Seznam tabulek

Tab 1: Hlavní rozměry	34
Tab 2: Cenová kalkulace: tyče / trubky (zdroj [26]).....	84
Tab 3: Cenová kalkulace: plechy (zdroj [26],[27])	84
Tab 4: Cenová kalkulace: nakupované komponenty (zdroj [1],[14],[15],[16],[18],[19], [20],[21],[22],[23]).....	85
Tab 1 A: Síly ve vzpěře, pantech korby a sklopném mechanismu.....	94

Seznam grafů

Graf 1: Síla ve vzpěře a reakce v pantech korby	36
Graf 2: Síly vstupující do sklopného mechanismu.....	37

Seznam symbolů

V_l	objem ložné plochy	[m ³]
F_T	vstupní zatížení	[N]
m_u	hmotnost užitečná	[kg]
m_k	hmotnost korby	[kg]
m_p	hmotnost provozní	[kg]
m_c	hmotnost celková	[kg]
β	sklopný úhel	[°]
α	úhel mezi vzpěrou a vodorovnou rovinou	[°]
g	gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
F_{ix}	síly působící v ose x	[N]
F_{iy}	síly působící v ose y	[N]
M_{iC}	moment síly působící v bodu C	[N·m]
R_C	reakce působící v čepch korby	[N]
R_{Cx}	reakce působící v čepch korby v ose x	[N]
R_{Cy}	reakce působící v čepch korby v ose y	[N]
F_V	síla ve vzpěře	[N]
F_{Vx}	složka síly ve vzpěře v ose x	[N]
F_{Vy}	složka síly ve vzpěře v ose y	[N]
L_T	vzdálenost těžiště od osy otáčení korby	[mm]
L_V	vzdálenost vrchního čepu vzpěry od osy otáčení korby	[mm]
L_{Vx}	složka vzdálenosti horního čepu vzpěry od osy otáčení korby v ose x	[mm]
L_{Vy}	složka vzdálenosti horního čepu vzpěry od osy otáčení korby v ose y	[mm]
R_{LD1}	reakce působící v ložiskovém domečku BK	[N]
R_{LV1}	reakce působící v levém lineárním vozíku	[N]
R_{LV2}	reakce působící v pravém lineárním vozíku	[N]
R_A	reakce působící v ose vozidlových kol	[N]
R_{OJ}	reakce působící v oji	[N]
R_N	reakce působící v opěrné noze	[N]
L_A	vzdálenost osy vozidlových kol od osy otáčení korby	[mm]

L_{OJ}	vzdálenost oje od osy otáčení korby	[mm]
L_N	vzdálenost opěrné nohy od osy otáčení korby	[mm]
M_{iA}	moment síly působící v bodu A	[N·m]
n_k	kritické otáčky	[min ⁻¹]
n_{max}	maximální dovolené otáčky	[min ⁻¹]
d_k	průměr hřídele	[mm]
K_d	koeficient uložení	[-]
l_k	ložisková vzdálenost	[mm]
F_{kmax}	vzpěrná tuhost	[N]
F_k	max. teoretická dovolená axiální síla	[N]
K_k	koeficient závislosti na uložení	[-]
k	koeficient bezpečnosti vůči reálnému axiálnímu zatížení	[-]
L_h	životnost	[min]
C_{dyn}	dynamická únosnost	[N]
C_0	statická únosnost	[N]
F_m	střední zatížení	[N]
n_m	střední otáčky	[min ⁻¹]
F_{Vxi}	proměnné axiální zatížení kuličkového šroubu	[N]
F_m	střední zatížení	[N]
y	počet různých zatěžovacích režimů během jednoho cyklu	[-]
M	hnací kroutící moment	[N·m]
F	axiální síla působící na matici	[N]
P	stoupání kuličkového závitu	[mm]
μ	standardní účinnost	[%]
D	vnější průměr	[mm]
d	vnitřní průměr	[mm]
b	šířka ložiska	[mm]
α_1	redukovaná efektivní délka	[-]
λ	štíhlostní poměr	[-]
l	délka trubky	[mm]

I_{min}	minimální kvadratický moment průřezu	$[mm^4]$
S	plocha průřezu	$[mm^2]$
λ_1	ověření možnosti využití Eulerova vztahu	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
R_p	mez kluzu materiálu	[MPa]
F_{krit}	kritické zatížení	[N]
F_{max}	maximální zatížení ve vzpěře	[N]
n_V	koeficient bezpečnost – vzpěr	[-]
k_p	koeficient bezpečnost – přetížení převodovky	[-]
E_T	tangenciální modul pružnosti	[MPa]
LF	stupeň zatížení	[-]
LF_D	dovolená hodnota stupně zatížení	[-]
F_{VD}	mezní hodnota zatížení	[N]
F_N	zatížení od hmotnosti přepravovaného nákladu a jednotlivých dílů korby	[N]
LF_{PL}	stupeň zatížení pro mezní stav plasticity	[-]
LF_{ZS}	stupeň zatížení pro mezní stav ztráty stability	[-]
φ	součinitel svarového spoje	[-]
n_T	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu plasticity	[-]
n_U	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu ztráty stability	[-]

Úvod

Od nepaměti se člověk snaží si práci co nejvíce zjednodušit, což v oblasti přípojných vozidel vedlo k vytvoření sklopných přívěsů, které dokážou snížit fyzickou náročnost vykládky na minimum. Nejenom minimální pracnost vykládky, ale také rychlost, efektivnost a zejména fakt, že na obsluhu stačí pouze řidič tažného vozidla, vede k častému nákupu sklopných přívěsů nejen firmy, ale i soukromé osoby. Jedinou nevýhodou těchto přívěsů je jejich zvýšená cena oproti běžně využívaným valníkovým přívěsům, ale i ta se postupem času velmi snižuje.

V oblasti přípojných vozidel existuje velké množství typů, které umožňují sklopení korby, a tak zajišťují jednodušší vykládku přepravovaného nákladu. Jedná se převážně o hydraulické a navijákové sklopné systémy, které jsou poháněny ručně, elektricky, případně kombinací předchozích dvou. Tato práce však nebude vycházet ani z jednoho zmíněného řešení, namísto toho bude jako hlavní prvek využit kuličkový šroub, poháněný ručně nebo elektromotorem přes šnekovou převodovku. Tento pohybový systém se velmi často využívá ve strojním průmyslu, avšak v oblasti přípojných vozidel není v této době využíván prakticky vůbec.

Úvodní kapitola práce se bude zabývat obecnými informacemi o současném stavu řešení přípojných vozidel s bližším zaměřením na sklopné typy. Dále bude zapotřebí v teoretické části práce uvést legislativní požadavky, kterými je stanoven návrh konstrukce a provoz přípojného vozidla po pozemní komunikaci.

V úvodu praktické části práce bude zapotřebí definovat vstupní parametry přívěsu, pro který má být daný mechanismus navržen a z těchto parametrů vytvořit základní koncepci celého přívěsu, bez jehož znalosti by nebylo možné sklopné zařízení navrhnout. Následovat bude ideový návrh sklopného zařízení. Dále pevnostní posouzení klíčových prvků při kritických stavech, které jsou vyvozeny provozem sklopného zařízení. V závěru bude posouzena technická využitelnost a finanční náročnost navrženého systému.

1 Současný stav řešení přívěsů pro osobní automobily

V dnešní době je na trhu bohatý výběr různých druhů přívěsů. Je to způsobeno převážně tím, že jsou firmy vyrábějící přívěsy ke svým zákazníkům velmi vstřícné a umožňují konfigurace přívěsů dle vlastní vize zákazníka. Tyto možnosti jsou dány nejen tím, že je na trhu nepřeberné množství komponent, kde některé se od sebe liší jen drobnými detaily, ale také univerzálností vyráběných dílů, což umožňuje jejich vzájemné kombinace a modifikace. Tato univerzálnost podporuje vznik nových přívěsů, přesně odpovídajících požadavkům zákazníka.

V následující části je uveden výčet nejčastěji využívaných typů přívěsů.

1.1 Druhy přívěsů

Valník s koly vedle ložné plochy

Jedná se o nejčastěji využívaný typ přívěsu, díky své jednoduchosti, univerzálnosti, nízké ceně a dalším parametrům vyhovujících běžnému uživateli. Jsou vyráběny v mnoha variantách, které se od sebe liší převážně velikostí ložné plochy, užitečnou hmotností, typem a počtem náprav, spojovacím zařízením a další volitelnou výbavou.



Obr. 1: Valník s koly vedle ložné plochy (zdroj [1])

Valník s koly pod ložnou plochou

Dalším často využívaným typem je valník s koly pod ložnou plochou. Tato varianta je převážně určena pro převoz rozměrných nákladů (až čtyř europalet). Jelikož jsou kola uložena pod ložnou plochou může být šířka přívěsu, a tedy i celková plocha podstatně větší, než je tomu u přechozího typu. Takto umístěná kola přívěsu však způsobí vyvýšení ložné plochy, což může v určitých případech znesnadnit nakládku.



Obr. 2: Valník s koly pod ložnou plochou (zdroj [1])

Skříňový přívěs

Často využívaný přívěs užívateli, kterým nestačí pouze přídatné zakrytování valníků. Tento druh přívěsu chrání přepravovaný náklad před povětrnostními a provozními vlivy. Nejčastěji se jedná o brzděné přívěsy s koly vedle ložné plochy.



Obr. 3: Skříňový přívěs (zdroj [1])

Převravník automobilů

Přívěsy primárně sloužící pro přepravu automobilů. Tento druh přívěsů je vždy osazen jednou či více brzděnými nápravami s koly pod nebo vedle ložné plochy. Velikost ložné plochy a užitečná hmotnost je závislá na zamýšlené kategorii přepravovaných automobilů.



Obr. 4: Převravník automobilů (zdroj [1])

Převravník motocyklů a čtyřkolek

Jedná se výhradně o jednoúčelové přívěsy, jejichž konstrukce je přesně uzpůsobena provozu motocyklů nebo čtyřkolek. Konstrukce přívěsu bývá nejčastěji volena s jednou nebrzděnou nápravou a s koly vedle ložné plochy, aby se snížila nájezdová výška. Takovéto přívěsy jsou navrženy tak, aby jejich konstrukce byla co nejjednodušší s nízkou hmotností kvůli dobré manipulaci v odpojeném stavu. Dále musí být umožněno jednoduché naložení a zajištění přepravovaných vozidel.



Obr. 5: Převravník motocyklů a čtyřkolek (zdroj [1])

Naklápěcí valník

Tento přívěs je velmi univerzální díky možnosti naklonění korby. Sklopné úhly u těchto přívěsů nedosahují velkých hodnot, proto neposkytnou úplné vyklopení daného nákladu,

ale spíše ulehčí ruční vykládku. Dále svou konstrukcí umožňují jednoduchý nájezd přepravovaných vozidel nebo jiných zařízení. Jedná se většinou o jednoosé, nebrzděné přívěsy o celkové hmotnosti do 750 kg.



Obr. 6: Naklápěcí valník (zdroj [1])

1.2 Sklopné přívěsy

Sklopné přívěsy jsou určeny pro ulehčení lidské práce a nabízejí možnost vykládky sypkých materiálů za velmi krátkou dobu a bez vynaložení většího úsilí. Tato skutečnost je pro určitou skupinu uživatelů, kteří za den převozí desítky nákladů o hmotnostech několika tun, nepředstavitelnou výhodou. Výhoda sklápění je samozřejmě vykoupena vyšší hmotností a také vyšší cenou těchto přívěsů oproti běžně používaným nesklopným variantám. Náročnost na výrobu, a tedy i vyšší cena, je ovlivněna převážně typem sklopného zařízení, užitečnou hmotností a maximálním sklopným úhlem. Sklopné přívěsy se podle typu sklápěcího zařízení dělí na hydraulické a mechanické, a dále podle pohonu na elektrické nebo ruční.

1.2.1 Hydraulicky sklápěný přívěs

Varianta sklápěcích přívěsů pomocí hydraulického systému je v této době nejhojněji využívanou variantou. Tyto sklopné přívěsy jsou vybaveny hydraulickým válcem o vysokém zdvihu, ale zároveň s poměrně malým zástavbovým rozměrem při zasunutém stavu, což umožňuje velmi vysoké zdvihy při zachování dostatečné světlé výšky přívěsu. Tento hydraulický válec je poháněn elektricky ovládaným hydraulickým čerpadlem, anebo ruční hydraulickou pumpou. Při sklápění vyvozuje hydraulický válec na rám přívěsu i rám korby značné síly, na které musí být rámy a další součásti dostatečně dimenzovány. Zesílení, vyztužení a vhodná volba materiálu rámu a také hmotnost celého hydraulického agregátu

se promítne do vyšší provozní hmotnosti přívěsu a samozřejmě i do jeho ceny. Hydraulicky sklaponé přívěsy lze rozdělit do kategorií podle běžných parametrů jako je užitečná hmotnost, ložná plocha, počet a typ náprav. Dále lze tyto přívěsy rozdělit na jednostranně sklápěné (sklápění pouze dozadu) nebo třístranně sklápěné (dozadu a na obě strany).



Obr. 7: Hydraulicky sklápěný přívěs (zdroj [1])

1.2.2 Mechanicky sklápěný přívěs

K hydraulickému sklápěcímu systému je alternativou sklápěcí mechanismus využívající ocelového lana, navijáku, konzole a v určitých variantách také pákového mechanismu. U každé varianty těchto přívěsů je v přední části před korbou umístěna vertikální konzole, na níž je připevněn elektricky nebo ručně poháněný naviják. Na naviják je navíjeno ocelové lano, které je přímo uchyceno ke korbě přívěsu, jak je vidět na **Obr. 8**.



Obr. 8: Mechanicky sklápěný přívěs I (zdroj [2])

Z obrázku je patrné, že tato konstrukce vyžaduje poměrně velký zástavbový prostor před ložnou plochou. Maximální sklopná hmotnost je omezena zvoleným elektromotorem a převodovkou, které ovládají naviják. Dále je také dosahováno nižších sklopných úhlů kvůli závislosti na výšce konzole. Další nevýhodou lze spatřit v nemožnosti sklopení předního čela korby při převozu dlouhých nákladů.

Posledním sklopným typem je přívěs s mechanismem pracujícím na podobném principu jako předchozí varianta, ale disponujícím ještě pákovým mechanismem, který sníží potřebnou sílu na zdvih a umožní dosáhnout stejných nebo větších sklopných úhlů bez potřeby vysoké navijákové konzole (viz **Obr. 9**).



Obr. 9: Mechanicky sklápěný přívěs 2 (zdroj [1])

2 Legislativní požadavky

Na území České republiky je návrh konstrukce a provoz přípojného vozidla na pozemních komunikacích stanoven zákonem č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu silničních vozidel na pozemních komunikacích. Technická způsobilost přípojného vozidla je dále stanovena podle vyhlášky č. 341/2014 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, jejíž 9. část byla nahrazena vyhláškou č. 209/2018 Sb., o hmotnostech, rozměrech a spojitelnosti vozidel. Pro provoz v Evropské unii musí vozidlo odpovídat směrnici EHK, EHS a ES. [4], [5]

V této práci navrhované přípojné vozidlo je podle přílohy č. 2 k vyhlášce č. 341/2014 Sb., řazeno do kategorie vozidel O: „*přípojná vozidla konstruovaná a vyrobená pro dopravu nákladů nebo osob i pro ubytování osob*“ [4], konkrétněji pak dle požadovaných parametrů, které jsou uvedeny v kapitole 3 *Stanovení vstupních parametrů přívěsu* (str. 30), do kategorie O₂: „*vozidla kategorie O s maximální hmotností převyšující 0,75 tuny, ale nepřevyšující 3,5 tuny*“ [4]. Tato kategorie vozidel je mimo výše uvedené dále upravována nařízením Evropského parlamentu a Rady (ES) č. 661/2009 ze dne 13. července 2009 a předpisem Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK OSN) č. 13. [4]

Následující legislativní požadavky na provoz a konstrukci budou primárně směřovány na kategorii vozidel O₂ a budou vybrány takové, které ovlivňují parametry přívěsu, a tedy i mechanického sklápění.

2.1 Spojitelnost vozidel v jízdní soupravu

Spojení tažného vozidla s přívěsem nebo dalším přívěsem je možné pouze tak, aby se zabránilo odlehčování zadní nápravy tažného vozidla neboli svislé statické zatížení pevné oje (svisle nevykyvné) u přívěsů s nápravou uprostřed musí mít vždy kladnou hodnotu. [6]

Jízdní souprava skládající se z tažného vozidla kategorie M₁ nebo N₁ a přípojného vozidla kategorie O₁ nebo O₂ může být provozována, jestliže bod činné svítící plochy přední obrysové svítilny tažného vozidla, který je nejbližší rovině, která vymezuje největší šířku přípojného vozidla, není ve vzdálenosti větší než 400 mm od této roviny. Měřeno na obou stranách jízdní soupravy. [6]

2.2 Maximální povolené rozměry vozidel kategorie O₂ a jízdních souprav

- maximální povolená výška – 4 m
- maximální povolená šířka – 2,55 m
- maximální povolená délka jednotlivého vozidla – 12 m
- maximální povolená délka jízdní soupravy motorového vozidla s jedním přívěsem – 18,75m

[6]

2.3 Spojitelnost podle hmotnosti přípojného vozidla a souprav

Pro spojování vozidel v jízdní soupravu musí platit, že hmotnost brzděného přívěsu kategorie O₁ nebo O₂ nesmí být větší než největší povolená hmotnost brzděného přípojného vozidla, pro dané tažné vozidlo. Platí pouze za podmínky, že hmotnost přípojného vozidla není větší než největší povolená hmotnost tažného vozidla u vozidel kategorie M₁ a N₁ a jeden a půl násobek největší povolené hmotnosti tažného vozidla u vozidel kategorií M₁G a N₁G. [6]

Přípojné vozidlo kategorie O₁ nebo O₂, může být zapojeno za vozidlo kategorie T, C nebo Z, při dodržení podmínek z hlediska přípojných hmotností určených při schválení technické způsobilosti daného vozidla. Jestliže se nejedná o přípojné vozidlo s výškově nastavitelnou ojí, musí se spojovací zařízení tažného vozidla nacházet ve výšce 350–420 mm. Jedná-li se o přípojná vozidla s výškově nastavitelnou ojí, může být výška spojovacího zařízení tažného vozidla odlišná, ale za podmínky, že osa ovládacího zařízení nájezdové brzdy nebude vůči horizontální rovině skloněna o více než $\pm 10^\circ$. [6]

2.4 Největší povolená hmotnost

Největší povolená hmotnost na nápravu, skupinu náprav vozidla nebo jízdní soupravy s nákladem, jejíž překročení by vedlo k ohrožení bezpečnosti provozu nebo by mohlo vést k poškození komunikace je u jednotlivé nápravy stanoveno na hodnotu 10 tun. [6]

U vozidel, která spadají do kategorií M, N, O nebo L se v provozu dovoluje nerovnoměrnost rozložení hmotnosti na kola náprav mezi levou a pravou stranou, nejvýše do hodnoty 15 % hmotnosti na nápravu. [6]

2.5 Nejvyšší povolená rychlost a její označení na vozidle

Nejvyšší konstrukční rychlost přípojného vozidla kategorie O lze v rámci schvalování technické způsobilosti stanovit na hodnotu $80 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Stanovení vyšší nejvyšší konstrukční rychlosti je možné na základě protokolu, který je vydán technickou zkušebnou a obsahuje hodnocení jízdních vlastností přípojného vozidla a ověření jeho stability. V tomto případě je nejvyšší rychlost $130 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ u kategorie O1, $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ u kategorie O2 a $90 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ u kategorie vozidel O3 nebo O4. [5]

Vozidla kategorií M2, M3, N2, N3, O, R, S, C, T a Z musí být na zádi karosérie, tehdy pokud to konstrukce vozidla dovoluje, v levé polovině vybavena označením nejvyšší povolené rychlosti. Tato hodnota je u vozidel, jejichž rychlost překračuje $45 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ zaokrouhlena na nejbližší nižší celé číslo dělitelné pěti. Označení nejvyšší povolené rychlosti: *„je v provedení kruh bílé barvy, který je lemován červenou barvou o vnějším průměru 200 mm; písmena v kruhu, pokud jsou použita, musí mít výšku „k“ 35 mm, „m“ 24 mm, číslice 75 až 80 mm, tloušťka čáry písmen 6 mm a číslic 12 mm. Barva nápisu je černá.“* [5]. Dále je stanoveno, že *„není-li možno u přípojných vozidel kategorie O1, O2, R, vozidel kategorie S, jednonápravových traktorů s přívěsem a speciálních nosičů pracovních adaptérů umístit označení o průměru 200 mm, je přípustné použít označení o vnějším průměru 150 mm; potom písmena v kruhu, pokud jsou použita, musí mít „k“ 20 mm, „m“ 14 mm, číslice 75 až 80 mm, tloušťka čáry je 3,5 mm a u číslic 12 mm“* [5]. [5]

2.6 Zařízení pro osvětlení a světelnou signalizaci

Na přípojných vozidlech kategorie O musí být obecně využíváno zařízení pro osvětlení a světelnou signalizaci pro ně schválené, což znamená splňující podmínky dané kategorie legislativou. Legislativa zabývající se touto problematikou je předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK OSN) č. 48 a dále vyhláška č. 341/2014 Sb.

Pro lepší porozumění následujícího textu je vhodné definovat pojem světlomet, kterým se rozumí zařízení pro osvětlování vozovky, a svítlna neboli zařízení k vyzařování světelného signálu ostatním účastníkům provozu na pozemní komunikaci. Za svítlnu se taktéž považuje osvětlení zadní registrační tabulky a odrazky.

2.6.1 Zadní trojúhelníková odrazka

Přítomnost dvou zadních trojúhelníkových odrazek, kde vrchol trojúhelníku musí směřovat vzhůru, je na přípojných vozidlech povinná. Poloha zadní odrazky je na šířku definována tak, že bod svítící plochy, který je nejvíce vzdálen od střední podélné roviny vozidla, se nesmí nacházet ve větší vzdálenosti od obrysu vozidla než 400 mm. Vzdálenost mezi vnitřními okraji odrazek nesmí být nižší než 600 mm. Poloha zadních odrazek na výšku je nejméně 250 mm a nejvýše 900 mm nad vozovkou. Na délku jsou odrazky umístěny na zadní části vozidla. [10]

2.6.2 Přední netrojúhelníková odrazka

Přítomnost dvou předních netrojúhelníkových odrazek je na přípojných vozidlech povinná. Poloha předních netrojúhelníkových odrazek je na šířku definována tak, že bod svítící plochy, který je nejvíce vzdálen od střední podélné roviny vozidla, se nesmí nacházet ve větší vzdálenosti od obrysu vozidla než 150 mm. Vzdálenost mezi vnitřními okraji odrazek nesmí být nižší než 600 mm. Poloha předních odrazek na výšku je nejméně 250 mm a nejvýše 900 mm nad vozovkou. Na délku jsou odrazky umístěny na přední části vozidla. [10]

2.6.3 Boční netrojúhelníková odrazka

Přítomnost boční netrojúhelníkové odrazky je na přípojných vozidlech povinná. Poloha bočních odrazek na výšku je nejméně 250 mm a nejvýše 900 mm nad vozovkou. Na délku musí být umístěna alespoň jedna boční odrazka ve střední třetině vozidla. Vzdálenost mezi dvěma sousedními bočními odrazkami nesmí být větší než 3000 mm. [10]

2.6.4 Směrová svítilna

Směrová svítilna je oranžové barvy a upozorňuje na plánovanou změnu směru jízdy daného vozidla vlevo nebo vpravo. Přípojně vozidlo je ve své zadní části vybaveno dvěma směrovými svítilnami, které mezi sebou musí mít minimální vzdálenost 600 mm a jejichž poloha na šířku je definována tak, že bod svítící plochy, který je nejvíce vzdálen od střední podélné roviny vozidla, se nesmí nacházet ve větší vzdálenosti od obrysu vozidla než 400 mm. Výškové umístění musí být minimálně 350 mm a maximálně 1500 mm nad vozovkou. [10]

2.6.5 Zpětný světlomet

Přípojně vozidlo kategorie O₂, O₃ a O₄ musí být vybaveno alespoň jedním zpětným světlometem, pokud jeho délka nepřesahuje 6000 mm. Tento světlomet je umístěn na zádi přípojněho vozidla a slouží k nasvícení vozovky při jízdě vzad. Zpětný světlomet musí být umístěn ve výšce nejméně 250 mm a nejvýše 1200 mm nad vozovkou. [10]

2.6.6 Brzdová svítlna

Přípojná vozidla musí být vybavena dvěma brzdovými svítilnami, jejichž barva je červená a účelem je upozornění ostatních uživatelů pozemní komunikace na změnu rychlosti jízdy daněho vozidla. Na přípojněm vozidle jsou umístěny na zádi. Minimální vzdálenost mezi nimi je stanovena na 600 mm a výškově musí být umístěny do polohy minimálně 350 mm až 1500 mm nad rovinu vozovky. [10]

2.6.7 Obrysové svítilny

Přední obrysové svítilny jsou povinné u přípojněch vozidel, jejichž šířka překračuje hodnotu 1600 mm, v tomto případě jsou využívány dvě svítilny. Svítilny jsou na šířku umístěny maximálně 150 mm od vnějšiho obrysu vozidla, na výšku musí být umístěny nejnižě 350 mm a nejvýše 1500 mm nad rovinu vozovky. [10]

Boční obrysové svítilny jsou povinné u přípojněch vozidel, jejichž délka překračuje 6000 mm včetně délky oje. Boční obrysová svítlna musí být výškově umístěna nejnižě 250 mm, nejvýše 1500 mm nad rovinu vozovky. Délkové umístění boční obrysové svítilny by mělo být zvoleno nejvýše do vzdálenost 3000 mm od předku přípojněho vozidla, do této hodnoty se započítává i délka oje. Vzdálenost mezi sousedícími svítilnami nesmí být větší než 3000 mm. [10]

Zadní obrysové svítilny jsou v celkověm počtu dvou kusů umístěny na záď přívěsu. Svítilny jsou na šířku umístěny maximálně 400 mm od vnějšiho obrysu vozidla a vzdálenost mezi těmito svítilnami je minimálně 600 mm, na výšku musí být umístěny nejnižě 350 mm a nejvýše 1500 mm nad rovinu vozovky. [10]

2.6.8 Svítilna zadní registrační tabulky

Svítilna zadní registrační tabulky je povinná pro všechny kategorie vozidel a počet těchto svítílen musí být volen tak, aby místo pro registrační tabulku bylo dostatečně osvětlováno. Umístění na šířku, výšku i délku je voleno tak, aby svítilna dostatečně osvětlovala místo pro registrační tabulku. [10]

2.6.9 Zadní mlhová svítilna

Zadní mlhová svítilna je v počtu jednoho nebo dvou kusů umístěna na zádi přípojného vozidla. Pokud je využito pouze jedné svítilny, musí být na šířku umístěna na opačnou stranu přípojného vozidla, než je předepsaný provoz v zemi registrace. Na výšku by měla být umístěna nejméně 250 mm a nejvýše 1000 mm nad rovinu vozovky. [10]

2.7 Registrační značka

Pro přípojná vozidla je určena standardní registrační značka, která je umístěna v tabulce obdélníkového tvaru se zaoblenými rohy o rozměrech 520 x 110 mm, pokud nemá prostor na umístění registrační značky v tabulce o rozměru 340 x 200 mm. [11]

Tabulka s registrační značkou je připevněna do místa, které je k tomuto účelu konstrukčně navrženo, a tak aby při běžném provozu nedošlo k její ztrátě. Dále je zapotřebí dodržet, aby tabulka s registrační značkou byla umístěna na vozidlo svou spodní stranou dole a aby byla vodorovně s rovinou vozovky. Na přípojná vozidla se tabulka s registrační značkou umísťuje pouze vzadu, v podélné ose vozidla nebo vlevo od ní a kolmo na směr jízdy. Dále je zapotřebí dodržet, že tabulka s registrační značkou bude na přípojném vozidle umístěna nejnižší 300 mm (ke spodní hraně tabulky) a nejvýše 1200 mm (k horní hraně tabulky) nad rovinou vozovky. [11]

2.8 Brzdová zařízení

Přípojná vozidla kategorie O₂ „*musí být vybavena systémem provozního brzdění, který musí být průběžného nebo poloprůběžného nebo setrvačnickového (nájezdového) typu*“ [8]. Setrvačnickový (nájezdový) typ je systém, u kterého je brzdný účinek vyvozen silami, jež vznikají při najíždění přípojného vozidla na tažné vozidlo, a je povolen pouze pro přípojná vozidla, jejichž náprava se nachází uprostřed. Systém provozního brzdění musí působit

na všechna vozidlová kola a na jedné nápravě musí být účinek rozdělen symetricky vzhledem k podélné střední rovině. Protiblokovací zařízení, které může způsobit nesymetrii, musí být uvedeno v prohlášení. Přípojná vozidla kategorie O₂ s nájezdovou brzdou obvykle nevyužívají protiblokovacího systému. [8]

Dalším požadavkem na brzdové systémy přípojných vozidel je zajištění automatického zastavení vozidla, jestliže dojde k přetržení spojovacího zařízení. Pokud maximální hmotnost přípojného vozidla nepřevyšuje hodnotu 1500 kg, nemusí tento systém obsahovat, ale musí být navíc vybaven pojistným spojovacím zařízením, které při poruše hlavního spojovacího zařízení slouží ke zbytkovému vedení přípojného vozidla a zabránění dotyku oje se zemí. Přípojná vozidla, která obsahují systém provozního brzdění, musí v neposlední řadě taktéž zajistit parkovací brzdění. [8]

2.9 Mechanické spojovací části jízdních souprav vozidel

Mechanickými spojovacími částmi jsou u motorového a přípojného vozidla myšleny prvky karosérie, rámu a podvozku motorového a přípojného vozidla, pomocí kterých dochází ke spojení těchto vozidel do jízdní soupravy. [9]

Jedná-li se o přívěsy kategorie O₂ je předepsáno využití spojovacích hlavic třídy **B**, které jsou namontovány na oj přívěsu a slouží pro připojení ke spojovací kouli o průměru 50 mm na tažném vozidle. Nachází-li se přívěs ve vodorovné poloze a zároveň je zatížen maximální povolenou hmotností na nápravu, je namontována spojovací hlavice tak, aby střednice kulové oblasti byla 430 ± 35 mm nad vodorovnou rovinou vozovky. Pokud je přívěs připojen k tažnému vozidlu, musí být umožněn náklon spojovací hlavičky vůči vodorovné rovině o úhel $\pm 25^\circ$ a také musí být umožněn odklon horizontální roviny přívěsu ve směru jízdy od horizontální roviny tažného vozidla o hodnotu $\pm 60^\circ$. Dále musí být konstrukce oje se spojovací hlavicí navržena tak, aby se oj v případě oddělení od hlavního spojovacího zařízení nebořila do země. [9]

U přívěsů kategorie O₂ nesmí hodnota svislého zatížení, které je přenášeno na bod spojení tažného vozidla, překročit hodnotu 10 % maximální hmotnosti přívěsu. Tato hodnota je častěji limitována maximálním svislým zatížením na bod spojení, které udává výrobce automobilu podle využitého tažného zařízení. Optimální hodnota bývá uváděna 50, 75 až 100 kg podle velikosti a hmotnosti tažného vozidla. [9]

3 Stanovení vstupních parametrů přívěsu

Základním požadavkem na tuto diplomovou práci bylo navrhnout zařízení pro osobní automobil, které bude schopné bezpečně sklápět korbu přívěsu s nákladem v reálných podmínkách provozu s dostatečným počtem cyklů a příznivou dobou sklopení. Pro tento návrh nebylo zvoleno nejčastěji využívané řešení s hydraulickým systémem, ale byla zvolena cesta sklápění systémem mechanickým. Jak je patrné z kapitoly 1 Současný stav řešení přívěsů pro osobní automobily (str. 17), je mechanické sklápění přívěsů poměrně rozšířená alternativa ke sklápění hydraulickému, avšak v této práci navržený typ je značně neobvyklý a parametry přívěsu i jeho konstrukce tomu musely být značně přizpůsobeny.

