VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

UNIVERZÁLNÍ PODVOZEK NÁVĚSU ZA TRAKTOR

UNIVERSAL SEMI-TRAILER CHASSIS FOR A TRACTOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Jan Koudelík

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

SUPERVISOR

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Jan Koudelík**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	**Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok:	2022/23

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

Univerzální podvozek návěsu za traktor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Koncepční návrh konstrukce univerzálního podvozku přípojného vozidla typu návěs s možností připojení různých druhů modulárních nástaveb. Konstrukce podvozku uzpůsobena pro třístranné sklápění.
Technické parametry a požadavky:
Maximální nosnost traktorového návěsu do 3 500 kg dle možnosti legislativy.
Maximální rychlost 40 km/h.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor obdobných univerzálních podvozků stejné hmotnostní kategorie.
Rešeršní rozbor legislativních předpisů.
Koncepční návrh univerzálního podvozku.
Koncepční návrh modulárních nástaveb.
Funkční, rozměrové a silové výpočty.
Upřesnění konstrukce univerzálního podvozku s návrhem komponent.
Pevnostní analytický výpočet vybraných konstrukčních uzlů.
Výkres sestavy univerzálního podvozku.
Podsestava svařence rámu.
Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

SYROVÝ, Otakar. Doprava v zemědělství. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 9788086726304.

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BAUER, František. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 9788086726526.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá konstrukcí univerzálního traktorového návěsu s možností připojení různých druhů modulárních nástaveb. Úvodní kapitoly práce se zaměřují na rešerši návěsů obdobné hmotnostní kategorie a legislativními požadavky pro provoz a schválení přípojných vozidel. V dalších kapitolách se práce zabývá vlastní konstrukcí návěsu, včetně návrhu jednotlivých komponent, výpočtovým ověřením konstrukce rámu a dynamickými zátěžovými stavy návěsu. Závěrečná část práce obsahuje výkresovou dokumentaci dle zadání.

KLÍČOVÁ SLOVA

Univerzální traktorový návěs, zemědělská doprava, modulární nástavby

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with the construction of a universal tractor trailer with the possibility of connecting various types of modular extensions. The introductory chapters of the thesis focus on the research of trailers of similar weight category and the legislative requirements for the operation and approval of trailers. In the following chapters the thesis deals with the actual construction of the semi-trailer, including the design of individual components, the computational verification of the frame structure and the dynamic load conditions of the semi-trailer. The final part of the thesis contains technical documentation according to the assignment.

KEYWORDS

Universal tractor trailer, agricultural transport, modular extensions

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOUDELÍK, Jan. *Univerzální podvozek návěsu za traktor*. Brno, 2023. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Jaroslav Kašpárek. Dostupné také z: https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148422.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 25. května 2023 ……..……..

Jan Koudelík

PODĚKOVÁNÍ

Hlavní poděkování patří vedoucímu práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi Ph.D. za cenné rady a podklady pro řešení práce během konzultací. Dále bych rád poděkoval Ing. Milanovi Kučerovi za poskytnutí praktické ukázky návěsu obdobné hmotnostní kategorie včetně cenných rad a Tomáši Matějíkovi ze společnosti ZÁLESÍ Luhačovice.

OBSAH

Úvod **11**

1 Návěsy obdobné hmotnostní kategorie **12**
1.1 Joskin TRANS-EX 12
1.2 Šálek ANS-3500 13
1.3 Cynkomet T 117 13
1.4 Porovnání návěsů 14

2 Legislativní předpisy přípojných vozidel **15**
2.1 Kategorie přípojných vozidel 15
2.2 Technické požadavky na přípojná vozidla kategorie R 15
2.3 Spojitelnost vozidel 18
2.3.1 Spojitelnost vozidel z pohledu hmotnosti přípojného vozidla a souprav 18
2.3.2 Spojitelnost vozidel v jízdní soupravu 18
2.4 Největší povolené hmotnosti vozidel na nápravu 18
2.5 Největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav 19

3 Legislativní požadavky pro proces schválení vozidla **20**
3.1 Schvalování typu 20
3.2 Žádost o schválení typu 20
3.3 Schválení typu 21
3.4 Povinnosti výrobce 21

4 Koncepční návrh univerzálního podvozku **23**
4.1 Rám podvozku 23
4.2 Náprava 24
4.3 Brzdy 25
4.4 Kola 25
4.4.1 Disk 25
4.4.2 Pneumatika 25
4.5 Připojovací zařízení 26
4.5.1 Oj 26
4.5.2 Závěsné zařízení 26

5 Konstrukce podvozku s návrhem jednotlivých komponent **28**
5.1 Rám podvozku 28
5.2 Náprava 30
5.3 Kola 31
5.4 Závěsné zařízení 32
5.5 Podpěrné kolo 32
5.6 Uložení nástaveb 33
5.7 Vyklápěcí zařízení 34

6 Koncepční návrh modulárních nástaveb **37**
6.1 Třístranný sklápěč 37
6.2 Cisterna na vodu 39

7 Analytické výpočty ... 41
7.1 Výpočet reakčních sil v případě klidového stavu ... 41
7.2 Kontrola hlavních podélných a příčných nosníků na ohyb ... 45
7.2.1 Kontrola podélných nosníků ... 46
7.2.2 Kontrola příčných nosníků ... 52

8 Dynamické zatěžovací stavy ... 57
8.1 Jednotlivá zrychlení zátěžových stavů ... 57
8.2 Zatížení v místě závěsného oka při akceleraci návěsu ... 57
8.3 Zatížení v místě závěsného oka při brzdění návěsu ... 59
8.4 Zatěžující stav při průjezdu zatáčkou ... 62
8.5 Zatěžující stavy při vyklápění návěsu ... 64

Závěr ... 65

Použité informační zdroje ... 66

Seznam použitých zkratek a symbolů ... 68

Seznam příloh ... 71

Seznam samostatných příloh ... 71

ÚVOD

V současnosti se zemědělská doprava řadí k největším přepravcům v národním hospodářství. Zemědělství jakožto i jiná odvětví prochází neustálým technickým a užitkovým vývojem zemědělských strojů a zařízení. Tento vývoj je doprovázen ve struktuře a úrovni dopravní techniky. Jinak by se doprava mohla stát negativním faktorem výrobního procesu, zvyšujícím přímé náklady na výrobu zemědělských produktů.

V sedmdesátých a osmdesátých letech minulého století se v československém zemědělství rychle rozšiřovalo využití nákladních automobilů, a to i ve vnitropodnikové dopravě. Tento trend v technickém zabezpečení dopravy v zemědělství byl v České republice přerušen v posledním desetiletí minulého století s příchodem traktorových souprav s vysokou výkonností, které se vyznačují velkou užitečnou hmotností 10 000 až 24 000 kg a použitím traktorů s největší konstrukční rychlostí 40 $km \cdot h^{-1}$, případně i vyšší. Za hranice vhodnosti traktorové a automobilové dopravy se považuje přepravní vzdálenost 8 až 12 km.

Mezi nejčastější připojná vozidla traktorových souprav patří přívěsy a návěsy. Přívěs je vozidlo určené pro přepravu nákladů, které nemá vlastní pohon a připojuje se k tažnému vozidlu tak, že na něj nepřenáší část své hmotnosti. Návěs se od přívěsu liší tím, že část své hmotnosti přenáší na připojovací zařízení tažného vozidla. Hlavní výhodou návěsů oproti přívěsům je, že přenosem své hmotnosti na traktor umožňují zvýšit zatížení hnací nápravy traktoru, a tím zlepšit jeho trakční vlastnosti. Mezi další výhody návěsu patří také větší poměr provozní a užitečné hmotnosti a lepší ovladatelnost zejména při couvání. Díky tomu jsou návěsové podvozky daleko častěji využívány jako nosiče speciálních nástaveb. [1]

1 NÁVĚSY OBDOBNÉ HMOTNOSTNÍ KATEGORIE

Základními faktory pro vytvoření rešerše jsou požadavky stanovené v zadání bakalářské práce, ze kterých vychází klíčové parametry pro porovnání univerzálních traktorových návěsů dané hmotnostní kategorie:

- maximální nosnost traktorového návěsu do 3 500 kg,
- maximální rychlost 40 km.h^{-1},
- konstrukce podvozku uzpůsobena pro třístranné sklápění.

Při průzkumu bylo zjištěno, že pro danou hmotnostní kategorii je nabídka univerzálních podvozků velmi omezená. Většina samostatných univerzálních podvozků je konstruována na užitečné zatížení nad 10 t a ve zvolené hmotnostní kategorii se prodávají pouze kompletní návěsy včetně nástavby.

Pro porovnání jsou z výše uvedeného důvodu zvoleny návěsy včetně nástavby třístranného sklápěče, u kterých je počet výrobců podstatně větší (*Obr. 1*, *Obr. 2*, *Obr. 3*). Mezi nejznámější tuzemské výrobce patří firmy PRODAG Zlín, Šálek s.r.o., Polagro, ZDT Nové Veselí, Charvát CTS a.s. a společnost DEZA Jihlava. Z mezinárodního hlediska můžeme mezi významné výrobce zařadit společnosti Joskin (Belgie), CynkoMet (Polsko) a v současnosti velmi rychle rostoucí firmu Agrovision (Indie).

1.1 JOSKIN TRANS-EX

Jedná se o jednonápravový třístranně sklápěný navěs belgické výroby (*Obr. 1*). Modelová řada Trans-EX se řadí do nejnižší váhové kategorie firmy Joskin. Nosnost návěsů se pohybuje v rozmezí 3 až 9 t. Na základě požadavků zákazníka firma nabízí variabilní úpravy celého návěsu, mezi které patří dvoudílné zadní dveře, nástavce korby, šasi typu Roll-Over boggie (pro návěsy s nosností 5 t a více) a také sklápění s pomocným čerpadlem.

V případě varianty s nosností 3000 kg je hmotnost prázdného návěsu 900 kg. Rozměry ložné plochy jsou 2860 x 1690 x 400 mm a podlaha nástavby se nachází ve výšce 922 mm. Základní provedení nabízí jednonápravovou konstrukci s koly o rozměrech 10.0/75-15.3 14 PR. Standartním připojením návěsu je závěs na čep o průměru 40 mm. [2]

Obr. 1 Joskin TRANS-EX [2]

1.2 ŠÁLEK ANS-3500

Firma Šálek jednou z nejznámějších tuzemských společností zabývající se výrobou zemědělské techniky a návěsů nižších hmotnostních kategorií. Návěs typu ANS-3500 představuje zástupce největší hmotnostní kategorie dané značky (*Obr. 2*).

Jedná se o jednonápravový třístranně sklápěný návěs s nosností 2800 kg. Hmotnost návěsu činí 550 kg a rozměry ložné plochy jsou 2950 x 1710 x 545 mm. Podlaha nástavby se nachází ve výšce 831 mm. Návěs nabízí jednonápravové provedení s koly 10.0/75-15.3. Spojení s traktorem zajišťuje čep o průměru 30 mm. [3]

Obr. 2 Šálek ANS 3500 [3]

1.3 CYNKOMET T 117

Traktorový návěs CynkoMet T 117 je jednonápravový třístranně sklápěný navěs polské výroby distribuovaný společnosti Polagro (*Obr. 3*).

Nosnost návěsu je 3500 kg a jeho vlastní hmotnost činí 1165 kg. Rozměry ložné plochy jsou 3320 x 1810 x 500 mm a výška nákladové plochy od podloží je 1050 mm. Transportní rychlost návěsu je 30 km/h a je vybaven koly o rozměrech 11.5/80-15.3. Připojení návěsu je zajištěno pomocí závěsu s průměrem čepu 50 mm. [4]

Obr. 3 CynkoMet T 117 [4]

1.4 POROVNÁNÍ NÁVĚSŮ

Tabulka (*Tab. 1* Přehled základních parametrů vybraných návěsů) poskytuje přehled základních parametrů porovnávaných traktorových návěsů dané hmotnostní kategorie.

Tab. 1 Přehled základních parametrů vybraných návěsů [2][3][4]

	Joskin Trans-EX 3t	**Šálek ANS 3500**	**CynkoMet T 117**
Nejvyšší celková hmotnost [kg]	3900	3350	4465
Užitečná hmotnost [kg]	3000	2800	3500
Provozní hmotnost [kg]	900	550	1165
Ložná plocha (d x š x v) [mm]	2860 x 1690 x 400	2950 x 1710 x 545	3320 x 1810 x 500
Objem korby [m^3]	1,94	2,76	3
Závěs [mm]	oko ø40	oko ø30	oko ø50
Nejvyšší povolená rychlost [$km.h^{-1}$]	40	30	30
Brzdy	vzduchová	mechanická	vzduchová

Přednostmi návěsu Šálek ANS 3500 jsou jednoduchá konstrukce a nízká pořizovací cena. Velkou nevýhodou je však absence vzduchových brzd, která však z legislativního hlediska není pro návěs této hmotnostní kategorie nutná.

Návěs Joskin Trans-EX 3t nabízí v dané kategorii velkou řadu úprav na přání zákazníka a poměrně robustní konstrukci. Jeho další výhodou je také nejvyšší provozní rychlost a kvalita zpracovaní, která je však podmíněna vysokou pořizovací cenou.

Po porovnání se však jako nejlepší volba nabízí návěs polské společnosti CynkoMet T 117 díky největšímu přepravovanému objemu v dané hmotnostní kategorii a ideální kombinací všech porovnávaných parametrů.

2 LEGISLATIVNÍ PŘEDPISY PŘÍPOJNÝCH VOZIDEL

Legislativní požadavky pro provoz vozidel jsou specifikovány na základě daných kategorií, která tato vozidla musí splňovat. V rámci zemí Evropské unie platí soubor mezinárodních dohod a směrnic pro provoz na pozemních komunikacích. V oblasti automobilní dopravy jsou všechny tyto podmínky díky mezinárodnímu charakteru plněny. V traktorové dopravě však dochází k častým nesouladům, proto jsou legislativní předpisy upravovány na základě směrnic a dodatků na vnitrostátní úrovni.

2.1 KATEGORIE PŘÍPOJNÝCH VOZIDEL

Zemědělské návěsy a přívěsy se na základě nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) 2019/519 ze dne 19. března 2019 řadí do kategorie R, která se dále dělí na čtyři další podkategorie dle hmotností přípustných na nápravu. Každá podkategorie se dále dělí na skupiny „a“ (přípojná vozidla s maximální konstrukční rychlostí 40 km/h a nižší) a „b“ (přípojná vozidla s maximální konstrukční rychlostí vyšší než 40 km/h). [5]

- podkategorie R1 přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu nepřevyšuje 1500 kg,
- podkategorie R2 přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu převyšuje 1500 kg, ale nepřevyšuje 3500 kg,
- podkategorie R3 přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu převyšuje 3500 kg, ale nepřevyšuje 21000 kg,
- podkategorie R4 přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu převyšuje 21000 kg.

Zamýšlený univerzální návěs spadá na základě předpisů do kategorie R3a.

2.2 TECHNICKÉ POŽADAVKY NA PŘÍPOJNÁ VOZIDLA KATEGORIE R

Na základě vyhlášky č.341/2014 Sb. jsou pro přípojná vozidla vytvořeny všeobecné požadavky a definice, které zajišťují bezpečný provoz na pozemních komunikacích. [6]

- Přípojné vozidlo - každé zemědělské nebo lesnické přípojné vozidlo určené hlavně k nesení nákladu a konstruované k tomu, aby bylo taženo traktorem pro zemědělské nebo lesnické účely; přípojná vozidla, u nichž je část jejich naložené hmotnosti nesena tažným vozidlem, spadají do této kategorie; každé vozidlo připojené k traktoru a zahrnující nástroj se musí považovat za zemědělské nebo lesnické přípojné vozidlo, pokud je poměr celkové technicky přípustné hmotnosti k nenaložené hmotnosti tohoto vozidla roven 3,0 nebo větší a pokud nebylo vozidlo konstruováno ke zpracování materiálů.
- Vozidla kategorie R s největší technicky přípustnou hmotností převyšující 6000 kg, musí být vybavena vzduchovou dvouhadicovou brzdovou soustavou.
- Nájezdovou brzdovou soustavou mohou být vybavena vozidla kategorie R s největší technicky přípustnou hmotností nepřevyšující 3500 kg.

- Brzdové zařízení musí splňovat podmínky stanovené technickým předpisem „dokument EHK - TRANS/SC1/WP29/R.274“, s výjimkou hodnot účinku brzdění při zkoušce typu 0 (*Tab. 2*).

Tab. 2 Hodnoty účinků provozního brždění při zkoušce typu 0 [6]

Nejvyšší konstrukční rychlost (v_{max}) $[km.h^{-1}]$	**Brzdná dráha** (s) [m]	**Jmenovitá brzdná dráha** (s_j) [m]
40	$0{,}15v + \frac{v^2}{116}$	19,79

- Zařízení pro vnější osvětlení a světelnou signalizaci musí splňovat podmínky stanovené technickým předpisem EHK č. 48-04, série změn 04, kromě požadavků na vybavení svítilnou pro zadní mlhové světlo, zpětným světlometem a nápadným značením. Světelná zařízení musí splňovat podmínky stanovené technickými předpisy a musí být podle nich schválena.

- Vozidla s nejvyšší konstrukční rychlostí vyšší než 20 km. km.h^{-1} musí mít všechna kola opatřena účinnými kryty, např. blatníky, podběhy a alespoň u kol poslední nápravy i účinnými lapači nečistot, které v dostatečné míře zabraňují rozstřiku nečistot dozadu za jedoucím vozidlem.

- Blatníky, podběhy a lapače nečistot musí překrývat šířku běhounu pneumatiky a vnější boční okraje blatníků musí být zaobleny; u předních řízených kol přívěsu může být za tyto kryty považována nástavba nebo karoserie přívěsu; u náprav umístěných bezprostředně za sebou postačí společný kryt kol. U vozidel se sklápěcí karosérií postačí, jsou-li zadními kryty opatřena kola poslední nápravy na jejich zadní straně.

- Kryty kol a lapače nečistot musí splňovat tyto další podmínky:

  a) při provozní hmotnosti vozidla musí kryty kol, s výjimkou zadních blatníků vozidel se sklápěcí karosérií, zakrývat kola tak, aby přední i zadní hrana krytu kola byla nejvýše 150 mm nad vodorovnou rovinou procházející středem kola,

  b) zadní kryt na zadní straně u vozidla se sklápěcí karosérií musí být svou horní hranou nejméně tak vysoko, jako je nejvyšší bod pneumatiky při největší povolené hmotnosti vozidla, a spodní hranou níže, než je střed kola vozidla při jeho provozní hmotnosti a

  c) lapače nečistot musí být spodní hranou tak nízko, aby rovina proložená teoretickým bodem styku pneumatiky při největší povolené hmotnosti vozidla a spodní hranou lapače svírala s rovinou vozovky úhel nejvýše 20 stupňů.

- Při ruční manipulaci se zadním čelem a s bočnicemi nesmí ovládací síla – svalová přesahovat 245 N. U vozidel se sklápěcí karosérií může být otevírání a zavírání zadního čela nebo bočnic, popřípadě zadního čela a bočnic automatické nebo ovládané z místa řidiče. Sklápěcí karoserie musí být konstrukčně provedena tak, aby byla zajištěna proti samovolnému pohybu.

- Spojovací zařízení musí být provedeno podle některé z technických norem ISO 20019, ČSN ISO 5692-1, ISO 5692-2, ISO 8755, ČSN ISO 24347.
- V případě, že síla pro ruční zvedání oje u návěsů a jednonápravových přívěsů přesahuje 245 N, musí mít návěs, popřípadě přívěs přední převislou část před nápravou nebo oj vybavenou podpěrným zařízením, které

  a) zabrání převrácení vozidla při odpojení od tažného vozidla v rozsahu provozních zatížení i při nerovnoměrném rozdělení nákladu a při ložných manipulacích připuštěných v návodu k obsluze vozidla a
  b) umožní, že přípojné vozidlo může být v podepřeném stavu spojeno s tažným vozidlem.

  Svislé zatížení působící směrem dolů na oji návěsu musí být nejméně 3 % hmotnosti prázdného návěsu.
- Jednonápravové přívěsy nesmějí být na zádi vybaveny zařízením ke spojování vozidel.
- Vozidla kategorie R s největší technicky přípustnou hmotností převyšující 3500 kg, musí být vzadu vybavena zadním ochranným zařízením proti podjetí, které dostatečným způsobem chrání automobily kategorií M1 a N1 v případě jejich nárazu zezadu do vozidel výše uvedených kategorií. Vozidla kategorie R3 a R4 a zadní ochranná zařízení musí splňovat podmínky stanovené technickým předpisem EHK č. 58 a musí být podle něj schválena.
- U dílů, součástí, celků a skupin používaných nebo určených pro vozidla nesmí být použito materiálů obsahujících azbest.
- Vnější povrch vozidel nesmí mít špičaté nebo ostré výčnělky směřující ven, které by svým tvarem, rozměry nebo tvrdostí zvětšovaly nebezpečí poranění osob.
- Vozidla musí být vybavena nejméně jedním zakládacím klínem. Vozidla se třemi a více nápravami, jednonápravové přívěsy a návěsy musí být vybaveny nejméně dvěma zakládacími klíny. Tyto klíny musí být schopny účinně zajistit vozidlo proti samovolnému pohybu, musí být lehce přístupné obsluze a bezpečně uchopitelné.
- Pneumatiky musí splňovat podmínky stanovené technickým předpisem EHK č. 106 a musí být podle něj schváleny a opatřeny schvalovací značkou dle tohoto předpisu nebo národní schvalovací značkou.
- Vozidla, jejichž nejvyšší konstrukční rychlost nepřevyšuje 40 $km.h^{-1}$, tzv. „pomalá vozidla“, musí být při provozu na pozemních komunikacích na zádi opatřena deskami zadního značení. Toto označení musí splňovat podmínky stanovené technickým předpisem EHK č. 69 a musí být podle něj schváleno.
- Elektrická instalace vozidla musí být izolována a vedena tak, aby bylo zamezeno samovolnému poškození vodičů nebo vzniku zkratu. Připojení elektrické instalace pro předepsané osvětlení k tažnému vozidlu musí být provedeno sedmipólovým elektrickým vedením se sedmipólovou vidlicí černé - tmavé barvy. Vidlice co do provedení, barvy a umístění musí splňovat podmínky stanovené technickou normou ISO 1724, a musí být podle ní schválena.

2.3 SPOJITELNOST VOZIDEL

Pro bezpečnost provozu na pozemních komunikacích jsou stanoveny podmínky pro spojování vozidel v jízdní soupravu. V případě kategorií T a R jsou zásady spojitelnosti definovány vyhláškou č.209/2018 Sb. [7]

2.3.1 SPOJITELNOST VOZIDEL Z POHLEDU HMOTNOSTI PŘÍPOJNÉHO VOZIDLA A SOUPRAV

Hmotnost přípojného vozidla nebo přípojných vozidel nesmí být u jízdních souprav s tažným vozidlem, jehož nejvyšší konstrukční rychlost je do 40 $km.h^{-1}$, vyšší než dvaapůlnásobek hmotnosti tažného vozidla. U jízdní soupravy traktoru a traktorového návěsu se hmotností každého z vozidel jízdní soupravy rozumí součet hmotností připadajících na jednotlivé nápravy traktoru a návěsu; část hmotnosti připadající na nápravy traktorového návěsu nesmí převyšovat největší povolenou hmotnost přípojného vozidla uvedenou v technickém průkazu traktoru.

2.3.2 SPOJITELNOST VOZIDEL V JÍZDNÍ SOUPRAVU

a) Za vozidla kategorií T, C nebo Z lze připojit pouze vozidla kategorie R nebo S, pokud není v § 3 odst. 1 písm. f) stanoveno jinak.

b) Vozidla kategorií R nebo S, která nejsou vybavena brzdovým zařízením, a vozidla kategorií R nebo S, která jsou vybavena nájezdovou brzdovou soustavou, mohou být zapojována jen za tažná vozidla, jejichž provozní hmotnost je shodná nebo vyšší než hmotnost připojovaného vozidla, pokud nebylo při schválení technické způsobilosti tažného vozidla stanoveno jinak; u vozidel výše uvedených kategorií s největší povolenou hmotností nad 3 t zapojených do jízdní soupravy musí být kromě toho účinek parkovací brzdy tažného vozidla schopen ubrzdit jízdní soupravu s tímto vozidlem na pozemní komunikaci se sklonem 12 %, pokud nebylo při schválení technické způsobilosti tažného vozidla stanoveno jinak.

c) Každé pohybující se motorové vozidlo nebo pohybující se souprava vozidel musí být schopné otočit se v kruhu, ve kterém nejsou překážky, o vnějším poloměru 12,50 m a vnitřním poloměru 5,30 m.

2.4 NEJVĚTŠÍ POVOLENÉ HMOTNOSTI VOZIDEL NA NÁPRAVU

Hodnoty hmotností na nápravu, skupinu náprav vozidla a jízdních souprav včetně nákladu definuje vyhláška č.209/2018 Sb. Při překročení definovaných hodnot dochází k ohrožení bezpečnosti provozu na pozemních komunikacích. Definice těchto hodnot zní následovně [7]:

a) u jednotlivé nápravy - 10,00 t,

b) u dvojnápravy přípojných vozidel součet zatížení obou náprav dvojnápravy při jejím dílčím rozvoru

   1. méně než 1,0 m - 11,00 t,
   2. od 1,0 m a méně než 1,3 m - 16,00 t,
   3. od 1,3 m a méně než 1,8 m - 18,00 t,

c) u trojnápravy přípojných vozidel součet zatížení všech náprav trojnápravy při jejím dílčím rozvoru

1. do 1,3 m včetně - 21,00 t,
2. nad 1,3 m do 1,4 m včetně - 24,00 t,
3. nad 1,4 m do 1,8 m včetně - 27,00 t.

2.5 NEJVĚTŠÍ POVOLENÉ ROZMĚRY VOZIDEL A JÍZDNÍCH SOUPRAV

Rozměry vozidel a jízdních souprav včetně nákladu, jejichž překročení ohrožuje bezpečnost provozu na pozemních komunikacích, a jejich hodnoty jsou [7]:

a) šířka, která činí u vozidel kategorií M, N, O, R, T nebo C, není-li v této vyhlášce stanoveno jinak - 2,55 m,

b) výška, která činí u jízdní soupravy tažného vozidla s návěsem - 4,08 m,

c) délka pro jízdní soupravu traktoru s jedním přípojným vozidlem - 18,00 m,

d) délka pro jízdní soupravu traktoru se dvěma přípojnými vozidly - 22,00 m,

e) vzdálenost mezi osou čepu sedla tahače a zadním čelem návěsu - 12,00 m.

3 LEGISLATIVNÍ POŽADAVKY PRO PROCES SCHVÁLENÍ VOZDILA

Silniční vozidla, jejich systémy, konstrukční části nebo samostatné technické celky nebo nedokončená silniční vozidla lze uvádět na trh pouze, pokud je schválena jejich technická způsobilost. Legislativní požadavky pro proces schválení vozidla určuje třetí část zákonu č.56/2001 Sb. [8]

3.1 SCHVALOVÁNÍ TYPU

Typ silničního vozidla, jeho systému, konstrukční části nebo samostatného technického celku schvaluje ministerstvo na žádost výrobce.

Při schválení typu silničního vozidla ministerstvo povolí výjimku ze splnění technických požadavků, pokud technické charakteristiky typu silničního vozidla zajišťují srovnatelnou úroveň bezpečnosti silničního provozu a ochrany života a zdraví člověka a životního prostředí jako technické požadavky [8].

3.2 ŽÁDOST O SCHVÁLENÍ TYPU

Žádost o schválení typu musí obsahovat [8]:

1. obchodní označení silničního vozidla, jeho systémů, konstrukční části nebo samostatného technického celku silničního vozidla, značku a obchodní název stanovený výrobcem a popis typu silničního vozidla,
2. údaj o konkrétním druhu schválení typu
3. údaj o počtu silničních vozidel, které budou vyrobeny, jde-li o typ silničního vozidla v malé sérii.

K žádosti o schválení typu žadatel přiloží [8]:

a) výpis z obchodního nebo obdobného rejstříku vedeného ve státě sídla žadatele, pokud nemá sídlo na území České republiky,

b) dokumentaci obsahující technické údaje o typu, jehož schválení je požadováno, v listinné nebo elektronické podobě,

c) prohlášení o tom, že žádost o schválení téhož typu nebyla podána u příslušného orgánu jiného členského státu

d) osvědčení o schválení typu systému vozidla, konstrukčních částí vozidla nebo samostatného technického celku vozidla, včetně schvalovací dokumentace, bylo-li vydáno,

e) popis opatření k zajištění shody výroby vozidel, jejich systémů, konstrukčních částí nebo samostatných technických celků se schváleným typem a

f) popis způsobu zajištění evidence počtu vyrobených silničních vozidel, jde-li o typ silničního vozidla v malé sérii.

3.3 SCHVÁLENÍ TYPU

Pokud ministerstvo schválí typ silničního vozidla, jeho systému, konstrukční části nebo samostatného technického celku, vydá žadateli místo písemného vyhotovení rozhodnutí osvědčení o schválení typu. Přílohou osvědčení o schválení typu je dokumentace přiložená k žádosti o schválení typu a kopie zkušebních protokolů (dále jen „schvalovací dokumentace“) a seznam schvalovací dokumentace v listinné nebo elektronické podobě. [8]

3.4 POVINNOSTI VÝROBCE

Každý výrobce, který je držitelem osvědčení o schválení typu, je povinen [8]:

a) zajistit výrobu a účinnou kontrolu pomocí systému řízení jakosti a kontroly výroby,

b) zajistit provádění zkoušek vyrobených silničních vozidel, jejich systémů, konstrukčních částí nebo samostatných technických celků na zkušebním zařízení určeném pro ověřování shodnosti každého vyrobeného silničního vozidla, jeho systému, konstrukční části nebo samostatného technického celku se schváleným typem,

c) zajistit, aby výsledky zkoušek byly zaznamenávány do zkušebních knih a aby záznamy o zkouškách byly dostupné alespoň po dobu 10 let,

d) zajistit, aby pro každý typ byly prováděny nejméně zkoušky stanovené prováděcím právním předpisem, a analyzovat jejich výsledky,

e) zajistit, aby po každé zkoušce vzorků nebo zkušebních dílů, při které se prokáže neshodnost se schváleným typem, byla přijata opatření k obnovení shodnosti příslušné výroby,

f) na výzvu ministerstva poskytnout ministerstvu silniční vozidlo, jeho konstrukční část nebo samostatný technický celek pro ověření plnění podmínek schválení typu a umožnit ministerstvu jejich ověření a poskytnout potřebné informace pro toto ověření; po ukončení zkoušek ministerstvo vrátí vozidlo nebo jeho část výrobci, pokud nebude dohodnuto jinak,

g) sledovat jím vyrobená silniční vozidla nebo systémy vozidla, konstrukční části vozidla nebo samostatné technické celky vozidla v provozu a na základě analýz poruch silničních vozidel nebo jejich systémů, konstrukčních částí a samostatných technických celků činit opatření pro udržení jejich technické způsobilosti

h) umožnit ministerstvu pravidelné ověřování kontrolních postupů užívaných výrobcem pro zajištění shodnosti,

i) umožnit ministerstvu kontrolu výroby a předložit kontrolující osobě zkušební knihy, záznamy o výrobě a umožnit jí odebrání vzorků ke zkoušení,

j) zajistit náhradní díly nejméně po dobu pěti let po ukončení výroby nebo dovozu,

k) poskytnout každému na vyžádání informace nezbytné k provozování silničního vozidla a informace o technických údajích silničního vozidla z doby jeho prvního uvedení do provozu, pokud je má k dispozici,

l) poskytnout každému na vyžádání informace nezbytné k použití systému vozidla, konstrukční části vozidla nebo samostatného technického celku vozidla a jejich technické údaje, pokud je má k dispozici,

m) opatřit silniční vozidlo identifikačním číslem silničního vozidla (VIN),

n) vést elektronickou evidenci prohlášení o shodě a na výzvu předat údaje z této evidence ministerstvu,

o) při zjištění, že u jím vyrobených vozidel již uvedených na trh jeden nebo více systémů, konstrukčních částí nebo samostatných technických celků představuje závažné nebezpečí pro bezpečnost provozu na pozemních komunikacích, životní prostředí nebo život nebo zdraví člověka, oznámit toto zjištění ministerstvu a neprodleně zajistit odstranění těchto nedostatků,

p) vydat k vozidlu technický průkaz, má-li být uvedeno na trh v České republice a podléhá povinné registraci podle tohoto zákona, a

q) vydat k vozidlu technické osvědčení, má-li být uvedeno na trh v České republice a nepodléhá povinné registraci podle tohoto zákona.

4 KONCEPČNÍ NÁVRH UNIVERZÁLNÍHO PODVOZKU

Podvozek, sloužící jako nosná část pro uchycení modulárních nástaveb, představuje nejdůležitější konstrukční část návěsu. Správnost jeho návrhu je tedy velmi klíčová.

Výchozím požadavkem tvorby podvozku zadaného univerzálního návěsu je možnost výměny modulárních nástaveb a schopnost třístranného sklápění korby. Dalšími důležitými faktory jsou také užitečné zatížení 3500 kg a maximální konstrukční rychlost 40 km.h^{-1}.

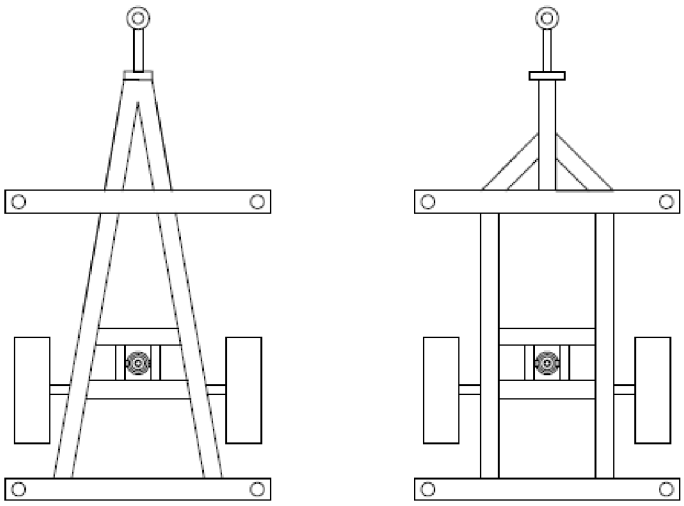
4.1 RÁM PODVOZKU

Představuje základní část celého podvozku. Konstrukce rámu musí být robustní a schopná odolávat všem druhům zatížení, mezi které patří zejména krut a ohyb. Důležitou vlastností rámu je vytvoření co největší stability návěsu. [1]

Základem rámu jsou příčné a podélné nosníky s rozmanitými druhy průřezů. Jejich povrchová úprava je obdobná jako v automobilovém průmyslu. Mezi nejpoužívanější patří profily typu I, U, L, ale také uzavřené profily obdélníkového průřezu. K nejrozšířenějším technologiím spojování nosníků v celek patří svařování díky nejvyšší technologické optimalizaci. Zřídka se také využívají metody šroubových nebo nýtových spojů, které však zpravidla mají nižší tuhost. [1]

Z jednotlivých nosníků se nejčastěji vytváří dvě základní varianty rámů – trojúhelníková (vidlicová) a obdélníková(žebřinová) (*Obr. 4*). Trojúhelníková konstrukce je často využívána u návěsů nižších hmotnostních kategorií. V porovnání s obdélníkovou variantou je jednodušší, lehčí a výrobně levnější. Obdélníková konstrukce však nabízí odolnější a stabilnější řešení rámu podvozku.

Z požadavků návěsu na možnost výměny modulárních nástaveb je pro konstrukci rámu podvozku zvolena obdélníková varianta složená z uzavřených obdélníkových profilů z důvodu lepší stability celého podvozku.



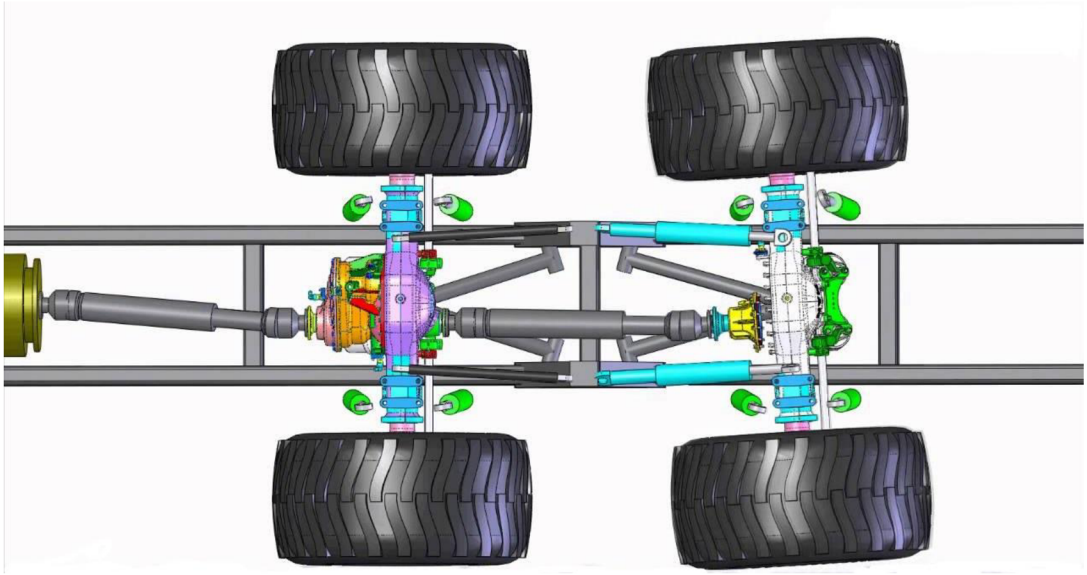
Obr. 4 Porovnání trojúhelníkové a obdélníkové konstrukce rámu

4.2 NÁPRAVA

Náprava je konstrukční prvek návěsu umožňující spojení kol a rámu návěsu ve funkční celek. Primárním prvkem nápravy je nosník kruhového nebo obdélníkového průřezu. Dle požadavků mohou být nápravy, určené hlavně pro větší návěsy, vybaveny odpružením. Na základě legislativních požadavků musí být nápravy vybaveny brzdami splňujícími stanovené předpisy. [1]

Pro provoz v obtížných podmínkách, na extrémně měkkém povrchu a ve svahových oblastech se používají přípojná vozidla s poháněnou nápravou, která významně zlepšuje trakční vlastnosti traktorové dopravní soupravy. Pohon nápravy nejčastěji zabezpečuje vývodový hřídel traktoru (*Obr. 5*) nebo se nápravy pohánějí hydraulicky použitím kolových hydromotorů (*Obr. 6*). [9][10]

Pro navrhovaný návěs je zvolena neodpružená brzděná náprava společnosti FAS.