3.1 Hlavní rozměry

Celkové rozměry přívěsu, které slouží jako vstupní parametry k návrhu sklopného mechanismu, vycházejí zejména z velikosti ložné plochy, zástavbového prostoru pro navrhovaný mechanismus a z nutnosti dodržet veškeré legislativní požadavky uvedené ve druhé kapitole.

Zvolené rozměry ložné plochy

- délka – 2500 mm
- šířka – 1500 mm
- výška: k vrchní hraně bočnic (pro sypké hmoty) – 350 mm
k vrchní hraně vázacího rámu – 490 mm
- objem ložné plochy – $V_l = d * š * v = 2,50 * 1,50 * 0,35 = 1,3125 m^3$

Celkové rozměry přívěsu

- délka – 4000 mm
- šířka – 1550 mm
- výška od roviny vozovky: celková – 1200 mm

ložné plochy – 700 mm

spojovací hlavice (plně zatížený stav) – 420 mm

spojovací hlavice (nezatížený stav) – 460 mm

3.2 Hmotnost

Hlavním vlivem na celkovou hmotnost byl prvotní odhad provozní hmotnosti přívěsu s mechanickým sklápěním. Tato hmotnost byla predikována na 420 kg a v závislosti na tomto údaji bylo z důvodu efektivnosti stanoveno, že užitečná hmotnost přívěsu by měla být nejméně dvojnásobná vůči provozní hmotnosti, tedy alespoň 840 kg. Minimální celková hmotnost přívěsu je vyjádřena jako součet odhadované provozní a minimální užitečné hmotnosti, tedy 1260 kg. Tímto prvotním odhadem byla zamítnuta varianta přívěsů kategorie O₁, tedy s celkovou hmotností do 750 kg.

Dalším parametrem ovlivňujícím celkovou hmotnost přívěsu je řídičské oprávnění. Aby pro tažení přívěsu nebylo zapotřebí řídičského oprávnění skupiny C+E a byl tedy dostupný pro větší skupinu řidičů, byla vybrána pro přívěs kategorie O₂, neboli přívěsy s maximální hmotností převyšující 0,75 tuny, ale nepřevyšující 3,5 tuny. Za předpokladu, že na území České republiky je podle motoristických webových stránek a časopisů, nejčastěji využíván jako automobil nižší střední třídy, Škoda Octavia III, jejíž celková hmotnost je průměrně 1950 kg (podle zvolené motorizace), je možné z tohoto faktu stanovit maximální dovolenou hmotnost přívěsu tak, aby na jeho tažení bylo zapotřebí nejvýše řídičské oprávnění skupiny B+E.

Maximální hmotnosti přívěsu podle skupiny řídičského oprávnění

- skupina řídičského oprávnění B – 1550 kg
- skupina řídičského oprávnění B96 – 2300 kg
- skupina řídičského oprávnění B+E – 3500 kg

[12]

Celková hmotnost přívěsu byla s ohledem na výše uvedené parametry a limity, které se vážou na konstrukci navrhovaného mechanického sklápění, stanovena na hodnotu **1400 kg**.

3.3 Sklopný úhel

Dalším důležitým parametrem sklopných přívěsů je maximální úhel mezi rovinou ložné plochy a rovinou vozovky, kterého lze u daného přívěsu při sklápění dosáhnout. U běžně prodávaných sklopných přívěsů se tento úhel pohybuje v rozmezí 30° až 50° podle zamýšlených komodit, které mají být přívěsem převáženy, a tedy i sklápěny. V této diplomové práci byl s ohledem na konstrukci mechanismu stanoven sklopný úhel přívěsu na hodnotu **40°**.

Tento úhel je dostatečný pro sklopení většiny běžně převážených komodit, jak uvádí J. HOŘEJŠÍ, J. ŠAFKA A KOL., [13].

3.4 Pohon a ovládání sklopného mechanismu

Záměrem je vytvoření sklopného mechanismu primárně poháněného elektromotorem, napájeného pomocí 12 V autobaterie, která má být snadno dobíjitelná a v případě potřeby také vyměnitelná. Elektromotor bude ovládán pomocí závěsné tlačítkové stanice. Jestliže v průběhu zdvihu nebo sklápění korby přívěsu dojde k poruše výše uvedeného pohonu, musí být možné sklopit korbu do nulové polohy pomocí ručního pohonu.

3.5 Další parametry

Z předchozích parametrů vyplývá, že přívěs bude osazen brzděnou nápravou mechanicky ovládanou s únosností vyšší než 1400 kg. Dále pak mechanismem spřažení s tažným vozidlem, který bude opatřen systémem nájezdové brzdy, vhodným pro celkovou hmotnost přívěsu vyšší než 1400 kg.

4 Ideový návrh sklopného zařízení

Základním úkolem této diplomové práce je navrhnout zařízení, díky kterému by bylo možné sklopit korbu brzděného přívěsu za osobní automobil a které nebude vycházet z konvenčních řešení využívaných v této oblasti. Za konvenční je považováno zejména řešení s hydraulickým zdvižným zařízením nebo zařízením pracujícím s navijákovým systémem. V této práci je navrženo zařízení, jehož základním stavebním kamenem je kuličkový šroub, který rotační pohyb vytvářený elektromotorem a zesilovaný šnekovou převodovkou transformuje na pohyb posuvný. Pomocí vzpěry je následně docíleno sklopení korby přívěsu.

Není možné navrhnout pouze sklopný mechanismus bez alespoň přibližné znalosti parametrů přívěsu, pro který je řešení realizováno. Z tohoto důvodu bylo na začátku vytvořeno přibližné celkové řešení přívěsu, ze kterého byly získány hodnoty hmotností, rozložení hmotností, rozměrové parametry a z toho plynoucí silové účinky vstupující do návrhu zdvižného zařízení.

Konstrukce jakéhokoli zařízení je náročná, zvláště pak konstrukce „nového“ řešení. Do návrhu vstupuje celá řada ovlivňujících faktorů, které nelze vždy podchytit již v prvotní fázi. Níže zmíněná konstrukce je pouze ideovým návrhem (jednou z možností), který by před uvedením do provozu musel projít optimalizací a také vytvořením prototypu, na kterém by byl odzkoušen zkušební provoz a limitní stavy.

4.1 Základní koncepce přívěsu

Celá koncepce přívěsu je stanovena tak, aby odpovídala zvoleným vstupním parametrům z kapitoly 3 a zároveň nebyla v rozporu s legislativními požadavky uvedenými v kapitole 2. Výsledkem je jednonápravový brzděný přívěs o maximální přípustné hmotnosti 1400 kg, přibližné provozní hmotnosti 430 kg a z toho plynoucí užitečné hmotnosti 970 kg. Přívěs je navržen tak, aby svou konstrukcí umožnil zástavbu sklopného zařízení a jeho bezproblémového provozu. Parametry rozložení hmotnosti a umístění těžiště nejen celého přívěsu, ale také samotné korby, jsou uvedeny v kapitole 4.2 *Silové poměry*.

Prvotní náhled je zobrazen na **Obr. 10**. Další pohledy a detaily celého přívěsu jsou uvedeny v *Příloze B* (str. 95). Hlavní rozměry přívěsu jsou vypsány v následující tabulce.

Tab 1: Hlavní rozměry

Délka přívěsu	3988 mm
Šířka přívěsu	1544 mm
Výška přívěsu	1182 mm
Délka ložné plochy	2486 mm
Šířka ložné plochy	1500 mm
Výška ložné plochy	488 mm
Výška ložné plochy od roviny vozovky	690 mm
Světlá výška při provozní hmotnosti	267 mm
Světlá výška při celkové hmotnosti	232 mm
Výška přípojného zařízení při provozní hmotnosti	440 mm
Výška přípojného zařízení při celkové hmotnosti	405 mm
Sklopný úhel	40°



Obr. 10: 3D model přívěsu

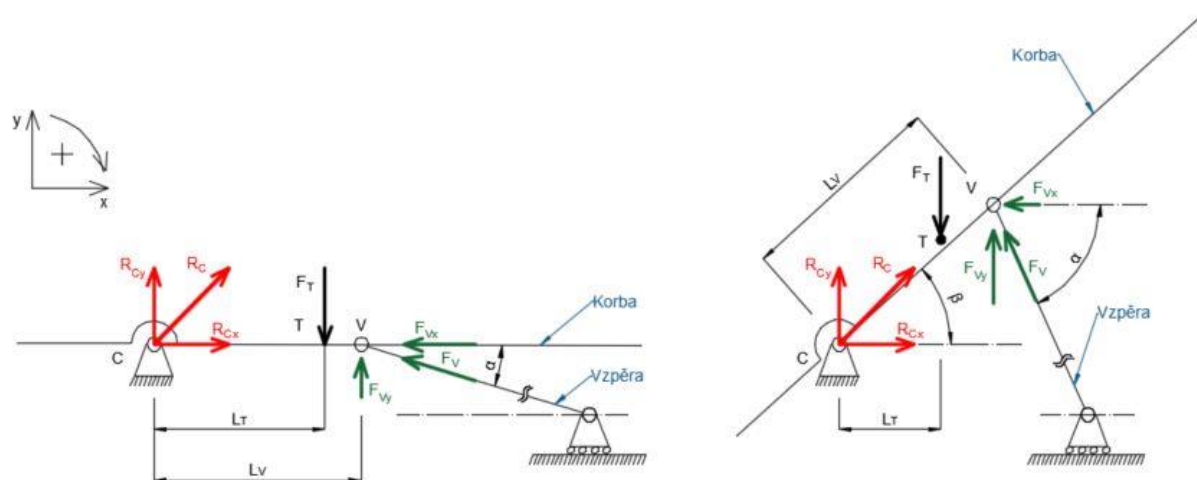
4.2 Silové poměry

Silové poměry, které působí na konstrukci přívěsu, jsou nezbytné pro návrh zdvihacího zařízení. V této diplomové práci je kladen důraz na silové účinky vznikající vlivem hmotnosti dané konstrukce a nákladu a jejím rozložením, které primárně ovlivňují sklápěcí mechanismus. Polohy těžiště přívěsu i jednotlivých dílů a rozměrové parametry jsou získány z navržených 3D modelů.

Konstrukce je pro analytické řešení zjednodušena na úlohy 2D, kde potřebné silové účinky jsou získány ze statických podmínek rovnováhy sil a momentů. Pokud v průběhu

kapitoly 4.2 nebude stanoveno jinak, budou veškeré výsledky zaokrouhleny na celá čísla nahoru.

4.2.1 Síla ve vzpěře a reakce v pantech korby



Obr. 11: Síla ve vzpěře a reakce v pantech korby

Vstupní zatížení F_T je stanoveno ze součtu užitečné hmotnosti $m_u = 970 \text{ kg}$ a hmotnosti korby přívěsu $m_k = 157 \text{ kg}$. Z výpočtu jsou získány silové účinky ve vzpěře a reakční účinky v pantech korby pro celý zdvihací cyklus (0° až 40°) odstupňovaný po 1° náklonu korby β od vodorovné roviny. Poloha těžiště korby s nákladem a náklon táhla od vodorovné roviny α v závislosti na úhlu náklonu korby β jsou získávány z modelovacího programu.

Na **Obr. 11** v levé části je vyobrazeno rozložení sil při zahájení zdvihacího cyklu a v části pravé je koncová poloha korby přívěsu. V obou případech podpora **C** představuje zadní panty korby (osa otáčení korby), bod **V** představuje místo uchycení vzpěry k rámu korby pomocí čepu.

Dále je důležité upozornit, že se v tomto výpočtu uvažuje s nepříznivou variantou vykládky, při které nedochází k sesypávání materiálu při náklonu. Tento stav by mohl nastat např. v případě materiálu s velmi špatnou sypaností nebo v případě zafixovaného nákladu.

$$F_T = (m_u + m_k) \cdot g = (970 + 157) \cdot 9,81 = \mathbf{11056 \text{ N}} \quad (1)$$

$$\sum F_{ix} = 0; R_{Cx} - F_{Vx} = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_{iy} = 0; R_{Cy} + F_{Vy} - F_T = 0 \quad (3)$$

$$\sum M_{iC} = 0; F_T \cdot L_T - F_{Vy} \cdot L_{Vx} - F_{Vx} \cdot L_{Vy} = 0 \quad (4)$$

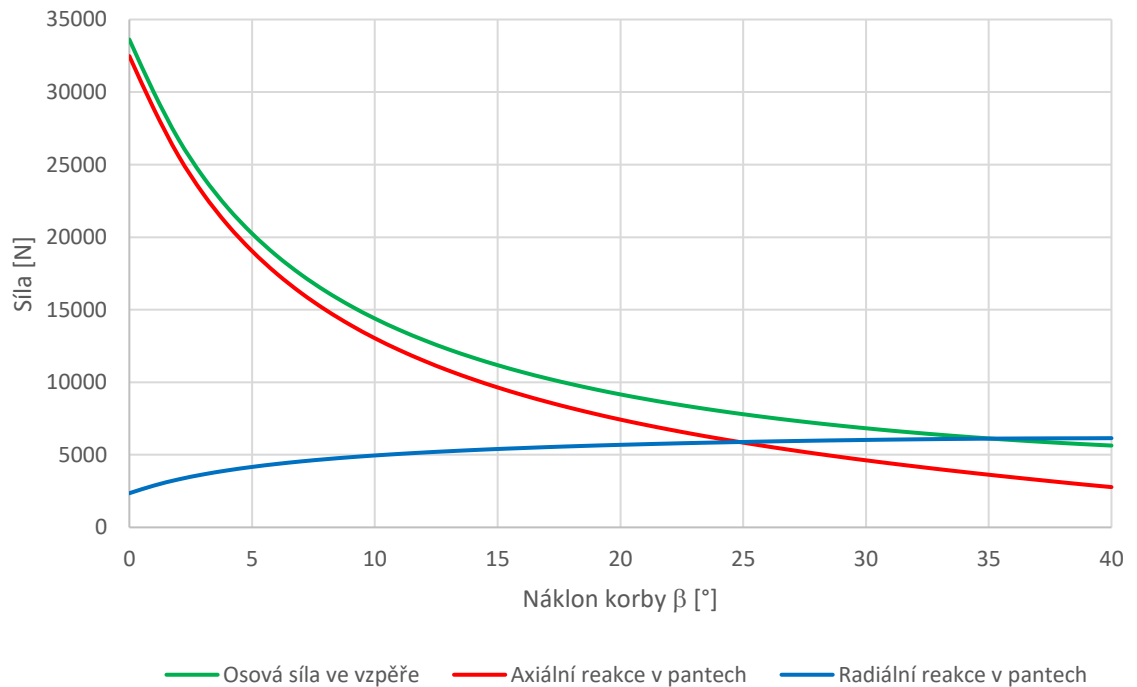
$$F_V = \frac{F_T \cdot L_T}{\sin \alpha \cdot L_{Vx} + \cos \alpha \cdot L_{Vy}} \quad (5)$$

$$R_{Cx} = F_V \cdot \cos \alpha \quad (6)$$

$$R_{Cy} = F_T - F_V \cdot \sin \alpha \quad (7)$$

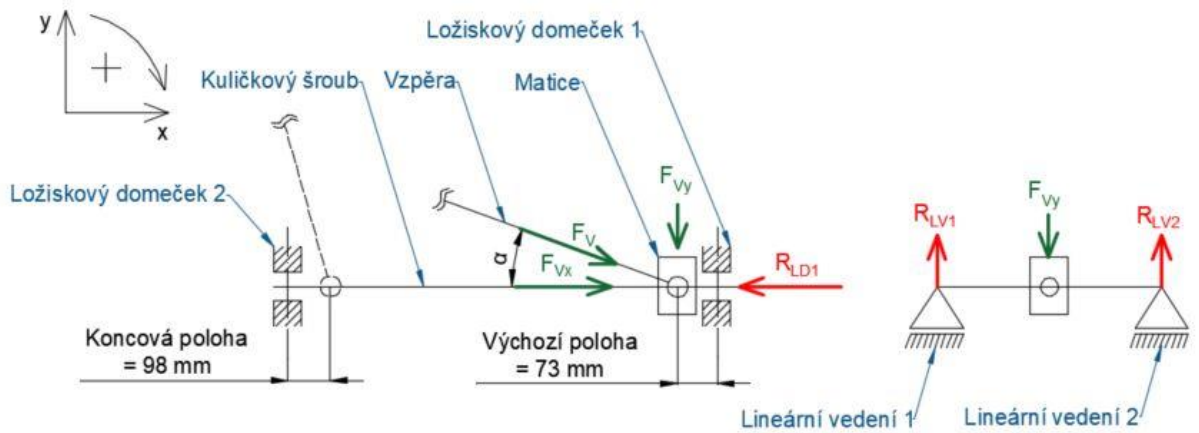
Tabulka výsledků pro jednotlivé úhly β je uvedena v *Příloze A* (str. 94).

Graf 2: Síla ve vzpěře a reakce v pantech korby



Jak je patrné z **Tab. 1 A** a přiloženého **Grafu 1**, nastává kritický okamžik zdvihu korby ve výchozí poloze tedy pro $\beta = 0^\circ$ a hodnoty sil pro tento úhel jsou základem pro dimenzování sklopného mechanismu a mnoha dalších částí přívěsu.

Přes vzpěru je síla přenášena na sklopný mechanismus. Rozložení silových účinků pro kritický okamžik tedy $\beta = 0^\circ$ je znázorněn na **Obr. 12**.



Obr. 12: Rozložení silových účinků ve sklopném mechanismu

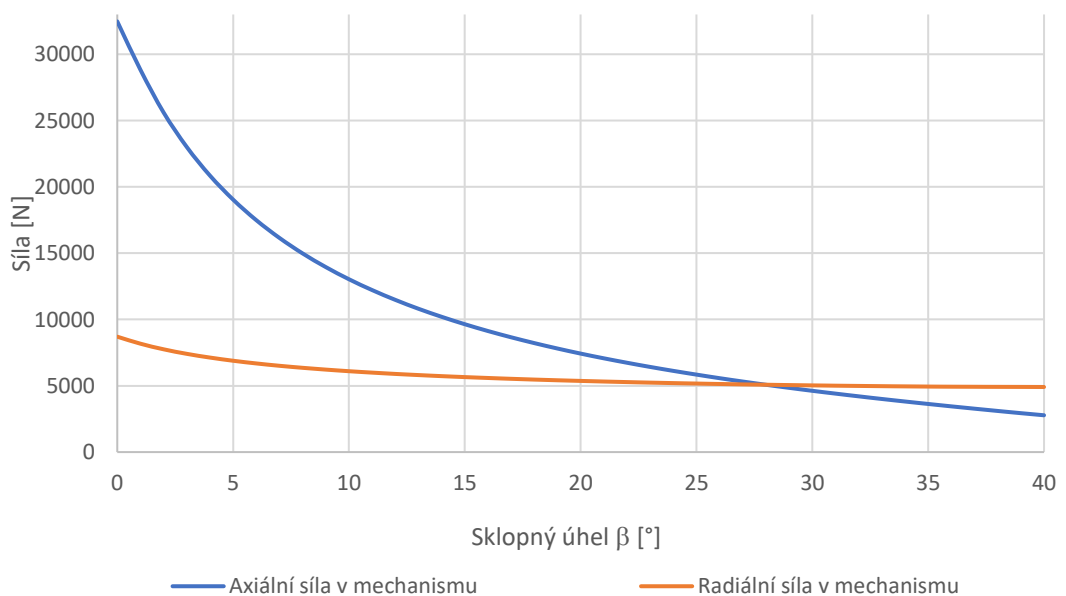
$$\sum F_{ix} = 0; F_{Vx} - R_{LD1} = 0 \quad (8)$$

$$\sum F_{iy} = 0; R_{LV1} + R_{LV2} - F_{Vy} = 0 \quad (9)$$

$$R_{LD1} = F_{Vx} \quad (10)$$

$$R_{LV1} = R_{LV2} = \frac{F_{Vy}}{2} \quad (11)$$

Graf 3: Síly vstupující do sklopného mechanismu

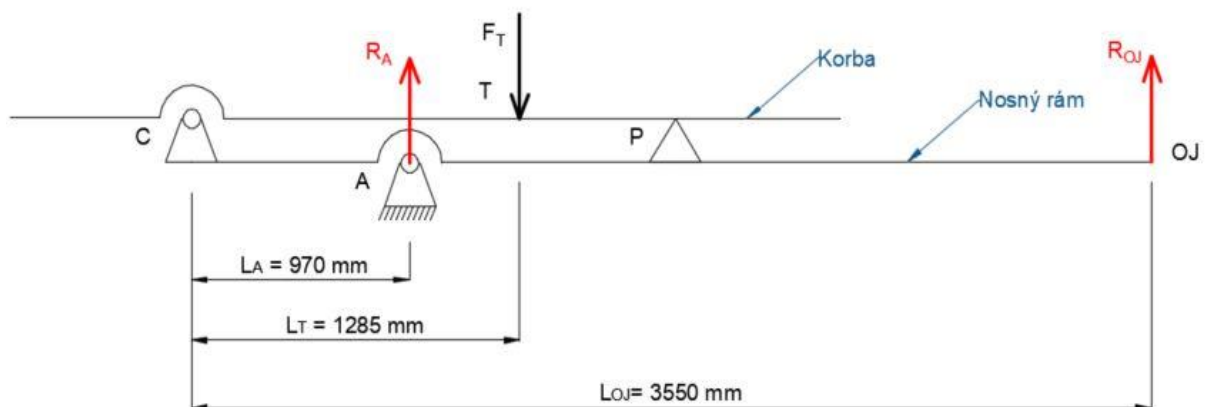


Tabulka výsledků pro jednotlivé úhly β je uvedena v *Příloze A* (str. 94). V **Tab. 1 A** a přiloženém **Grafu 2** jsou zaznamenány síly v radiálním a axiálním směru, které při sklápění korby přivěsu zatěží sklopný mechanismus. Z hodnot axiálního zatížení bude navržen mimo jiné kuličkový šroub a axiálně radiální ložisko, ve kterém je šroub uložen. Radiální složka síly poté poslouží pro správné dimenzování lineárního vedení.

4.2.2 Svislá síla působící na tažné zařízení

Při návrhu konstrukčního řešení sklopného mechanismu, a tedy i návrhu takřka nového typu přivěsu, je zapotřebí zkontrolovat, jak velké svislé zatížení bude působit na tažné zařízení při jednotlivých provozních stavech. Jednotlivá ustanovení týkající se svislého zatížení tažného zařízení jsou podrobně uvedena v kapitole 2 *Legislativní požadavky* (str. 23).

a) **Nulová poloha korby** – $m_p = 430 \text{ kg}$ $\beta = 0^\circ$



Obr. 13: Svislá síla působící na tažné zařízení – provozní zatížení

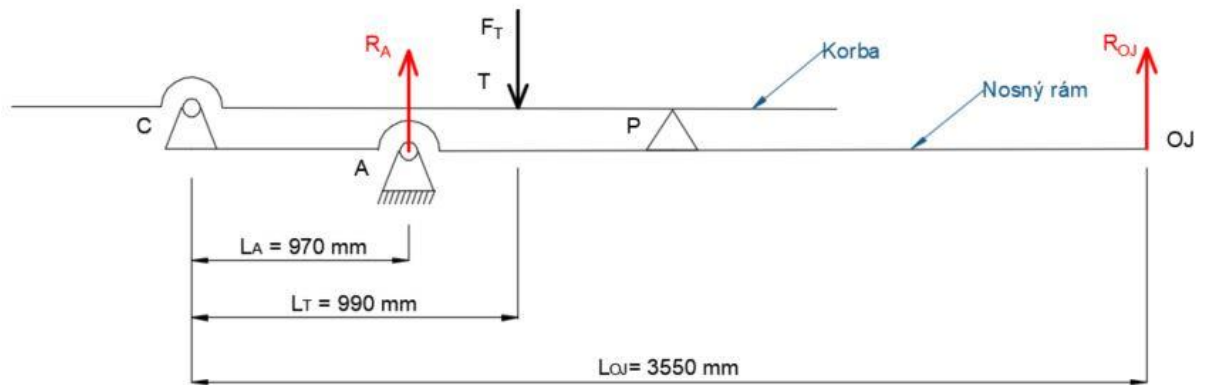
$$F_T = m_p \cdot g = 430 \cdot 9,81 = 4219 \text{ N} \quad (12)$$

$$\sum F_{iy} = 0; R_A + R_{OJ} - F_T = 0 \quad (13)$$

$$\sum M_{iA} = 0; F_T \cdot (L_T - L_A) - R_{OJ} \cdot (L_{OJ} - L_A) = 0 \quad (14)$$

$$R_{OJ} = \frac{F_T \cdot (L_T - L_A)}{L_{OJ} - L_A} = \frac{4219 \cdot (1285 - 970)}{3550 - 970} = 516 \text{ N} \rightarrow 52,5 \text{ kg} \quad (15)$$

b) Nulová poloha korby – $m_c = 1400 \text{ kg}$ $\beta = 0^\circ$



Obr. 14: Svislá síla působící na tažné zařízení – celkové zatížení

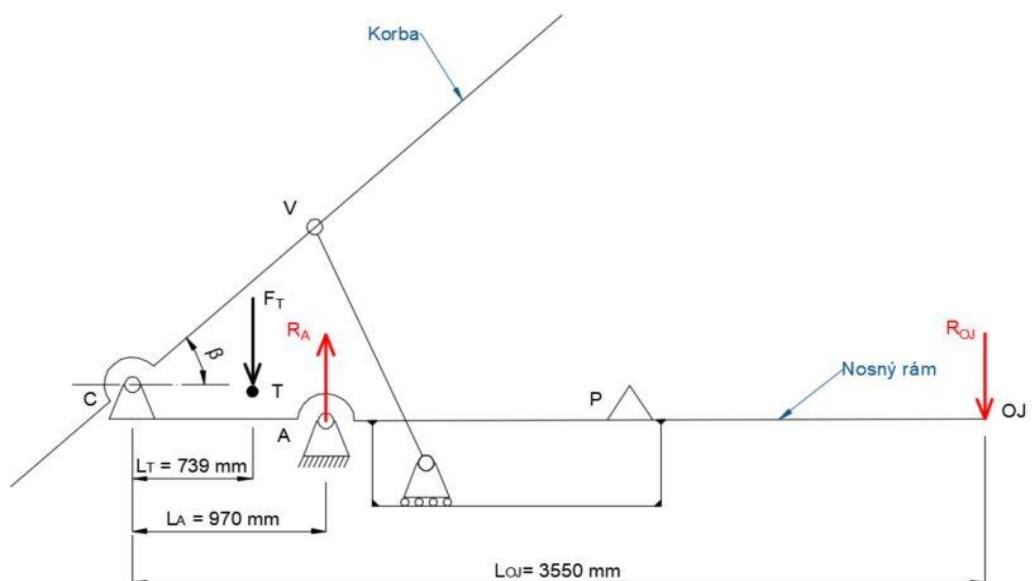
$$F_T = m_c \cdot g = 1400 \cdot 9,81 = \mathbf{13734 \text{ N}} \quad (16)$$

$$\sum F_{iy} = 0; R_A + R_{OJ} - F_T = 0 \quad (17)$$

$$\sum M_{iA} = 0; F_T \cdot (L_T - L_A) - R_{OJ} \cdot (L_{OJ} - L_A) = 0 \quad (18)$$

$$R_{OJ} = \frac{F_T \cdot (L_T - L_A)}{L_{OJ} - L_A} = \frac{13734 \cdot (990 - 970)}{3550 - 970} = 107 \text{ N} \rightarrow \mathbf{11 \text{ kg}} \quad (19)$$

c) Vykládka – $m_c = 1400 \text{ kg}$ $\beta = 40^\circ$



Obr. 15: Svislá síla působící na tažné zařízení při vykládce – celkové zatížení

$$F_T = m_c \cdot g = 1400 \cdot 9,81 = \mathbf{13734\ N} \quad (20)$$

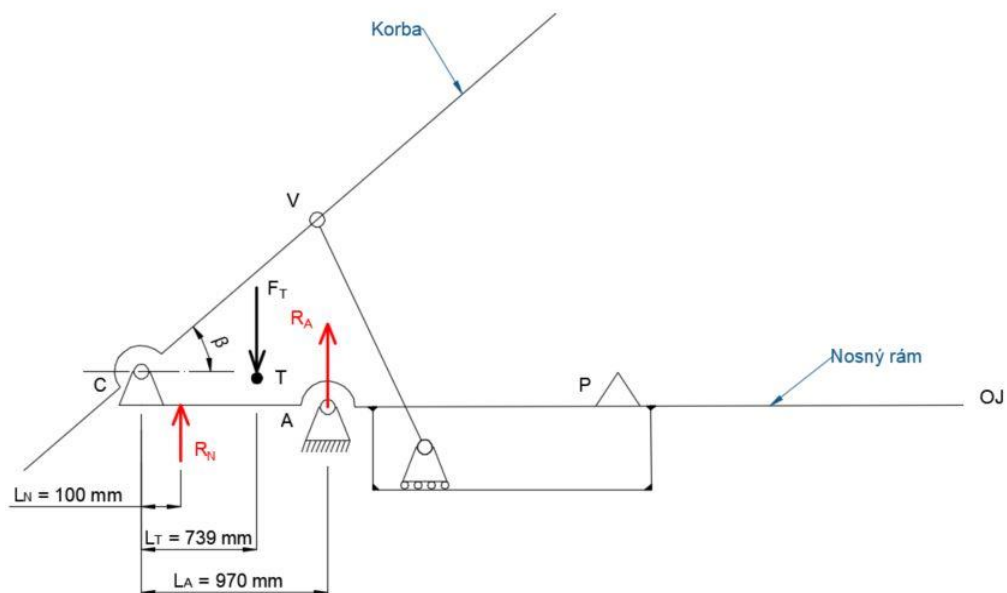
$$\sum F_{iy} = 0; R_A - R_{OJ} - F_T = 0 \quad (21)$$

$$\sum M_{iA} = 0; R_{OJ} \cdot (L_{OJ} - L_A) - F_T \cdot (L_A - L_T) = 0 \quad (22)$$

$$R_{OJ} = \frac{F_T \cdot (L_A - L_T)}{L_{OJ} - L_A} = \frac{13734 \cdot (970 - 739)}{3550 - 970} = 1230\ N \rightarrow \mathbf{125\ kg} \quad (23)$$

$$R_A = F_T + R_{OJ} = 13734 + 1230 = \mathbf{14964\ N} \quad (24)$$

d) Vykládka s použitím opěrné nohy – $m_c = 1400\ kg$ $\beta = 40^\circ$



Obr. 16: Svislá síla působící na opěrnou nohu při vykládce

$$F_T = m_c \cdot g = 1400 \cdot 9,81 = \mathbf{13734\ N} \quad (25)$$

$$\sum F_{iy} = 0; R_A + R_N - F_T = 0 \quad (26)$$

$$\sum M_{iA} = 0; R_N \cdot (L_A - L_N) - F_T \cdot (L_A - L_T) = 0 \quad (27)$$