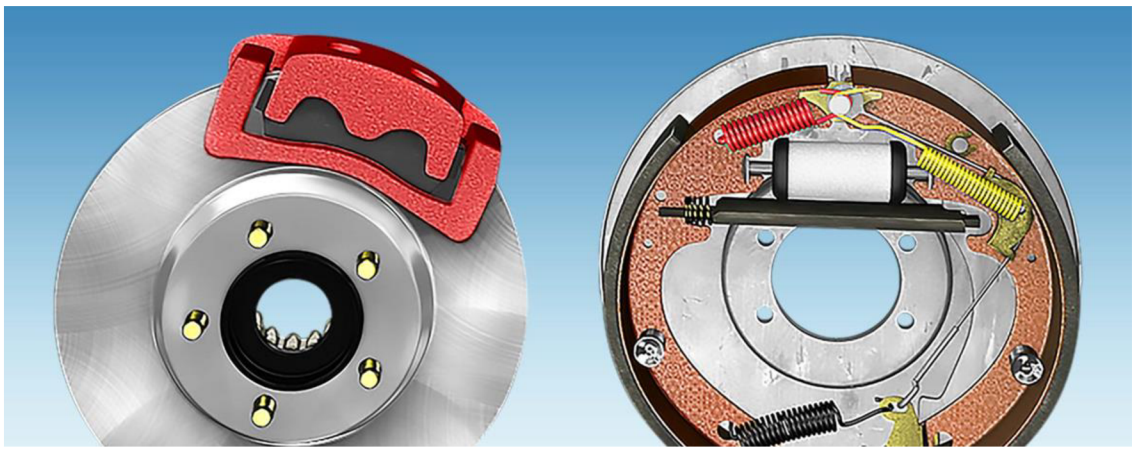
Obr. 5 Nápravy poháněné vývodovým hřídelem [9]

Obr. 6 Náprava společnosti BPW poháněná kolovými hydromotory [10]

4.3 BRZDY

Většina zemědělských přípojných vozidel využívá vzduchové brzdy bubnové nebo kotoučové konstrukce (*Obr. 7*). Zdrojem energie pro provoz brzdového sytému přípojného vozidla (stlačený vzduch) je tažné vozidlo. Brzdový systém jízdní soupravy tažného a přípojného vozidla bývá spojen jednou, dvěma (jednookruhový brzdový systém), nebo případně třemi hadicemi (dvouokruhový brzdový systém). [1]

Zamýšlený návěs je vybaven nápravou obsahující bubnové brzdy.



Obr. 7 Porovnání konstrukce kotoučové a bubnové brzdy [1]

4.4 KOLA

Vozidlová kola se skládají ze sestavy disku, ráfku a pneumatiky. Na danou sestavu jsou kladeny předem určené pevnostní, hmotnostní montážní a provozní požadavky.

4.4.1 DISK

U zemědělských vozidel se zpravidla využívá konstrukce diskových kol vyráběných lisováním z nízkouhlíkové oceli. Většina disků bývá odlehčena otvory, které současně zajišťují lepší chlazení brzd. [1]

4.4.2 PNEUMATIKA

Pneumatiky zemědělských vozidel musí vyhovovat poměrně protichůdným požadavkům pro provoz na měkkém povrchu (pole, louka) a zpevněných pozemních komunikacích. Podle orientace nanášení jednotlivých kordových vrstev na kostru pneumatiky rozlišujeme diagonální, radiální a smíšené pneumatiky (*Obr. 8*). [1][12]

Většina zemědělských strojů je v současné době vybavena pneumatikami diagonální konstrukce z důvodu menších měrných tlaků působících na půdu.

Obr. 8 Porovnání diagonální (vlevo) a radiální (vpravo) pneumatiky [12]

4.5 PŘIPOJOVACÍ ZAŘÍZENÍ

Připojovací zařízení návěsu jsou konstruována pro horní nebo spodní závěsné zařízení traktoru. Výhodou horního zavěšení je jeho široké uplatnění včetně možnosti využití vývodového hřídele. Při příliš velkém zatížení však dochází nadlehčování přední nápravy traktoru, což má za následek snížení řiditelnosti soupravy. Spodní zavěšení je zpravidla konstruováno na vyšší zatížení a díky jeho umístění pod nápravou zlepšuje jízdní vlastnosti soupravy. [1]

4.5.1 OJ

Oj je část návěsu, určená pro spojení rámu se závěsným zařízením. Na základě požadavků může být neodpružená, nebo odpružená. Nejčastějšími způsoby odpružení oje jsou listové, parabolické a pryžové pružiny nebo hydraulické odpružení. [1]

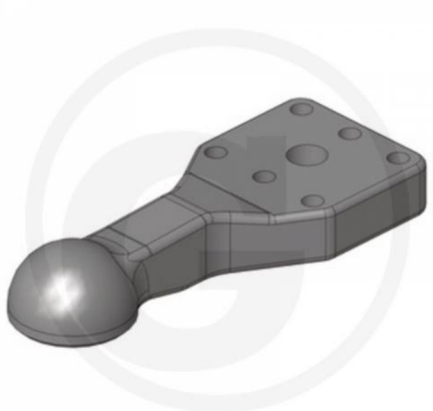
4.5.2 ZÁVĚSNÉ ZAŘÍZENÍ

V případě horního zavěšení se nejčastěji využívá připojování pomocí oka a čepu o průměrech 40 nebo 50 mm (*Obr. 9*). Ke spojování se používají čepy válcové nebo vypouklé. Konstrukce vypouklého čepu zajišťuje menší vůli mezi okem a čepem, díky čemuž lépe tlumí rázy. [13]

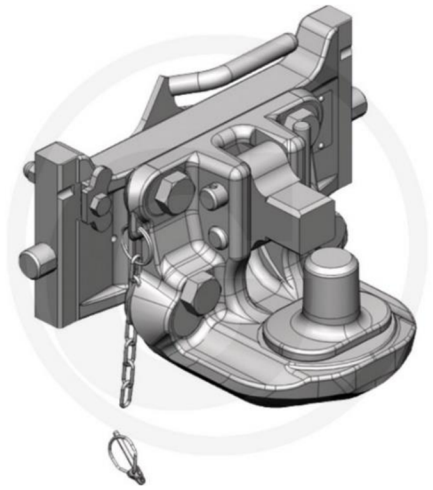
Nejznámějším zařízení pro spodní závěs traktoru je agrozávěs. Další možností pro připojení návěsu k traktoru je systém Piton – Fix (*Obr. 11*), u něhož se oko oje nasouvá na čep umístěný na traktoru. V současnosti je také velmi rozšířené spojení pomocí kulové hlavy a misky K80 o průměru 80 mm (*Obr. 10*).

Z důvodu připojení závěsného zařízení do horního závěsu traktoru a jednoduchostí konstrukce je návěs vybaven neodpruženou ojí a závěsným okem o průměru 40 mm.

Obr. 9 Konstrukce standartního závěsného oka [13]



Obr. 10 Konstrukce závěsné misky K80 [14]

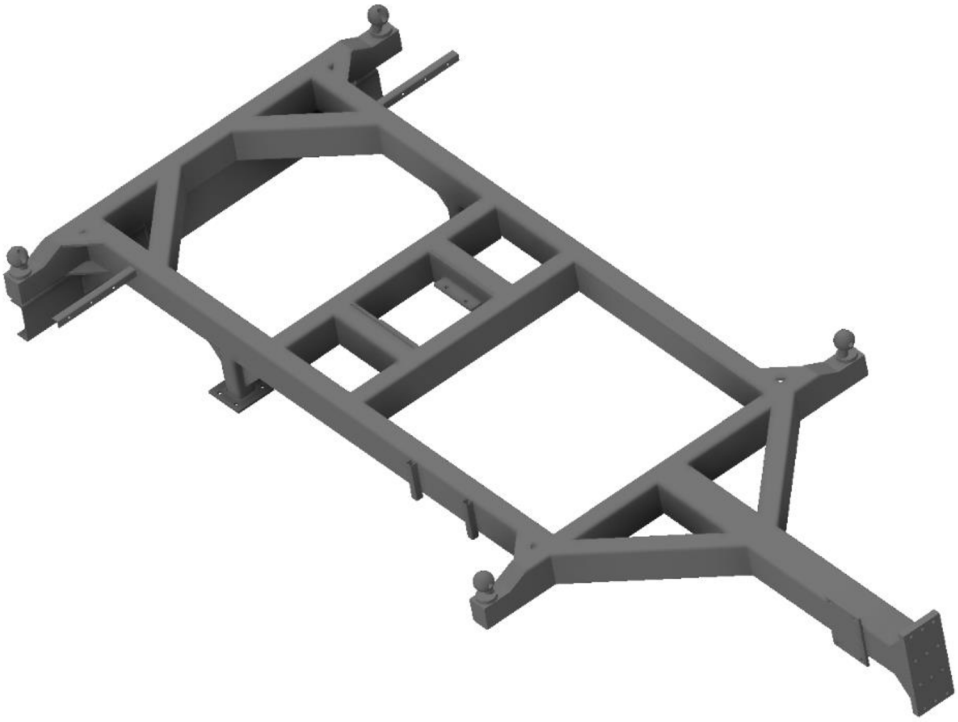


Obr. 11 Závěsné zařízení typu Piton-Fix [15]

5 KONSTRUKCE PODVOZKU S NÁVRHEM JEDNOTLIVÝCH KOMPONENT

5.1 RÁM PODVOZKU

Rám zamýšleného návěsu je obdélníkové (žebřinové) konstrukce tvořené uzavřenými profily z ocelí S355J0 (11 523) a S235JR (11 375). Základní konstrukci rámu tvoří podélné a příčné nosníky obdélníkového profilu. Z důvodu zvýšení prostorové tuhosti celého rámu jsou hlavní podélné a příčné nosníky opatřeny výřezy poloviny jejich profilu v místě spojení. Na hlavní podélné nosníky je dále navařena konstrukce uložení kolébky hydraulického válce sestávající ze dvou podélných a příčných nosníků. V místě uchycení kolébky hydraulického válce jsou podélné nosníky vyztuženy svislou ocelovou deskou o tloušťce 10 mm. V přední části návěsu se nachází oj vyztužena dvěma šikmými nosníky obdélníkového průřezu. Na přední část oje je navařena ocelová deska o tloušťce 30 mm umožňující výškové nastavení závěsného oka. Zadní část návěsu je opatřena nárazníkem, který zabraňuje podjetí přípojného vozidla a zároveň plní funkci uložení osvětlení včetně registrační značky. V místě uložení zadního příčného nosníku je konstrukce vyztužena šikmými nosníky obdélníkového profilu.

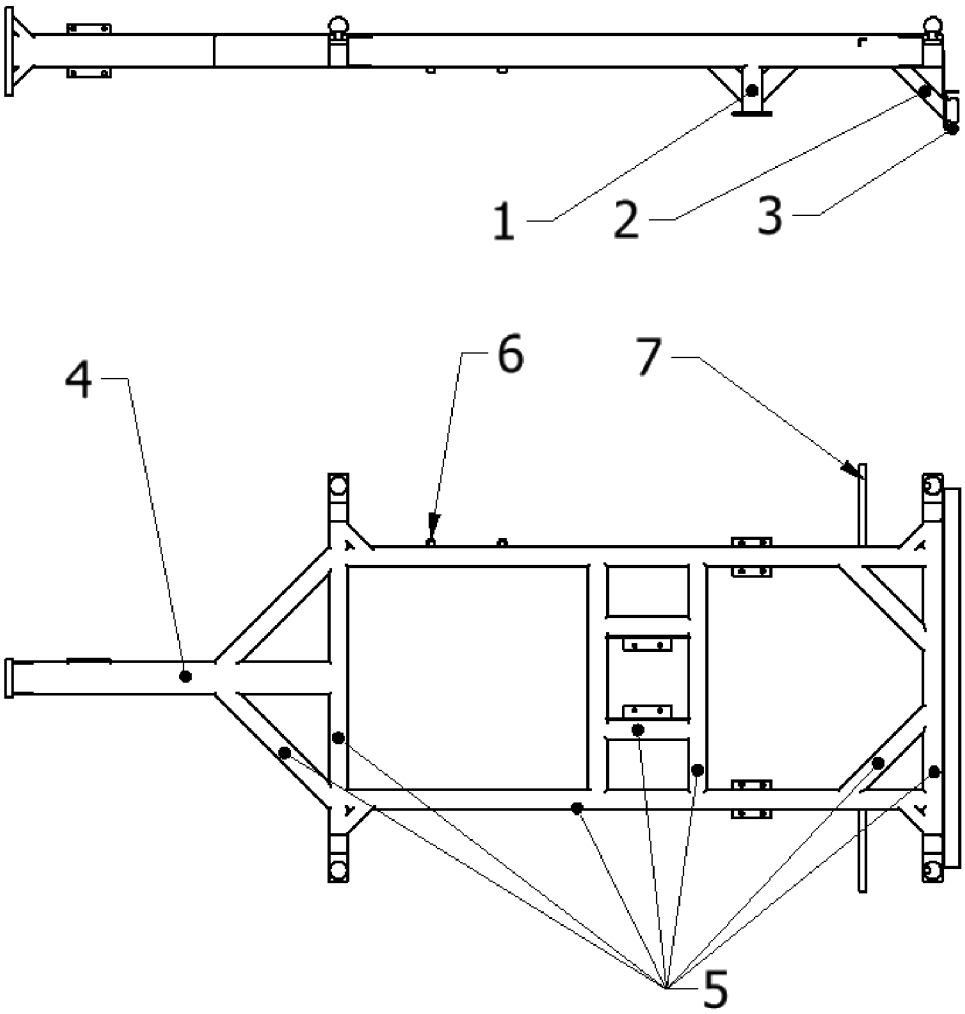


Obr. 12 Konstrukce rámu návěsu

Kombinace zvolených materiálů S355J0 a S235JR zaručuje dobrou svařitelnost celé sestavy. Při konstrukci byl kladen důraz na co nejnižší počet rozličných průřezů jednotlivých nosníků z důvodu přehlednosti skladového hospodářství a snížení nákladů při nákupu daného sortimentu. Níže uvedená tabulka (*Tab. 3* Přehled použitých nosníků) poskytuje detailní informace o průřezech jednotlivých nosníků včetně zvoleného materiálu.

Tab. 3 Přehled použitých nosníků

Pozice	Profil	Rozměry [mm]	Materiál
1	čtvercový	80 x 80 x 8	S355J0
2	čtvercový	50 x 50 x 4	S235JR
3	U profil	160 x 60 x 4	S235JR
4	čtvercový	140 x 140 x 6	S355J0
5	obdélníkový	140 x 80 x 6	S355J0
6	čtvercový	30 x 30 x 3	S235JR
7	L profil	30 x 30 x3	S235JR



Obr. 13 Schématické zobrazení rámu návěsu

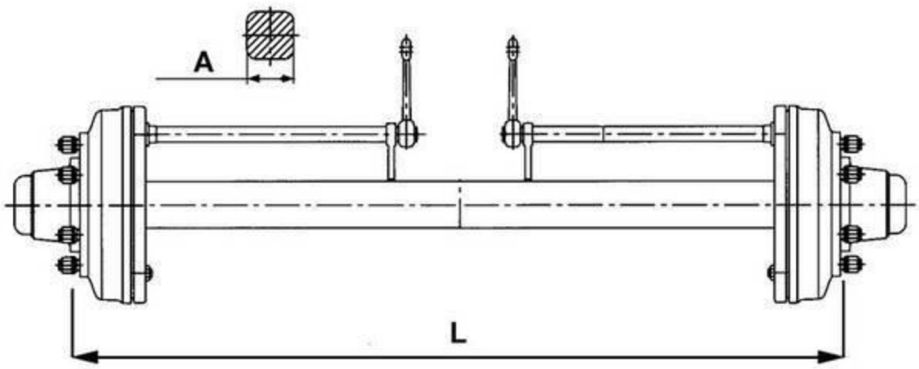
5.2 NÁPRAVA

Pro navrhovaný návěs je zvolena náprava společnosti FAD s nosností 6500 kg (*Obr. 14*). Jedná se o brzděnou nápravu s maximální konstrukční rychlostí 40 km.h^{-1}. Základem nápravy je nosník plného čtvercového průřezu s rozměry 70 x 70 mm. [16]

Hlavní důvody výběru nápravy jsou splnění požadované provozní rychlosti a dostatečná rezerva pro celkové zatížení návěsu při stanovené provozní rychlosti (*Tab. 4*).