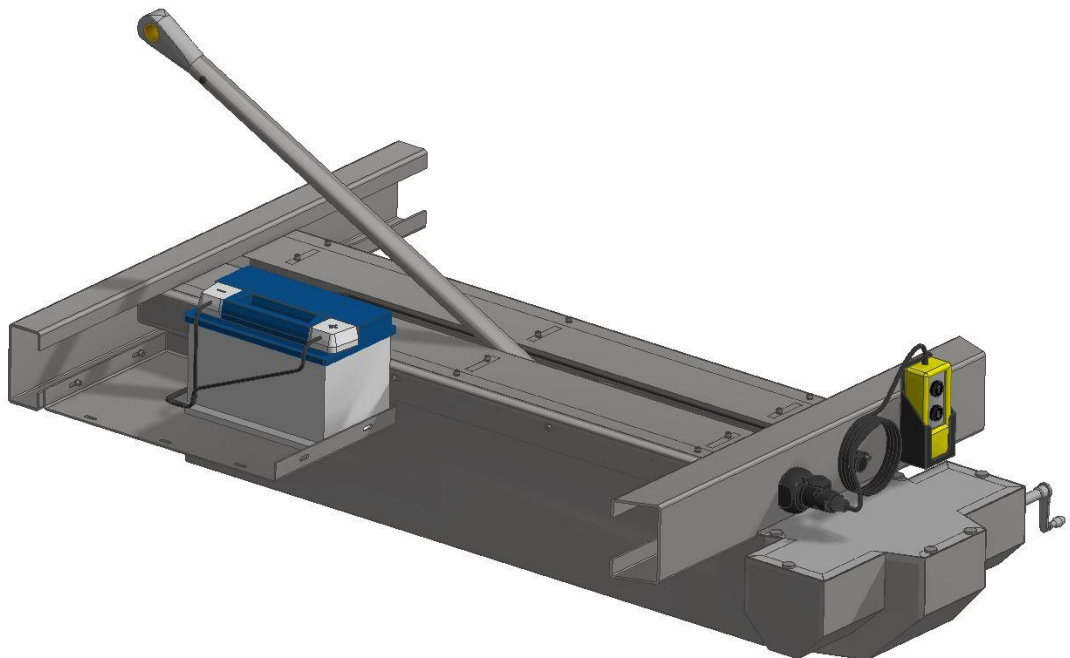
$$R_N = \frac{F_T \cdot (L_A - L_T)}{L_A - L_N} = \frac{13734 \cdot (970 - 739)}{970 - 100} = \mathbf{3647\ N} \quad (28)$$

$$R_A = F_T - R_N = 13734 - 3647 = \mathbf{10087\ N} \quad (29)$$

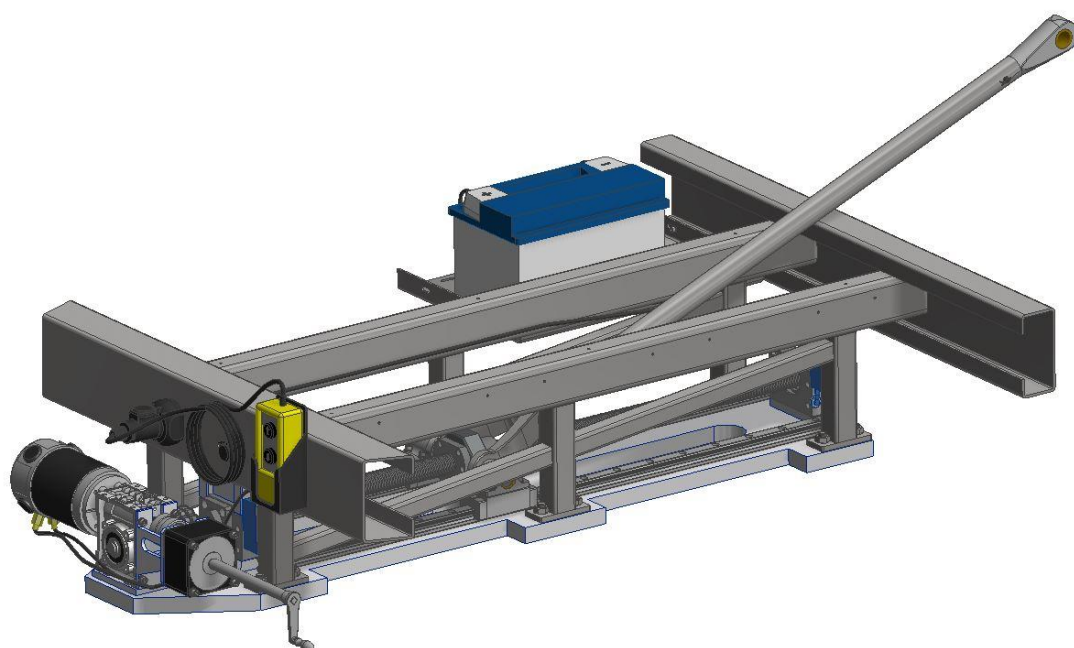
V bodech **a)** a **b)** se korba přívěsu nachází v nulové poloze, tedy ve stavech nakládky a pohybu přívěsu. Jak je z výsledků patrné, při provozním zatížení (prázdný přívěs) je hodnota svislé síly působící na tažné zařízení o poznání vyšší než u přívěsu s celkovou hmotností (plně naložený přívěs). Tato skutečnost je dána tím, že zdvižný mechanismus má značnou hmotnost. Aby zdvižný mechanismus správně plnil požadovanou funkci, musel být umístěn před nápravu vozidla, což způsobí horší manipulaci s prázdným přívěsem. Při plně naloženém stavu se svislá síla působící na tažné zařízení o poznání zmenší díky vhodně zvolenému umístění korby, jejíž těžiště se nachází naopak za nápravou přívěsu, což v naloženém stavu vyrovná působení hmotnosti od mechanismu. V obou případech svislá síla způsobuje přitěžování tažného zařízení, což je nezbytné pro správnou ovladatelnost jízdní soupravy. I ostatní legislativní požadavky jsou splněny.

Bod **c)** a **d)** představují režim vykládky při kterém se korba nahází v koncové poloze $\beta = 40^\circ$. V bodě **c)** je zachycen stav s nevyužitím opěrné nohy, a naopak v bodě **d)** je opěrná noha využívána. V bodě **d)** je možné využít zjednodušení, kdy je uvažována nulová síla působící v tažném zařízení. Díky opěrné noze je při vykládce odlehčeno tažnému zařízení, nápravě i spodnímu nosnému rámu, který by byl jinak zbytečně namáhán na ohyb.

4.3 Sklopné zařízení



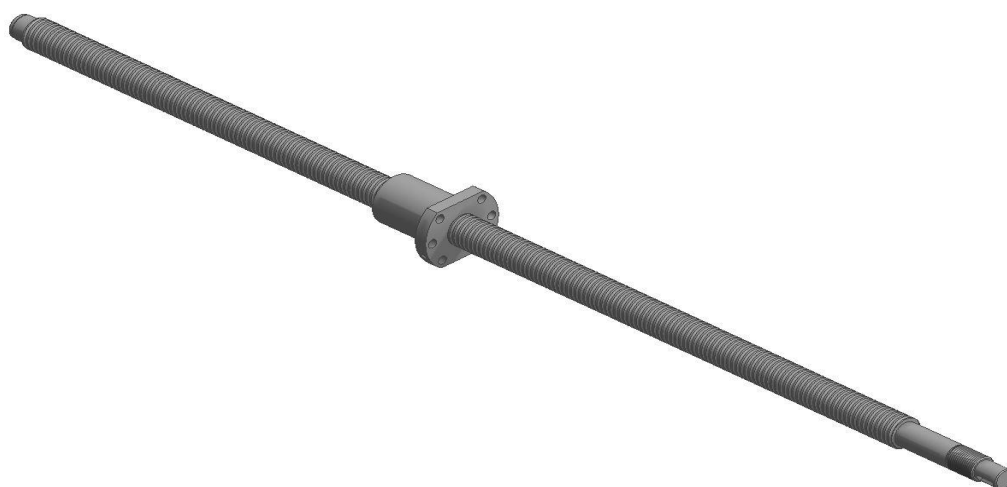
Obr. 17: Sklopné zařízení s krytováním



Obr. 18: Sklopné zařízení bez krytování

4.3.1 Kuličkový šroub

Srdcem celého sklopného mechanismu, který je navrhován v této diplomové práci, je kuličkový šroub zajišťující zdvih korby přivěsu. Jedná se o konstrukční prvek převádějící rotační pohyb na pohyb posuvný. Díky své konstrukci, kde se po závitu šroubu odvalují kuličky umístěné v matici, disponuje kuličkový šroub velmi vysokou účinností, což umožňuje pracovat s vysokými axiálními silami při působení nižšího ovládacího točivého momentu, oproti například trapézovým šroubům. Tato skutečnost se příznivě projeví při volbě pohonného zařízení.



Obr. 19: Kuličkový šroub

Na trhu jsou v této době poskytovány šrouby válcované, okružované a broušené, jejich hlavní rozdíl je v přesnosti výroby, a tedy i přesnosti chodu daného šroubu. Pro potřeby zdvižného zařízení byl zvolen šroub válcovaný, který má nejnižší přesnost, ale naopak je jeho cena oproti ostatním typům příznivá. Vysoká přesnost v tomto případě není vyžadována.

Dalším parametrem pro výběr kuličkového šroubu je typ využití matice. V tomto případě byla zvolena jednoduchá matice přírubová dle *DIN 69051*. Matice *FSCDIN* svými rozměry a konstrukcí vyhovuje všem požadavkům. Díky šesti montážním otvorům o průměru 9 mm, které jsou patrné z *Obr. 19*, lze k matici připevnit upínací kostku sloužící pro propojení kuličkového šroubu se zbytkem mechanismu. Další parametry matice budou uvedeny níže po provedení kontrolních výpočtů. [14]

U kuličkových šroubů je také zapotřebí definovat typ uložení v ložiskových domečích, pro stanovení opracování konců hřídele. Poháněná část kuličkového šroubu je uložena pevně, tedy v ložiskovém domečku přenášejícím jak axiální, tak radiální zatížení, a dále je na tento konec přiváděn ovládací točivý moment. Vzhledem k uvedeným parametrům je zvolen typ opracování poháněného konce hřídele *E2B* pro uložení v ložiskovém domečku typu *BK* a s drážkou pro pero na konci hřídele. Typ opracování nepoháněného konce kuličkového šroubu je zvolen *E5B* pro uložení v ložiskovém domečku typu *BF*. [14]

Kontrolní výpočet

Pomocí kontrolních výpočtů u kuličkových šroubů jsou zjištěny maximální dovolené otáčky, vzpěrná tuhost, životnost a hnací kroutící moment. Kromě rozměrových parametrů a vstupního zatížení, ovlivňuje výpočet také typ uložení konců hřídele a spektrum zatížení šroubu v čase.

a) Kontrola maximálních otáček (n_{max}) [14]:

$$n_k = K_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{32}{1000^2} \cdot 10^8 = 6016 \text{ min}^{-1} \quad (30)$$

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 = 6016 \cdot 0,8 = 4812 \text{ min}^{-1} \quad (31)$$

n_k [min^{-1}]	kritické otáčky
d_k [mm]	průměr hřídele
K_d [—]	koeficient uložení
l_k [mm]	ložisková vzdálenost

b) Kontrola vzpěrné tuhosti (F_{kmax}) [14]:

$$F_k = K_k \cdot \frac{d_k^4}{l_d^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{32^4}{976^2} \cdot 10^5 = 225659 \text{ N} \quad (32)$$

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = 225659 \cdot 0,5 = 112829 \text{ N} \quad (33)$$

$$k = \frac{F_{kmax}}{F_{vx}} = \frac{112829}{32476} = 3,47 \quad (34)$$

F_k [N]	max. teoretická dovolená axiální síla
d_k [mm]	průměr hřídele
K_k [–]	koeficient závislosti na uložení
l_k [mm]	nepodepřená délka hřídele
k [–]	koeficient bezpečnosti vůči reálnému axiálnímu zatížení
F_{vx} [N]	reálné vstupní axiální zatížení

c) Kontrola životnosti (L_h) [14]:

Životnost kuličkového šroubu závisí na mnoha faktorech, z nichž nejpodstatnější je spektrum zatížení v čase, plynulost chodu, čistota prostředí a mazání. Pro přesné stanovení životnosti kuličkového šroubu by bylo zapotřebí zmapovat změnu zatížení v čase po dobu cyklu. Pro získání těchto dat je nutné provést měření na prototypovém zařízení. V následujícím odhadu životnosti jsou uvažovány konstantní otáčky a proměnné axiální zatížení kuličkového šroubu po dobu jednoho sklopného cyklu. Odhad životnosti bude vycházet z dostupných dat zatížení odpovídajících náklonu korby β . Tyto hodnoty jsou uvedeny v **Tab. 1 A** sloupec F_{Vx} .

$$t_i = \frac{100}{y} = \frac{100}{40} = 2,5 \% \quad (35)$$

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^y F_{Vxi}^3} \cdot \frac{t_i}{100} = 14922 \text{ N} \quad (36)$$

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{23900}{14922}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{75 \cdot 60} = 913 \text{ h} \cong 13274 \text{ min} \quad (37)$$

t_i [%]	poměrná doba po kterou působí zatížení F_{Vxi}
y [-]	počet různých zatěžovacích režimů během jednoho cyklu
F_m [N]	střední zatížení
F_{Vxi} [N]	proměnné axiální zatížení kuličkového šroubu
C_{dyn} [N]	dynamická únosnost
n_m [min^{-1}]	střední otáčky

d) Výpočet hnacího kroutícího momentu (M) [14]:

$$M = \frac{F \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \mu} = \frac{32476 \cdot 5}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 29,4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (38)$$

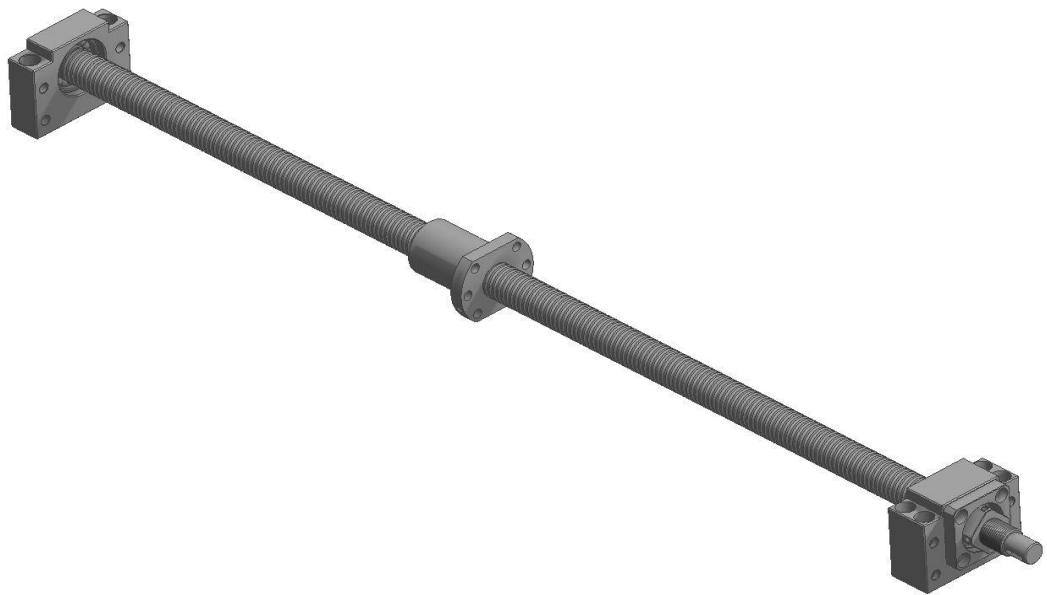
F [N]	axiální síla působící na matici
P [mm]	stoupání kuličkového závitu
μ	standardní účinnost

Pro sklopný mechanismus byl po zvážení veškerých faktorů zvolen kuličkový šroub odpovídající matici **R32–05K6–FSCDIN** o průměru šroubu 32 mm, stoupání závitu 5 mm, činné délce 1000 mm, dynamické únosnosti 23900 N a statické únosnosti 81900 N. Jak je z výše uvedených výpočtů patrné, je tento šroub značně předimenzován vůči vstupnímu zatížení. Toto vstupní zatížení by s nižším koeficientem bezpečnosti dokázal přenést kuličkový šroub o průměru 25 mm, avšak ložiskový domeček typu **BK** pro tento rozměr kuličkového šroubu by nebyl vyhovující. Nabízelo by se tedy využití ložiskového domečku pro vysoká zatížení typ **SBK**, který se však pro průměr kuličkového šroubu 25 mm nevyrobí a jehož cena je více než čtyřnásobná oproti ložiskovým domečkům typu **BK**. [14]

4.3.2 Ložiskové domečky

Po výběru kuličkového šroubu následuje výběr vhodného uložení. Ložiskové domečky, které se za tímto účelem využívají, lze v první řadě rozdělit podle přenášeného zatížení na radiální, axiální a axiálně radiální. Dalším rozdělovacím parametrem je, jestli do ložiskového domečku bude osazen poháněný nebo nepoháněný konec hřídele.

Pevný poháněný konec hřídele byl v tomto případě uložen do ložiskového domečku typu **BK–25**. Tento ložiskový domeček disponuje dvěma ložisky typu **7205 A** s kosoúhlým stykem. Díky těmto ložiskům a masivnímu tělesu domečku je schopný přenášet statické axiální zatížení 40,5 kN a dynamické axiální zatížení 28,5 kN. Radiální únosnost ložiskového domečku není v tomto případě důležitá, jelikož přenos radiálních sil bude zajišťovat lineární vedení. Připevnění ložiskového domečku je zajištěno pomocí čtyř otvorů pro zápusťné šrouby M10, *DIN 4762* a axiální pohyb kuličkového šroubu v ložiskovém domečku je zajištěn pojistnou maticí M25. Ložiskový domeček **BK–25** je vyobrazen vpravo dole na **Obr. 20**. [14]



Obr. 20: Ložiskové domečky

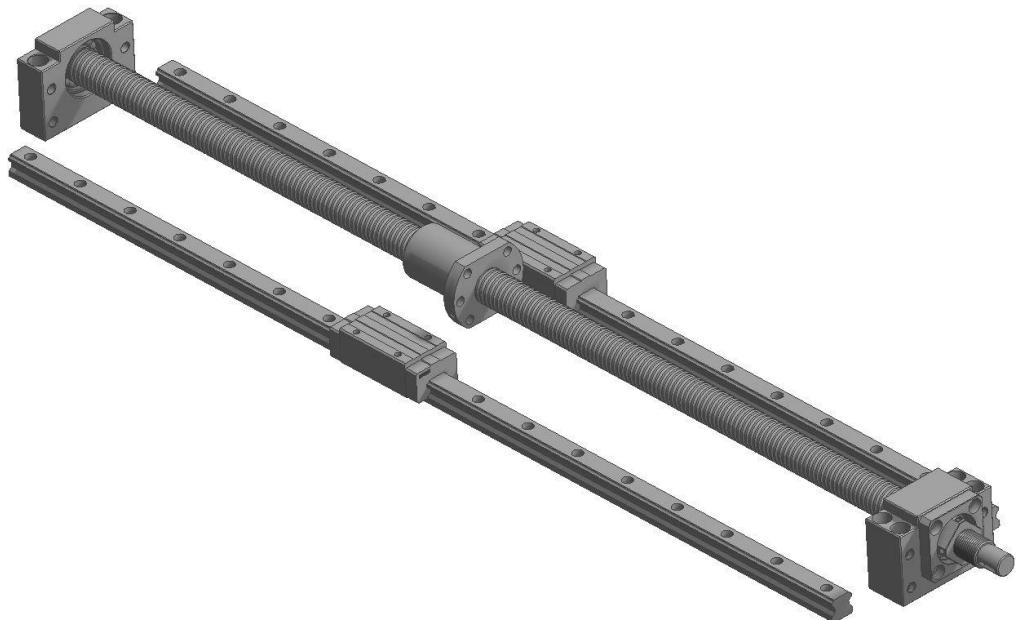
Volný, nepoháněný konec hřídele je uložen v ložiskovém domečku typu **BF–25**, který je osazen radiálním ložiskem **6205 ZZ** a výška jeho osy je sladěná s ložiskovým domečkem **BK–25**. Připevnění ložiskového domečku je zajištěno pomocí čtyř otvorů pro šrouby se zápusťnou hlavou M10, *DIN 4762*. Jelikož je po celou dobu sklopného cyklu radiální složka síly přenášena lineárním vedením, slouží tento domeček pouze jako podpora pro kuličkový šroub. Ložiskový domeček **BF–25** je vyobrazen vlevo nahoře na **Obr. 20**. [14]

4.3.3 Lineární vedení

Pro zachování dlouhé životnosti kuličkového šroubu je zapotřebí jej nevystavovat přílišnému ohybovému namáhání. Z tohoto důvodu bylo navrženo lineární vedení umístěné vedle kuličkového šroubu, které veškeré radiální síly vstupující do mechanismu absorbuje a kuličkový šroub je tak v ideálním případě namáhán pouze axiálním zatížením.

Díky svým nesporným výhodám je lineární vedení využíváno v mnoha odvětvích strojního průmyslu, což se promítá do množství nabízených typů. Mezi základní vlastnosti patří vysoká přesnost polohování, vysoká únosnost ve všech směrech, vysoká účinnost, vysoká rychlost a nízká hnací síla. Tyto parametry přímo ovlivňují cenu vedení. Pro potřeby navrhovaného sklopného mechanismu bohatě postačí základní řada lineárního vedení *HG*. [15]

Lineární vozík byl zvolen, s přihlédnutím k zátěžovým, rozměrovým a provozním parametrům, *HGH 20 SA*, který se pohybuje po kolejnici *HGR – R*. Tato kolejnice je přímo určena pro uvedený typ lineárního vozíku a typ *R* označuje montáž vedení shora, jak je vidět na *Obr. 21*. Typ lineárního vedení *HG* má vysokou přesnost, dostatečnou únosnost a minimálními třecí ztráty. Další písmeno *H* označuje úzký typ vozíku, číslovka *20* je rozměrový parametr, písmeno *S* označuje typ pro střední zatížení a písmeno *A* znamená montáž vozíku shora.[15]



Obr. 21: Lineární vedení

Celková zástavbová výška $H = 30$ mm, šířka $W = 44$ mm, délka vozíku $L = 77,5$ mm, délka vedení $L_V = 1000$ mm, statická únosnost $C_0 = 27760$ N, dynamická únosnost $C_{dyn} = 17750$ N. Lineární vozík je vybaven čtyřmi montážními otvory pro šrouby M5, kolejnice je vybavena otvory pro zápusťné šrouby M6, *DIN 4762*, s roztečí 60 mm. [15]

Jak je z tabulky *Tab. 1 A* sloupec F_{vy} patrné, je zvolené lineární vedení vůči vstupní radiální síle značně předimenzováno. Poté, co se vstupní radiální zatížení rozloží do dvou lineárních vedení, bude koeficient bezpečnosti pro jedno vedení: $k = \frac{C_0}{\frac{F_{vy}}{2}} = \frac{27760}{\frac{8702}{2}} = 6,38$.

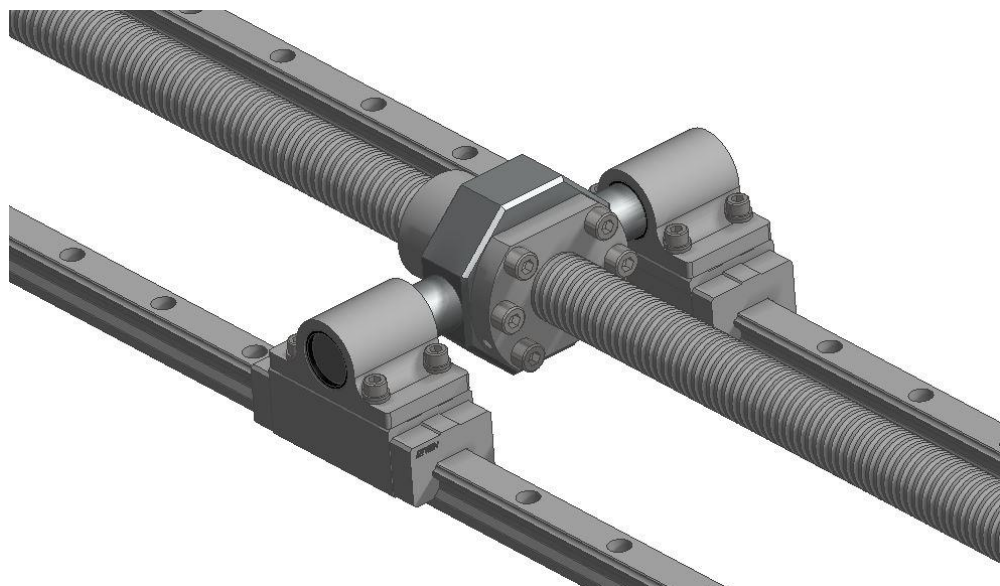
Mohlo by se tedy zdát, že pro daný mechanismus by stačilo využít nižší třídy lineárního vedení,

avšak rozměrové parametry, které jsou podstatné zejména pro uložení upínací kostky s čepem, u nižších tříd již požadavky nesplňují.

4.3.4 Upínací kostka s čepem a uložením

Aby bylo možné propojit kuličkový šroub s lineárním vedením a také se spodní vidlicí táhla, musela být matice kuličkového šroubu připojena pomocí šesti šroubů M8 k upínací kostce s čepem *GKD – 32*. Tato kostka díky svým rozměrovým parametrům a materiálu 1.3505, disponuje vysokou tuhostí, což se projeví minimálním průhybem, který by způsoboval ohybové namáhání kuličkového šroubu. [14]

Upevnění čepu kostky k lineárním vozíkům je zajištěno pomocí ložiskového domečku z hliníkové slitiny *EN AW 6082. T651*, který je k lineárnímu vozíku upevněn čtyřmi šrouby se zápusťnou hlavou M5, *DIN 4762*. Konstrukce ložiskového domečku je uzpůsobena tak, aby jej bylo možné osadit kluzným ložiskem *SKF-PCM 252820 E* o rozměrech: vnitřní průměr $d = 25$ mm, vnější průměr $D = 28$ mm a šířka $b = 47$ mm. Ložisko je do těla hlavice nalisováno a následně vystruženo na doporučené uložení s vůlí H7/h6. [16]



Obr. 22: Upínací kostka s čepem

4.3.5 Vzpěra

Dalším z klíčových prvků sklopného mechanismu je vzpěra, která přenáší sílu vyvozenou kuličkovým šroubem na korbu přívěsu a způsobuje tak její naklápění. Konstrukce vzpěry musí být navržena tak, aby zvládla přenést vysoké zatížení a zároveň, aby v žádném z okamžiků pohybu nekolidovala s rámem mechanismu, rámem korby a při nulové poloze s kuličkovým

šroubem. Vzpěra se skládá ze tří základních částí: vrchní hlavice, trubky a spodní vidlice (viz **Obr. 23**).



Obr. 23: Vzpěra

Spodní vidlice

Návrh spodní vidlice byl jedním z nejsložitějších v celém mechanismu. Jak je vidět na **Obr. 23**, bylo zapotřebí navrhnout vidlici tak, aby přesně zapadala do vymezeného prostoru mezi lineární vozíky a maticí kuličkového šroubu. Z toho důvodu musela být vidlice co nejkompaktnější, ale zároveň dostatečně tuhá, aby dokázala přenést požadované zatížení. Za materiál vidlice byla zvolena konstrukční jakostní ocel E335. Z **Obr. 24** je patrné, že se vidlice skládá ze dvou symetrických částí, což je nezbytné při montáži na čep upínací kostky.

Pro uložení vidlice na čep kostky je vidlice ve spodní části osazena dvěma kluznými ložisky **SKF-PCM 252815 E** o rozměrech: vnitřní průměr $d = 25$ mm, vnější průměr $D = 28$ mm a šířky $b = 15$ mm. Ložisko je do těla vidlice nalisováno a následně vystruženo na doporučené uložení s vůlí H7/h6. [16]

Ve střední části vidlice je vytvořeno oboustranné vybrání, bez kterého by se v nulové poloze vidlice opírala o kuličkový šroub.

Vrchní část je spojena s trubkou vzpěry, je zasazena do otvoru a zajištěna šrouby M12, **DIN 4762**. Tyto šrouby spojují obě části vidlice a zajišťují trubku vůči vysunutí. Nepřenášejí axiální sílu (nejsou namáhány na stříh). Přenos axiální síly ve vzpěře je zajištěn dotykem trubky se dnem díry ve vidlici.



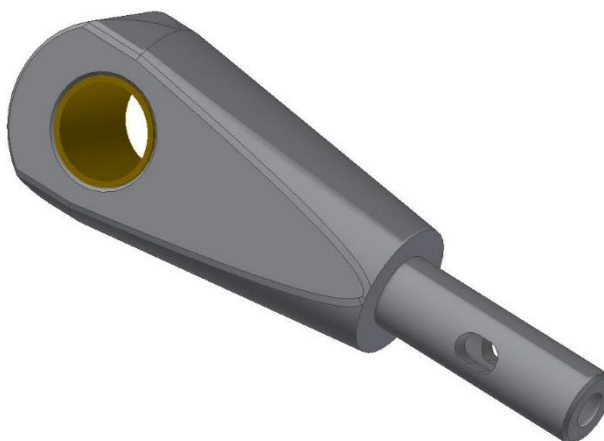
Obr. 24: Spodní vidlice

Vrchní hlavice

Oproti spodní vidlici je vrchní hlavice podstatně jednodušší, avšak také musí být navržena tak, aby odolala vysokému zatížení. Materiál hlavice byl zvolen totožný jako u spodní vidlice, tedy konstrukční jakostní ocel E335.

Jak je z **Obr. 25** zřejmé, tělo hlavice je velmi robustní a ve vrchní části osazeno kluzným ložiskem *SKF-PCM 252835 E* o rozměrech: vnitřní průměr $d = 25$ mm, vnější průměr $D = 28$ mm a šířky $b = 35$ mm. Ložisko je do těla hlavice nalisováno a následně vystruženo na doporučené uložení s vůlí H7/h6. [16]

Na spodní části hlavice je vytvořeno osazení, přes které se trubka opírá o hlavici a vzniklý čep je zasunut do trubky za účelem jejího vedení. Hlavice je zajištěna proti vysunutí z trubky pomocí čepu.



Obr. 25: Vrchní hlavice

Trubka

Středním dílem vzpěry je bezešvá strojní ocelová trubka *EN 10294-1* o vnějším průměru $D = 35$ mm, vnitřním průměru $d = 20$ mm a délce $l = 950$ mm. Za materiál trubky byla zvolena jakostní ocel s vyšší mezí kluzu E470. Celá vzpěra je navržena tak, aby vstupní zatížení namáhalo trubku pouze na vzpěr. Perforace v blízkosti konců trubky, které slouží k zajištění hlavice a vidlice, by neměly mít vliv na vzpěrnou tuhost trubky.

Kontrolní výpočet je proveden pro nulovou polohu $\beta = 0^\circ$, při které je vzpěra, a tedy i trubka vystavena nejvyššímu zatížení.

- a) Redukovaná efektivní délka (α_1) [17]: oboustranně kloubové uložení

$$\alpha_1 = 1 \quad (39)$$

- b) Štíhlostní poměr (λ) [17]:

$$\lambda = \frac{l}{i} = \frac{l}{\sqrt{\frac{I_{min}}{S}}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{(D^4 - d^4)}{16 \cdot (D^2 - d^2)}}} = \frac{950}{\sqrt{\frac{(35^4 - 20^4)}{16 \cdot (35^2 - 20^2)}}} = 94,27 \quad (40)$$

l [mm]	délka
D [mm]	vnější průměr
d [mm]	vnitřní průměr
I_{min} [mm ⁴]	minimální kvadratický moment průřezu
S [mm ²]	plocha průřezu

- c) Ověření možnosti využití Eulerova vztahu (λ_1) [17]:

$$\lambda_1 = \left(\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot \alpha_1 \cdot E}{R_e} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot 1 \cdot 210000}{470} \right)^{\frac{1}{2}} = 91,65 \quad (41)$$

$$\lambda > \lambda_1 \quad (42)$$

E [MPa]	modul pružnosti v tahu
R_p [MPa]	mez kluzu materiálu
α_1 [-]	redukovaná efektivní délka
λ [-]	štíhlostní poměr

d) Kritické zatížení (F_{krit}) [17]:

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{l^2} = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot (D^4 - d^4)}{64 \cdot 950^2} =$$

$$= \frac{\pi^3 \cdot 210000 \cdot (35^4 - 20^4)}{64 \cdot 950^2} = 151129 \text{ N} \quad (43)$$

E [MPa]	modul pružnosti v tahu
I_{min} [mm ⁴]	minimální kvadratický moment průřezu
l [mm]	délka
D [mm]	vnější průměr
d [mm]	vnitřní průměr

e) Koeficient bezpečnosti (k) [17]:

$$n_V = \frac{F_{krit}}{F_{max}} = \frac{151129}{33621} = 4,49 \quad (44)$$

F_{krit} [N]	kritické zatížení
F_{max} [N]	maximální zatížení ve vzpěře

Koeficient bezpečnosti pro návrh tohoto prvku byl zvolen $n = 4$ vycházející z normy ČSN EN 13001. Tento koeficient byl zvolen po konzultaci s firmou, která se touto problematikou zabývá, avšak v diplomové práci si přeje být nejmenována.

Jelikož je výsledný koeficient bezpečnosti vyšší než dovolený ($n_V > n$), lze konstatovat, že navržený prvek **VYHOVUJE**.

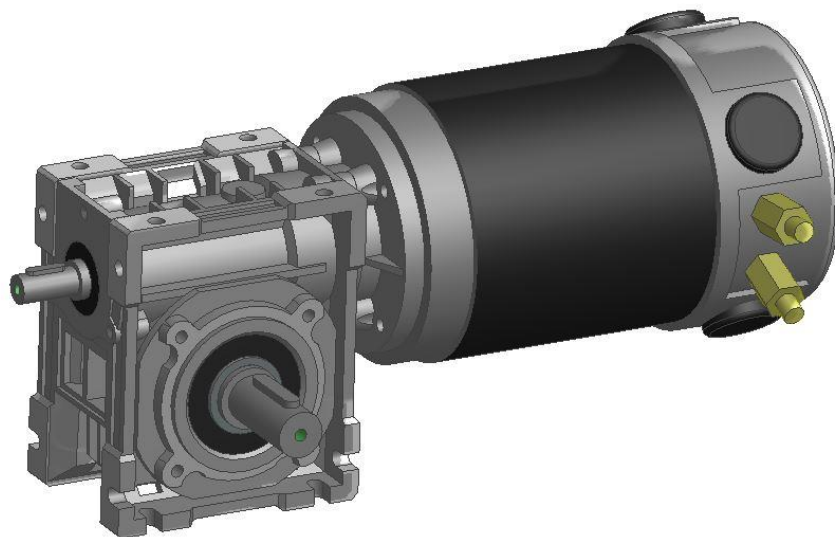
4.3.6 Elektrický pohon

Pohybové ústrojí mechanismu bylo navrženo a je tedy zapotřebí přistoupit k jeho pohonu. Důležitý vstupní parametr je hnací, kroučící moment pro ovládání kuličkového šroubu, jehož hodnota je $M = 29,4 \text{ N} \cdot \text{m}$, kde výpočet je uveden v kapitole 4.3.1 *Kuličkový šroub* (str. 42), vzorec (38). Velikost tohoto momentu se může zdát poměrně malá a vybrat tak vhodný pohon jako jednoduchý úkol, avšak je zapotřebí si uvědomit, že elektrický pohon bude napájen z 12 V autobaterie s poměrně malou kapacitou 105 Ah. Z toho důvodů je zapotřebí nalézt ideální řešení tak, aby elektromotor s převodovkou dokázaly vyvinout adekvátní hnací kroučící

moment, ale zároveň aby motor nespotřeboval příliš energie z autobaterie a bylo tak možné na jedno nabití provést několik sklopných cyklů. Dalším omezujícím faktorem je rychlost sklápění. Tento parametr se přímo promítá do převodového poměru použité převodovky. Pokud bude zvolen elektromotor s malým výkonem, a tedy s malým výstupním kroutícím momentem, bude zapotřebí zvolit větší převodovku s vyšším převodovým poměrem, čímž se doba sklápění prodlouží.

Po zvážení všech aspektů byl pro pohon mechanismu zvolen stejnosměrný kartáčový elektromotor *EC250.120 63B14* se čtyřmi permanentními magnety. Výkon elektromotoru je 350 W, rychlost 3000 ot/min, kroutící moment 1,12 N·m, napájecí napětí 12 VDC a odebíraný proud 30 A. [18]

Jako vhodnou kombinací s daným elektromotorem byla vybrána šneková převodovka *CM040040U-14* s převodovým poměrem 1:40, kroutícím momentem 33 N·m, účinností 60% – 73% (dle vstupních otáček motoru) a rychlostí 75 ot/min. Převodovka byla zvolena ve variantě *SDSX VS*, tedy s výstupním hřídelem a prodlouženým vstupním hřídelem. [18]



Obr. 26: Elektrický pohon

Jestliže je uvažována činná délka šroubu 817 mm a stoupání závitu 5 mm, lze jednoduše stanovit, že pro sklopení korby je zapotřebí 163,4 otáček šroubu. Z toho vyplývá, že doba potřebná ke sklopení korby při pohonu, který vyvine 75 ot/min, bude **2,18 min**, a tedy celková doba vykládky **4,36 min**.

Dále je zapotřebí si uvědomit, že při odebíraném proudu 30 A a zvolené autobaterii s kapacitou 105 Ah by doba provozu do úplného vybití byla 3,5 h. Autobaterii však není vhodné zcela vybit, vždy je zapotřebí zachovat alespoň 20 % její kapacity pro zachování dlouhé

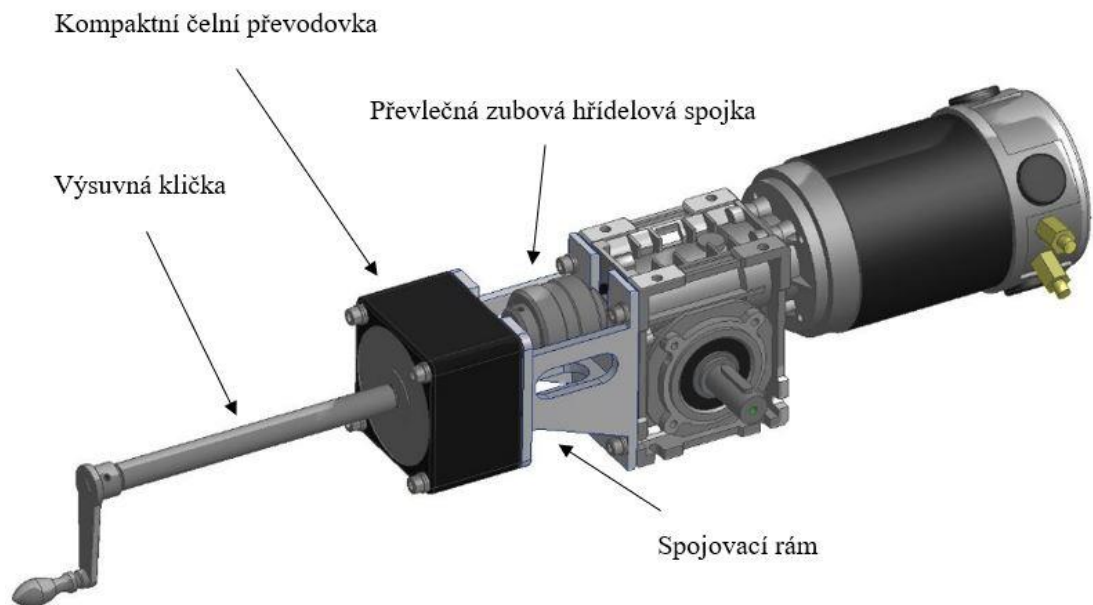
životnosti. Díky tomu lze využít z kapacity autobaterie pouze 84 Ah, a proto je doba provozu 2,8 h, tedy **168 min**. Z doby provozu mechanismu do vybití baterie a celkové doby vykládky lze vypočítat, že mechanismus bude schopen na jedno nabití baterie provést **38 kompletních vykládek**.

Zvolený pohon disponuje kroutícím momentem s koeficientem bezpečnosti vůči požadovanému krouticímu momentu kuličkového šroubu $k = 1,12$. Tento koeficient je poměrně nízký a nabízí se otázka, jestli nemůže dojít k přetížení a následné poruše pohonu. Tomu je zabráněno konstrukčním řešením pomocí třecí spojky, která bude popsána v kapitole 4.3.8 *Pojistná třecí spojka* (str. 56). Pokud by se i přes toto řešení potvrdil malý výkon pohonu, bylo by možné využít převodovku s vyšším převodovým poměrem a zvýšit tak kroutící moment, což by ale způsobilo prodloužení doby vykládky. Nabízelo by se proto řešení zvýšení výkonu motoru za účelem zvýšení kroutícího momentu vstupujícího do převodovky a zachování převodovky s převodovým poměrem 1:40. Toto řešení by však mělo za následek rychlejší vybíjení autobaterie, a tedy méně provozních cyklů na jedno nabití.

4.3.7 Ruční pohon

Jedním ze základních požadavků na sklopný mechanismus byla možnost jeho ovládnutí pomocí ručního pohonu. Tento alternativní pohon by byl využit jen v situacích, kdy z určitého důvodu nelze nebo nechceme použít elektrický pohon. Z tohoto důvodu byla využita hlavní šneková převodovka s modifikací VS, tedy s prodlouženým vstupním hřídelem, na který lze z jedné strany připojit elektromotor a ze strany druhé ruční pohon (viz. **Obr. 26**).

Nejjednodušším řešením tohoto problému by bylo připojit na vstupní hřídel přímo ruční pohon, tedy hřídel s kličkou. Toto řešení má však závažný problém, a tím je rychlost vykládky. Při průměrné rychlosti otáčení kličky 100 ot/min pomocí lidské síly by doba sklápění korby trvala 65,4 min a celý cyklus vykládky by tak trval 130,8 min. Toto řešení je nepřijatelné, a proto je zapotřebí zvýšit otáčky z ručního pohonu přes kompaktní převodovku.



Obr. 27: Ruční pohon

Aby bylo docíleno přibližně stejné rychlosti vykládky při použití elektropohonu nebo ručního pohonu, bylo by zapotřebí využít převodovku s převodovým poměrem 30:1. Z tohoto hlediska, hlediska ceny a rozměru, byla zvolena kompaktní čelní převodovka s přímými zuby řady *PB*. Označení převodovky **9PBK30BH**, kde kombinace *9K* označuje velikost čtvercového rámu 90x90, číslice *30* převodový poměr 30:1, *B* kuličková ložiska a písmeno *H* označuje využití spirálových ozubených kol. Aby se zajistila vyšší životnost kompaktní převodovky, je ji možné od šnekové převodovky odpojit. Za tímto účelem byla mezi převodovky umístěna převlečná zubová hřídelová spojka. [19]

Převlečná zubová hřídelová spojka se skládá ze dvou nábojů a převlečné objímky. Náboje jsou umístěny na hřídele převodovek a tvarový styk, mezi hřídelem a nábojem zajišťuje perový spoj. Aby nedošlo ke stažení objímky z hřídele, je zde využito závrtných šroubů. Oba náboje jsou na svém vnějším povrchu opatřeny ozubením, které přes převlečnou zubovou objímku zajišťují přenos kroutícího momentu. Náboje lze propojit, či rozpojit ručním nasunutím zubové objímky. Jako vhodná variantá se jeví pružná spojka “GIFLEX“ GF, jejíž parametry přímo odpovídají požadavkům. Typ spojky byl zvolen **GF-19-NN**, jejíž délka je 55 mm, průměr objímky 48 mm, nominální přenášený kroutící moment 18,5 N·m a vrtání nábojů je vyráběno přesně dle požadavků. [20]

Z **Obr. 27** je patrné, že přídatná převodovka pro ruční pohon je k šnekové převodovce připojena konzolí, která byla navržena ze slitiny hliníku EN AW 6082. T651. Jedná se o svařovanou konzoli jejíž tvar je navržen tak, aby byla dostatečně tuhá a zároveň, aby byl

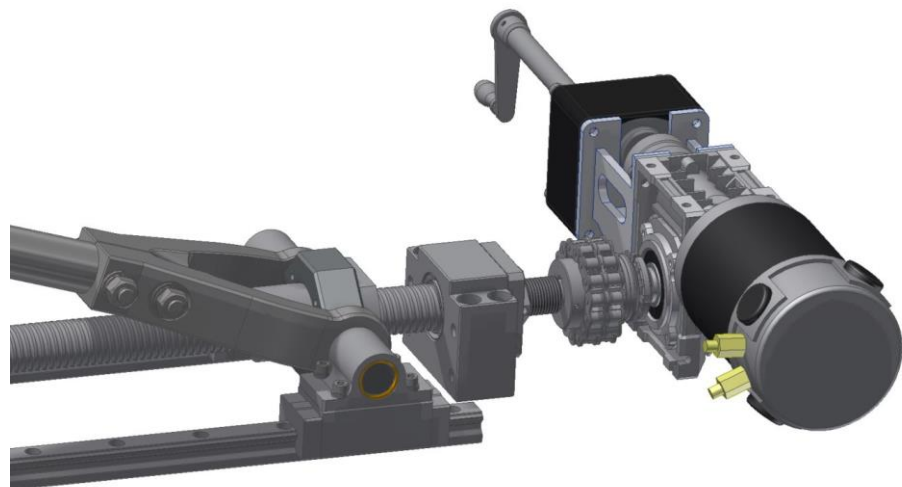
snadný přístup k zubové spojce. Vnitřní rozměr konzole je navržen tak, aby nebránila ve stažení objímky spojky ze záběru. Připevnění přídatné převodovky ke konzoli je zajištěno pomocí čtyř zápusťných šroubů M6, *DIN 4762* a stejně tak připevnění konzole ke šnekové převodovce.

Poslední částí ručního pohonu je klička *DIN 469* s otočnou rukojetí. Část hřídele vstupující do těla kličky je opatřena čtyřhranem a zajištěna závrtným šroubem a druhý konec hřídele je opatřen ploškou odpovídající náboji převodovky.

Pokud je mechanismus ovládán elektrickým pohonem, je klička ručního pohonu vždy vyjmuta z kompaktní převodovky, aby nemohlo dojít ke zranění obsluhy od rotující kličky vystupující z krytu mechanismu. Jestliže se obsluha rozhodne využít ručního pohonu, musí před manipulací s ručním pohonem vysunout zástrčku ovládacího panelu ze zásuvky mechanismu. Tím je zajištěno, že během ruční vykládky nedojde ke spuštění elektrického pohonu, a tak ke zranění obsluhy. Tyto informace by měly být uvedeny v ovládacím manuálu a také na výstražné samolepce umístěné na vrchním krytu pohonu mechanismu, spolu s dalšími bezpečnostními pokyny.

4.3.8 Pojistná třecí spojka

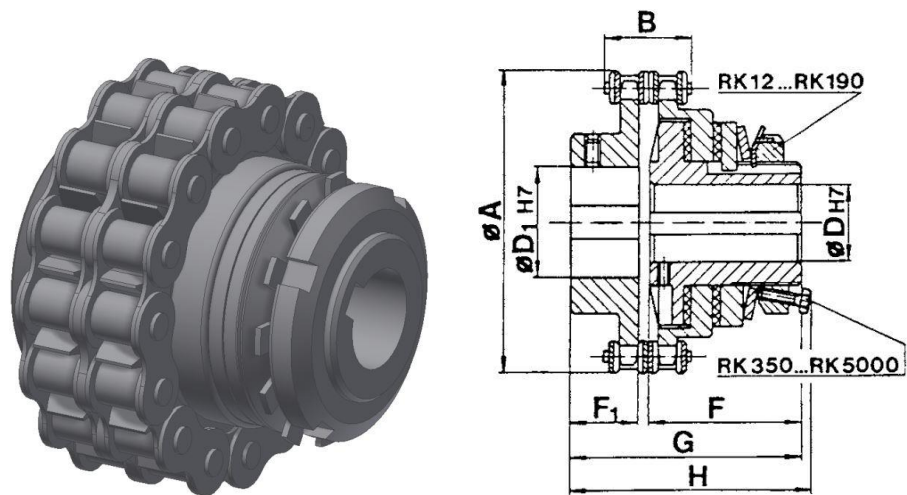
Pohonné i pohybové ústrojí je zapotřebí mezi sebou propojit hřídelovou spojkou. Jeden náboj hřídelové spojky je umístěn na výstupní hřídel šnekové převodovky, náboj druhý na upravený konec kuličkového šroubu. Pro přenos krouťícího momentu jsou oba tyto hřídele vybaveny pery. Hřídelová spojka se v tomto případě musí volit nejen dle rozměrových parametrů a krouťícímu momentu, který dokáže přenést, ale musí být zároveň schopna krouťící



Obr. 28: Propojení pohybového a pohonného ústrojí

moment přerušit v případě přetížení korby přívěsu. Pokud by k přerušení v kritický okamžik nedošlo, mohlo by dojít k porušení některé z částí pohonného ústrojí.

Jako ideální spojovacím prostředkem se jeví pojistná třecí hřídelová spojka **RK 40**, o délce $H = 61 \text{ mm}$, maximálním průměru $A = 75 \text{ mm}$ a s možností přenosu maximálního kroutícího momentu $40 \text{ N}\cdot\text{m}$. Výhodou této pojistné třecí spojky je její snadná montáž, demontáž a bezúdržbový provoz. Dále je u tohoto typu možnost, po sejmutí řetězu, radiálně oddělit montážní celek bez axiálního pohybu. [21]



Obr. 29: Pojistná třecí spojka (zdroj [21])

Jak je vidět na **Obr. 29**, skládá se hřídelová spojka ze dvou nábojů, kde první je osazen řetězovou spojkou a ten druhý třecím elementem. Nastavení třecího momentu je prováděno pomocí matice, jejíž přítlačná síla je zvyšována talířovou pružinou, která tlačí na třecí segmenty. Zajištění matice proti pootočení je provedeno pomocí pojistné podložky **MB**. Hřídele jsou zajištěny proti vysunutí pomocí závrtných šroubů.

4.3.9 Spínač koncové polohy

Pokud mechanismus dojíždí do koncové nebo výchozí polohy, mohlo by dojít k najetí matice kuličkového šroubu do ložiskového domečku nebo k vyjetí lineárního vedení z kolejnic. Z tohoto důvodu musí být koncová a výchozí poloha pevně definována a její překročení

zamezeno. O tuto funkci se postarají spínače koncové polohy, které ve stanovený okamžik rozpojí elektrický obvod mechanismu, a tím zabrání dalšímu pohybu.



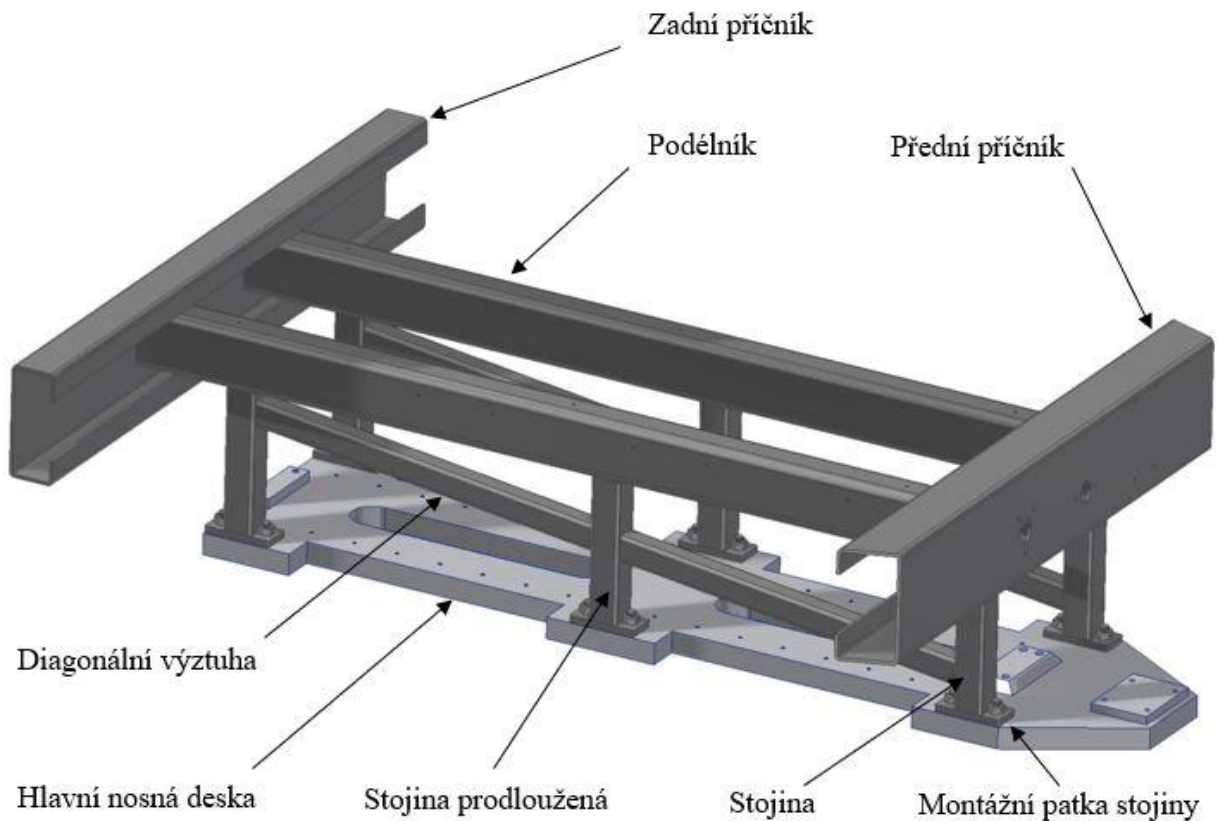
Obr. 30: Spínač koncové polohy (zdroj [22])

Pro tento účel byl zvolen polohový spínač *XCKN2118G11* s pákovým systémem, který je na svém konci osazen otočnou kladkou. Jedná se o velmi kompaktní spínač o maximálních rozměrech: výška 108 mm, šířka 30 mm, hloubka 44,5 mm. Minimální moment pro vypnutí je 0,1 N·m, maximální spínané napětí DC 250 V, 10 A, elektrická životnost 5 000 000 cyklů a mechanická životnost 10 000 000 cyklů. [22]

4.3.10 Nosný rám mechanismu

Hlavním účelem nosného rámu je poskytnout dostatečnou oporu pro pohybové a pohonné ústrojí. Rám musí být dostatečně tuhý, aby vlivem zatížení, která přes vzpěru do mechanismu vstupují (viz kapitola 4.2 *Silové poměry* (str. 34)), nedocházelo k jeho deformaci, která by snížila životnost a funkčnost celého pohybového ústrojí. Vysoká tuhost mechanismu je klíčová, avšak musí být také zajištěna jednoduchá a přesná montáž/demontáž jednotlivých pohybových a pohonných prvků a stálost jejich uložení. Dále je z kapitoly 4.2 *Silové poměry* (str. 34) patrné, že velikost síly ve vzpěře při začátku zdvihu je primárně ovlivněna úhlem α , který vzpěra svírá vůči vodorovné rovině. Složitost tohoto nosného rámu nevzniká tedy jen z důvodu zajištění vysoké tuhosti a vhodného prostoru pro uložení prvků, ale také z důvodu zvýšení zmiňovaného úhlu α . Tento úhel byl navýšen pomocí vynesení sklopného mechanismu pod úroveň hlavního nosného rámu přívěsu, jak je patrné z *Obr. 65*.

Nosný rám je vytvořen jako svařenec skládající se z množství ocelových profilů, ke kterým je přišroubována hlavní nosná deska z hliníkové slitiny. Tento nosný rám je uložen v hlavních podélnících spodního nosného rámu přívěsu (viz *Obr. 10*).

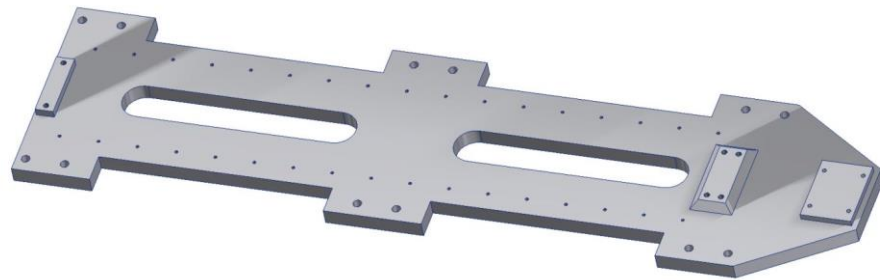


Obr. 31: Nosný rám mechanismu

Hlavní nosná deska

Jak již bylo zmíněno, je hlavní nosná deska navržena z hliníkové slitiny EN AW 6082. T651, s min. mezí kluzu $R_p = 240 \text{ MPa}$, s velmi dobrou obrobiteľnosťou a svařitelností. Základním výrobním polotovarem je tvarový přířez z plechu 40x320x1280 mm, který bude podroben třískovému obrábění pro získání konečného tvaru. Deska má ve třech místech vyvýšené plochy, na kterých jsou připevněny ložiskové domečky kuličkového šroubu a šneková převodovka. Tato úprava byla nutná kvůli ose šroubu, která by jinak byla příliš nízko a nešlo by tak propojit lineární vedení s kuličkovým šroubem přes upínací kostku. Na těchto ploškách jsou vytvořeny díry se závity pro možnost upevnění ložiskových domečků a šnekové převodovky. Po okrajích desky jsou vytvořeny otvory, ze spodní strany zahlobené, pro připevnění nosné desky k montážním patkám pomocí zápusťných šroubů M12, DIN 4762. Dále deska disponuje dvěma řadami děr se závity M5, které slouží k upevnění kolejnic

lineárního vedení. Deska je opatřena několika výřezy a otvory pro snížení její celkové hmotnosti, při zachování dostatečné tuhosti.