Tab. 4 Parametry nápravy FAD [16]

Vlastnosti	Hodnota
Zatížení	5400 kg
Čtyřhran [A]	70 mm
Rozchod [L]	1500 mm
Počet šroubů disku	6
Průměr šroubů disku	18 mm
Rozteč disku	6x205 mm
Středová díra disku	160 mm
Maximální rychlost	40 km.h^{-1}
Hmotnost	162 kg



Obr. 14 Brzděná náprava společnosti FAD [16]

5.3 KOLA

Zvolená kola se skládají ze sestavy disku 9x15,3 6d. ET-40 osazeného pneumatikou Mitas 10,0/75 - 15,3 TL 18 PR (*Obr. 15*). Sestava splňuje hmotnostní i rychlostní požadavky kladené na návrh návěsu. [17][18]

Tab. 5 Parametry zvoleného disku [17]

Vlastnosti	Hodnota
Hmotnost	17 kg
Roztečná kružnice otvorů pro šrouby	6x205 mm
Středový otvor pro náboj	161 mm
Nosnost při provozní rychlosti [40 km h^{-1}]	2725 kg
Rozměry pneu	10,0/75 – 15,3

Tab. 6 Závislost nosnosti pneumatiky na tlaku a provozní rychlosti [18]

Hustící tlak (kPa)	600	650	710
Nosnost pneumatiky [kg] při rychlosti 10 km/h	3025	3380	3815
Nosnost pneumatiky [kg] při rychlosti 20 km/h	2720	3045	3435
Nosnost pneumatiky [kg] při rychlosti 30 km/h	2420	2705	3050
Nosnost pneumatiky [kg] při rychlosti 40 km/h	2160	2415	2725
Nosnost pneumatiky [kg] při rychlosti 50 km/h	1945	2175	2455

Obr. 15 Sestava kola návěsu [17][18]

5.4 ZÁVĚSNÉ ZAŘÍZENÍ

Pro připojení k tažnému vozidlu je návěs vybaven normalizovaným závěsným okem společnosti Granit (*Obr. 16*). Spojení oka s ojí návěsu je zabezpečeno pomocí šesti šroubů M16. Upevňovací deska oje umožňuje výškové nastavení závěsného oka pomocí přešroubování. [19]

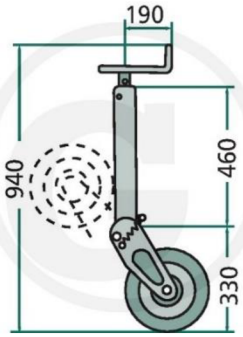
Tab. 7 Parametry závěsného oka [19]

Vlastnosti	Hodnota
Zatížení podpěry	2500 kg
Hmotnost přívěsu	24 000 kg
Šrouby	6 x M16
Průměr tažného oka	40 mm
Hmotnost	11,3 kg

Obr. 16 Závěsné oko společnosti Granit [19]

5.5 PODPĚRNÉ KOLO

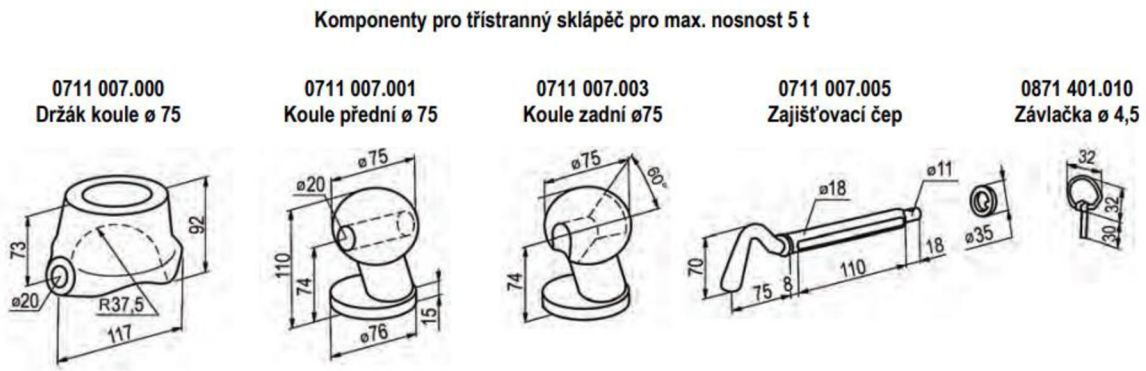
Z důvodu překročení svislého zatížení 245 N pro ruční zvedání je návěs na základě vyhlášky č.341/2014 Sb. vybaven podpěrným kolem společnosti Simol s nosností 1000 kg (*Obr. 17*). Podpěrné kolo je k oji návěsu připevněno pomocí čtyř šroubů M16 a zdvih jeho vřetene činí 300 mm. [20]



Obr. 17 Podpěrné kolo společnosti Simol [20]

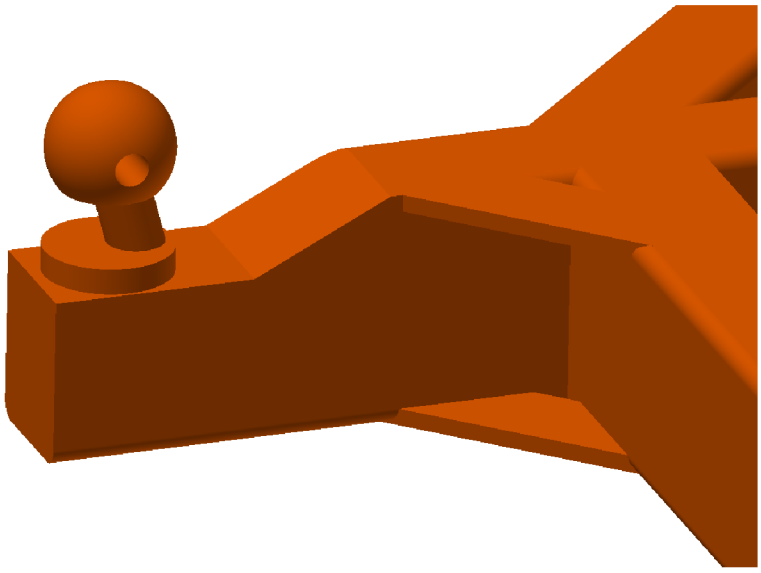
5.6 ULOŽENÍ NÁSTAVEB

Pro potřeby třístranného sklápění a rychlé výměny nástaveb je pro návěs zvolena varianta uložení pomocí koulí a misek o průměru 75 mm dodávaných společností Trans-Technik (*Obr. 18*). V místě upevnění koulí k rámu podvozku jsou příčné nosníky seříznuté z důvodu rozměrové korekce pro správné dosednutí nástaveb (*Obr. 19*). Upevňovací koule dosedají v místě seříznutí příčného nosníku na ocelovou desku o tloušťce 10 mm. [21]



TT-číslo	Název	Počet kusů v sadě	Hmotnost kg / ks
0711 007.000	Držák koule	4	2,400
0711 007.001	Koule PL	1	2,200
0711 007.002	Koule PP	1	2,200
0711 007.003	Koule ZL	1	2,000
0711 007.004	Koule ZP	1	2,000
0711 007.005	Zajišťovací čep 1 drážka	2	0,400
0711 007.006	Podložka 1 drážka	2	0,040
0711 007.007	Zajišťovací čep 2 drážky	2	0,400
0711 007.008	Podložka 2 drážky	2	0,040
0871 401.010	Závlačka ø 4,5 mm	4	0,025

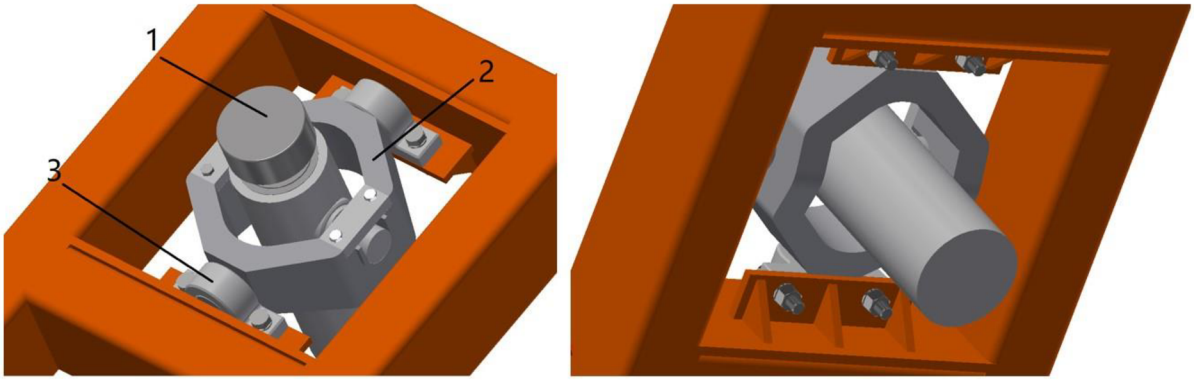
Obr. 18 Sestava uložení nástaveb [21]



Obr. 19 Detail seříznutí příčného nosníku v místě uchycení koule

5.7 VYKLÁPĚCÍ ZAŘÍZENÍ

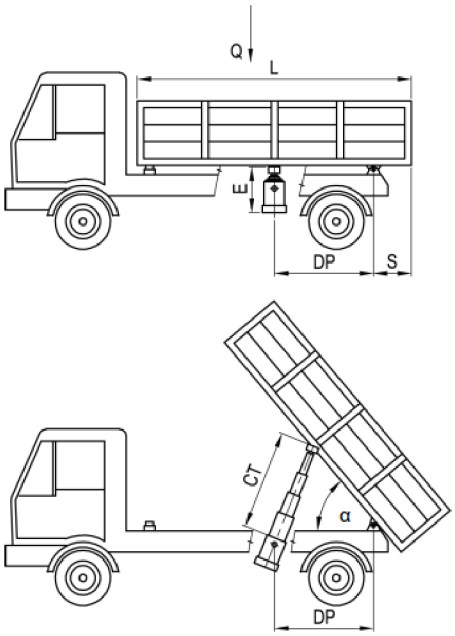
Pro vyklápění nástaveb je zvolen čtyřstupňový hydraulický válce typu M dodávaný společností Trans-Technik (*Obr. 23*). Válec je uložen v naklápěcí kolébce umožňující třístranné sklápění. Kolébka je k rámu podvozku upevněna pomocí úložných ložisek připevněných šrouby, které zabezpečují jednoduchou demontáž hydraulického válce v případě jeho poruchy (*Obr. 20*). Zdvih válce 1070 mm zaručuje sklopný úhel 49,42°, který pokryje sypný úhel většiny druhů přepravovaných materiálů. [22]



Obr. 20 Uložení hydraulického válce, 1- hydraulický válec, 2- klec, 3- upevňovací ložisko

Orientační zdvih válce je zvolen na základě tabulkových hodnot katalogu společnosti Trans-Technik (*Obr. 21*). Vzdálenost uložení hydraulického válce a koule DP = 1200 mm. [22]

URČENÍ ROZMĚRŮ A TYP HYDRAULICKÉHO VÁLCE



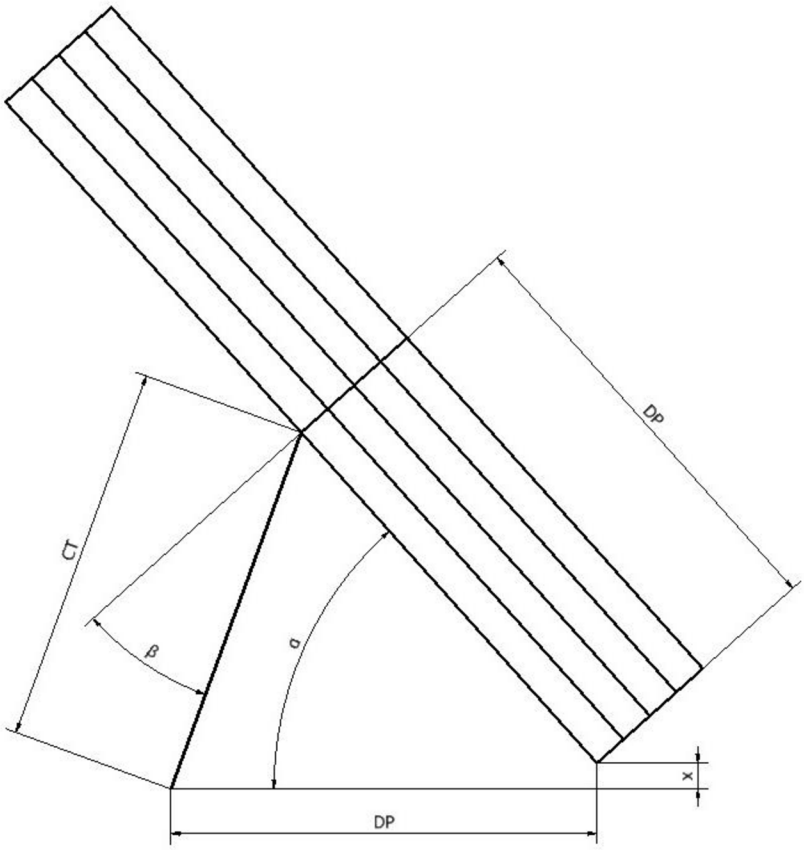
Rozměr DP mm	Zdvih válce CT doporučený úhel α = 50 °		
	45 °	50 °	55 °
900	690	760	835
1 000	765	845	925
1 100	845	930	1 020
1 200	920	1 015	1 110
1 300	995	1 100	1 205
1 400	1 075	1 185	1 295
1 500	1 150	1 270	1 390
1 600	1 225	1 355	1 480
1 700	1 300	1 440	1 575
1 800	1 380	1 525	1 665
1 900	1 455	1 605	1 760
2 000	1 530	1 690	1 850
2 100	1 610	1 775	1 945
2 200	1 685	1 860	2 035
2 300	1 760	1 945	2 130
2 400	1 840	2 030	2 220
2 500	1 915	2 115	2 315
2 600	1 990	2 200	2 405
2 700	2 065	2 285	2 500
2 800	2 145	2 370	2 590
2 900	2 220	2 450	2 685
3 000	2 300	2 535	2 775
3 200	2 450	2 705	2 960
3 400	2 605	2 875	3 145
3 600	2 755	3 045	3 330
3 800	2 910	3 215	3 515

Obr. 21 Orientační zdvih válce [22]

Z důvodu uložení hydraulického válce 73 mm pod vyklápěcí osou koulí je zvolen hydraulický válec se zdvihem 1070 mm. Po jeho zvolení je důležité přepočítat skutečnou úhlu vyklápění a zjistit úhel natočení kulového kloubu válce uchyceného k nástavbě, jehož hodnota nesmí přesáhnout úhel o velikosti 30°. Zjištění skutečných hodnot úhlů α a β (*Tab. 8*) bylo provedeno ve výkresu aplikace Autodesk Inventor (*Obr. 22*).

Tab. 8 Hodnoty úhlů α a β

Způsob vyklápění	**DP** [mm] Vzdálenost mezi uložením HV a nástavby	**x** [mm] Rozdíl výšky mezi uložením HV a nástavby	**CT** [mm] Zdvih HV	**α** [°] Max. úhel vyklápění	**β** [°] Úhel v kulovém uložení HV
dozadu	1200	73	1070	**49,42°**	**26,34°**
boční	810	73	751,44	**50°**	**27,35°**



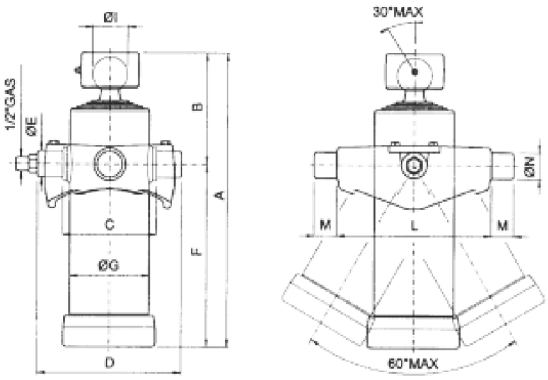
Obr. 22 Schématický nákres pro zjištění potřebných úhlů

ZÁKLADNÍ PARAMETRY HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Následující tabulky (*Tab. 9*, *Tab. 10*) uvádějí hlavní rozměrové a silové parametry hydraulického válce typu M společnosti Trans-Technik. [22]

Tab. 9 Rozměrové a silové parametry hydraulického válce [22]

Zdvih CT [m]		1070
Počet teleskopů		4
Max. zatížení koule [t]		8
Max. zatížení kolébky HV [t]		10
Objem oleje [dm^3]		4,2
Rozměry [mm]	A	391
	B	156
	C	148
	D	228
	E	40
	F	235
	G	110
	I	45
	L	230
	M	40
	N	40



Obr. 23 Rozměrový nákres hydraulického válce [22]

Tab. 10 Silové parametry hydraulického válce [22]

Průměr teleskopů [mm]			
45	60	75	90
Zatížení v tunách při 180 barech			
3	5	8	11

6 KONCEPČNÍ NÁVRH MODULÁRNÍCH NÁSTAVEB

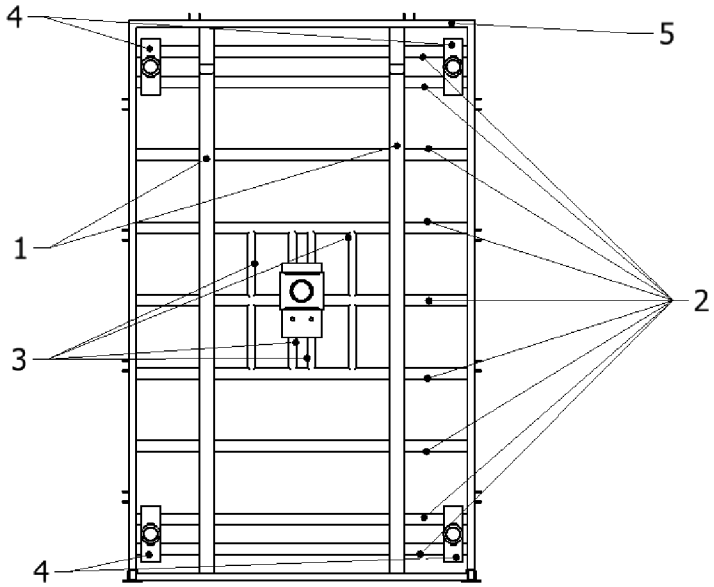
Koncepce univerzálních podvozků s nástavbami nabízí ekonomicky velmi výhodný způsob přepravy. Pro navrhovaný návěs jsou vytvořeny dvě varianty nástaveb v podobě třístranného sklápěče a cisterny na vodu.

6.1 TŘÍSTRANNÝ SKLÁPĚČ

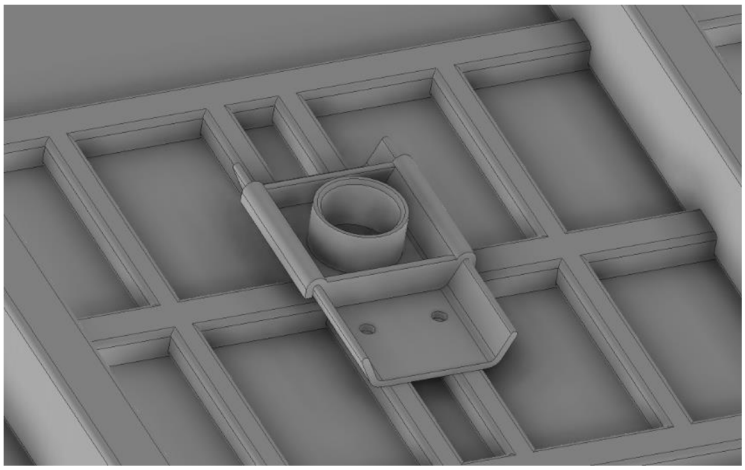
Základem nástavby je rámová konstrukce, která se skládá ze dvou podélných nosníků obdélníkového průřezu. Obdélníkové nosníky obsahují výřezy pro uložení příčných nosníků profilu U. Střední část rámu je dále vyztužena podélnými nosníky čtvercového průřezu z důvodu vysokého namáhaní konstrukce při vyklápění. Na střed vyztužené konstrukce je dále navařen tvarově upravený vodící prvek z plechu o tloušťce 10 mm. Vodící prvek umožňuje posunutí příruby uložení hydraulického válce a zjednodušuje její správné uložení i v případě výrobních nepřesností. V rohových částech konstrukce se nacházejí uložení misek koulí vytvořené z profilu U. Díky výřezům v místě styku s příčnými nosníky umožnují podélný i příčný posuv, který umožňuje požadované polohování součásti před svařováním. Podrobné informace o průřezech jednotlivých konstrukčních prvků korby poskytuje *Tab. 11*.