Obr. 32: Hlavní nosná deska

Zadní příčník

Ohýbaný nosník s profilem tvaru C o rozměrech průřezu 130x60 mm, délky 850 mm a s tloušťkou stěny 4 mm. Za materiál příčníku byla zvolena svařitelná nelegovaná konstrukční ocel S355J0. Do těla zadního příčníku budou vsazeny a zavařeny podélníky a samotný příčník bude přivařen k hlavním podélníkům spodního nosného rámu přívěsu.

Přední příčník

Ohýbaný nosník s profilem tvaru C o rozměrech průřezu 130x60 mm, délky 948 mm a s tloušťkou stěny 4 mm. Za materiál příčníku byla zvolena svařitelná nelegovaná konstrukční ocel S355J0. Do těla předního příčníku budou vsazeny a zavařeny podélníky. Konce předního příčníku jsou seříznuty pod úhlem, aby bylo možné příčník vsadit a zavařit do V-oje přívěsu. Ve střední části jsou v příčníku vytvořeny otvory pro umístění navařovacích matic M10, DIN 929, do kterých jsou přišroubovány šrouby propojující hlavní nosnou desku, přední ložiskový domeček, výztužnou konzoly a přední příčník.

Podélník

Uzavřená trubka obdélníkového průřezu, podélně svařovaná, tvářená za studena o rozměrech průřezu 70x50 mm, délky 1194 mm a tloušťkou stěny 4 mm. Za materiál podélníku byla zvolena svařitelná nelegovaná konstrukční ocel S355J0. Konce podélníků budou vsazeny a zavařeny do těla předního a zadního příčníku.

Stojina

Uzavřená trubka čtvercového průřezu, podélně svařovaná, tvářená za studena o rozměrech průřezu 40x40 mm, délky 136 mm a tloušťkou stěny 3 mm. Za materiál stojiny byla zvolena svařitelná nelegovaná konstrukční ocel S355J0. Stojiny jsou přivařeny k přednímu příčníku.

Stojina prodloužená

Uzavřená trubka čtvercového průřezu, podélně svařovaná, tvářená za studena o rozměrech průřezu 40x40 mm, délky 166 mm a tloušťkou stěny 3 mm. Za materiál prodloužené stojiny byla zvolena svařitelná nelegovaná konstrukční ocel S355J0. Prodloužené stojiny jsou přivařeny k podélníkům.

Montážní patka stojiny

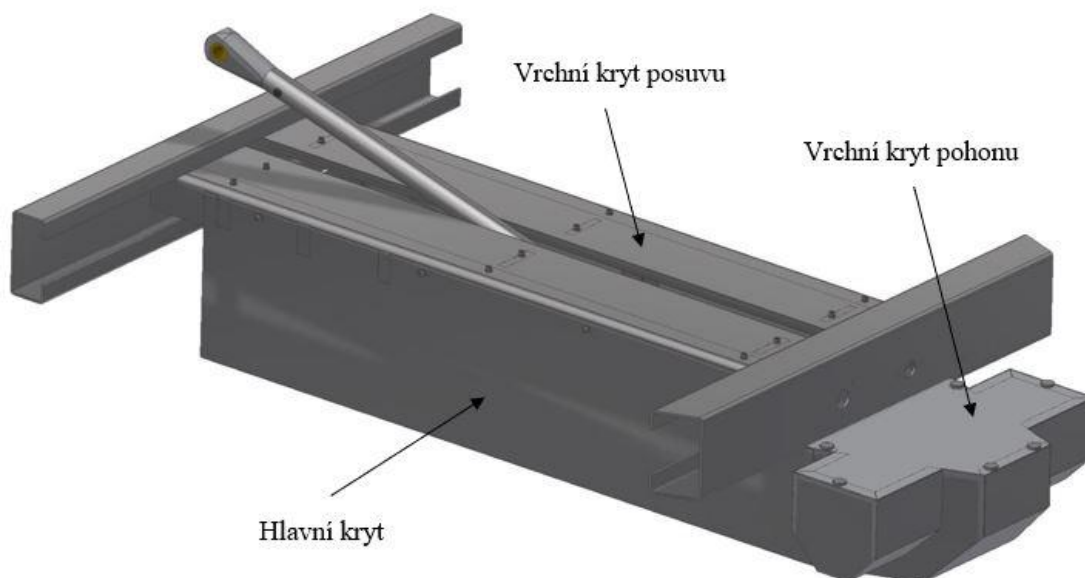
Obdélníkový přířez z plechu, tloušťky 8 mm o rozměrech 90x40 mm. Za materiál montážní patky byla zvolena svařitelná nelegovaná konstrukční ocel S355J0. Patka je opatřena dvěma dírami, ve kterých jsou přivařeny přivařovací matice M12, *DIN 929*, sloužící pro přišroubování hlavní nosné desky. Montážní patky jsou přivařeny ke stojinám.

Diagonální výztuha

Uzavřená trubka čtvercového průřezu, podélně svařovaná, tvářená za studena o rozměrech průřezu 30x30 mm, délky 470 mm a tloušťkou stěny 3 mm. Za materiál výztuhy byla zvolena svařitelná nelegovaná konstrukční ocel S355J0. Výztuhy jsou na svých koncích seříznuty tak, aby dohromady tvořily na bocích rámu diagonální výztuhu a zvýšily tak tuhost nosného rámu ve směru působení maximálního zatížení.

4.3.11 Zakrytování

Zakrytování sklopného mechanismu bylo rozděleno do dvou kategorií. První kategorii tvoří oplechování celého mechanismu, které zabraňuje poškození hlavních součástí mechanismu vlivem odletujícího šterku, kamínků, posypových materiálů, vody a dalších nečistot od kol tažného vozidla. Tento vrchní plechový plášť dále chrání celý mechanismu proti vniknutí větších cizích těles do prostoru mechanismu při nakládce nebo vykládce přívěsu. Druhou kategorií je ochrana lineárního vedení a kuličkového šroubu, které pracují na principu valení kuličkových elementů po přesně vyrobeném profilu, v mazacím médiu. Pokud by se nečistoty dostaly do mazacího média, docházelo by postupně k vydírání styčných ploch, a k jejich postupnému poškozování. Jak matice kuličkového šroubu, tak i vozík lineárního vedení jsou již v základní verzi opatřeny stíracími manžetami nebo břity, které zamezí podílu nečistot vniknout ke styčným plochám. Jelikož se však přívěs bude provozovat ve značně zhoršených podmínkách, bude lineární vedení doplněno o ochranné měchy a kuličkový šroub o spirálové kryty.



Obr. 33: Zakrytování

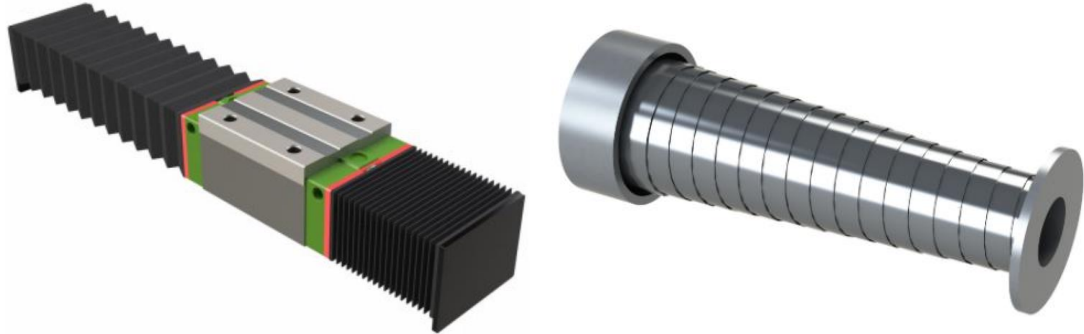
Na **Obr. 33** je znázorněno vnější oplechování sklopného zařízení. Celé oplechování je vyrobeno z válcovaného ocelového plechu tloušťky 0,6 mm a materiálu S235JR.

Hlavní kryt, který brání poškození mechanismu od odletujících částic od vozidlových kol automobilu, je navrhnut jako svařenec, který je k nosnému rámu připevněn pomocí deseti zápusťných šroubů M5, *DIN 4762*. Ve své přední části jsou na hranách vytvořeny obruby s dírami, ve kterých jsou umístěny navařovací matice M5, *DIN 929*. Na tyto obruby dosedá vrchní kryt pohonu, který je k hlavnímu krytu připevněn pomocí šesti rýhovaných šroubů s nízkou hlavou M5, *DIN 653*. Tyto šrouby lze povolít a utáhnout pomocí ruky bez potřeby jakéhokoli nářadí. Pokud by došlo k selhání elektrického pohonu, lze tento kryt pohodlně odejmout a zapojit zubovou spojku ručního pohonu do záběru tak, aby bylo možné provést nouzové sklopení korby pomocí ručního pohonu.

Dále je k zakrytování pohybové části zařízení využito vrchních krytů nad posuv, které jsou k nosnému rámu připevněny přes výztužné konzole tvaru L, pomocí kterých nebude docházet k ohýbání vrchních krytů a také zabrání vibracím. Vrchní kryty nad posuv jsou k těmto konzolám a nosnému rámu připevněny pomocí osmi zápusťných šroubů M5, *DIN 4762*. Jak je patrné z **Obr. 33**, mezi vrchními kryty nad pohonem vznikla mezera tak, aby byl možný pohyb vzpěry. Aby nebyl pohyb nijak omezen, ale zároveň se zabránilo vniknutí velkých částic do prostoru mechanismu, je tato mezera vyplněna pomocí stíracích kartáčů s dostatečnou

tuhostí vláken. Pokud by se provozem ukázalo, že tento druh utěsnění není dostatečně funkční, musely by se kartáče nahradit složitějším systémem stíracích lišt.

Pro druhou kategorii zakrytování, která chrání pohybové ústrojí mechanismu, byly zvoleny spirálové kryty kuličkového šroubu a krycí měchy lineárního vedení (viz *Obr. 34*).



Obr. 34: Zakrytování posuvu zařízení (zdroj [15],[23])

Každá z kolejnic lineárního vedení bude chráněna pomocí dvou měchů typu **HDB–HGR20–0500**, jeho maximální délka je 500 mm a délka minimální 100 mm. Jedna ze stran měchu je připevněna k lineárnímu vozíku a strana druhá ke konci kolejnice. Tak je zajištěna ochrana celého lineárního vedení. [15]

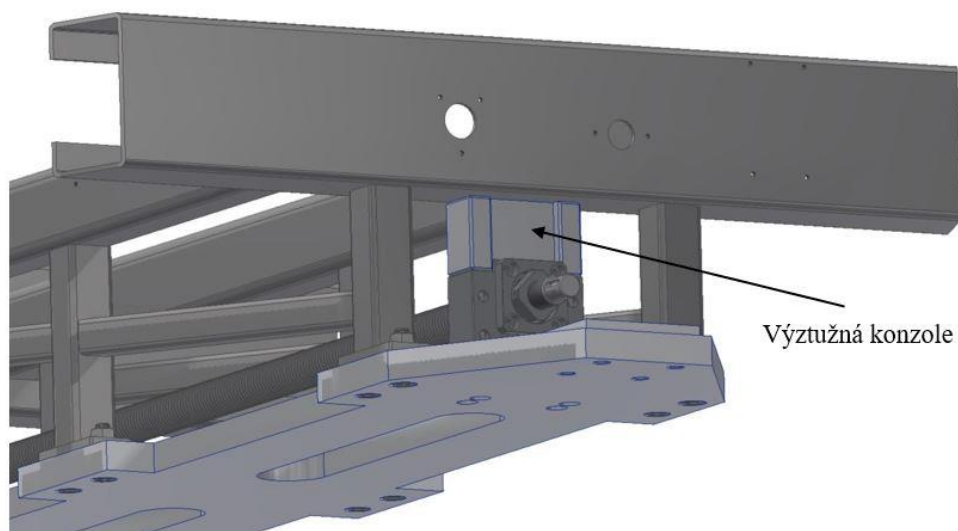
Kuličkový šroub je chráněn proti vnikání mechanických nečistot pomocí dvou spirálových krytů, kde jedna strana krytu je vždy namontována na matici kuličkového šroubu a strana druhá na ložiskovém domečku. Příruby spirálového krytu jsou vždy uzpůsobeny na míru podle využití matice a ložiskového domečku. Typ spirálového krytu byl zvolen vzhledem ke kuličkovému šroubu **40–500–40**, který je vhodný pro umístění kuličkového šroubu průměru 32 mm, jehož maximální délka je 500 mm a délka minimální 40 mm. Spirálové kryty byly zvoleny v základní verzi ze standardní pružinové oceli. [14]

4.3.12 Další prvky mechanismu

Výztužná konzole

Přes ložiskový domeček **BK–25** vstupuje do konstrukce sklopného mechanismu značná síla ve vodorovném směru. Aby byla tako síla rovnoměrněji přenesena do nosného rámu mechanismu, bylo využito výztužné konzole o rozměru 106x42x61,5, která je vyobrazena na *Obr. 35*. Tato konzole je navržena z hliníkové slitiny EN AW 6082. T651, s min. mezí kluzu $R_p = 240 \text{ MPa}$, s velmi dobrou obrobiteľnosťou a svařitelností. Tvar konzole je navrženo tak aby spodní plocha dokonale dosedala na ložiskový domeček a zároveň byla zachována dostatečná

únosnost při malé hmotnosti. V konzoli jsou navrženy čtyři otvory uzpůsobené průchodu dřívku šroubů se zápusťnou hlavou M10, *DIN 4762*. Tyto šrouby procházejí hlavní nosnou deskou, přes ložiskový domeček a výztužnou konzoli, až do předního příčnicku, ve kterém jsou přišroubovány k navařovacím maticím M10, *DIN 929*.



Obr. 35: Výztužná konzole

Zásuvka 7 pólů, 12 V

Pohonné ústrojí sklopného mechanismu je mimo jiné tvořeno elektromotorem, napájeným 12 V autobaterií, který je ovládán pomocí tlačítkového ovládacího panelu a omezován koncovými spínači polohy. Aby bylo možné tyto elektrické prvky propojit do elektrického obvodu, bylo za tímto účelem využito sedmipólové zásuvky. Schéma elektrického zapojení je podrobně v kapitole 4.5 *Schéma elektrického zapojení* (str. 68).

CL zásuvka 12 V

CL zásuvka je v tomto případě primárně určena pro připojení dobíjecího zařízení, a tedy k nabití autobaterie přívěsu bez potřeby vyjmutí autobaterie. Dále by bylo možné s využitím adaptéru s bateriovými kleštěmi připojit přívěs k náhradní autobaterii a pokračovat tak ve vykládce i po vybití hlavní autobaterie. Schéma elektrického zapojení je popsáno v kapitole 4.5 *Schéma elektrického zapojení* (str. 68).

Ovládací panel

Ovládání sklopného mechanismu je zajištěno pomocí dvoutlačítkového ovládacího panelu, který je přes sedmipólovou zástrčku připojen k přívěsu. Pomocí čtyřmetrového kabelu je docílen dostatečný manipulační rádius. Ovladač je uložen v držáku na předním příčnku a jeho zajištění je uskutečněno pomocí dvou magnetů na zadní straně. Schéma elektrického zapojení je popsáno v kapitole 4.5 *Schéma elektrického zapojení* (str. 68). [1]



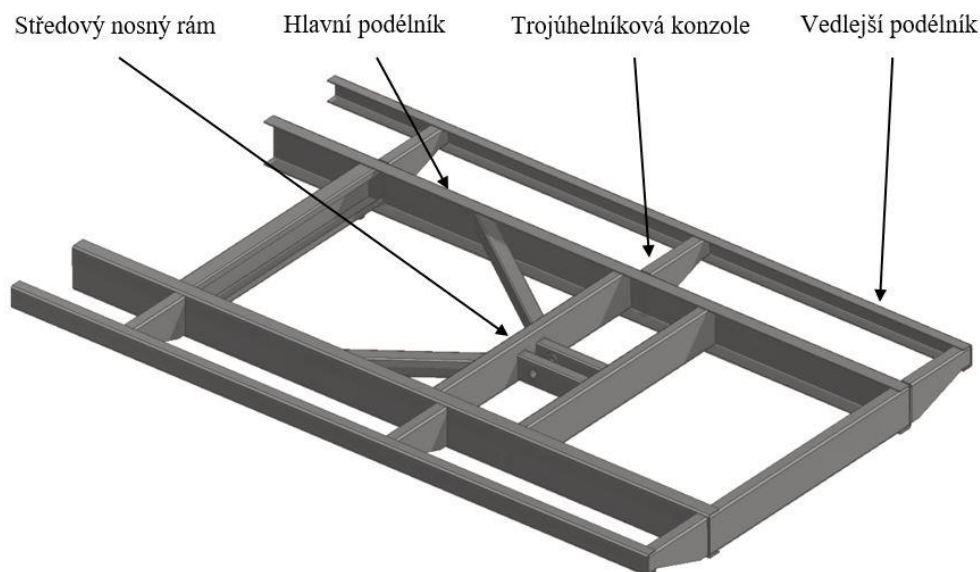
Obr. 36: Ovládací panel [zdroj 1]

Autobaterie 12 V, 105Ah

Pro potřeby návrhu tohoto sklopného mechanismu byla zvolena 12 V autobaterie s kapacitou 105 Ah, jejíž parametry vyhovují veškerým požadavkům. Doba provozu autobaterie je blíže popsána v kapitole 4.3.6 *Elektrický pohon* (str. 52) a schéma elektrického zapojení je popsáno v kapitole 4.5 *Schéma elektrického zapojení* (str. 68).

4.4 Rám korby

U návrhu sklopného zařízení přívěsu pro osobní automobil se nelze zaměřit pouze na samotné zařízení, ale je zapotřebí se věnovat také prvkům, které jsou zařízením přímo ovlivněny. Jednou z těchto součástí je rám korby přívěsu, na který je přes vzpěru přenášena síla vyvozená sklopným zařízením. Tento rám musí být navrhnout tak, aby dokázal vydržet nejen zatížení od sklopného zařízení, ale zároveň odolal dynamickým účinkům vznikajícím při provozu přívěsu na pozemní komunikaci.



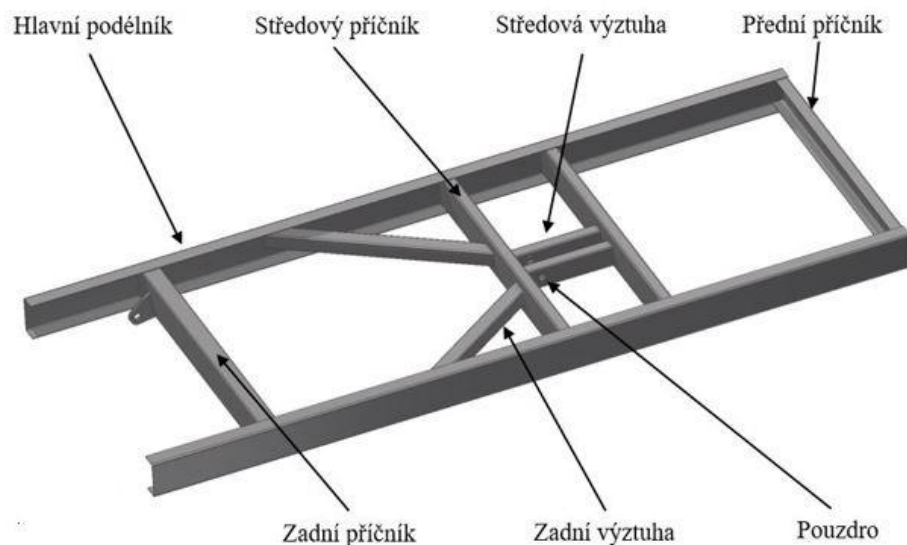
Obr. 37: Rám korby

Rám korby přívěsu je rozdělen na dvě části, a to středový nosný rám ohraničený hlavními podélníky, který je navrhnout jako svařenec. Ke středovému nosnému rámu jsou z každé strany přišroubovány tři konzole, ke kterým je přišroubován vedlejší podélník (viz **Obr. 37**).

Dále se diplomová práce zabývá podrobněji středovým nosným rámem, jehož návrh je vůči působícím silám od sklopného zařízení prioritní.

4.4.1 Středový nosný rám

Jak již bylo řečeno v předchozí části, je rám korby navrhnout jako svařenec skládající se z množství otevřených a uzavřených profilů, které budou následně blíže popsány. Celková konstrukce je vytvořena tak, aby jako celek tvořila dostatečně tuhou konstrukci s vysokou únosností, ale zároveň svou hmotností příliš nesnižovala užitečnou hmotnost přívěsu. Střední část rámu je navrhována tak, aby síla, která do rámu vstupuje skrze vrchní čep vzpěry, přes pouzdra byla vhodně rozložena do celé konstrukce, k čemuž přispívají nejen středové příčníky a středové výztuhy, ale také zadní výztuhy, které zabrání průhybu středových příčníků a vstupní zatížení roznesou do větší plochy hlavních podélníků. Celý střed rámu musí být také uzpůsoben pohybu vzpěry tak, aby při sklopení nedošlo ke styku trubky vzpěry s rámem korby.



Obr. 38: Středový nosný rám

Hlavní podélník

Ohýbaný nosník s profilem tvaru U o rozměrech průřezu 120x50 mm, délky 2467 mm a s tloušťkou stěny 5 mm. Za materiál podélníku byla zvolena svařitelná nelegovaná konstrukční ocel S355J0. Do těla hlavního podélníku jsou přivařeny příčníky rámu a zadní výztuha. Z vnější části jsou přišroubovány trojúhelníkové konzole, jak je patrné z **Obr. 38**. K vrchní části podélníku je přišroubována překližková deska tloušťky 15 mm, která tvoří dno korby přívěsu a taktéž napomáhá ke zvýšení únosnosti celé korby.

Přední příčník

Ohýbaný nosník s profilem tvaru U o rozměrech průřezu 110x40 mm, délky 948 mm a s tloušťkou stěny 3 mm. Za materiál příčníku byla zvolena svařitelná nelegovaná konstrukční ocel S355J0. Přední příčník je přivařen do těla hlavního podélníku a k jeho vrchní části je taktéž přišroubována překližková deska.

Středový příčník

Uzavřená trubka čtvercového průřezu, podélně svařovaná, tvářená za studena o rozměrech průřezu 110x50 mm, délky 948 mm a tloušťkou stěny 4 mm. Za materiál příčníku byla zvolena svařitelná nelegovaná konstrukční ocel S355J0. Středový příčník je přivařen do těla hlavního podélníku a dále jsou k příčníkům přivařeny zadní a středové výztuhy.

Zadní příčník

Ohýbaný nosník s profilem tvaru C o rozměrech průřezu 110x60 mm, délky 948 mm a s tloušťkou stěny 4 mm. Za materiál příčníku byla zvolena svařitelná nelegovaná konstrukční

ocel S355J0. Zadní příčník je přivařen do těl hlavních podélníků a k jeho vrchní části je taktéž přišroubována překližková deska. K tomuto příčníku je dále přivařena vrchní část pantu korby.

Středová výztuha s pouzdrem

Uzavřená trubka čtvercového průřezu, podélně svařovaná, tvářená za studena o rozměrech průřezu 70x40 mm, délky 290 mm a tloušťkou stěny 4 mm. Za materiál středové výztuhy byla zvolena svařitelná nelegovaná konstrukční ocel S355J0. Střední výztuhy jsou navrženy s otvorem o průměru 40 mm do kterého je vsazeno a přivařeno pouzdro čepu z oceli E335, které je po přivaření do konstrukce vystruženo na požadovanou toleranci. Z jedné strany je na pouzdru vytvořena příruba o průměru 50 mm a vnitřní průměr pouzdra je 25 mm H7/h6. Materiál pouzdra je zvolen stejný jako materiál čepu, a to z jakostní nelegované konstrukční oceli E335.

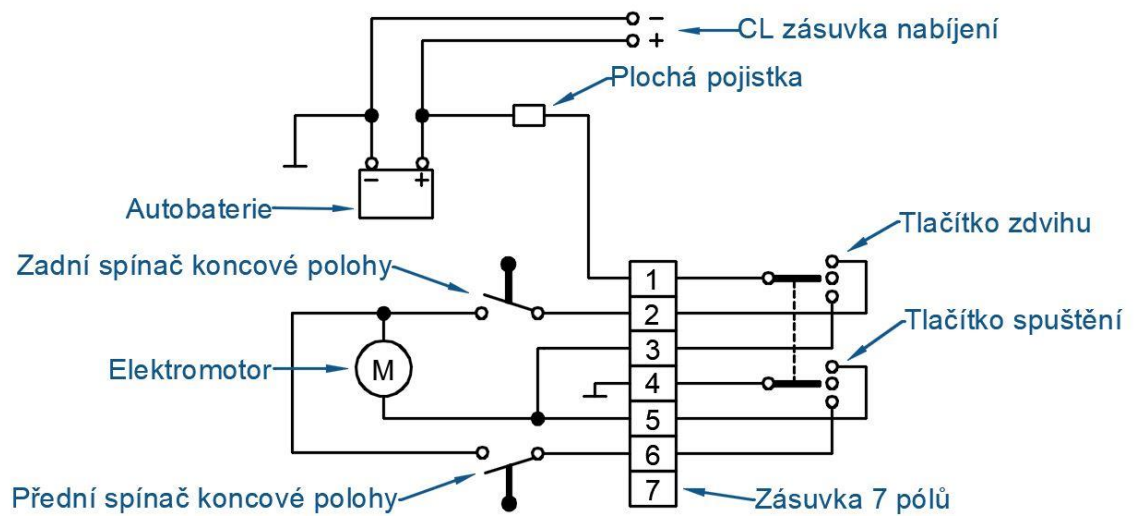
Zadní výztuha

Uzavřená trubka čtvercového průřezu, podélně svařovaná, tvářená za studena o rozměrech průřezu 70x50 mm, délky 700 mm a tloušťkou stěny 4 mm. Za materiál zadní výztuhy byla zvolena svařitelná nelegovaná konstrukční ocel S355J0. Zadní výztuhy jsou přivařeny ke středovému příčníku a hlavním podélníkům.

4.5 Schéma elektrického zapojení

Na *Obr. 39* je zobrazeno schéma elektrického zapojení sklopného zařízení přívěsu. Jedná se o typ zapojení, u kterého je možné dobíjet akumulátor pomocí nabíjecího zařízení připojeného do CL zásuvky. Naproti tomu by bylo možné zajistit připojení nabíjecího zařízení přes sedmi pólovou zásuvku, ale při každém dobíjení by bylo nutné odpojit ovládací panel a nebylo by tak možné použít elektrické sklápění v průběhu nabíjení. Dále je ze schématu patrné, že elektrický okruh je chráněn nožovou pojistkou 40 A. Jedinou částí, která se v okruhu za pojistkou nenachází, je CL zásuvka, která je chráněna pojistkou umístěnou v nabíjecím zařízení. Dále je z obrázku patrné, že funkci elektrického rozvaděče plní v zařízení sedmipólová zásuvka, do jejíž prvního pólu vstupuje napájecí kabel. Ze schématu je dále vidět propojení dalších komponentů, mezi které patří ovládací panel, připojený do vstupní části sedmipólové zásuvky, který lze kdykoliv jednoduše odebrat. Přes tento ovladač jsou do systému vysílány

povely pro zdvih a sklopení korby, které jsou na konci jednotlivých cyklů přerušeny pomocí spínačů koncové polohy.



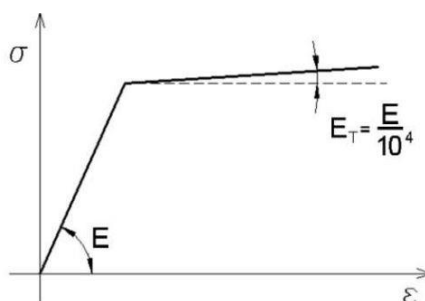
Obr. 39: Schéma elektrického zapojení

5 Pevnostní posouzení klíčových prvků sklopného zařízení

Pro základní pevnostní posouzení klíčových částí mechanismu bylo využito metody konečných prvků, která byla provedena v programu SolidWorks. Jednotlivé analýzy byly provedeny na nosném rámu mechanismu, rámu korby, vrchní hlavici a spodní vidlici vzpěry. Všechny tyto součásti byly podrobeny zatěžovacímu stavu, který odpovídá počátku zdvihu korby, tedy při $\beta = 0^\circ$. Zatížení je patrné z **Tab. 1 A**. V tento okamžik jsou na součásti spojené se sklopným mechanismem vyvíjeny největší síly, které se s navyšujícím sklopným úhlem β postupně snižují, jak je patrné z **Tab. 1 A**. Jelikož je sklápění dostatečně pomalé a je při něm přívěs v klidové poloze, nejsou v analýzách zahrnuty dynamické účinky. Dynamické účinky by bylo zapotřebí uvažovat při analýzách jízdnicích režimů, pro které by však bylo nutné přesně definovat konstrukci celého přívěsu, což není cílem této diplomové práce.

Všechny prvky podrobené analýze byly uvažovány jako ideální modely, tedy bez počátečních imperfekcí. Počáteční imperfekce byly zohledněny ve vyhodnocení, konkrétně v součinitelích bezpečnosti. Na model vrchní hlavice a spodní vidlice vzpěry byla použita materiálová nelineární analýza (MNA), která pracuje s limitním zatěžováním prvků v pružně–plastickém oboru. Model rámu korby a rámu mechanismu byl podroben geometricko–materiálové nelineární analýze (GMNA), která kromě pružně–plastického chování materiálu uvažuje také možnost ztráty stability zatěžované konstrukce.

Materiálová nelineární analýza pracuje s malými posuvy konstrukce a s pružně–plastickým chování materiálu. Pro výpočty v této diplomové práci byl zvolen von Misesův bilineární model chování materiálu, který uvažuje lineární zpevnění nad mezí kluzu, s běžně využívanou směrnici v plastické oblasti (viz. **Obr. 40**).

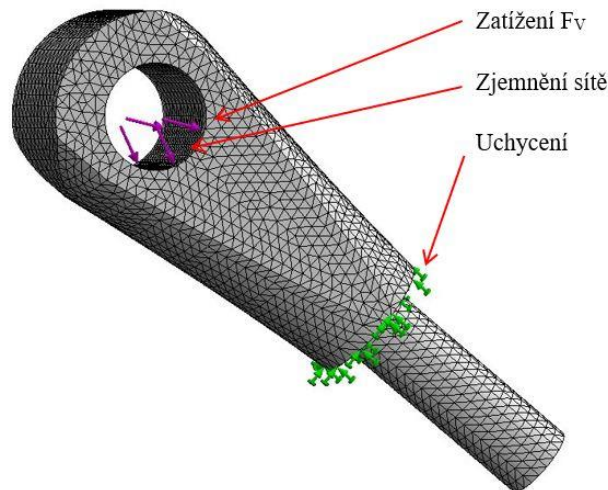


Obr. 40: von Misesův bilineární model chování materiálu

U všech provedených nelineárních analýz byla zvolena strategie řízení výpočtu metodou přírůstku délky oblouku zatěžující křivky.

5.1 Vrchní hlavice vzpěry

Vrchní hlavice vzpěry není díky svým parametrům náchylná na ztrátu stability a z toho důvodu je možné provést pouze nelineární analýzu MNA. Tato hlavice je navržena z konstrukční jakostní oceli E335, u které je nastaveno pružně–plastické chování materiálu von Mises. Jak je z **Obr. 41** patrné, bylo před zahájením samotné analýzy nutné nastavit uchycení hlavice a tím stanovit okrajové podmínky. V tomto případě se jedná o fixní uchycení kruhového mezikruží, na které přesně dosedá trubka vzpěry. Z **Obr. 41** je dále možné vidět zatížení F_V , které působí na výseč pouzdra hlavice. Tato výseč byla navržena na 30° od osy vzpěry na obě strany. Posledním krokem před spuštěním analýzy bylo vytvoření sítě modelu, která je zjemněna v místě působení zatížení na velikost strany elementu 2 mm a ve zbylé části je síť tvořena elementy o velikosti strany 5 mm.

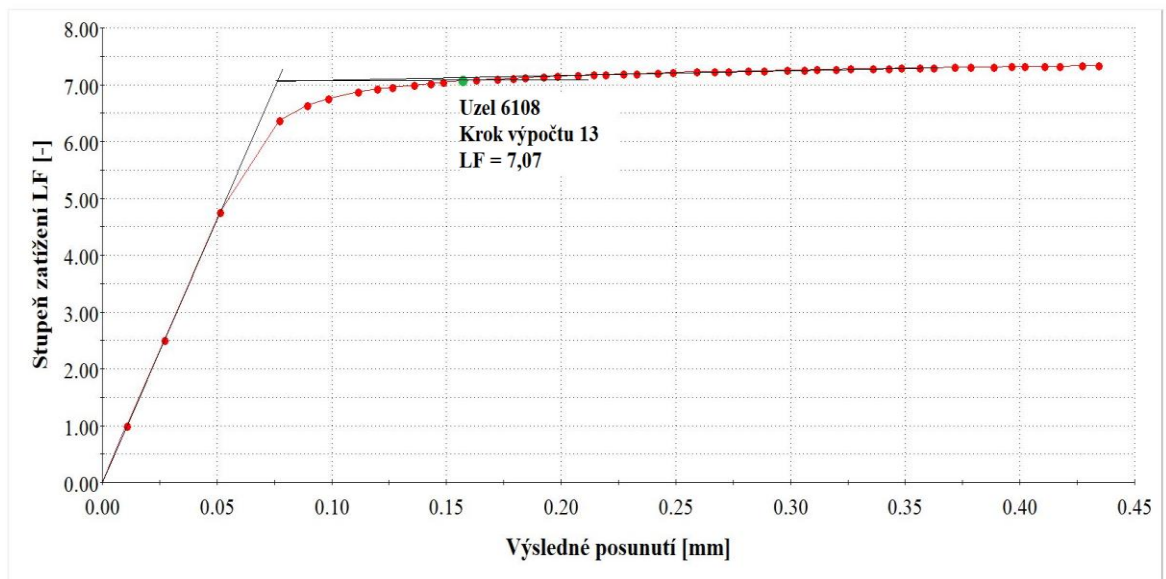


Obr. 41: Výpočtový model vrchní hlavice vzpěry

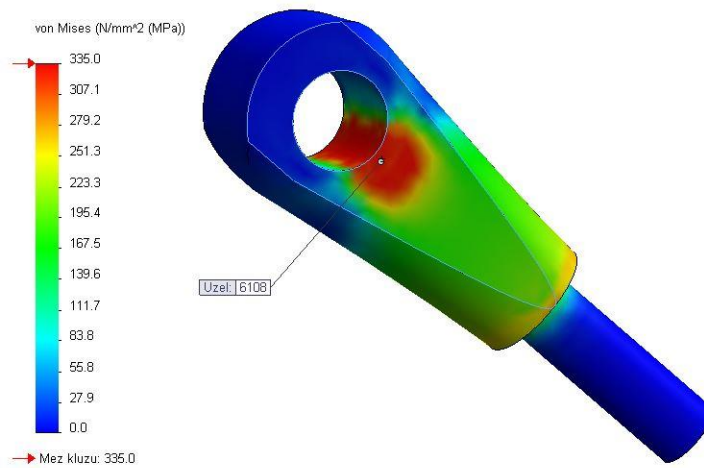
Výstupem nelineární analýzy je zatěžovací (rovnovážná) křivka, která v definovaném uzlu konstrukce zobrazuje průběh přírůstku zatížení vzhledem k posunutí tohoto uzlu. Jak je patrné z **Obr. 42**, byla zatěžovací křivka stanovena pro uzel 6108, v němž byla nalezena maximální hodnota napětí. Na ose y se nachází stupeň zatížení (Load factor, LF), který je násobkem vstupního zatížení F_V a na ose x se nachází hodnoty výsledného posunutí.

Zatěžovací křivka vyobrazena na **Obr. 42**, se skládá z elastické, elasticko–plastické a plastické částí. K elastické a plastické části zatěžovací křivky byly přiloženy tečny, pomocí jejichž průsečíku je nalezen rovnovážný stav (krok výpočtu 13) a tedy i hodnota mezního stavu plasticity $LF = 7,07$. Na **Obr. 43** je vykresleno rozložení redukovaného napětí von Mises a dále **Obr. 44** znázorňuje výsledná posunutí.

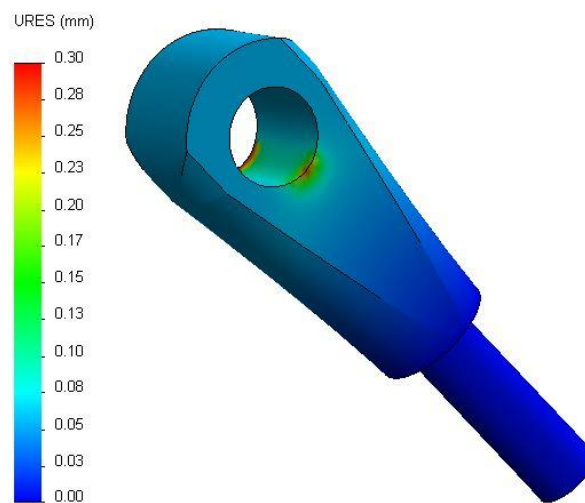
Zatěžovací charakteristika - vrchní hlavice vzpěry



Obr. 42: Zatěžovací charakteristika – vrchní hlavice vzpěry



Obr. 43: Red. uzlová napětí von Mises ($LF = 7,07$) – vrchní hlavice vzpěry



Obr. 44: Celkové posuvy ($LF = 7,07$) – vrchní hlavice vzpěry

Koeficient bezpečnosti pro návrh tohoto prvku byl zvolen $n = 2,5$, vycházející z normy ČSN EN 13001. Tento koeficient byl zvolen po konzultaci s firmou, která se touto problematikou zabývá, avšak v diplomové práci si přeje být nejmenována.

Dovolená hodnota zatížení

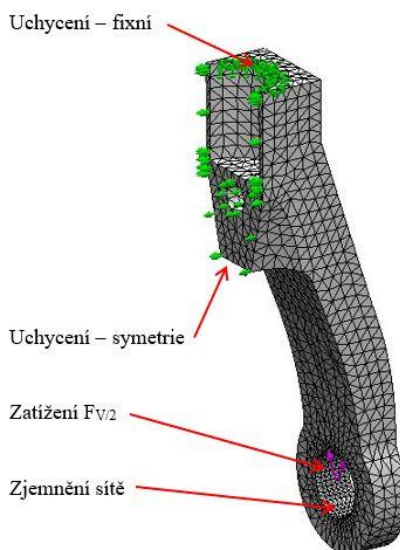
$$LF_D = \frac{LF}{n} = \frac{7,07}{2,5} = 2,83 \quad (45)$$

$$F_{VD} = F_V \cdot LF_D = 33621 \cdot 2,83 = \mathbf{95147\ N} \quad (46)$$

Dovolená hodnota stupně zatížení LF_D musí být vyšší než 1. U tohoto prvku je tato podmínka splněna, a proto lze konstatovat, že prvek **VYHOVUJE**.

5.2 Spodní vidlice vzpěry

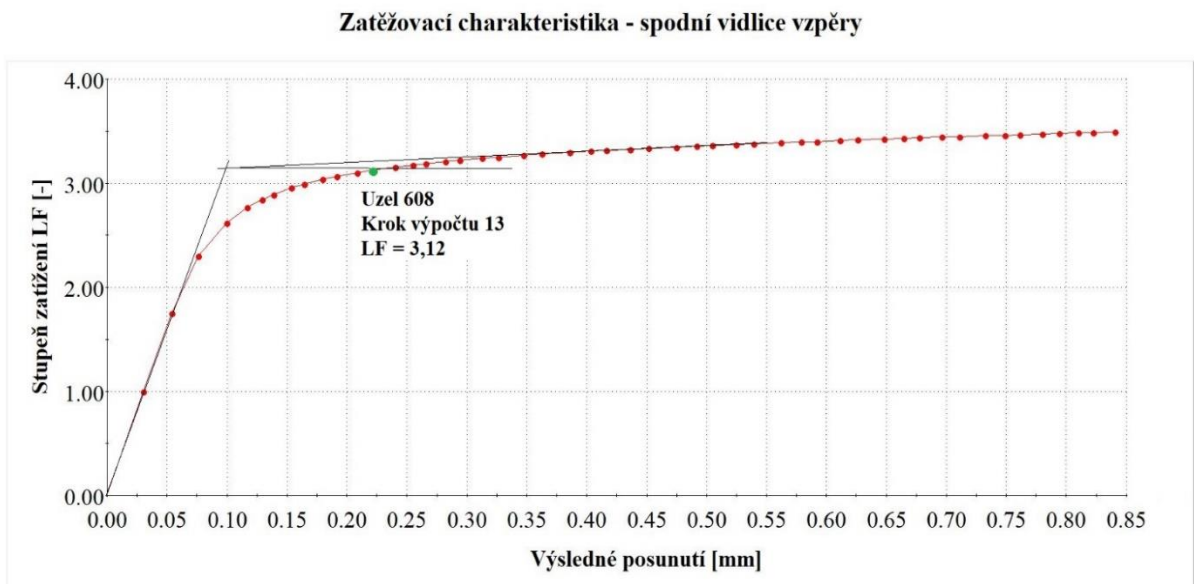
Spodní vidlice vzpěry není díky svým parametrům náchylná na ztrátu stability a z toho důvodu je možné provést pouze nelineární analýzu MNA. Jelikož je složena ze dvou symetrických dílů, je možné této analýze podrobit pouze jeden díl, se správně nastavenými okrajovými podmínkami. Tato vidlice je navržena z konstrukční jakostní oceli E335, u které je definováno pružně–plastické chování materiálu von Mises. Jak je z **Obr. 45** patrné, bylo před zahájením samotné analýzy nutné nastavit uchycení vidlice a tím stanovit okrajové podmínky. Jelikož se v tomto případě jedná pouze o polovinu celé vidlice, bylo zvoleno uchycení symetrické na stykových plochách mezi rameny a dále fixní uchycení na vrchní hraně otvoru pro trubku vzpěry. Z **Obr. 45** je dále možné vidět zatížení $F_{V/2}$, jehož hodnota je oproti hodnotě



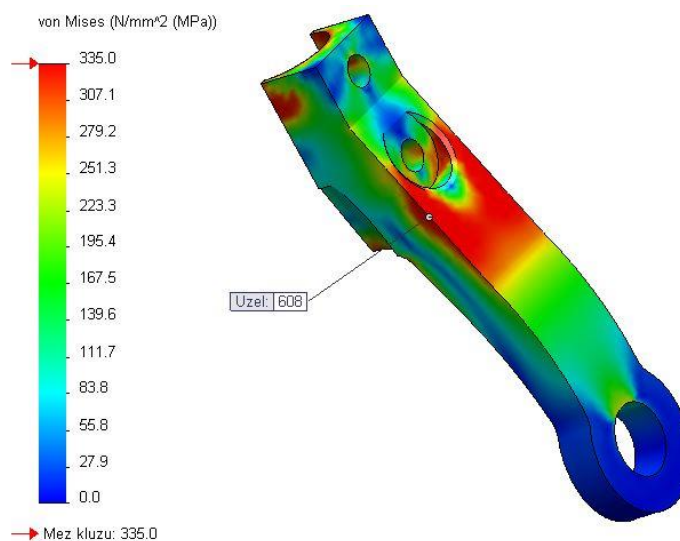
Obr. 45: Výpočtový model ramena spodní vidlice vzpěry

F_v , využitě v předchozí analýze poloviční, díky symetrickému rozložení zatížení do obou částí vidlice. Síla, stejně jako v předchozím případě, působí na výseč pouzdra vidlice. Tato výseč byla navržena na 30° od osy vzpěry na obě strany. Posledním krokem před spuštěním analýzy bylo vytvoření sítě modelu, která je zjemněna v místě působení zatížení na velikost strany elementu 2 mm a ve zbylé části je síť tvořena elementy o velikosti strany 5 mm.

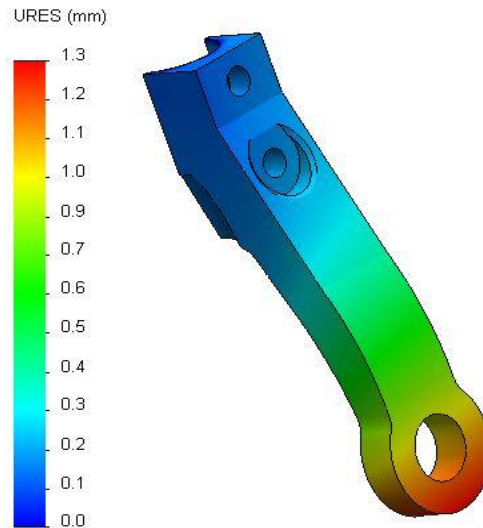
Výstupem nelineární analýzy je opět zatěžovací křivka, která byla stanovena pro uzel 608. Po získání průsečíku tečen elastické a plastické části zatěžovací křivky byl nalezen rovnovážný stav (krok výpočtu 13), a tedy i hodnota mezního stavu plasticity $LF = 3,12$. Dále je na **Obr. 47** vykresleno rozložení redukovaného napětí von Mises a **Obr. 48** znázorňuje výsledná posunutí.



Obr. 46: Zatěžovací charakteristika – spodní vidlice vzpěry



Obr. 47: Red. uzlová napětí von Mises ($LF = 3,12$) – spodní vidlice vzpěry



Obr. 48: Celkové posuvy ($LF = 3,12$) – spodní vidlice vzpěry

Koeficient bezpečnosti byl zvolen stejný jako u prvku předchozího $n = 2,5$.

Dovolená hodnota zatížení

$$LF_D = \frac{LF}{n} = \frac{3,12}{2,5} = 1,24 \quad (47)$$

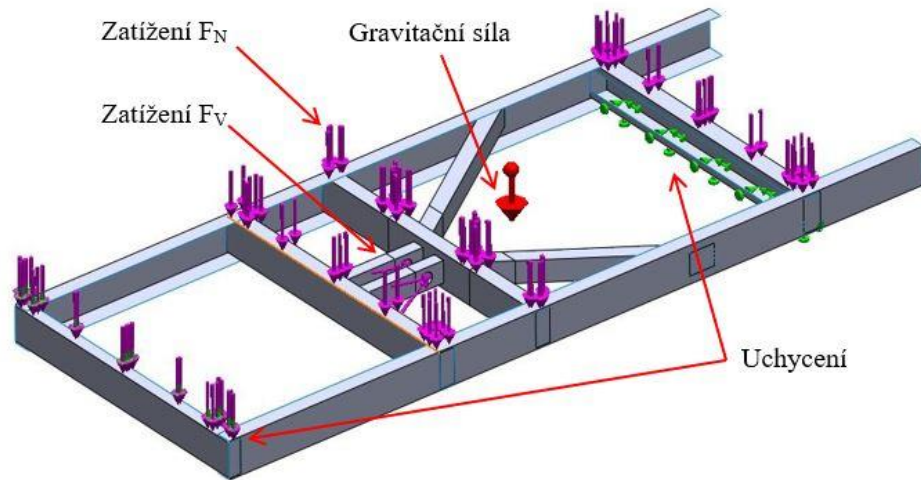
$$F_{VD} = F_{V/2} \cdot LF_D = 16811 \cdot 1,24 = \mathbf{20845\ N} \quad (48)$$

Dovolená hodnota stupně zatížení LF_D musí být vyšší než 1. U tohoto prvku je tato podmínka splněna, a proto lze konstatovat, že prvek **VYHOVUJE**.

5.3 Rám korby

Zjednodušený výpočtový model rámu korby bylo v prvním kroku zapotřebí správně uchytit a stanovit tak okrajové podmínky. S ohledem k zatěžovacímu stavu, při nulovém úhlu β , kdy je na rám vyvíjena nejvyšší síla od sklopného mechanismu, bylo zvoleno fixní uchycení spodní hrany zadního příčnicku a dále zamezení pohybu předního příčnicku ve svislém směru. První část zatížení rámu byla umístěna do pouzder středových výztuh rámu a konkrétně do jejich 30° výsečí vůči ose vzpěry, stejně jako v předchozích analýzách. Toto zatížení se rovná maximální síle, kterou vyvine sklopný mechanismus v počátku zdvihu při sklopném úhlu $\beta = 0^\circ$. Toto zatížení má stejně jako u předchozích případů hodnotu $F_V = 33\ 621\ N$. Druhá část zatížení od hmotnosti přepravovaného nákladu a hmotnosti jednotlivých dílů korby (vyjma hmotnosti rámu) byla umístěna na vrchní plochy profilů, které přichází do kontaktu

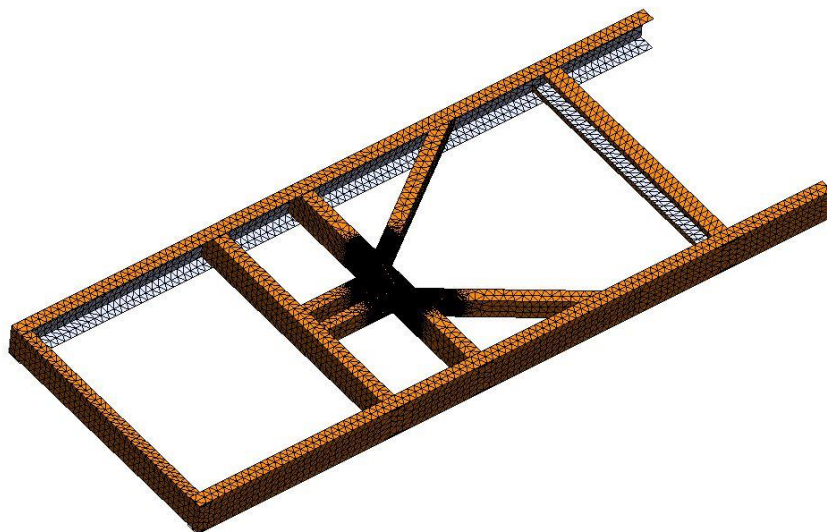
s překližkovou deskou korby. Hodnota toho zatížení byla stanovena na $F_N = 10203 \text{ N}$. Zatížení vznikající od hmotnosti rámu korby je zohledněno gravitační silou (viz **Obr. 49**).



Obr. 49: Výpočtový model rámu korby

Pro pouzdra umístěná ve středových výztuhách byla zvolena svařitelná nelegovaná konstrukční ocel E335 a ostatní součásti rámu mechanismu byly navrženy ze svařitelné nelegované konstrukční oceli S355J0. U obou materiálů byl zvolen bilineární model pružně–plastického chování materiálu von Mises. Jednotlivým prvkům byly následně přiděleny tloušťky, které jsou uvedeny v kapitole 4.4 *Rám korby* (str. 65).

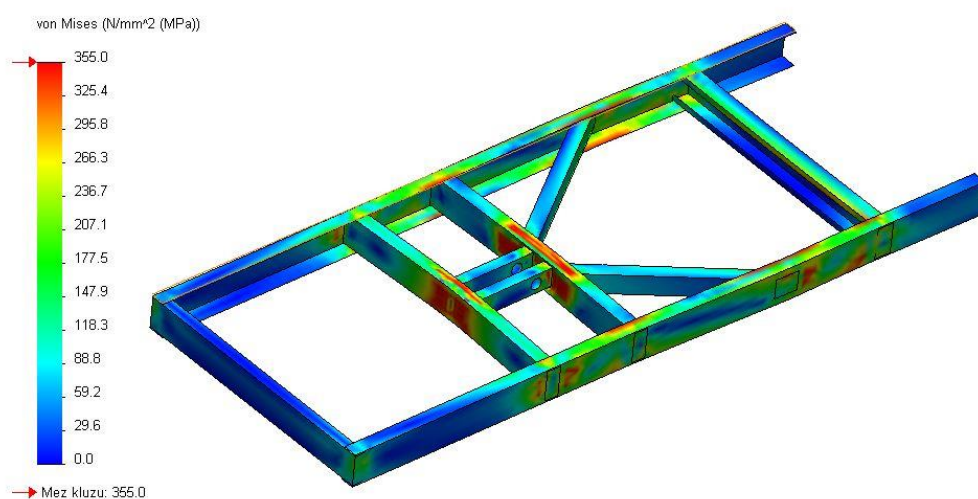
Před zahájením nelineární analýzy GMNA bylo dále zapotřebí definovat síť výpočtového modelu, která byla zjemněna na středových výztuhách, středovém příčniku, zadním příčniku a zadních výztuhách na velikost strany elementu 10 mm a ve zbylé části je síť tvořena elementy o velikosti strany 30 mm (viz **Obr. 50**).



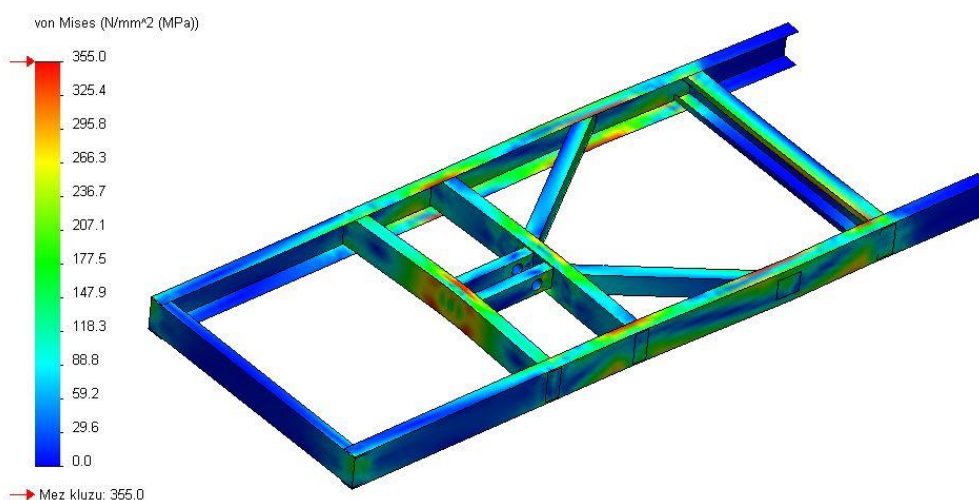
Obr. 50: Síť výpočtového modelu rámu korby

Po provedení nelineární analýzy GMNA byla vytvořena zatěžovací charakteristika pro uzel 1598, který se nachází na ploše TOP v oblasti s největšími hodnotami posunutí i napětí (viz **Obr. 51, 55**). Ze zatěžovací křivky je patrné, že při stupni zatížení $LF_{PL} = 5,21$ dochází k meznímu stavu plasticity a při stupni zatížení $LF_{ZS} = 6,35$ dochází u konstrukce ke ztrátě stability (viz **Obr. 54**).

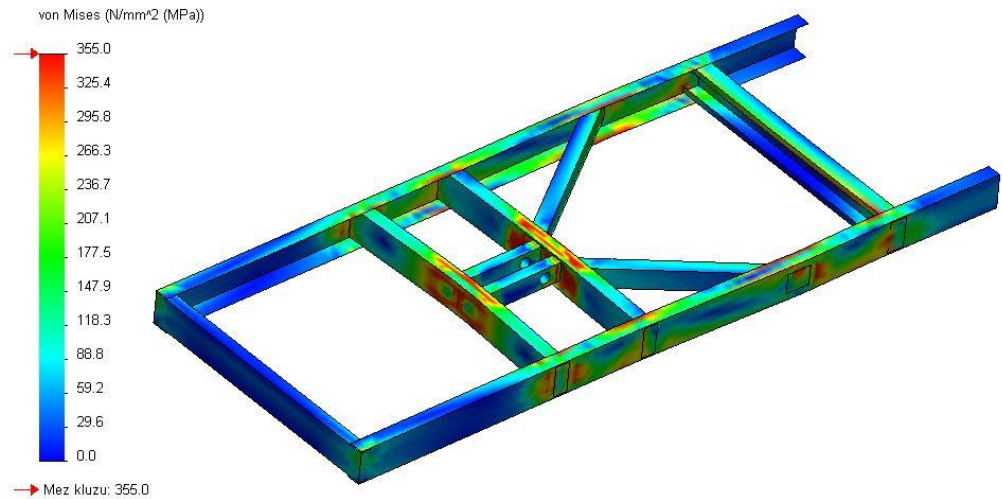
Na dalších obrázcích je vyobrazeno rozložení redukovaného napětí von Mises, s měřítkem deformace 1:1, a to na horní (TOP), střední (MIDDLE) a spodní (BOTTOM) ploše rámu korby. Vyobrazení odpovídá meznímu stavu ztráty stability $LF_{ZS} = 6,35$.



Obr. 51: Red. uzlová napětí von Mises ($LF_{ZS} = 6,35$) – TOP – rám korby

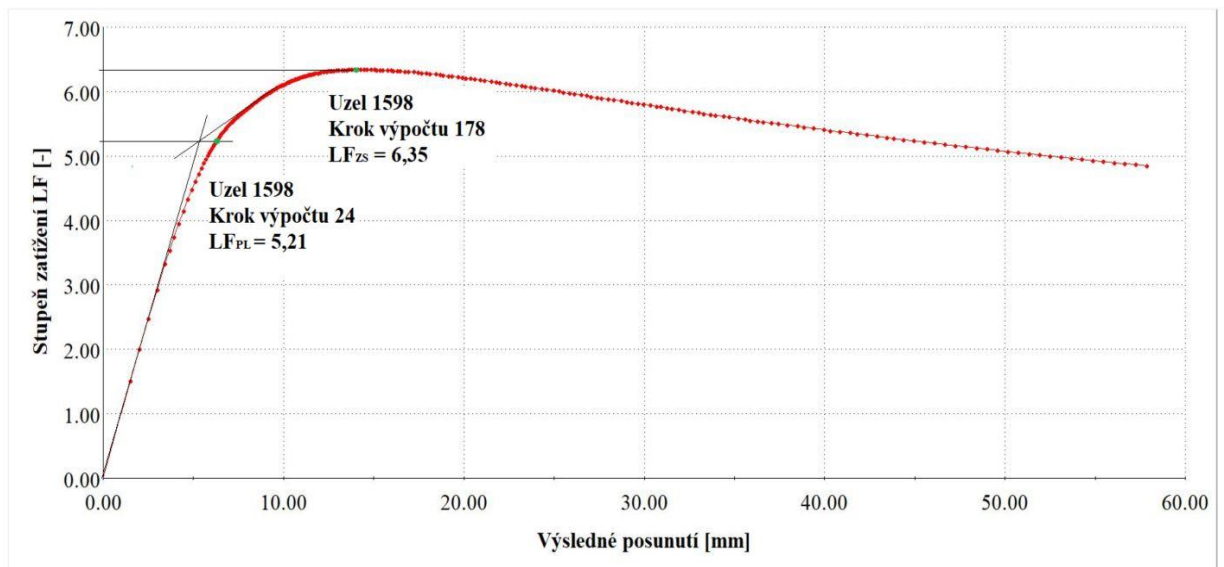


Obr. 52: Red. uzlová napětí von Mises ($LF_{ZS} = 6,35$) – MIDDLE – rám korby



Obr. 53: Red. uzlová napětí von Mises ($LF_{ZS} = 6,35$) – BOTTOM – rám korby

Zatěžovací charakteristika - rám korby



Obr. 54: Zatěžovací charakteristika – rám korby

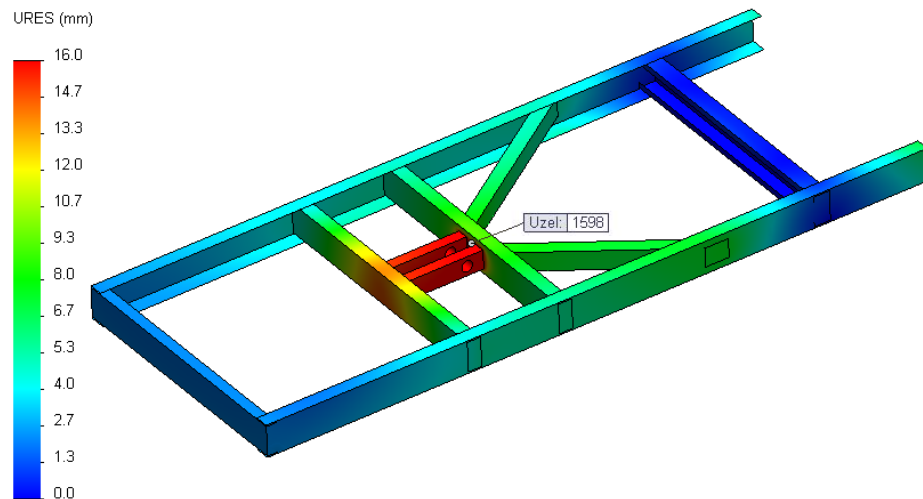
Dovolená hodnota stupně zatížení byla u této konstrukce stanovena podle normy ČSN 690010, která se zabývá konstruováním a výpočty tlakových nádob, podrobněji pak dle kapitoly 4.2, ve které jsou pevnostní výpočty všeobecných částí pro nádoby z oceli. Pro stanovení dovolené hodnoty zatížení byly využity obě hodnoty LF_{PL} a LF_{ZS} , kde dle normy byl stanoven součinitel bezpečnosti k meznímu stavu plasticity $n_T = 1,5$ a součinitel k meznímu stavu ztráty stability $n_U = 2,4$. Dále bylo zapotřebí do výpočtu zohlednit typ svarového spoje konstrukce. Svary konstrukce byly navrženy na provedení dle třídy C u kterých, jestliže není ve výkresové dokumentaci stanoveno jinak, není zapotřebí provádět vizuální defektoskopickou kontrolu. Této třídě odpovídá součinitel svarového spoje $\varphi = 0,7$.