Tab. 11 Přehled použitých nosníků

Pozice	Profil	Rozměry [mm]	Materiál
1	obdélníkový	160 x 80 x 5	S235JR
2	U profil	60 x 40 x 4	S235JR
3	čtvercový	40 x 40 x 5	S235JR
4	U profil	80 x 60 x 5	S235JR
5	obdélníkový	60 x 40 x 4	S235JR



Obr. 24 Schématické zobrazení rámu korby



Obr. 25 Detailní zobrazení příruby vyklápění

BOČNICE

Nástavba třístranného sklápěče je vybavena bočnicemi Fuhrmann B 450/2 (*Obr. 26*). Jedná se o ocelové bočnice z tvarově upraveného plechu o tloušťce 2 mm určené pro aplikaci v zemědělské dopravě. V případě předního a zadního čela jsou bočnice zakončeny obdélníkovými profily o rozměrech 60 x 40 x 4 mm. Po bočních stranách je zakončení realizováno prostřednictvím ocelových plechů profilu L o tloušťce 4 mm. Bočnice jsou k rámu nástavby uchyceny pomocí čepů o průměru 10 mm a k jejich zajištění slouží jednoduchý pákový mechanismus. [23]

Tab. 12 Parametry bočnicového profilu [23]

Parametry bočnicového profilu B 450/2	
Výška [mm]	450
Tloušťka materiálu [mm]	2
Hmotnost [kg/m]	12,60

Obr. 26 Bočnicový profil Fuhrmann B450/2 [23]

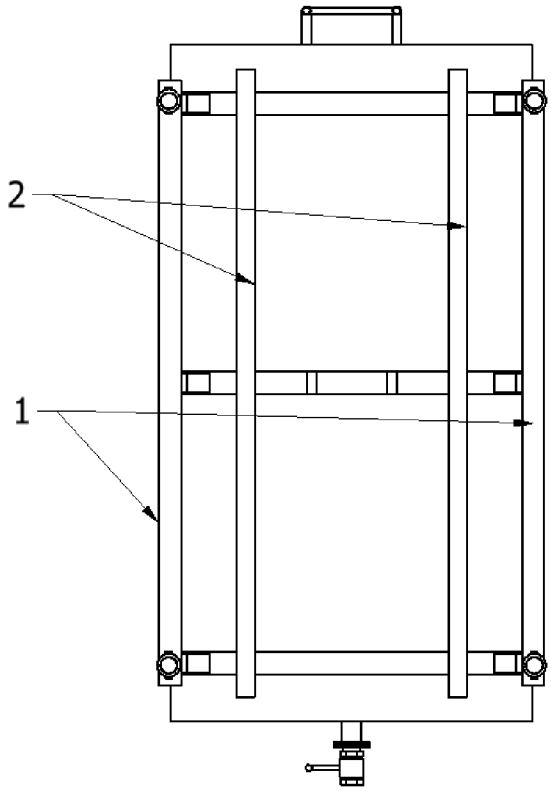
6.2 CISTERNA NA VODU

Hlavní součástí cisternové nástavby je nádrž elipsovitého tvaru. Zmíněný tvar zajišťuje lepší stabilitu návěsu z důvodu snížení výšky těžiště. Nádrž cisterny je vyrobena z ocelového plechu o tloušťce 5 mm. Z důvodu lepší antikorozní ochrany je nádrž oboustranně tepelně pozinkována. Cisterna je vybavena horním napouštěcím otvorem o průměru 450 mm a normalizovanou výpustí o vnitřním průměru 76 mm. Snadný přístup k napouštěcímu otvoru zajišťuje žebřík umístěný v přední části cisterny.

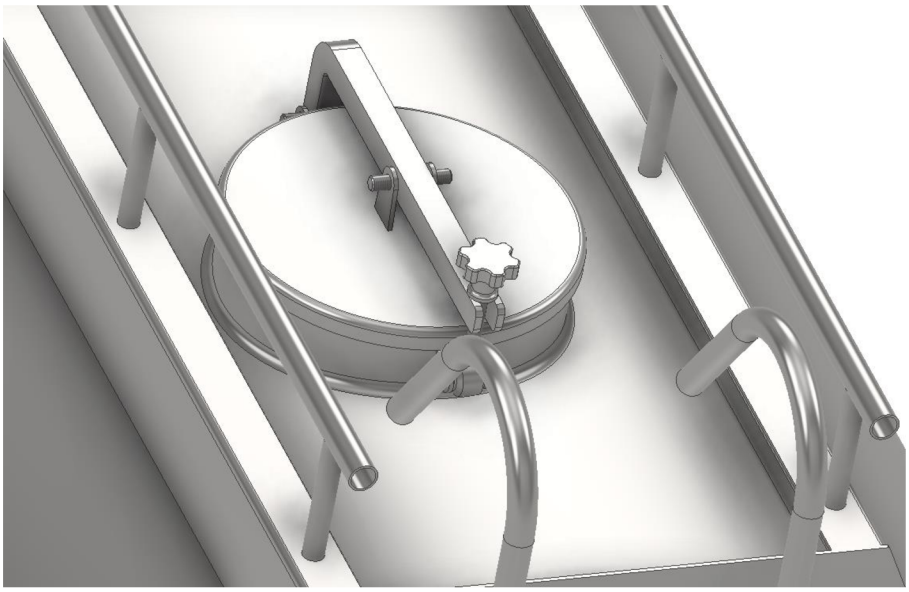
Nedílnou součástí cisterny je také její nosný rám. Nádrž cisterny je k rámu upevněna pomocí tří dvojic tvarově upravených ocelových plechů o tloušťce 10 mm. Prostřední dvojice plechů je opatřena výřezy, které zabraňují kolizi s hydraulickým válcem. Na příčně uložené plechy navazují podélné nosníky obdélníkového průřezu a profilu U. Vnější podélné nosníky jsou opatřeny miskami k uchycení nástavby na rám podvozku (*Tab. 13*).

Tab. 13 Přehled použitých profilů

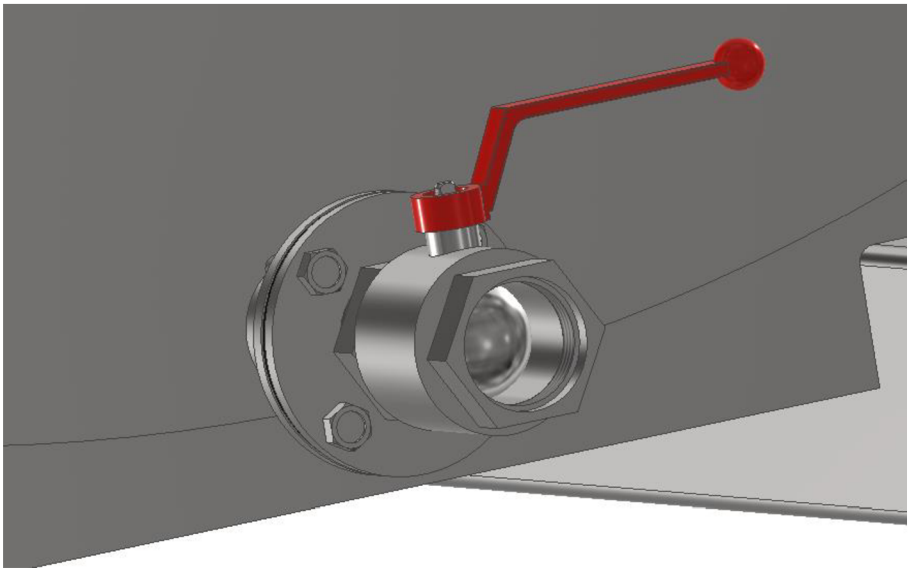
Pozice	Profil	Rozměry [mm]	Materiál
1	U profil	120 x 100 x 5	S235JR
2	obdélníkový	160 x 80 x 6	S235JR



Obr. 27 Schématické zobrazení rámu cisterny



Obr. 28 Detailní zobrazení napouštěcího otvoru



Obr. 29 Detailní zobrazení vypouštěcího ventilu

7 ANALYTICKÉ VÝPOČTY

7.1 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL V PŘÍPADĚ KLIDOVÉHO STAVU

Z důvodu zjednodušení výpočtu je celková hmotnost návěsu a jeho nákladu aproximována pomocí zatěžující síly F_G působící v těžišti návěsu. Pro výpočet je uvažováno rovnoměrné rozložení nákladu o předepsané hmotnosti 3500 kg. Poloha těžiště naloženého návěsu je zjištěna v aplikaci Autodesk Inventor.

URČENÍ ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY

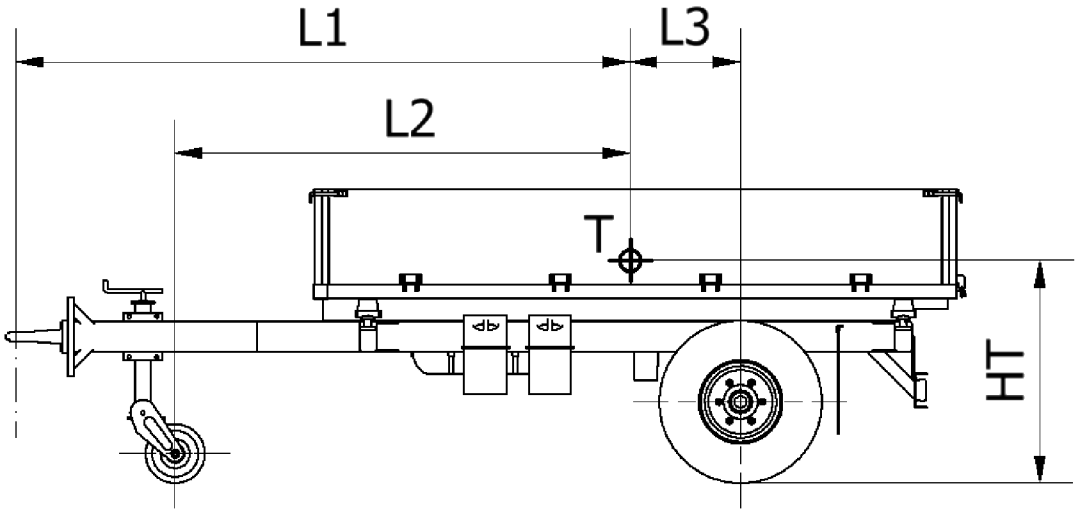
$$F_G = (m_V + m_R) \cdot g \tag{1}$$

$$F_G = (1250 + 3500) \cdot 9{,}81$$

$$F_G = 46597{,}5\ N$$

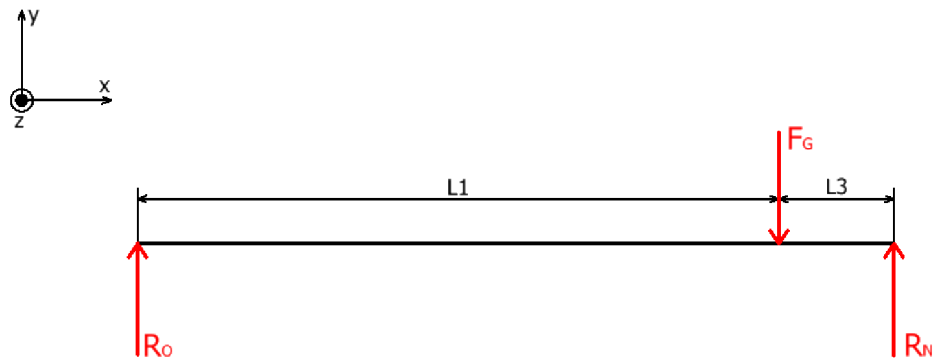
Kde:

F_G	zatěžující síla
m_V	vlastní hmotnost návěsu
m_R	hmotnost rovnoměrně rozloženého nákladu



Obr. 30 Znázornění polohy těžiště naloženého návěsu

VÝPOČET REAKCÍ ZÁVĚSNÉHO OKA A NÁPRAVY



Obr. 31 Grafické znázornění silových reakcí závěsného oka a nápravy

Rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$\sum M_{ZO} = 0; \;\; -F_G \cdot L1 + R_N \cdot (L1 + L3) = 0 \tag{2}$$

$$R_N = \frac{F_G \cdot L1}{L1 + L3}$$

$$R_N = \frac{46597{,}5 \cdot 2{,}865}{2{,}865 + 0{,}515}$$

$$R_N = 39497{,}6\ N$$

$$\sum F_y = 0; \;\; R_O - F_G + R_N = 0 \tag{3}$$

$$R_O = F_G - R_N$$

$$R_O = 46597{,}5 - 39497{,}6$$

$$R_O = 7099{,}9\ N$$

Kde:

$L1$ vzdálenost osy otvoru závěsného oka od těžiště

$L3$ vzdálenost osy nápravy od těžiště

R_O reakční síla působící v závěsném oku

R_N reakční síla od nápravy

Určení hmotností připadajících na nápravu a závěsné oko:

$$m_N = \frac{R_N}{g} = \frac{39497{,}6}{9{,}81} = 4026{,}3\ kg \tag{4}$$

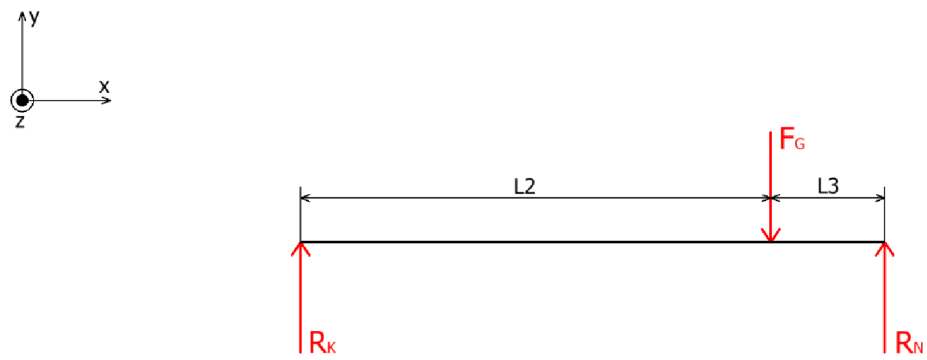
$$m_O = \frac{R_O}{g} = \frac{7099{,}9}{9{,}81} = 723{,}7\ kg \tag{5}$$

Kde:

m_N hmotnost připadající na nápravu

m_O hmotnost připadající na závěsné oko

VÝPOČET REAKCÍ PODPĚRNÉHO KOLA A NÁPRAVY



Obr. 32 Grafické zobrazení silových reakcí podpěrného kola a nápravy

Rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$\sum M_{ZK} = 0;\ \ -F_G \cdot L2 + R_N \cdot (L2 + L3) = 0 \tag{6}$$

$$R_N = \frac{F_G \cdot L2}{L2 + L3}$$

$$R_N = \frac{46597{,}5 \cdot 2{,}125}{2{,}125 + 0{,}515}$$

$$R_N = 37507{,}5\ N$$

$$\sum F_y = 0; \;\; R_K - F_G + R_N = 0 \tag{7}$$

$$R_K = F_G - R_N$$

$$R_K = 46597{,}5 - 37507{,}5$$

$$R_K = 9090\ N$$

Kde:

$L2$ vzdálenost osy čepu podpěrného kola od těžiště

$L3$ vzdálenost osy nápravy od těžiště

R_K reakční síla působící v podpěrném kole

R_N reakční síla od nápravy

Určení hmotností připadajících na nápravu a podpěrné kolo:

$$m_N = \frac{R_N}{g} = \frac{37507{,}5}{9{,}81} = 3823{,}4\ kg \tag{8}$$

$$m_K = \frac{R_K}{g} = \frac{9090}{9{,}81} = 926{,}6\ kg \tag{9}$$

Kde:

m_N hmotnost připadající na nápravu

m_K hmotnost připadající na podpěrné kolo

Kontrola podpěrného kola v případě naloženého návěsu:

$$m_K = 926{,}6\ kg < 1000\ kg \tag{10}$$

Na základě analytických výpočtů bylo zjištěno, že velikost hmotnosti zatěžující podpěrné kolo je menší než předepsaná hodnota. Zvolené podpěrné kolo je tedy pro konstrukci daného návěsu **vyhovující**.

7.2 KONTROLA HLAVNÍCH PODÉLNÝCH A PŘÍČNÝCH NOSNÍKŮ NA OHYB

Kontrolní výpočty jsou řešeny v případě klidového stavu návěsu nebo při rovnoměrném přímočarém pohybu. Zatěžující síla F_Z působící na nosníky se skládá z hmotnosti nástavby třístranného sklápěče m_S a hmotnosti rovnoměrně rozloženého nákladu m_R. Výsledná zatěžující síla působí na kulové uložení nástavby k rámu návěsu. Díky rovnoměrnému zatížení lze zatěžující sílu symetricky rozložit na čtyři dílčí síly působící na kulové uložení. Z důvodu zjednodušení výpočtů je vlastní hmotnost nosníků zanedbána.

URČENÍ ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY

$$F_z = (m_S + m_R) \cdot g \tag{11}$$

$$F_Z = (514 + 3500) \cdot 9{,}81$$

$$F_Z = 39377{,}4\ N$$

Kde:

F_Z zatěžující síla nákladu a nástavby

m_S hmotnost sklápěčové nástavby

m_R hmotnost rovnoměrně rozloženého nákladu

DOVOLENÁ MEZ KLUZU OCELI

Hodnota návrhové meze kluzu vychází z předpisů dle normy ČSN EN 1993-1-1. [1]

Hodnota návrhové pevnosti oceli odvozené od meze kluzu:

$$f_{yd} = \frac{R_{e\,min}}{\gamma_M} = \frac{355}{1{,}15} = 309\ MPa \tag{12}$$

Kde:

$R_{e\,min}$ dolní mez kluzu oceli S355J0 [24]

γ_M dílčí součinitel spolehlivosti materiálu [24]

Dovolené napětí obsahující dynamický součinitel:

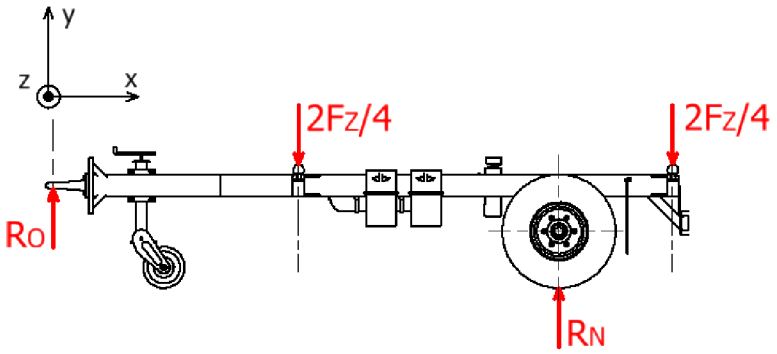
$$f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{309}{1{,}20} = 258\ MPa \tag{13}$$

Kde:

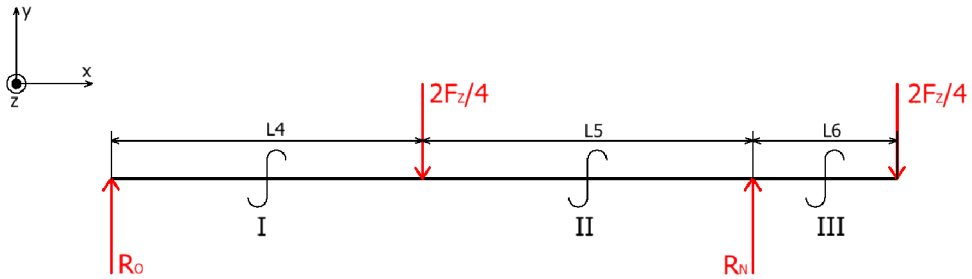
k_D dynamický součinitel [24]

7.2.1 KONTROLA PODÉLNÝCH NOSNÍKŮ

Zatěžující stav je řešený prostřednictvím rovinné úlohy v rámci celé šířky návěsu. Z tohoto důvodu je uvažován dvojnásobek zatěžující síly působící na jednotlivá kulová uložení. Pro zatěžující stav je uvažováno rovnoměrné rozložení nákladu.



Obr. 33 Schématické zobrazení sil a reakcí působících v podélném směru



Obr. 34 Grafické znázornění silového zatížení

Rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$\sum M_{ZO} = 0; \; -\frac{2F_Z}{4} \cdot L4 + R_N \cdot (L4 + L5) - \frac{2F_Z}{4} \cdot (L4 + L5 + L6) = 0 \tag{14}$$

$$R_N = \frac{\frac{2F_Z}{4} \cdot L4 + \frac{2F_Z}{4} \cdot (L4 + L5 + L6)}{L4 + L5} = \frac{\frac{F_Z}{2} \cdot (2L4 + L5 + L6)}{L4 + L5}$$

$$R_N = \frac{\frac{39377{,}4}{2} \cdot (2 \cdot 1{,}64 + 1{,}74 + 0{,}76)}{1{,}64 + 1{,}74}$$

$$R_N = 33668{,}8\ N$$

$$\sum F_y = 0;\ \ R_O - \frac{2F_Z}{4} + R_N - \frac{2F_Z}{4} = 0 \tag{15}$$

$$R_O = \frac{2F_Z}{4} - R_N + \frac{2F_Z}{4} = F_Z - R_N$$

$$R_O = 39377{,}4 - 33668{,}8$$

$$R_O = 5708{,}6\ N$$

Kde:

$L4$ vzdálenost osy otvoru závěsného oka od osy přední koule

$L5$ vzdálenost osy přední koule od osy nápravy

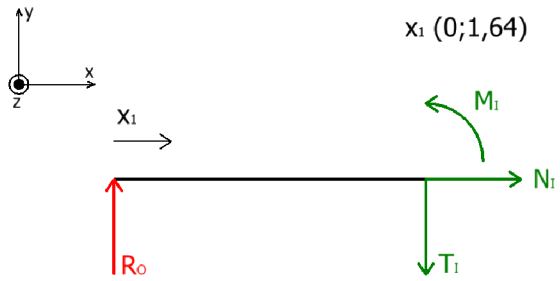
$L6$ vzdálenost osy nápravy od osy zadní koule

R_O reakční síla působící v závěsném oku

R_N reakční síla od nápravy

STANOVENÍ VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ (VVÚ)

Úsek I:



Obr. 35 Zobrazení VVÚ v prvním úseku podélného zatížení

Rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$\sum F_{x\,I} = 0;\ \ N_I = 0 \tag{16}$$

$$\sum F_{y\,I} = 0;\ R_O - T_I = 0 \tag{17}$$

$$T_I = R_O = 5708{,}6\ N$$

$$\sum M_{Z\,I} = 0;\;\; M_I - R_O \cdot x_1 = 0 \tag{18}$$

$$M_I = R_O \cdot x_1 = 5708{,}6 \cdot 1{,}64 = 9362{,}1\ Nm$$

Kde:

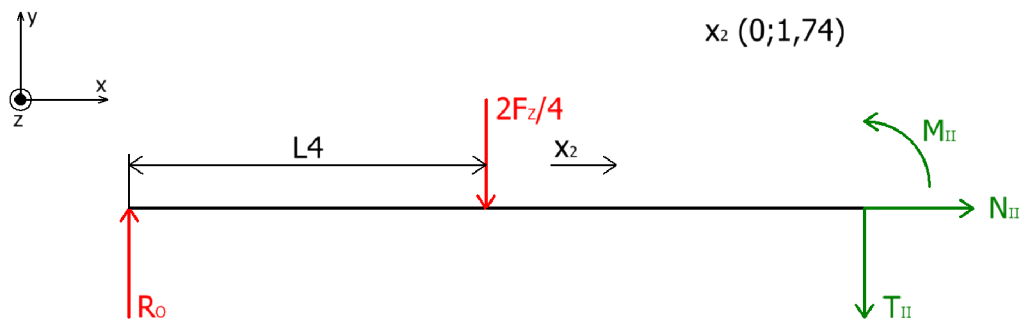
N_I normálová síla působící v prvním úseku

T_I tečná síla působící v prvním úseku

M_I moment působící v prvním úseku

x_I vzdálenost prvního úseku

Úsek II:



Obr. 36 Zobrazení VVÚ v druhém úseku podélného zatížení

Rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$\sum F_{x\,II} = 0;\;\; N_{II} = 0 \tag{19}$$

$$\sum F_{y\,II} = 0;\; R_O - \frac{2F_Z}{4} - T_{II} = 0 \tag{20}$$

$$T_{II} = R_O - \frac{2F_Z}{4} = 5708{,}6 - \frac{2 \cdot 39377{,}4}{4} = -13980{,}1\ N$$

$$\sum M_{Z\,II} = 0;\;\; M_{II} - R_O \cdot (x_2 + L4) + \frac{2F_Z}{4} \cdot x_2 = 0 \tag{21}$$

$$M_{II} = R_O \cdot (x_2 + L4) - \frac{2F_Z}{4} \cdot x_2$$

$$M_{II} = 5708{,}6 \cdot (1{,}74 + 1{,}64) - \frac{2 \cdot 39377{,}4}{4} \cdot 1{,}74 = -14963{,}3\ Nm$$

Kde:

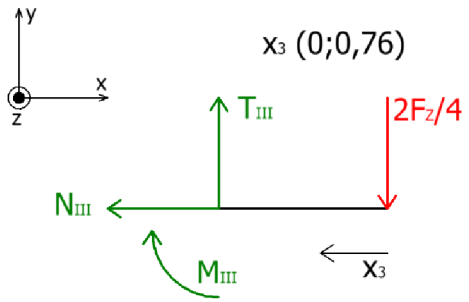
N_{II} normálová síla působící v druhém úseku

T_{II} tečná síla působící v druhém úseku

M_{II} moment působící v druhém úseku

x_{II} vzdálenost druhého úseku

Úsek III:



Obr. 37 Zobrazení VVÚ v třetím úseku podélného zatížení

Rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$\sum F_{x\,III} = 0;\ \ -N_{III} = 0 \tag{22}$$

$$\sum F_{y\,III} = 0;\ \ T_{III} - \frac{2F_Z}{4} = 0 \tag{23}$$

$$T_{III} = \frac{2F_Z}{4} = 19688{,}7\ N$$

$$\sum M_{Z\,III} = 0; M_{III} + \frac{2F_Z}{4} \cdot x_3 = 0 \tag{24}$$

$$M_{III} = -\frac{2F_Z}{4} \cdot x_3 = -\frac{2 \cdot 39377{,}4}{4} \cdot 0{,}76 = -14963{,}3\ Nm$$

Kde:

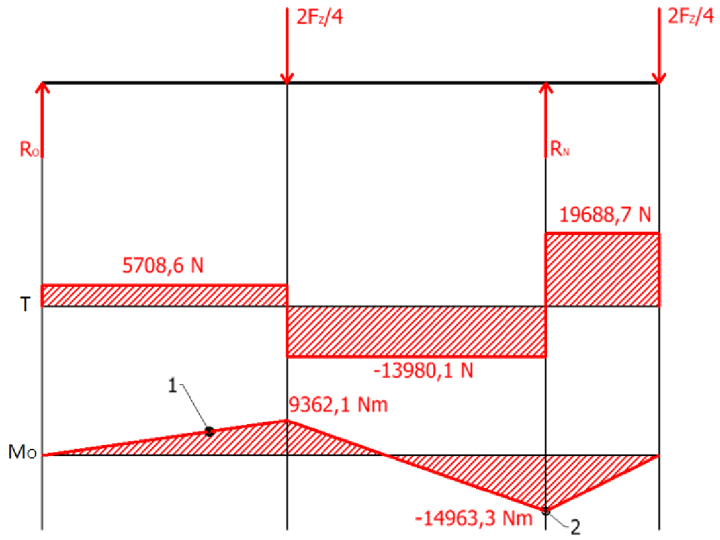
N_{III} normálová síla působící v třetím úseku

T_{III} tečná síla působící v třetím úseku

M_{III} moment působící v třetím úseku

x_{III} vzdálenost třetího úseku

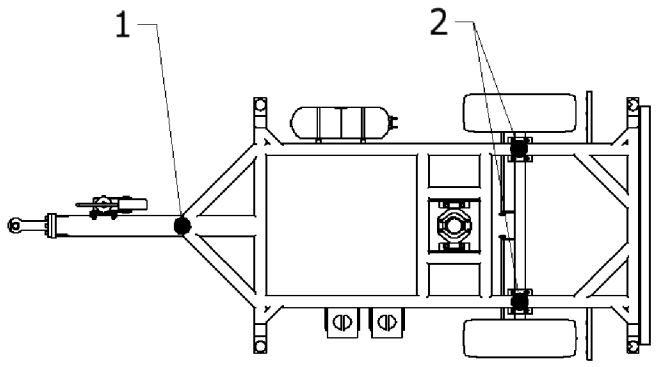
PŘEHLED VVÚ PODÉLNÉHO ZATÍŽENÍ



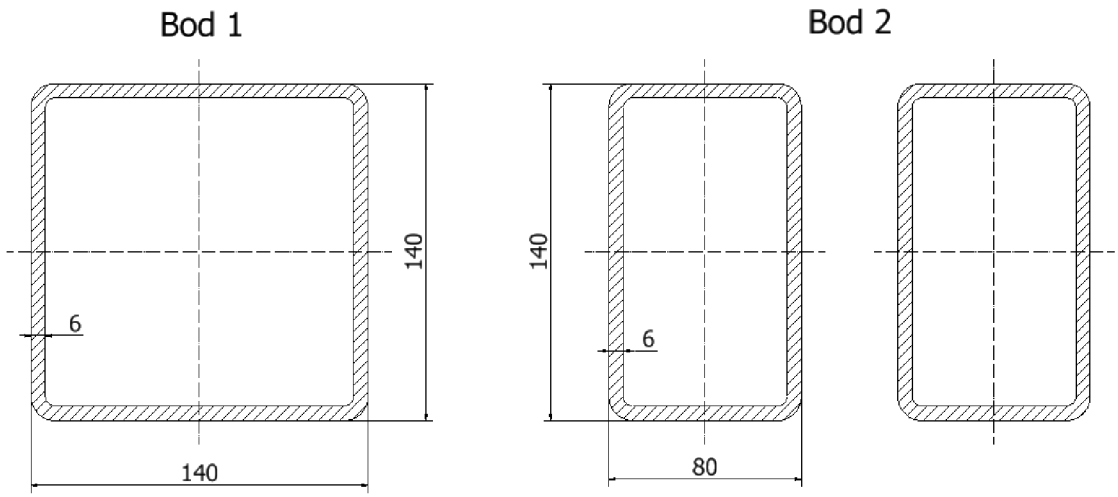
Obr. 38 Grafické znázornění VVÚ podélných nosníků

Pro posouzení napětí jsou vybrána dvě kritická místa:

- Bod 1 – zatížení pouze jednoho nosníku v místě oje návěsu
- Bod 2 – působení maximálního ohybového momentu



Obr. 39 Zobrazení kritických bodů na konstrukci podvozku návěsu



Obr. 40 Příčné průřezy nosníků v kritických bodech

VÝPOČET NAPĚTÍ V KRITICKÝCH BODECH

Napětí v bodě 1:

$$\sigma_{O1} = \frac{M_{O1}}{W_{O1}} = \frac{6393632}{137767} = 46{,}41\ MPa \tag{25}$$

$$\sigma_{O1} < f_D \tag{26}$$

$$46{,}41\ MPa < 258\ MPa$$

Kde:

σ_{O1} ohybové napětí podélného nosníku v bodě 1

M_{O1} ohybový moment podélného nosníku v bodě 1

W_{O1} průřezový modul podélného nosníku v ohybu v bodě 1 [25]

Napětí v bodě 2:

Z důvodu dvou podélných nosníků uvažujeme dvojnásobný průřezový modul v ohybu.

$$\sigma_{O2} = \frac{M_{O2}}{2 \cdot W_{O2}} = \frac{14963300}{2 \cdot 91564} = 81{,}71\ MPa \tag{27}$$

$$\sigma_{O2} < f_D \tag{28}$$

$$81{,}71\ MPa < 258\ MPa$$

Kde:

σ_{O2} ohybové napětí podélného nosníku v bodě 2

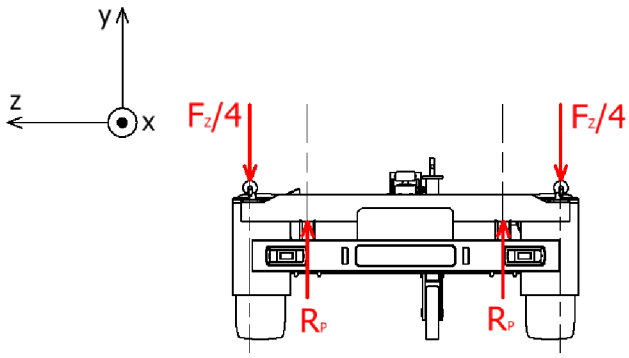
M_{O2} ohybový moment podélného nosníku v bodě 2

W_{O2} průřezový modul podélného nosníku v ohybu v bodě 2 [25]

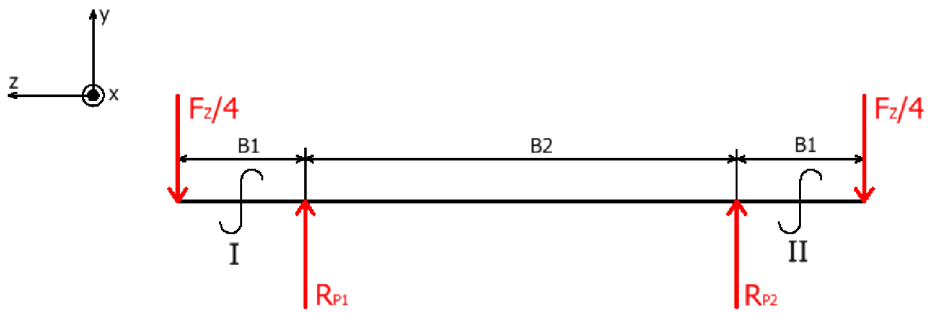
Na základě výpočtů lze prohlásit, že zvolené nosníky jsou pro danou konstrukci ***vyhovující***. Při porovnání hodnot napětí v kritických bodech nebyla překročena hodnota dovoleného napětí f_D.

7.2.2 KONTROLA PŘÍČNÝCH NOSNÍKŮ

Zatížení podélných nosníků je opět řešeno prostřednictvím rovinné úlohy. Při výpočtech opět uvažujeme rovnoměrné rozložení nákladu. Zatěžující síla F_z je v tomto případě symetricky rozložena do čtyř kulových uložení a na přední i zadní příčný nosník působí stejnou velikostí. Díky rovnoměrnému rozložení nákladu dochází ke stejnému zatížení předního i zadního příčného nosníku.



Obr. 41 Schématické zobrazení sil a reakcí působících v příčném směru



Obr. 42 Grafické znázornění silového zatížení

Rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$\sum M_{X\,P1} = 0;\ \frac{F_Z}{4} \cdot B1 + R_{P2} \cdot B2 - \frac{F_Z}{4} \cdot (B2 + B1) = 0 \tag{29}$$

$$R_{P2} = \frac{-\frac{F_Z}{4} \cdot B1 + \frac{F_Z}{4} \cdot (B2 + B1)}{B2} = \frac{\frac{F_Z}{4} \cdot B2}{B2} = \frac{F_Z}{4}$$

$$R_{P2} = \frac{39377{,}4}{4}$$

$$R_{P2} = 9844{,}35\ N$$

$$\sum F_y = 0;\ -\frac{F_Z}{4} + R_{P1} + R_{P2} - \frac{F_Z}{4} = 0 \tag{30}$$

$$R_{P1} = \frac{F_Z}{4} - R_{P2} + \frac{F_Z}{4} = \frac{F_Z}{2} - R_N$$

$$R_{P1} = \frac{39377{,}4}{2} - 9844{,}35$$

$$R_{P1} = 9844{,}35\ N$$

Kde:

$B1$ vzdálenost osy kulového uložení od osy uložení příčného nosníku

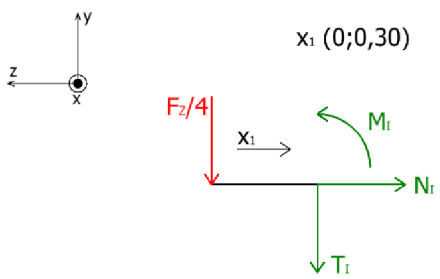
$B2$ vzdálenost os uložení příčného nosníku

R_{P1} reakční síla působící v levém uložení nosníku

R_{P2} reakční síla působící v pravém uložení nosníku

STANOVENÍ VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ (VVÚ)

Úsek I:



Obr. 43 Zobrazení VVÚ v prvním úseku příčného zatížení

Rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$\sum F_{z\,I} = 0;\ \ -N_I = 0 \tag{31}$$

$$\sum F_{y\,I} = 0;\ -\frac{F_Z}{4} - T_I = 0 \tag{32}$$

$$T_I = -\frac{39377{,}4}{4} = -9844{,}35\ N$$

$$\sum M_{Z\,I} = 0;\ M_I + \frac{F_Z}{4} \cdot x_1 = 0 \tag{33}$$

$$M_I = -\frac{F_Z}{4} \cdot x_1 = -\frac{39377{,}4}{4} \cdot 0{,}30 = -2953{,}31\ Nm$$

Kde:

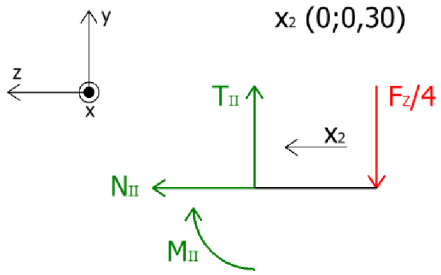
N_I normálová síla působící v prvním úseku

T_I tečná síla působící v prvním úseku

M_I moment působící v prvním úseku

x_I vzdálenost prvního úseku

Úsek II:



Obr. 44 Zobrazení VVÚ v druhém úseku podélného zatížení

Rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$\sum F_{z\,II} = 0;\ \ N_{II} = 0 \tag{34}$$

$$\sum F_{y\,II} = 0;\ -\frac{F_Z}{4} + T_{II} = 0 \tag{35}$$

$$T_{II} = \frac{F_Z}{4} = \frac{39377{,}4}{4} = 9844{,}35\ N$$

$$\sum M_{Z\ II} = 0;\ M_{II} + \frac{F_Z}{4} \cdot x_2 = 0 \tag{36}$$

$$M_{II} = -\frac{F_Z}{4} \cdot x_2 = -\frac{39377{,}4}{4} \cdot 0{,}30 = -2953{,}31\ Nm$$

Kde:

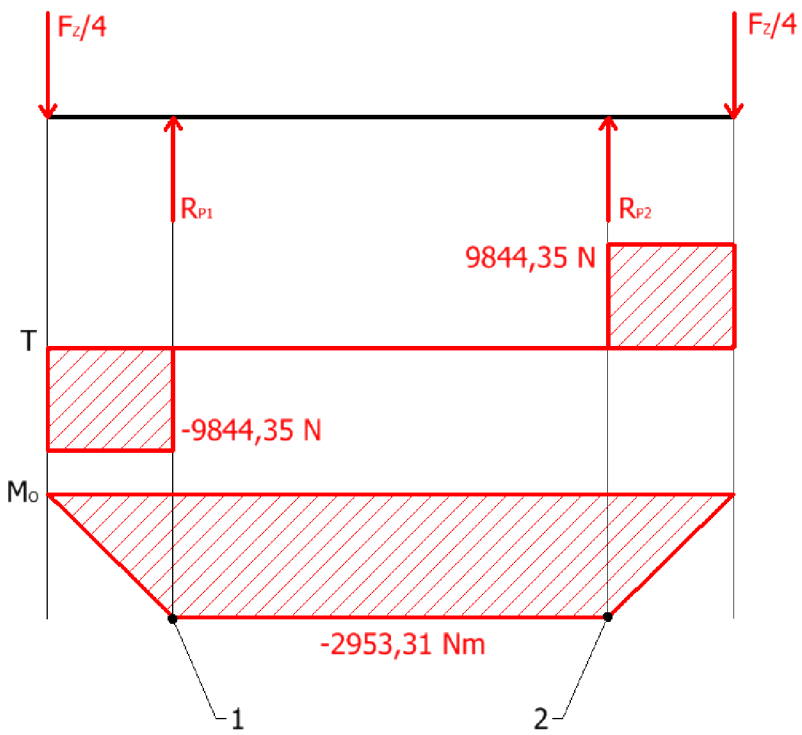
N_{II} normálová síla působící v druhém úseku

T_{II} tečná síla působící v druhém úseku

M_{II} moment působící v druhém úseku

x_{II} vzdálenost druhého úseku

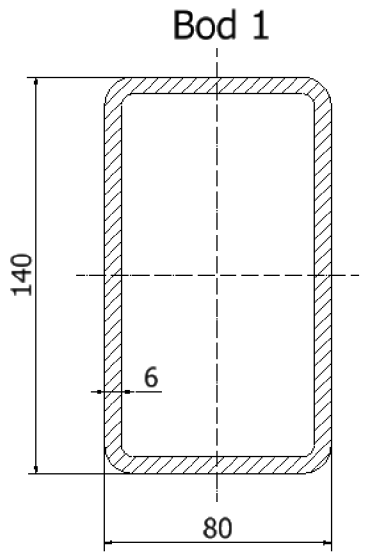
PŘEHLED VVÚ PŘÍČNÉHO ZATÍŽENÍ



Obr. 45 Grafické znázornění VVÚ příčných nosníků

Pro posouzení napětí je z důvodu symetrie zatížení vybráno pouze jedno kritické místo:

- Bod 1 – působení maximálního ohybového momentu



Obr. 46 Průřez příčných nosníků v kritickém bodě

VÝPOČET NAPĚTÍ V KRITICKÉM BODĚ

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{2953310}{91564} = 32{,}25\ MPa \tag{37}$$

$$\sigma_O < f_D \tag{38}$$

$$32{,}25\ MPa < 258\ MPa$$

Kde:

σ_O ohybové napětí příčného nosníku v bodě 1

M_O ohybový moment příčného nosníku v bodě 1

W_O průřezový modul příčného nosníku v ohybu v bodě 1 [25]

Na základě výpočtů lze prohlásit, že zvolené nosníky jsou pro danou konstrukci ***vyhovující***. Při porovnání hodnot napětí v kritickém bodě nebyla překročena hodnota dovoleného napětí f_D.

8 DYNAMICKÉ ZATĚŽOVACÍ STAVY

Při výpočtech jsou uvažovány ideální zátěžové stavy přípojného vozidla s rovnoměrným rozložením nákladu. V reálných případech častokrát dochází k většímu zatížení návěsu (jízda v těžkém terénu, vyklápění nerovnoměrně rozloženého nákladu s velkým sypným úhlem). Pro výpočty jsou uvažovány základní zátěžové stavy během provozu návěsu (akcelerace, brzdění a průjezd zatáčkou). V závěru kapitoly jsou zhodnoceny stavy při vyklápění dozadu a do boku.

8.1 JEDNOTLIVÁ ZRYCHLENÍ ZÁTĚŽOVÝCH STAVŮ

Hodnoty koeficientů zrychlení jednotlivých zátěžových stavů předepisuje norma ČSN EN 12195-1. Koeficienty jednotlivých zrychlení obsahují míru bezpečnosti, která přesahuje možné mezní stavy zrychlení z pohledu dynamiky zemědělských vozidel. Vynásobením jednotlivých koeficientů tíhovým zrychlením je získáno zrychlení v daném směru obsahující dostatečnou míru bezpečnosti. Norma se vztahuje na vozidla s hmotností nad 3500 kg. [26]

Tab. 14 Koeficienty zrychlení v průběhu silniční dopravy [26]

Zajištění v	**Koeficienty zrychlení**				
	c_x, podélně		c_y, příčně		c_z, svisle dolů
	vpřed	vzad	pouze posunutí	naklápění	
podélném směru	0,8	0,5	-	-	1,0
příčném směru	-	-	0,5	0,5	1,0

8.2 ZATÍŽENÍ V MÍSTĚ ZÁVĚSNÉHO OKA PŘI AKCELERACI NÁVĚSU

V případě akcelerace soustavy návěsu a tažného vozidla jsou z důvodu zjednodušení zanedbány podélné složky sil. Závěsné oko včetně spojovacího čepu jsou dimenzovány na návěsy vyšších hmotnostních kategorií. Z tohoto důvodu se nepředpokládá jejich přetížení. Při akceleraci dochází k odlehčení v místě závěsného oka a přídavnému zatížení nápravy.

ZRYCHLENÍ PRO ZÁTĚŽOVÝ STAV AKCELERACE

$$a_A = c_{x,vzad} \cdot g \tag{39}$$

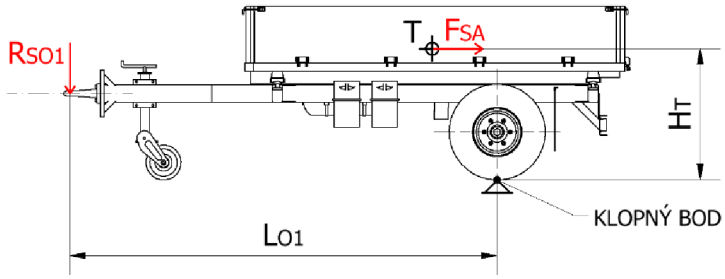
$$a_A = 0{,}5 \cdot 9{,}81 = 4{,}91\ ms^{-2}$$

Kde:

$c_{x,vzad}$ koeficient podélného zrychlení vzad [26]

g tíhové zrychlení

VÝPOČET ZATÍŽENÍ ZÁVĚSNÉHO OKA PRO ZÁTĚŽOVÝ STAV AKCELERACE



Obr. 47 Setrvačné síly při akceleraci návěsu

Výpočet setrvačné síly při akceleraci

$$F_{SA} = (m_V + m_R) \cdot a_A \tag{40}$$

$$F_{SA} = (1250 + 3500) \cdot 4{,}91 = 23322{,}5\ N$$

Kde:

F_{SA} setrvačná síla naloženého návěsu při akceleraci

Výpočet reakce setrvačné síly v závěsném oku

$$R_{S01} \cdot L_{O1} = F_{SA} \cdot H_T \tag{41}$$

$$R_{SO1} = \frac{F_{SA} \cdot H_T}{L_{O1}}$$

$$R_{SO1} = \frac{23322{,}5 \cdot 1{,}039}{3{,}380} = 7169{,}25\ N$$

Kde:

R_{SO1} reakce setrvačné síly akcelerace v závěsném oku

L_{O1} vzdálenost osy závěsného oka od klopného bodu

H_T výška polohy těžiště od klopného bodu

Výpočet síly působící v závěsném oku při klidovém stavu

$$F_{KO} = -R_O \tag{42}$$

Kde:

F_{KO} síla působící v závěsném oku při klidovém stavu

Výpočet celkové síly v závěsném oku

$$F_{C01} = F_{KO} - R_{SO1} \tag{43}$$

$$F_{C01} = 5708{,}6 - 7169{,}25$$

$$F_{CO1} = -1460{,}65\ N$$

Kde:

F_{CO1} celková svislá síla působící v závěsném oku při akceleraci

Výpočet hmotnosti působící v závěsném oku

$$m_{01} = \frac{F_{CO1}}{g} \tag{44}$$

$$m_{01} = \frac{-1460{,}65}{9{,}81} = -148{,}89\ kg$$

Kde:

m_{O1} hmotnost působící v závěsném oku ve svislém směru při akceleraci

Na základě výpočtů je zjištěno, že v místě závěsného oka je návěs v případě akcelerace nadlehčován svislou silou o ekvivalentní hmotnosti 148,86 kg. Vypočítaná hodnota výsledného svislého zatížení je pouze orientační, protože většina zemědělských tažných vozidel není schopna dosáhnout zadaného akceleračního zrychlení.

8.3 ZATÍŽENÍ V MÍSTĚ ZÁVĚSNÉHO OKA PŘI BRZDĚNÍ NÁVĚSU

Při brzdění předpokládáme zátěžový stav vyrovnaného brzdění. V tomto případě je soustava brzděna návěsem i tažným vozidlem. Pro zjednodušení výpočtu opět neuvažujeme síly působící v podélném směru. Při zátěžovém stavu dochází k přídavnému zatížení v místě závěsného oka a odlehčení nápravy.

ZRYCHLENÍ PRO ZÁTĚŽOVÝ STAV BRZDĚNÍ

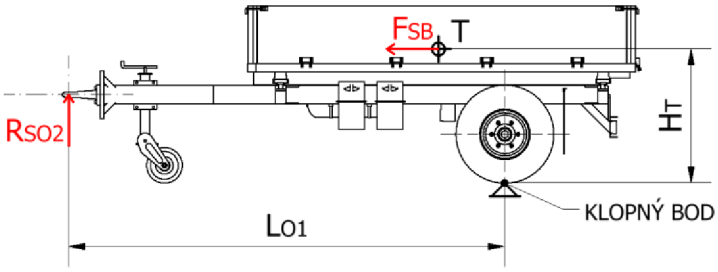
$$a_B = c_{x,vpred} \cdot g \tag{45}$$

$$a_B = 0{,}8 \cdot 9{,}81 = 7{,}85\ ms^{-2}$$

Kde:

$c_{x,vpred}$ koeficient podélného zrychlení vpřed [26]

VÝPOČET ZATÍŽENÍ V MÍSTĚ ZÁVĚSNÉHO OKA PŘI BRZDĚNÍ NÁVĚSU



Obr. 48 Setrvačné síly při brzdění návěsu

Výpočet setrvačné síly při brzdění

$$F_{SB} = (m_V + m_R) \cdot a_B \tag{46}$$

$$F_{SB} = (1250 + 3500) \cdot 7{,}85 = 37287{,}5\ N$$

Kde:

F_{SB} setrvačná síla naloženého návěsu při brzdění

Výpočet reakce setrvačné síly v závěsném oku

$$R_{S02} \cdot L_{O1} = F_{SB} \cdot H_T \tag{47}$$

$$R_{SO2} = \frac{F_{SB} \cdot H_T}{L_{O1}}$$

$$R_{SO2} = \frac{37287{,}5 \cdot 1{,}039}{3{,}380} = 11462{,}05\ N$$

Kde:

R_{SO2} reakce setrvačné síly brzdění v závěsném oku

Výpočet celkové síly v závěsném oku

$$F_{C02} = F_{KO} + R_{SO2} \tag{48}$$

$$F_{C02} = 5708{,}6 + 11462{,}05$$

$$F_{CO2} = 17170{,}65\ N$$

Kde:

F_{CO2} celková svislá síla působící v závěsném oku při brzdění

Výpočet hmotnosti působící v závěsném oku

$$m_{02} = \frac{F_{CO2}}{g} \tag{49}$$

$$m_{02} = \frac{17170{,}65}{9{,}81} = 1750{,}32\ kg$$

Kde:

m_{O2} hmotnost působící v závěsném oku ve svislém směru při brzdění

Na základě výpočtů bylo zjištěno, že v místě závěsného oka je návěs v případě brzdění zatěžován svislou silou o ekvivalentní hmotnosti 1750,32 kg. Vypočítaná hodnota výsledného svislého zatížení je poměrně vysoká z důvodu zadaného brzdného zrychlení. Pro posouzení síly svislého zatížení byl zvolen etážový zavěs společnosti Sauermann (*Obr. 49*), používaný u většiny současných traktorů. Hlavní parametry závěsu uvádí tabulka (*Tab. 15*). [27]

Obr. 49 Etážový zavěs Sauermann [27]

Tab. 15 Parametry etážového závěsu Sauermann [27]

Parametry závěsu Sauermann	
Spojovací čep	38 mm
Šířka lišt-etáže	330 mm
Spřáhlové čepy	25 mm
Šířka vedení	32 mm
Maximální svislé zatížení	**2000 kg**
D-hodnota	97,1 kN
Vhodné tažné oko	40 mm
Váha závěsu	24,73 kg

Porovnání svislého zatížení

$$m_E > m_{O2} \tag{50}$$

$$2000\ kg > 1750{,}32\ kg$$

Kde:

m_E hmotnost svislého zatížení etážového závěsu [27]

Na základě výpočtů lze prohlásit, že velikost zatěžující svislé síly v závěsném oku návěsu je pro daný etážový závěs ***vyhovující***.

8.4 ZATĚŽUJÍCÍ STAV PŘI PRŮJEZDU ZATÁČKOU

Zátěžový stav uvažujeme při průjezdu zatáčkou konstantní rychlostí. V tomto případě na návěs působí dostředivé zrychlení. Dostředivé zrychlení je vyvolané odstředivou setrvačnou silou působící proti směru dostředivého zrychlení. Díky tomu výsledná síla působící na návěs působí proti dostředivému zrychlení.

ZRYCHLENÍ PRO ZÁTĚŽOVÝ STAV PRŮJEZDU ZATÁČKOU

$$a_Z = c_y \cdot g \tag{51}$$

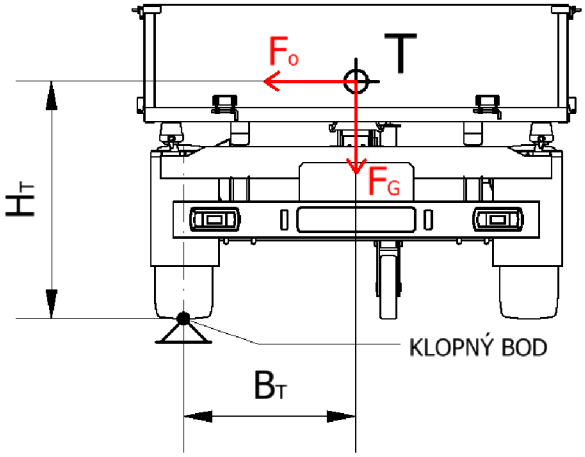
$$a_Z = 0{,}5 \cdot 9{,}81 = 4{,}91\ ms^{-2}$$

Kde:

c_y koeficient bočního zrychlení [26]

VÝPOČET ZATĚŽUJÍCÍHO STAVU PŘI PRŮJEZDU ZATÁČKOU

Při průjezdu zatáčkou konstantní rychlostí působí na návěs dvojice momentů. Odstředivá síla, která je reakcí na dostředivé zrychlení působí směrem od středu poloměru zatáčky a vytváří klopný moment. Zatěžující síla od celkové hmotnosti naloženého návěsu vytváří stabilizující moment. Pro bezpečný průjezd zatáčkou je nutné, aby hodnota stabilizujícího momentu byla vyšší než hodnota klopného momentu.



Obr. 50 Síly působící na návěs při průjezdu zatáčkou

Výpočet hodnot působících momentů

$$F_G \cdot B_T > F_O \cdot H_T \tag{52}$$

$$(m_V + m_R) \cdot g \cdot B_T > (m_V + m_R) \cdot c_y \cdot g \cdot H_T$$

$$B_T > c_y \cdot H_T$$

$$0{,}755 > 0{,}5 \cdot 1{,}039$$

$$0{,}755\ m > 0{,}520\ mm$$

Kde:

B_T vzdálenost polohy těžiště od svislé osy kola

F_O odstředivá síla působící na návěs při průjezdu zatáčkou

Na základě porovnaných hodnot bylo zjištěno, že nedojde k překlopení návěsu. Výsledný stabilizující moment je vyšší než klopný moment. Zatěžující stav při průjezdu zatáčkou je tedy ***vyhovující***.

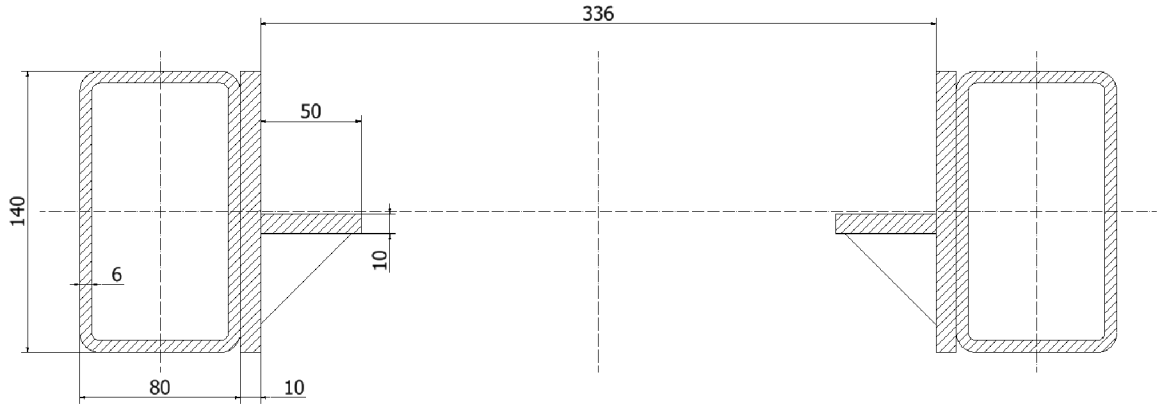
8.5 ZATĚŽUJÍCÍ STAVY PŘI VYKLÁPĚNÍ NÁVĚSU

V případě vyklápění návěsu uvažujeme u nástavby třístranného sklápěče zátěžové stavy pro vyklápění dozadu a do boku.