Dovolený stupeň zatížení

$$LF_D = \min \left\{ \frac{LF_{PL}}{n_T} \cdot \varphi; \frac{LF_{ZS}}{n_U} \right\} = \min \left\{ \frac{5,21}{1,5} \cdot 0,7; \frac{6,35}{2,4} \right\} = \min (2,43; 2,64) \quad (49)$$

Dovolená hodnota stupně zatížení LF_D musí být vyšší než 1. U této konstrukce je $LF_D = 2,43$, podmínka je tedy splněna a lze konstatovat, že prvek **VYHOVUJE**.

Poslední obrázek analýzy zobrazuje výsledná posunutí rámu korby při stupni zatížení $LF_{ZS} = 6,35$.



Obr. 55: Celkové posuvy ($LF = 6,35$) – rám korby

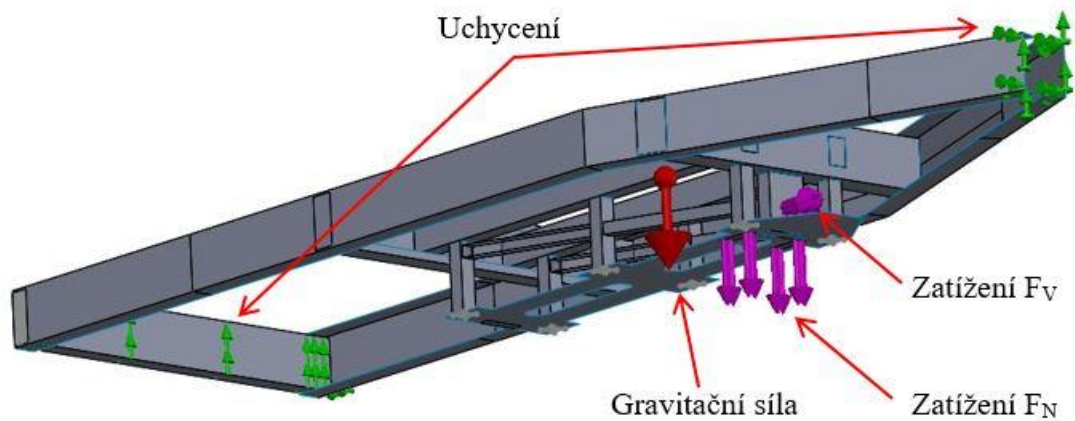
5.4 Rám mechanismu

Zjednodušený výpočtový model rámu mechanismu bylo v prvním kroku zapotřebí správně uchytit a stanovit tak okrajové podmínky. Jelikož se nejedná o analýzu celého spodního rámu přívěsu, ale pouze rámu mechanismu, není uchycení zvoleno na přední část V–oje a do míst spojení rámu s nápravou. S ohledem k zatěžovacímu stavu, při nulovém úhlu β , kdy je na rám vyvíjena nejvyšší síla od sklopného mechanismu, bylo zvoleno fixní uchycení svislých hran přední části nosníků tvořící V–oj a dále zamezení pohybu zadního příčnicku ve svislém směru. Pomocí tohoto uchycení je umožněno deformování hlavních podélníků ve vodorovné rovině přívěsu, a tak je docíleno reálné deformace rámu mechanismu od sil způsobených sklopným mechanismem.

Zatížení rámu bylo umístěno do zjednodušeného modelu ložiskového domečku, a to konkrétně do čelní plochy vnitřního kroužku ložiska. Toto zatížení se rovná horizontální složce maximální síly, kterou vyvine sklopný mechanismus v počátku zdvihu, při sklopném úhlu $\beta = 0^\circ$. Toto zatížení má hodnotu $F_{Vx} = 32764 \text{ N}$. Druhá část zatížení je vertikální složkou

maximální síly, kterou vyvine sklopný mechanismus v počátku zdvihu při sklopném úhlu $\beta = 0^\circ$. Toto zatížení má hodnotu $F_{Vy} = 4351 \text{ N}$ a je umístěno na hlavní nosnou desku do míst, kde se při hodnotě $\beta = 0^\circ$ nachází vozíky lineárního vedení. Zatížení vznikající od hmotnosti rámu je zohledněno gravitační silou (viz **Obr. 56**). Reakční síly v zadních pantech ovlivňují primárně hlavní podélníky a zadní příčník, nikoliv rám mechanismu, a jelikož se nejedná o analýzu spodního rámu přívěsu, nebyly do analýzy zapojeny.

Pro hlavní nosnou desku mechanismu byl zvolen materiál z hliníkové slitiny EN AW 6082. T651 a ostatní součásti rámu mechanismu byly navrženy ze svařitelné nelegované konstrukční oceli S355J0. U obou materiálů byl zvolen bilineární model pružně–plastického chování materiálu von Mises. Jednotlivým dílům byly přiděleny tloušťky, které jsou stanoveny v kapitole 4.3.10 *Nosný rám mechanismu* (str. 58).



Obr. 56: Výpočtový model rámu mechanismu

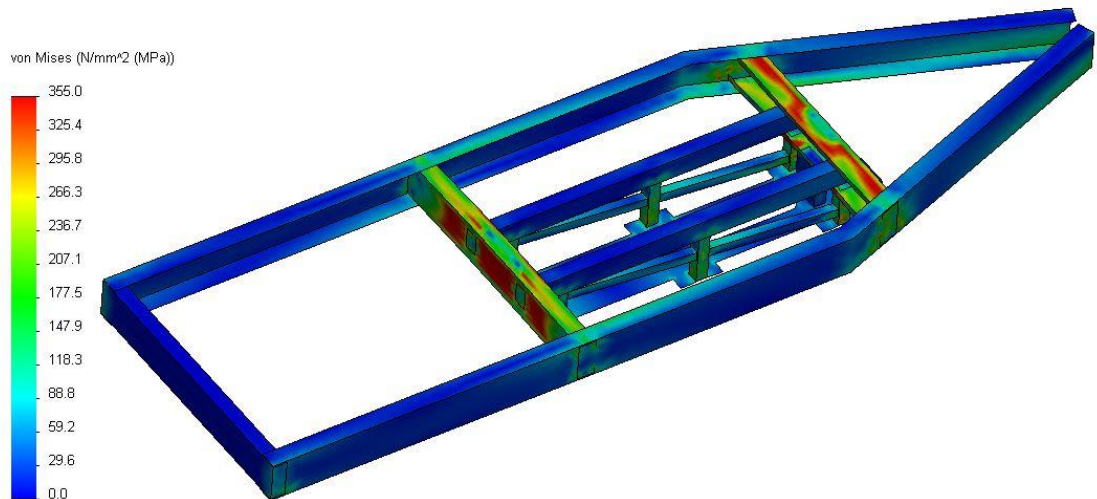


Obr. 57: Síť výpočtového modelu rámu mechanismu

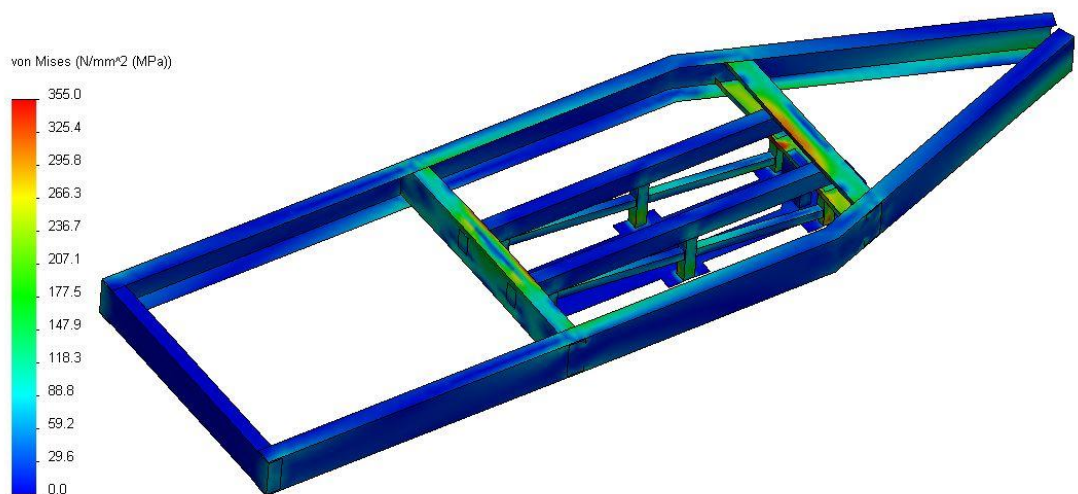
Před zahájením nelineární analýzy GMNA bylo dále zapotřebí definovat síť výpočtového modelu, která byla zjemněna u definovaných dílů (viz **Obr. 57**) na velikost strany elementu 20 mm a ve zbylé části je síť tvořena elementy o velikosti strany 50 mm.

Po provedení nelineární analýzy GMNA byla vytvořena zatěžovací charakteristika pro uzel 19394, který se nachází v oblasti s největšími hodnotami výsledného posunutí a napětí (viz **Obr. 58, 62**). Ze zatěžovací křivky je patrné, že při stupni zatížení $LF_{PL} = 3,54$ dochází k meznímu stavu plasticity a z dalších provedených výpočtů bylo zjištěno, že na rámu mechanismu nevznikne mezní stav ztráty stability.

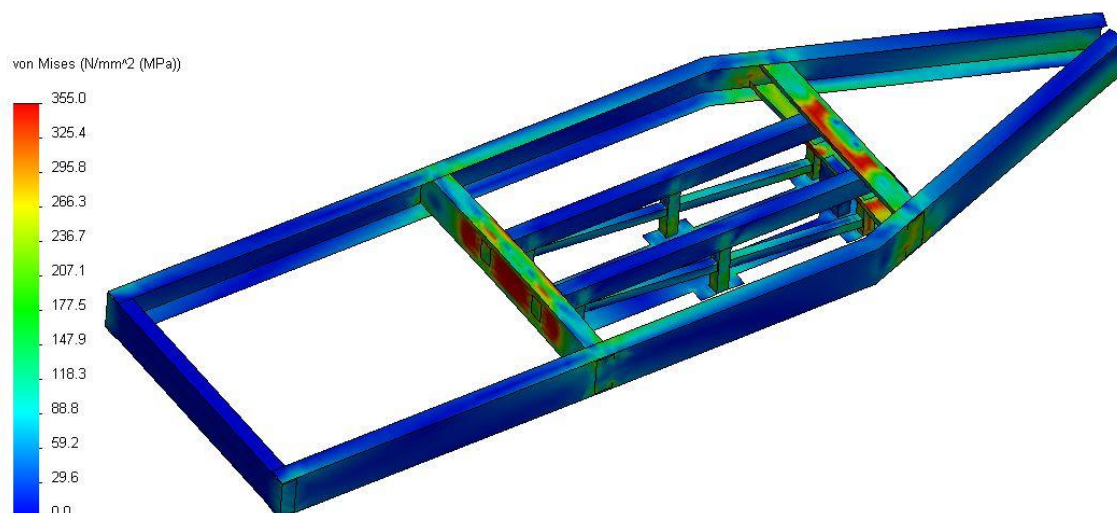
Na dalších obrázcích je vyobrazeno rozložení redukovaného napětí von Mises s měřítkem deformace 1:1, a to na horní (TOP), střední (MIDDLE) a spodní (BOTTOM) ploše rámu mechanismu. Vyobrazení odpovídá meznímu stavu plasticity $LF_{PL} = 3,54$.



Obr.58: Red. uzlová napětí von Mises ($LF_{PL} = 3,54$) – TOP – rám mech.

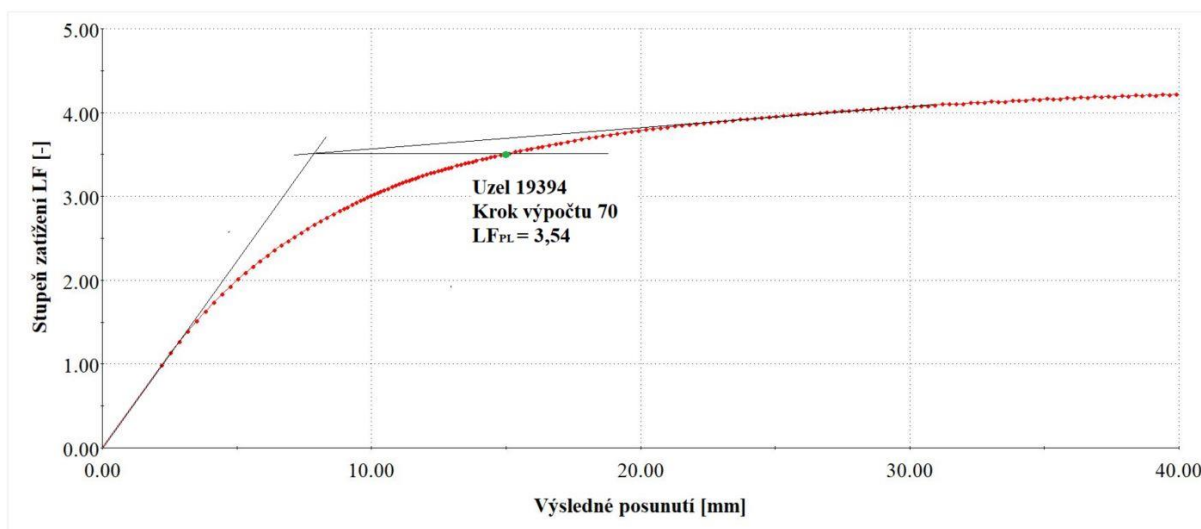


Obr. 59: Red. uzlová napětí von Mises ($LF_{PL} = 3,54$) – MIDDLE – rám mech.



Obr. 60: Red. uzlová napětí von Mises ($LF_{PL} = 3,54$) – BOTTOM – rám mech.

Zatěžovací charakteristika - nosný rám mechanismu



Obr. 61: Zatěžovací charakteristika – rám mechanismu

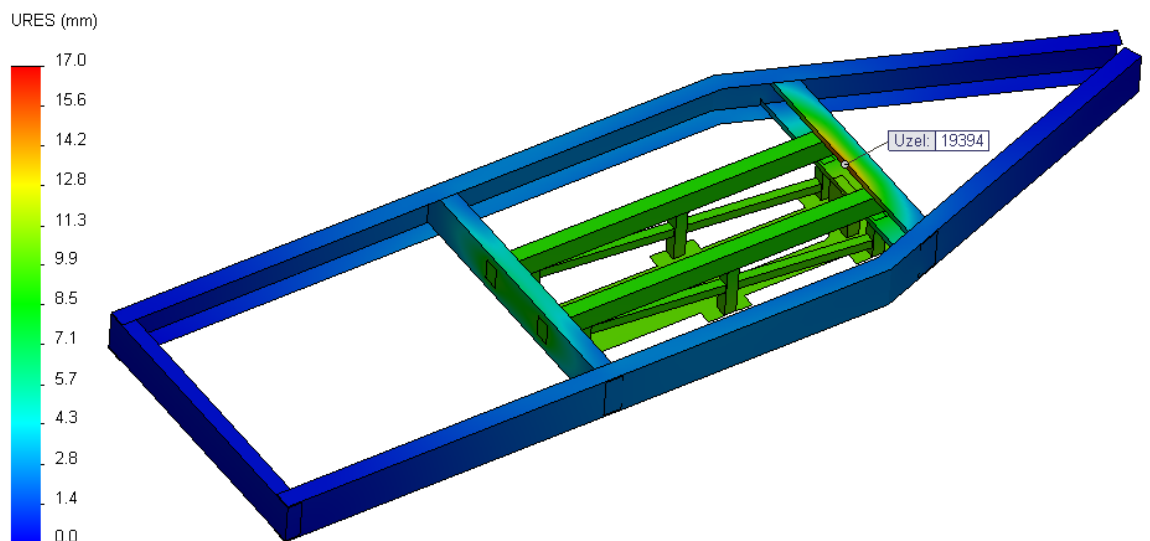
Dovolená hodnota stupně zatížení byla u této konstrukce taktéž stanovena podle normy ČSN 690010. Pro stanovení dovolené hodnoty zatížení bylo využito hodnoty LF_{PL} , kde dle normy byl stanoven součinitel bezpečnosti k meznímu stavu plasticity $n_T = 1,5$. Dále bylo zapotřebí do výpočtu zohlednit typ svarového spoje konstrukce. Svary konstrukce byly navrženy na provedení dle třídy C u kterých, jestliže není ve výkresové dokumentaci stanoveno jinak, není zapotřebí provádět vizuální defektoskopickou kontrolu. Této třídě odpovídá součinitel svarového spoje $\varphi = 0,7$.

Dovolený stupeň zatížení

$$LF_D = \frac{LF_{PL}}{n_T} \cdot \varphi = \frac{3,54}{1,5} \cdot 0,7 = 1,65 \quad (50)$$

Dovolená hodnota stupně zatížení LF_D musí být vyšší než 1. U této konstrukce je $LF_D = 1,65$, podmínka je tedy splněna a lze konstatovat, že prvek **VYHOVUJE**.

Poslední obrázek analýzy zobrazuje výsledná posunutí nosného rámu mechanismu při stupni zatížení $LF_{PL} = 3,54$.



Obr. 62: Celkové posuvy ($LF = 3,54$) – rám mechanismu

6 Zhodnocení technické využitelnosti a finanční náročnosti zařízení

Cenová kalkulace

V následujících tabulkách jsou uvedeny ceny včetně DPH jednotlivých nakupovaných komponentů a hutního materiálu, které jsou zapotřebí k výrobě jednoho kusu sklopného mechanismu. Níže uvedený výpočet celkové ceny je pouze předběžný a nezohledňuje výrobní, správní a odbytovou režii. Tento odhad slouží k prvotnímu náhledu na finanční náročnost vyráběného zařízení.

Tab 2: Cenová kalkulace: tyče / trubky (zdroj [27])

Tyče / Trubky			
Profil [mm]	Materiál	Délka [mm]	Cena s DPH [Kč]
Tyč plochá 120x65	EN AW 6082. T652	50	180
Tyč plochá 50x40	EN AW 6082. T653	160	150
Tyč plochá 60x60	E335	420	635
Tyč plochá 60x40	E335	170	140
Trubka 35x7,5	E470	960	550
Trubka čtver. průřezu 40x3	S355j0	936	180
Trubka čtver. průřezu 30x3	S355j0	1920	240
Trubka obd. průřezu 70x50x4	S355j0	2400	910
Cena celkem [Kč]			2985

Tab 3: Cenová kalkulace: plechy (zdroj [26],[27])

Plechy			
Tloušťka [mm]	Materiál	Plocha [m²]	Cena s DPH [Kč]
40	EN AW 6082. T651	0,2778	6500
8	S355J0	0,0195	70
6	EN AW 6082. T652	0,0249	48
4	S355J0	0,4854	1800
3	S235JR	0,1864	250
1	S235JR	0,0171	10
0,6	S235JR	1,6227	480
Cena celkem [Kč]			9158

Tab 4: Cenová kalkulace: nakupované komponenty (zdroj [1],[14],[15],[16],[18],[19],[20],[21],[22],[23])

Nakupované komponenty			
Komponenta	Specifický kód	Množství [ks]	Cena s DPH [Kč]
Kuličkový šroub	R32-05K6-FSCDIN	1	13 500
Vozík lineárního vedení	HGH 20 SA	2	3000
Kolejnice lineárního vedení	HGR20R-2200	1	5500
Ložiskový domeček (p. k.)	BK-25	1	4700
Ložiskový domeček (n. k.)	BF-25	1	2300
Upínací kostka	GKD-32	1	7300
Kluzné ložisko vozíku	SKF-PCM 252820 E	2	120
Kluzné ložisko vidlice	SKF-PCM 252815 E	2	100
Kluzné ložisko hlavice	SKF-PCM 252835 E	1	100
Elektromotor	EC250.120 63B14	1	6000
Šneková převodovka	CM040040U-14	1	3000
Kompaktní čelní převodovka	9PBK30BH	1	3100
Převlečná zubová spojka	GF-19-NN	1	360
Klička ručního pohonu	DIN 469	1	700
Pojistná třecí spojka	RK 40	1	3900
Spínač koncové polohy	XCKN2118G11	2	550
Měchy lineárního vedení	HDB-HGR20-0500	4	–
Spirálový kryt kul. šroubu	40-500-40	2	–
Zásuvka 7 pólů, 12 V	7P-12 V	1	100
CL zásuvka 12 V	CL-12 V	1	100
Ovládací panel		1	1450
Autobaterie	105 Ah, 12 V, E11	1	3700
Cena celkem [Kč]			59 580

Do celkové cenové kalkulace byla dále započítána cena povrchové úpravy nosného rámu, krytování a vzpěry mechanismu. Pro tyto komponenty byla navržena povrchová úprava pomocí žárového zinkování, jehož cena se odvíjí podle celkové hmotnosti komponentů a podle zvolené firmy, která zinkování provádí. V tomto případě se jedná o celkovou hmotnost 65 kg, pro níž se ceny pohybují okolo hodnoty 30 Kč za 1 kg zinkovaného materiálu. Odpovídající náklady na povrchovou úpravu činí **1950 Kč**.

*Celková cena = cena nakupovaných komponentů + cena hutního materiálu
+ cena povrchové úpravy*

Celková cena = 59580 + 12143 + 1950 = 73673 Kč

Z uvedené kalkulace je patrné, že cena za navržený sklopný mechanismus je poměrně vysoká, a to převážně díky nakupovaným položkám. V nakupovaných položkách cenu nejvýrazněji ovlivňují prvky pohybového ústrojí, které tvoří více než polovinu vykalkulované ceny. V kalkulaci není dále uvedena cena za spirálový kryt a měchy lineárního vedení, která nebyla výrobcem poskytnuta a která by celkovou cenu ještě mírně navýšila. V průběhu zpracování diplomové práce bylo zjištěno, že výrobou kuličkových šroubů, lineárního vedení a k nim odpovídajícímu příslušenství se zabývá několik zejména zahraničních, ale i tuzemských firem, u nichž se ceny za jednotlivé komponenty se stejnými parametry mohou lišit až v hodnotách 30 %. Z tohoto důvodu je zmíněná cena pouze orientační a při samotné realizaci tohoto mechanismu by po bližším prozkoumání trhu mohla být znatelně nižší.

Cena za valníkový, jednonápravový, brzděný přívěs, který se svými parametry, konstrukcí a použitými komponenty podobá zamýšlenému řešení a do kterého by po úpravách bylo možné sklopný mechanismus implementovat, se cenově pohybuje v rozmezí 35 000 – 50 000 Kč. Celková cena navrženého přívěsu by se tedy orientačně mohla pohybovat v rozmezí 110 000 – 125 000 Kč.

Pokud by získaná celková cena přívěsu byla porovnávána s nabízenými hydraulickými sklopnými přívěsy, které se cenově pohybují v hodnotách 90 000 - 120 000 Kč, dle využití konstrukce a parametru přívěsu, mohla by se zdát cena vykalkulovaná v této práci jako přemrštěná. Je však samozřejmé, že ceny získané fyzickou osobou na jednotlivé díly a ceny zaběhnutých firem, které mají pečlivě vybrané dodavatele, odladěnou konstrukci a nakupují pro velké série, nelze adekvátně srovnávat.

Technická využitelnost

Sklopný mechanismus byl navržen pro přívěs o celkové hmotnosti nepřevyšující hodnotu 1400 kg. Díky tomuto parametru mohou využívat přívěs i řidiči se skupinou řidičského oprávnění B. Vyhovující je i užitečná hmotnost přívěsu, která byla předběžně stanovena na 970 kg. Celková hmotnost přívěsu byla takto zvolena nejenom z důvodů využitelnosti pro velkou skupinu zákazníků, ale také s přihlédnutím k parametrům pohonného ústrojí přívěsu. Zvolená šneková převodovka, elektromotor a kuličkový šroub přímo ovlivňují celkovou hmotnost přívěsu, dobu sklopení korby a počet sklopných cyklů, což je podrobně popsáno v kapitole 4.3.6 *Elektrický pohon* (str. 54). Ze získaných zkušeností a parametrů je usouzeno, že přívěsy využívající navrženého sklopného mechanismu by mohly disponovat maximální celkovou hmotností nepřesahující 2000 kg. Pokud by byl mechanismus navržen pro přívěsy

s vyšší celkovou hmotností, tomu odpovídající pohonné a pohybové ústrojí by mělo za následek značné zvýšení doby sklopení, snížení počtu cyklů a samozřejmě také značný nárůst ceny jednotlivých komponentů.

Hlavní výhodou této koncepce přívěsu s mechanicky sklopným zařízením, oproti hydraulickým řešením je absence většího množství hydraulického oleje, což je z ekologického hlediska značným přínosem. V navrženém mechanismu je pouze 320 ml syntetického oleje v šnekové převodovce a zanedbatelné množství tuhého maziva v kompaktní převodovce na rozdíl od hydraulických sklopných přívěsů, kde je v systému 5 – 15 l hydraulického oleje podle velikosti hydraulického válce, čerpadla a délky hydraulického okruhu.

Co se ceny týká, mají v kategorii sklopných přívěsů největší dominanci bezesporu přívěsy s navijákovým typem sklápění, jejichž konstrukce je navržena právě tak, aby byly co nejlevnější. Tato skutečnost se ale promítá do maximální nosnosti, která bývá převážně do 750 kg. Pokud má mít tento typ přívěsu celkovou hmotnost do 1500 kg, musí být celá navijáková konstrukce značně robustní, jak je vidět na **Obr. 8**. Tyto přívěsy mají většinou pouze ruční ovládání a jejich hlavní nevýhodou je umístění konzole na přední oji, což znemožní sklopit přední čelo a zhorší se tak univerzálnost použití daného přívěsu.

Závěr

Cílem diplomové práce bylo navržení mechanického sklápění korby brzděného přívěsu kategorie O₂ pro osobní automobil. Toto sklopné zařízení bylo navrženo tak, aby bylo schopné bezpečně sklopit plně zatíženou korbu přívěsu v přiměřeném časovém intervalu a s možností dostatečného počtu opakování. Zařízení zároveň svou konstrukcí nevycházet z žádného v této době využívaného řešení přívěsových sklopných zařízení.

Pro návrh tohoto mechanismu bylo zapotřebí v teoretické části práce provést průzkum stávajícího trhu s přívěsy se zaměřením na přívěsy sklopné. Jak zahraniční, tak tuzemský trh se sklopnými přívěsy disponuje výhradně hydraulickými nebo navijákovými systémy, které díky své rozmanitosti nenabízejí velký prostor pro další zlepšení. Namísto konvenčních řešení byla práce zaměřena na systém, který je v této době hojně využíván u zařízení ve strojním průmyslu, avšak v odvětví přívěsů má zatím pravděpodobně nulové zastoupení. Návrh takového zařízení by nebyl možný bez alespoň předběžné znalosti celkové koncepce přívěsu, do kterého má být zařízení implementováno. Proto bylo v teoretické části práce dále zapotřebí uvést legislativní požadavky týkající se návrhu konstrukce a provozu přípojného vozidla na pozemních komunikacích.

Před zahájením samotného návrhu zařízení bylo zapotřebí definovat vstupní parametry přívěsu a celkové rozvržení, aby bylo možné stanovit silové poměry v systému a tomu uzpůsobit konstrukci navrhovaného sklopného zařízení. Praktická část práce poté pokračuje ideovým návrhem, ve kterém jsou postupně popsány zvolené komponenty, jejich parametry a důvod jejich využití. Tímto způsobem je mechanismus postupně skládán až do vzniku funkčního celku. V ideovém návrhu je také okrajově zmíněna konstrukce rámu korby, na který v počátku zdvihu působí značné zatížení nejen od hmotnosti nákladu, ale zejména od vzpěry sklopného zařízení. Závěr ideového návrhu je věnován schématu elektrického zapojení jednotlivých komponentů.

V ideovém návrhu jsou určité klíčové komponenty podrobeny analytickým výpočtům, pro zaručení adekvátního výběru daných komponent. V následující kapitole byly poté podrobeny pevnostním výpočtům další prvky mechanismu, mezi které patří součásti vzpěry, rám korby a nosný rám mechanismu. Pro vyhodnocení byly využity nelineární numerické analýzy MNA a GMNA. Dané výpočty byly zaměřeny pouze na jeden zatěžující stav, který odpovídá počátku sklápění korby, při kterém se přívěs nachází v klidové poloze. Při tomto zatěžovacím stavu dochází k maximálnímu zatěžování konstrukce od sklopného mechanismu.

Jestliže by v budoucnu bylo navázáno na tuto diplomovou práci, bylo by zapotřebí dokončit konstrukci celého přívěsu a provést pevnostní výpočty zaměřující se na provozní stavy jízdy přívěsu a sklápění korby. V neposlední řadě by bylo zapotřebí jednotlivé komponenty přívěsu a sklopného zařízení posoudit z hlediska únavové životnosti.

V závěru práce byla zhodnocena technická využitelnost a ekonomická náročnost navrženého zařízení. Co se technické využitelnosti týká, má tato konstrukce oproti hydraulickým systémům nespornou výhodu v absenci značného množství hydraulického oleje. V ostatních ohledech hydraulické sklopné systémy, i z důvodu dlouhodobého vývoje, tento návrh převyšují. Navijákový systém nabízí oproti ostatním podstatně výhodnější cenu, avšak v oblasti sklopného úhlu, maximální sklápěné hmotnosti a zástavbovému prostoru je ze všech systémů nejslabší.

Použitá literatura

- [1] Přívěsy. *Alaspro.cz* [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.alaspro.cz/privesy/>
- [2] TIPPING TRAILERS. *Austrailers.com.au* [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://austrailers.com.au/our-trailers/tipping-trailers/>
- [3] *Knott: Mit Sicherheit ankommen* [online]. Gutenbergstraße 21 93128 Regenstauf Deutschland, 2018 [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://knott.cz/privesova-technika>
- [4] *Zákon 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), ve znění zákona č. 307/1999 Sb.* In: . Ministerstvo dopravy a spojů, 2001, ročník 2001, číslo 56.
- [5] *Vyhláška č. 341/2014 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.* In: . Sagit, ročník 2014, číslo 341.
- [6] *Vyhláška č. 209/2018 Sb., o hmotnostech, rozměrech a spojitelnosti vozidel.* In: . 2018, ročník 2018, číslo 209.
- [7] *(ES) č. 661/2009: Nařízení Evropského parlamentu a Rady (ES) č. 661/2009 ze dne 13. července 2009 o požadavcích pro schvalování typu motorových vozidel, jejich přípojných vozidel a systémů, konstrukčních částí a samostatných technických celků určených pro tato vozidla z hlediska obecné bezpečnosti (Text s významem pro EHP).* In: . 2009, ročník 2009, číslo 661.
- [8] *(EHK OSN) č. 13: Předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK OSN) č. 13 – Jednotná ustanovení pro schvalování vozidel kategorií M, N a O z hlediska brzdění [2016/194].* In: . 2015, ročník 2016, číslo 13.
- [9] *(EHK OSN) č. 55: Předpis Evropské hospodářské komise Spojených národů (EHK OSN) č. 55 – Jednotná ustanovení týkající se schvalování mechanických spojovacích konstrukčních částí jízdních souprav vozidel [2018/862].* In: . ročník 2018, číslo 55.

- [10] (EHK OSN) č. 48: *Předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK OSN) č. 48 – Jednotná ustanovení pro schvalování typu vozidel z hlediska montáže zařízení pro osvětlení a světelnou signalizaci [2016/1723]*. In: . 2016, číslo 48.
- [11] *Vyhláška č. 343/2014 Sb.: o registraci vozidel*. In: . 2014, číslo 343.
- [12] Tažení přívěsů: Co za čím a s jakým řídičským průkazem? Není hmotnost jako hmotnost. In: *Auto.cz* [online]. 2020, 10.5.2020 [cit. 2021-03-17]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/tazeni-privesu-co-za-cim-a-s-jakym-ridickym-prukazem-neni-hmotnost-jako-hmotnost-134358>
- [13] HOŘEJŠÍ, J. a J. ŠAFKA a kol. *Technický průvodce 51: Statické tabulky*. Spálená 51, Praha 1, 113 02: Nakladatelství technické literatury, n. p., 1987.
- [14] *HIWIN: Kuličkové šrouby* [online]. Medkova 888/11, 627 00 Brno, Česká Republika, 2018 [cit. 2021-04-01]. Dostupné z: www.hiwin.cz
- [15] *HIWIN: Lineární vedení* [online]. Medkova 888/11, 627 00 Brno, Česká Republika, 2018 [cit. 2021-04-05]. Dostupné z: www.hiwin.cz
- [16] *SKF: bushings, thrust washers and strips* [online]. 2010 [cit. 2021-04-05]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d19680090e01-SKF-bushings-thrust-washers-and-strips-1-EN_tcm_12-120169.pdf#cid-120169
- [17] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [18] *MINI TECNO: NDCM/ECM DC wormgearmotors* [online]. [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2020/11/transtecno_minitecno_ndcm-ecm_dc_worm_garmotors_2019_en_v0119a.pdf
- [19] *DKM gearhead: gear-boxes* [online]. [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2018/08/dkm_gearboxes_technical_data_2015_en.pdf

- [20] *Pružné spojky s polyamidovou objímkou "GIFLEX" GF: Dvojitě zaoblené pružné ozubené spojky* [online]. [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: <https://www.retezyolomouc.cz/download/product/90/pruzne-spojky-s-polyamidovou-objimkou-giflex.pdf>
- [21] *T.E.A: Hřídelové spojky a klouby* [online]. 2015 [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/katalogy/>
- [22] *Schneider electric: XCKN2118G11 limit switch XCKN - thermoplastic roller lever - INC+INO - snap - Pg11* [online]. 2020 [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: <https://docs.rs-online.com/33f7/0900766b81552f8e.pdf>
- [23] *MN Systems: Spirálové kryty* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.mnsystems.cz/>
- [24] *EN ČSN 69 0010: Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla - výpočet pevnosti*. Český normalizační institut.
- [25] *VTIPIL, Tomáš. Návrh rámu traktorového sklápěcího přívěsu. Pardubice, 2017. Diplomová práce. Univerzita Pardubice. Vedoucí práce Tomek Petr.*
- [26] *ALCOM ALVAL* [online]. [cit. 2021-6-28]. Dostupné z: <http://www.hlinik.cz/>
- [27] *KÖNIGFRANKSTAHL, s.r.o., TheSteel.com* [online]. [cit. 2021-6-28]. Dostupné z: <https://www.thesteel.com/cz>

Seznam příloh

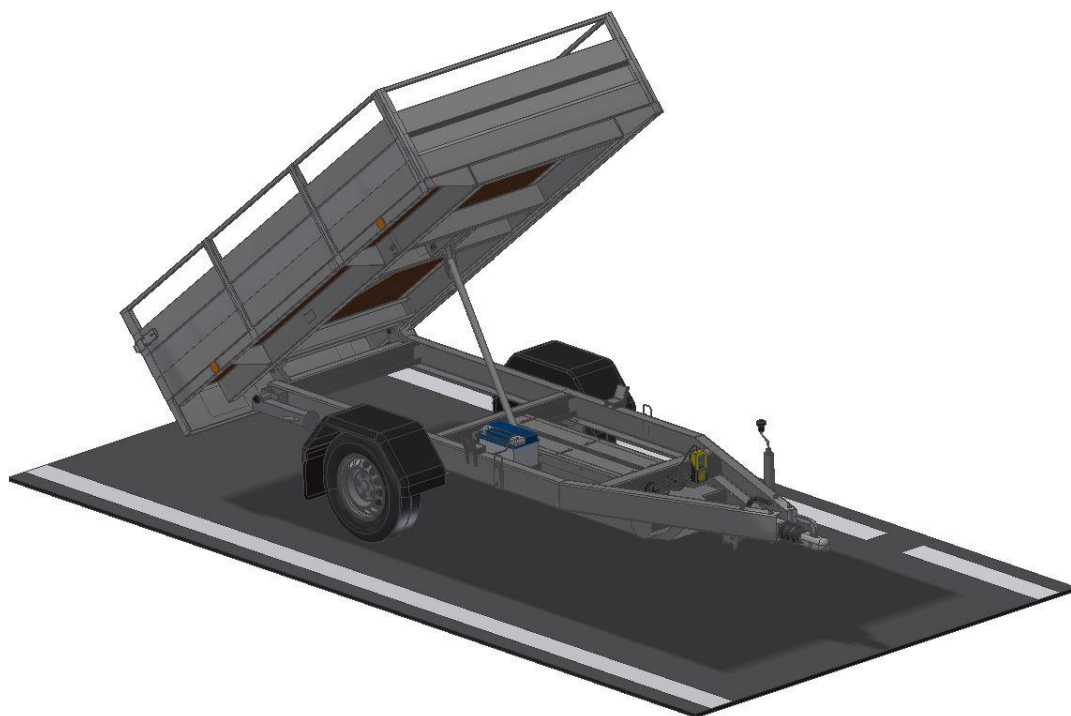
Příloha A – <i>Síly ve vzpěře, pantech korby a sklopném mechanismu</i>	94
Příloha B – <i>Fotodokumentace 3D modelu přívěsu</i>	95
Příloha C – <i>Fotodokumentace 3D modelu mechanismu</i>	98

Příloha A – Síly ve vzpěře, pantech korby a sklopném mechanismu

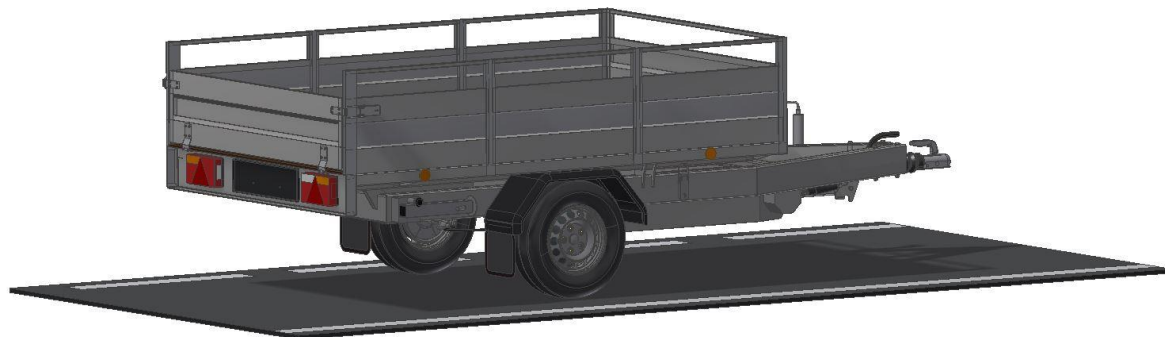
Tab 4 A: Síly ve vzpěře, pantech korby a sklopném mechanismu

β [°]	α [°]	L_T [mm]	F_V [N]	$F_{Vx} = R_{Cx} = R_{LD1}$ [N]	R_{Cy} [N]	F_{Vy} [N]	$R_{LV1} = R_{LV2}$ [N]
0	15,0	887	33621	32476	2354	8702	4351
1	15,8	884,3	29963	28827	2882	8174	4087
2	16,8	880,7	26755	25608	3305	7751	3875,5
3	17,9	876,9	24170	23007	3647	7409	3704,5
4	18,9	872,9	22034	20850	3929	7127	3563,5
5	19,9	868,6	20246	19039	4167	6889	3444,5
6	20,9	864	18722	17488	4371	6685	3342,5
7	22,0	859,1	17412	16150	4547	6509	3254,5
8	23,0	854	16272	14980	4700	6356	3178
9	24,0	848,7	15275	13952	4835	6221	3110,5
10	25,1	843	14390	13034	4956	6100	3050
11	26,1	837,2	13607	12217	5063	5993	2996,5
12	27,2	831	12904	11480	5161	5895	2947,5
13	28,3	824,6	12269	10808	5248	5808	2904
14	29,3	818	11699	10202	5328	5728	2864
15	30,4	811,1	11178	9643	5401	5655	2827,5
16	31,5	804	10704	9130	5467	5589	2794,5
17	32,6	796,6	10270	8657	5530	5526	2763
18	33,6	789	9872	8219	5587	5469	2734,5
19	34,7	781,1	9504	7810	5640	5416	2708
20	35,9	773	9164	7428	5688	5368	2684
21	37,0	764,7	8850	7072	5734	5322	2661
22	38,1	756,1	8559	6738	5777	5279	2639,5
23	39,2	747,3	8287	6422	5817	5239	2619,5
24	40,4	738,3	8035	6124	5853	5203	2601,5
25	41,5	729	7799	5842	5888	5168	2584
26	42,7	719,5	7578	5573	5920	5136	2568
27	43,8	709,8	7373	5319	5950	5106	2553
28	45,0	699,9	7180	5076	5977	5079	2539,5
29	46,2	689,8	6999	4844	6003	5053	2526,5
30	47,4	679,5	6830	4622	6026	5030	2515
31	48,6	668,9	6671	4409	6048	5008	2504
32	49,9	658,2	6523	4204	6067	4989	2494,5
33	51,1	647,2	6383	4005	6085	4971	2485,5
34	52,4	636,1	6253	3815	6101	4955	2477,5
35	53,7	624,7	6130	3629	6115	4941	2470,5
36	55,0	613,2	6017	3449	6125	4931	2465,5
37	56,4	601,5	5912	3274	6132	4924	2462
38	57,8	589,6	5814	3102	6138	4918	2459
39	59,2	577,5	5724	2935	6141	4915	2457,5
40	60,5	565	5638	2777	6148	4908	2454

Příloha B – Fotodokumentace 3D modelu přívěsu



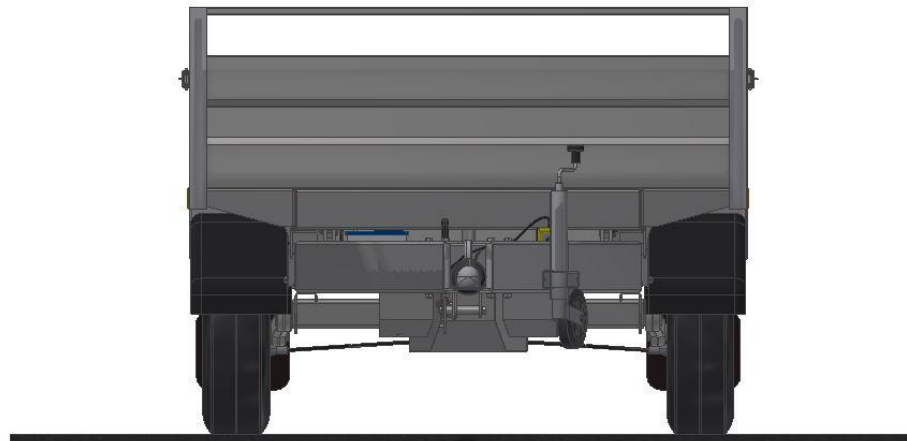
Obr. 63: 3D model přívěsu – pohled 1



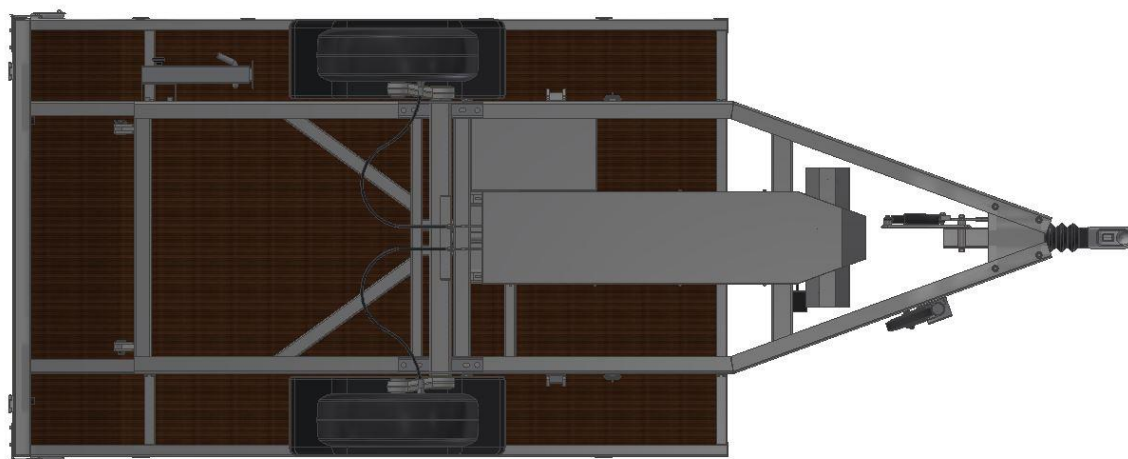
Obr. 64: 3D model přívěsu – pohled 2



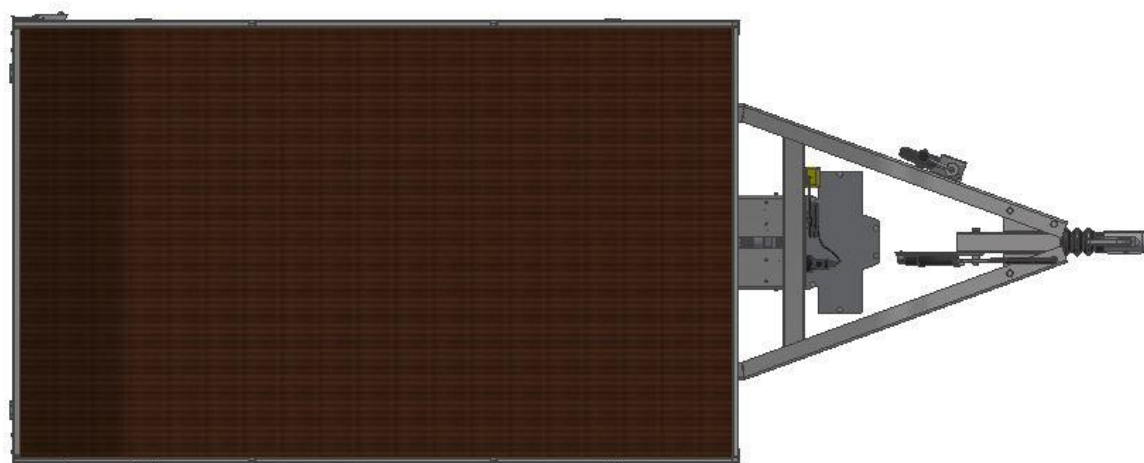
Obr. 65: 3D model přívěsu – pohled 3



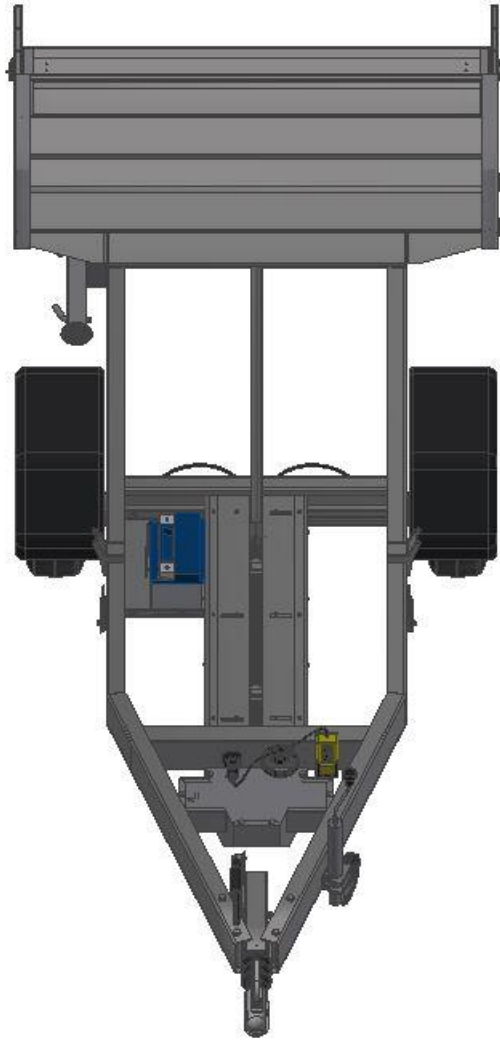
Obr. 66: 3D model přívěsu – pohled 4



Obr. 67: 3D model přívěsu – pohled 5

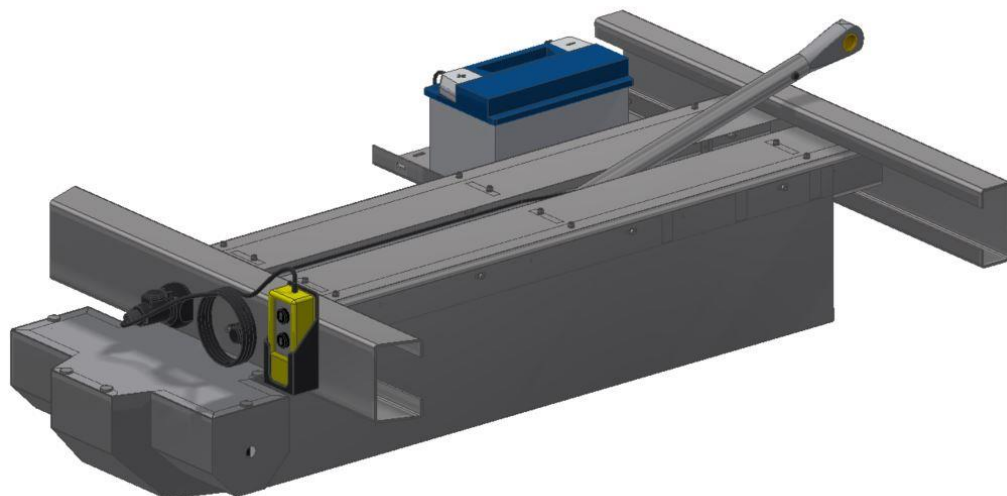


Obr. 68: 3D model přívěsu – pohled 6

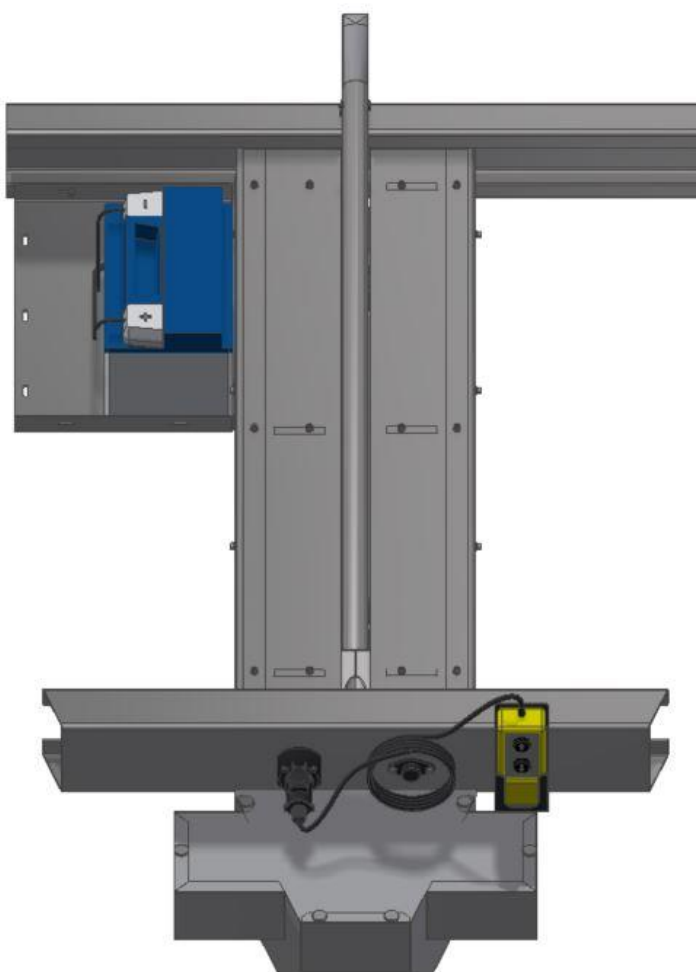


Obr. 69: 3D model přívěsu – pohled 7

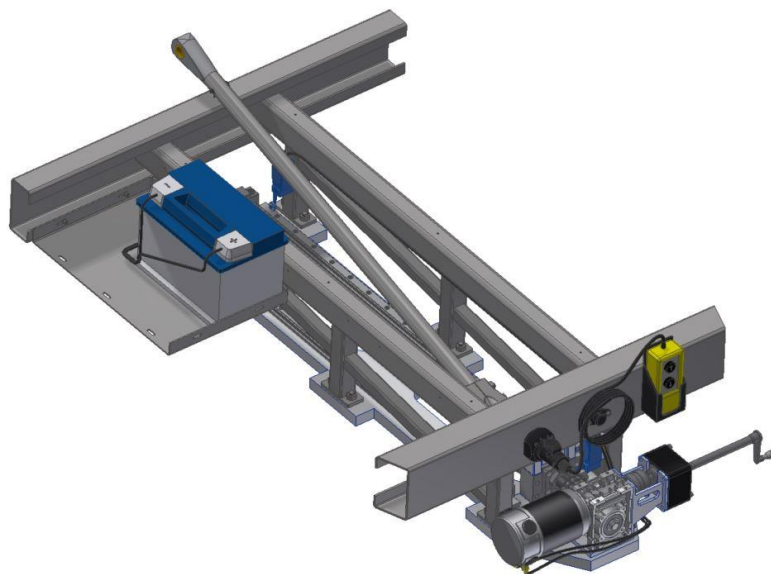
Příloha C – Fotodokumentace 3D modelu mechanismu



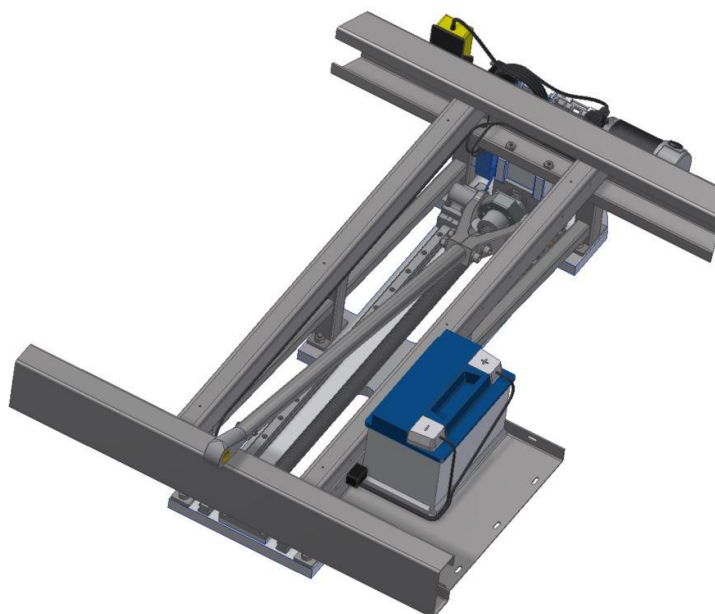
Obr. 70: 3D model mechanismu – pohled 1



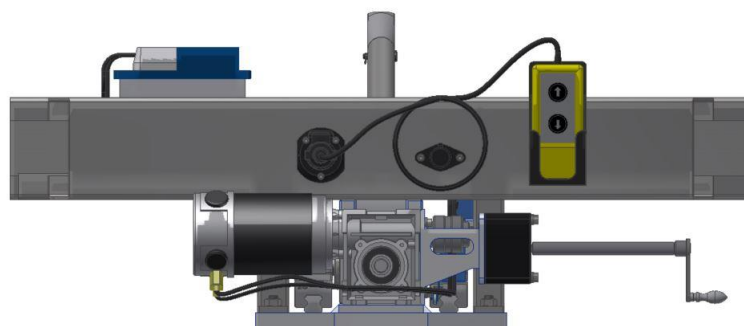
Obr. 71: 3D model mechanismu – pohled 2



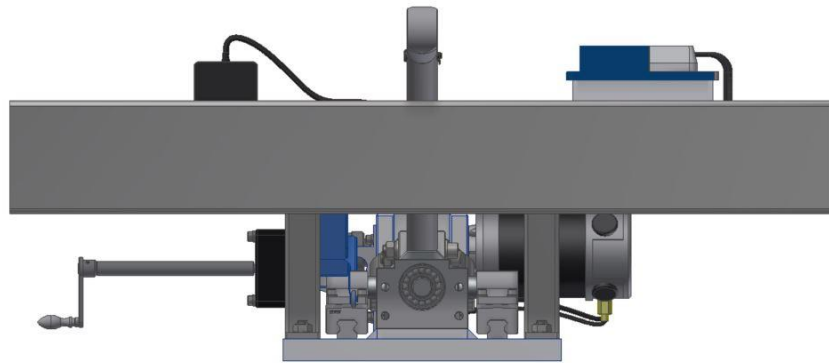
Obr. 72: 3D model mechanismu – pohled 3



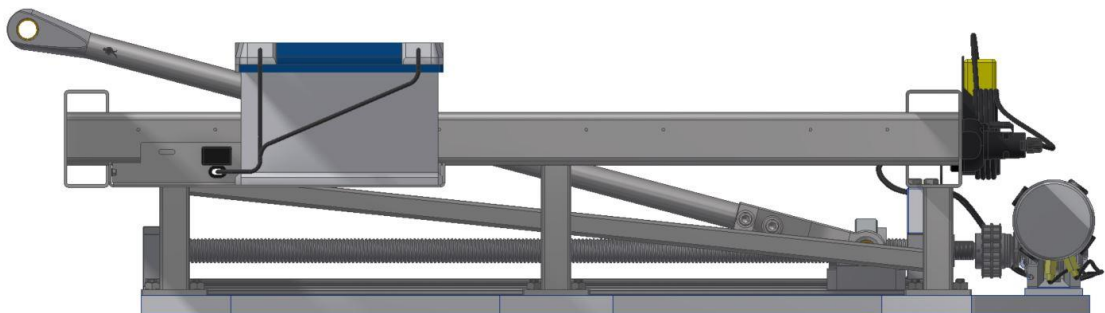
Obr. 73: 3D model mechanismu – pohled 4



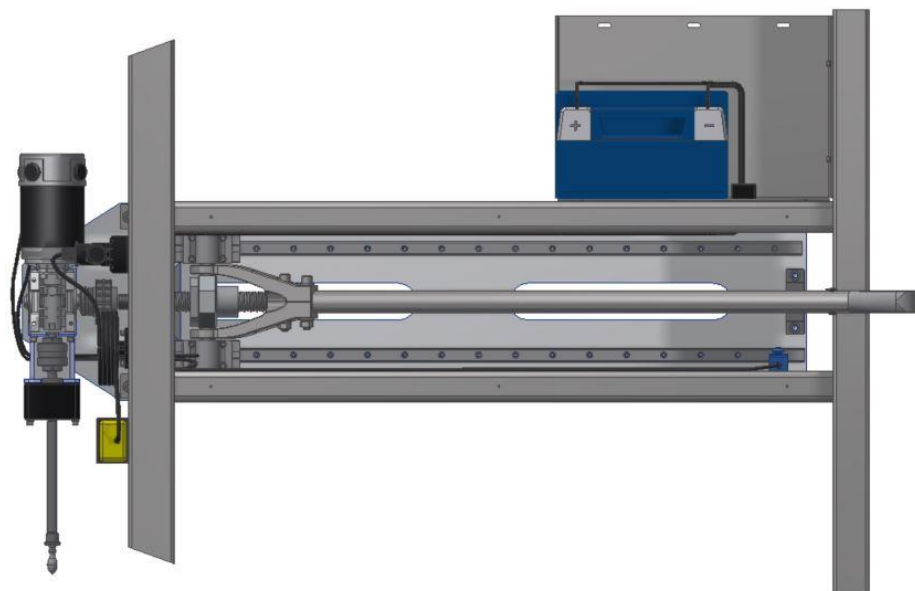
Obr. 74: 3D model mechanismu – pohled 5



Obr. 75: 3D model mechanismu – pohled 6



Obr. 76: 3D model mechanismu – pohled 7



Obr. 77: 3D model mechanismu – pohled 8