Při vyklápění dozadu je rám nástavby podepírán v místech zadního kulového uložení a hydraulickým válcem ve středu rámu. Nejkritičtější poloha zátěžového stavu je počátek vyklápění, při které nese celou hmotnost nástavby včetně nákladu hydraulický válec. V tomto případě vzniká největší napětí v místě uložení hydraulického válce.

Při vyklápění do boku je rám nástavby podepírán v bočních kulových uloženích a hydraulickým válcem ve středu rámu. Nejkritičtější poloha zátěžového stavu je opět počátek vyklápění. Napětí v místě uložení hydraulického válce je v tomto případě menší z důvodu menšího zatěžujícího momentu, který vzniká mezi osou hydraulického válce a kulovými uloženími nástavby.

Zátěžové stavy nejsou počítány z důvodů příliš obsáhlých analytických výpočtu. Lze však konstatovat, že ve vyztužené rámové konstrukci v místě uložení hydraulického válce dochází ke kombinovanému namáhání prostřednictvím ohybu a krutu.



Obr. 51 Příčné průřezy v místě uložení hydraulického válce

ZÁVĚR

Bakalářská práce se zabývá konstrukcí univerzálního podvozku návěsu za traktor včetně koncepčních návrhů jeho nástaveb. Konstrukce univerzálního podvozku vychází z parametrů zadání bakalářské práce a legislativních požadavků pro provoz a schválení vozidla.

Úvodní kapitoly práce se zabývají porovnáním konkurenčních návěsů obdobné hmotnostní kategorie a legislativou vztahující se na přípojná vozidla. V následující části práce jsou uvedeny jednotlivé konstrukční prvky návěsu, tvořící základní přehled pro návrh vlastní konstrukce.

Samotná konstrukce podvozku návěsu obsahuje přehled zvolených konstrukčních prvků a vlastní návrh rámu podvozku. Po vytvoření celkové sestavy univerzálního podvozku se práce věnuje koncepčním návrhům nástaveb návěsu.

Závěrečné kapitoly práce se zaměřují na ověření konstrukce návěsu při rozličných zátěžových stavech. Hlavní podélné a příčné nosníky rámu návěsu jsou podrobeny analytickým pevnostním výpočtům v kritických bodech jejich průřezů a výsledné hodnoty jsou porovnány s vlastnostmi volených konstrukčních materiálů. Dále je návěs podroben jednotlivým dynamickým stavům a následnému zhodnocení jejich výsledků. Součástí práce jsou také přílohy obsahující výkresovou dokumentaci sestavy podvozku návěsu, svařence rámu a dílenské výkresy hlavních podélných a příčných nosníků.

Výsledkem této práce je univerzální návěsový podvozek, který nabízí efektivní a ekonomicky výhodné řešení v oblasti zemědělské dopravy. Vzhledem k jeho parametrům je návěs vhodný pro menší zemědělské podniky nebo pro soukromé zemědělce. Díky svým rozměrům zaručuje jednoduchou ovladatelnost jízdní soupravy v prostorově omezených situacích, jelikož je jeho šířka shodná nebo menší v porovnání s většinou používaných traktorů. Dalším podnětem vytvoření bakalářské práce je také poměrně malá nabídka návěsů s možností výměny nástaveb v dané hmotnostní kategorii.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] SYROVÝ, Otakar. Doprava v zemědělství. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 978-80-86726-30-4.

[2] Technický list pro Joskin TRANS-EX 3 T. Lectura-specs [online]. [cit. 30-11-2022]. Dostupné z: https://www.lectura-specs.cz/cz/sklapeci-privesy-trans-ex-3-t-joskin/datasheet/69448/11720269.

[3] ANS-3500 Návěs třístranně sklápěcí. Agroservispv.cz [online]. [cit. 30-11-2022]. Dostupné z: https://www.agroservispv.cz/cs/naradi/doprava/ans-3500-naves-tri-stranne-sklapeci/

[4] Traktorový návěs CYNKOMET T 117 3,5 t. Polagro.cz [online]. [cit. 30-11-2022]. Dostupné z: https://polagro.cz/zemedelska-technika/product/6458:traktorovy-naves-cynkomet-t-117-3-5-t

[5] Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) 2019/519. Nařízení o schvalování zemědělských a lesnických vozidel a dozoru nad trhem s těmito vozidly. In: Sbírka zákonů.

[6] Vyhláška č. 314/2014 Sb., Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. In: Sbírka zákonů.

[7] Vyhláška č. 209/2018 Sb., Vyhláška o hmotnostech, rozměrech a spojitelnosti vozidel. In: Sbírka zákonů.

[8] Zákon č. 56/2001 Sb., Zákon o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Část třetí – schvalování silničních vozidel (§ 15 - § 35a). In: Sbírka zákonů.

[9] Traction trailer. Solidproof.nl [online]. [cit. 18-12-2022]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=_X0_mv4Rl3M&ab_channel=ForestWorks

[10] Světová premiéra první hnané nápravy BPW. Agroportal24h.cz [online]. [cit. 18-12-2022]. Dostupné z: https://www.agroportal24h.cz/clanky/svetova-premiera-prvni-hnane-napravy-bpw-agro-drive-pro-cisterny-a-navesy

[11] Disc brakes vs drum brakes. Avalonking.com [online]. [cit. 18-12-2022]. Dostupné z: https://eu.avalonking.com/blogs/guides/how-to-remove-brake-dust-from-car-paint

[12] MITAS. Mitas-tyres.com [online]. [cit. 26.03.2022]. Dostupné z: https://www.mitas-tires.com/cs-cz/technologie

[13] Scharmüller tažné oko. Dilynatraktory.cz [online]. [cit. 18-12-2022]. Dostupné z: https://dilynatraktory.cz/scharmuller-tazne-oko-8-dera-priruba-hitch-krouzek?gad=1&gclid=CjwKCAjw36GjBhAkEiwAKwIWycUpHoAgDehrfqAWPBAs1AqVGCJlDL1cAFv42f0xOmANuvkrp5WhixoCz9AQAvD_BwE

[14] Scharmüller tažné oko. Dilynatraktory.cz [online]. [cit. 18-12-2022]. Dostupné z: https://dilynatraktory.cz/scharmuller-tazne-oko-6-dera-priruba-k-nasroubovani

[15] Scharmüller Piton Fix. Dilynatraktory.cz [online]. [cit. 18-12-2022]. Dostupné z: https://dilynatraktory.cz/scharmuller-piton-fix-330-32-25

[16] Brzděná náprava FAD. Granit-parts.cz [online]. [cit. 20-1-2023]. Dostupné z: https://www.granit-parts.cz/e/product/220STA-8-1500-5?id=34048771

[17] Disk kola. Agrozet.cz [online]. [cit. 20-1-2023]. Dostupné z: https://www.agrozet.cz/e-shop/disk-kola-9x153-6d-et-40-pneu-100-75-153-d12014.html?gclid=CjwKCAjw36GjBhAkEiwAKwIWyQJ1QoaOaOoUNTP7JbyqQImJgT8QyrqxaDwY-7wlAweW3as1_NxsNhoCTYYQAvD_BwE

[18] Zemědělské pneumatiky. Mitas-pneu.cz [online]. [cit. 20-1-2023]. Dostupné z: http://www.mitas-pneu.cz/pneumatiky-zemedelske/mitas-im-04-10-0-75-15-3-18pr-reinforced-tl

[19] Tažné oko. Granit-parts.cz [online]. [cit. 5-2-2023]. Dostupné z: https://www.granit-parts.cz/e/product/220890021?locale=cs

[20] Podpěrné kolo. Granit-parts.cz [online]. [cit. 5-2-2023]. Dostupné z: https://www.granit-parts.cz/e/product/220M214?q=podperne%20kolo&id=34114491

[21] Sady pro třístranné sklápěče. Trans-technik.cz [online]. [cit. 12-2-2023]. Dostupné z: https://www.trans-technik.cz/file/276375/07_2019%20optimal.pdf

[22] Hydraulický válec typu M. Trans-technik.cz [online]. [cit. 12-2-2023]. Dostupné z: https://www.trans-technik.cz/file/276375/07_2019%20optimal.pdf

[23] Bočnice ocelová B 450/2 mm. Alsap.cz [online]. [cit. 26-3-2023]. Dostupné z: https://www.alsap.cz/bocnice-ocelova-b-450-2mm-p17311/

[24] ČSN EN 1993-1-1. Navrhování ocelových konstrukcí – Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2006.

[25] Výpočet kvadratických průřezů. E-konstrukter.cz [online]. [cit. 8-5-2023]. Dostupné z: https://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/14-kvadraticky-moment-a-modul-prurezu-v-ohybu/104-kvadraticky-moment-prurezu-jaklu

[26] ČSN EN 12195-1: Zajišťování břemen na silničních vozidlech – Bezpečnost – Část 1: Výpočet zajišťovacích sil. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.

[27] Sauermann závěs pro 40 mm tažné oko. Dilynatraktory.cz [online]. [cit. 16-5-2023]. Dostupné z: https://www.dilynatraktory.cz/sauermann-zaves-pro-o40-mm-tazne-oko-vhodny-pro-ruzne-vyrobce

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_A	[m·s^{-2}]	Zrychlení pro zátěžový stav akcelerace
a_B	[m·s^{-2}]	Zrychlení pro zátěžový stav brzdění
a_Z	[m·s^{-2}]	Zrychlení pro zátěžový stav průjezdu zatáčkou
$B1$	[m]	Vzdálenost osy kulového uložení od osy uložení příčného nosníku
$B2$	[m]	Vzdálenost os uložení příčného nosníku
B_T	[m]	Vzdálenost polohy těžiště od svislé osy kola
CT	[mm]	Zdvih hydraulického válce
$c_{x,\ vpred}$	[-]	Koeficient podélného zrychlení vpřed
$c_{x,\ vzad}$	[-]	Koeficient podélného zrychlení vzad
c_y	[-]	Koeficient bočního zrychlení
DP	[mm]	Vzdálenost mezi uložením hydraulického válce a nástavby
F_{CO1}	[N]	Celková svislá síla působící v závěsném oku při akceleraci
F_{CO2}	[N]	Celková svislá síla působící v závěsném oku při brzdění
f_D	[MPa]	Dovolené napětí obsahující dynamický součinitel
F_G	[N]	Zatěžující síla
F_{KO}	[N]	Síla působící v závěsném oku při klidovém stavu
F_O	[N]	Odstředivá síla působící na návěs při průjezdu zatáčkou
F_{SA}	[N]	Setrvačná síla naloženého návěsu při akceleraci
F_{SB}	[N]	Setrvačná síla naloženého návěsu při brzdění
f_{yd}	[N]	Hodnota návrhové pevnosti oceli odvozené od meze kluzu
F_Z	[N]	Zatěžující síla nákladu a nástavby
g	[m·s^{-2}]	Tíhové zrychlení
H_T	[m]	Výška polohy těžiště od klopného bodu
k_D	[-]	Dynamický součinitel
$L1$	[m]	Vzdálenost osy otvoru závěsného oka od těžiště
$L2$	[m]	Vzdálenost osy čepu podpěrného kola od těžiště
$L3$	[m]	Vzdálenost osy nápravy od těžiště
$L4$	[m]	Vzdálenost osy otvoru závěsného oka od osy přední koule

$L5$	[m]	Vzdálenost osy přední koule od osy nápravy
$L6$	[m]	Vzdálenost osy nápravy od osy zadní koule
L_{O1}	[m]	Vzdálenost osy závěsného oka od klopného bodu
m_E	[kg]	Hmotnost svislého zatížení etážového závěsu
M_I	[Nm]	Moment působící v prvním úseku
M_{II}	[Nm]	Moment působící v druhém úseku
M_{III}	[Nm]	Moment působící v třetím úseku
m_K	[kg]	Hmotnost připadající na podpěrné kolo
m_N	[kg]	Hmotnost připadající na nápravu
m_O	[kg]	Hmotnost připadající na závěsné oko
M_O	[Nm]	Ohybový moment příčného nosníku v bodě 1
M_{O1}	[Nm]	Ohybový moment podélného nosníku v bodě 1
m_{O1}	[kg]	Hmotnost působící v závěsném oku ve svislém směru při akceleraci
M_{O2}	[Nm]	Ohybový moment podélného nosníku v bodě 2
m_{O2}	[kg]	Hmotnost působící v závěsném oku ve svislém směru při brzdění
m_R	[kg]	Hmotnost rovnoměrně rozloženého nákladu
m_S	[kg]	Hmotnost sklápěčové nástavby
m_V	[kg]	Vlastní hmotnost návěsu
N_I	[N]	Normálová síla působící v prvním úseku
N_{II}	[N]	Normálová síla působící v druhém úseku
N_{III}	[N]	Normálová síla působící v třetím úseku
$R_{e\,min}$	[MPa]	Dolní mez kluzu oceli S355J0
R_K	[N]	Reakční síla působící v podpěrném kole
R_N	[N]	Reakční síla od nápravy
R_O	[N]	Reakční síla působící v závěsném oku
R_{P1}	[N]	Reakční síla působící v levém uložení nosníku
R_{P2}	[N]	Reakční síla působící v pravém uložení nosníku
R_{SO1}	[N]	Reakce setrvačné síly akcelerace v závěsném oku
R_{SO2}	[N]	Reakce setrvačné síly brzdění v závěsném oku

T_I	[N]	Tečná síla působící v prvním úseku
T_{II}	[N]	Tečná síla působící v druhém úseku
T_{III}	[N]	Tečná síla působící v třetím úseku
W_O	[mm^3]	Průřezový modul příčného nosníku v ohybu v bodě 1
W_{O1}	[mm^3]	Průřezový modul podélného nosníku v ohybu v bodě 1
W_{O2}	[mm^3]	Průřezový modul podélného nosníku v ohybu v bodě 2
x	[mm]	Rozdíl výšky mezi uložením hydraulického válce a nástavby
x_I	[m]	Vzdálenost prvního úseku
x_{II}	[m]	Vzdálenost druhého úseku
x_{III}	[m]	Vzdálenost třetího úseku
α	[°]	Maximální úhel vyklápění
β	[°]	Úhel v kulovém uložení hydraulického válce
γ_M	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
σ_O	[MPa]	Ohybové napětí příčného nosníku v bodě 1
σ_{O1}	[MPa]	Ohybové napětí podélného nosníku v bodě 1
σ_{O2}	[MPa]	Ohybové napětí podélného nosníku v bodě 2

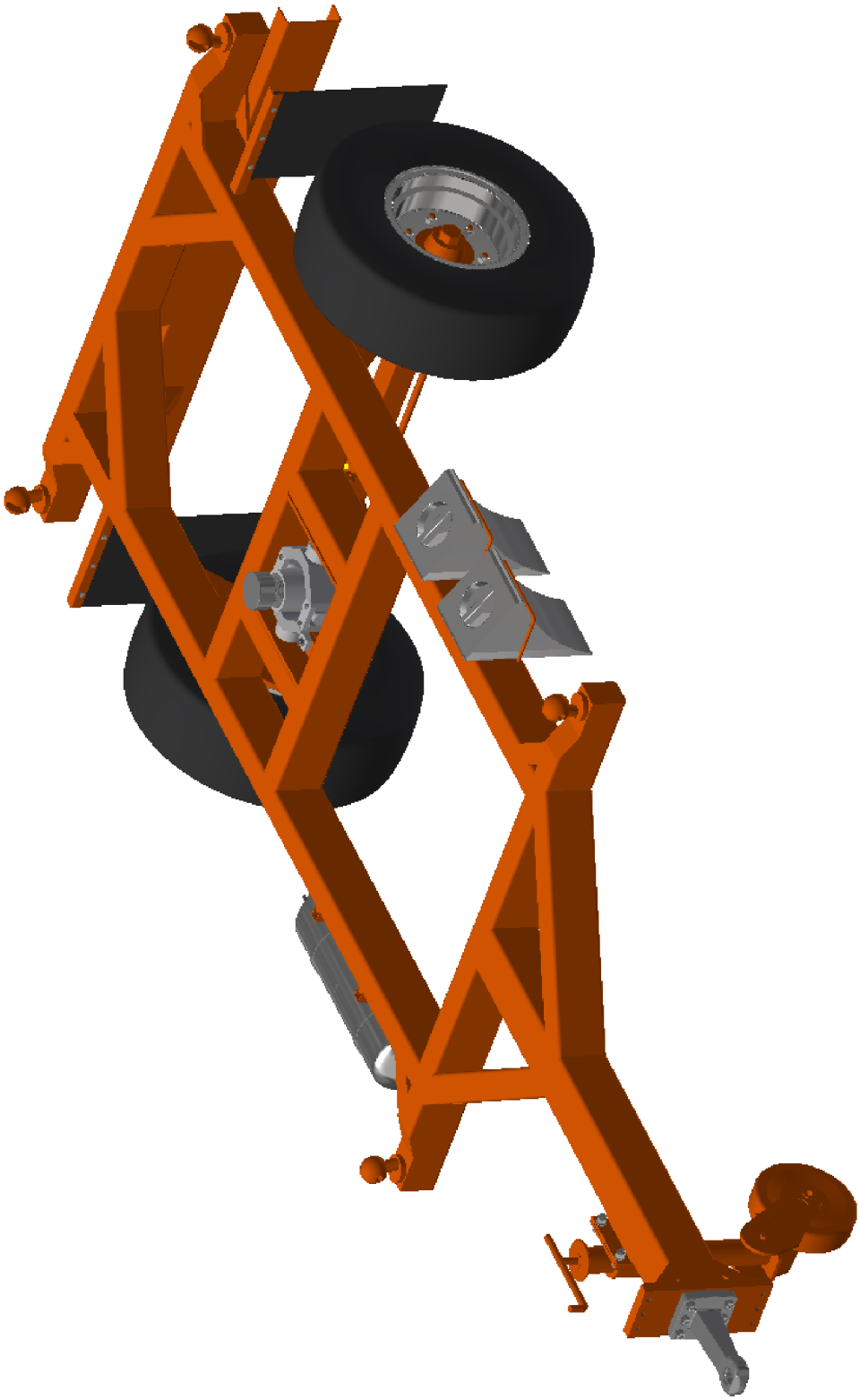
SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA 1	Pohled na podvozek návěsu zepředu	I
PŘÍLOHA 2	Pohled na podvozek návěsu zezadu	II
PŘÍLOHA 3	Pohled na návěs se sklápěčovou nástavbou zepředu	III
PŘÍLOHA 4	Pohled na návěs se sklápěčovou nástavbou zezadu	IV
PŘÍLOHA 5	Pohled na návěs s cisternovou nástavbou zepředu	V
PŘÍLOHA 6	Pohled na návěs s cisternovou nástavbou zezadu	VI

SEZNAM SAMOSTATNÝCH PŘÍLOH

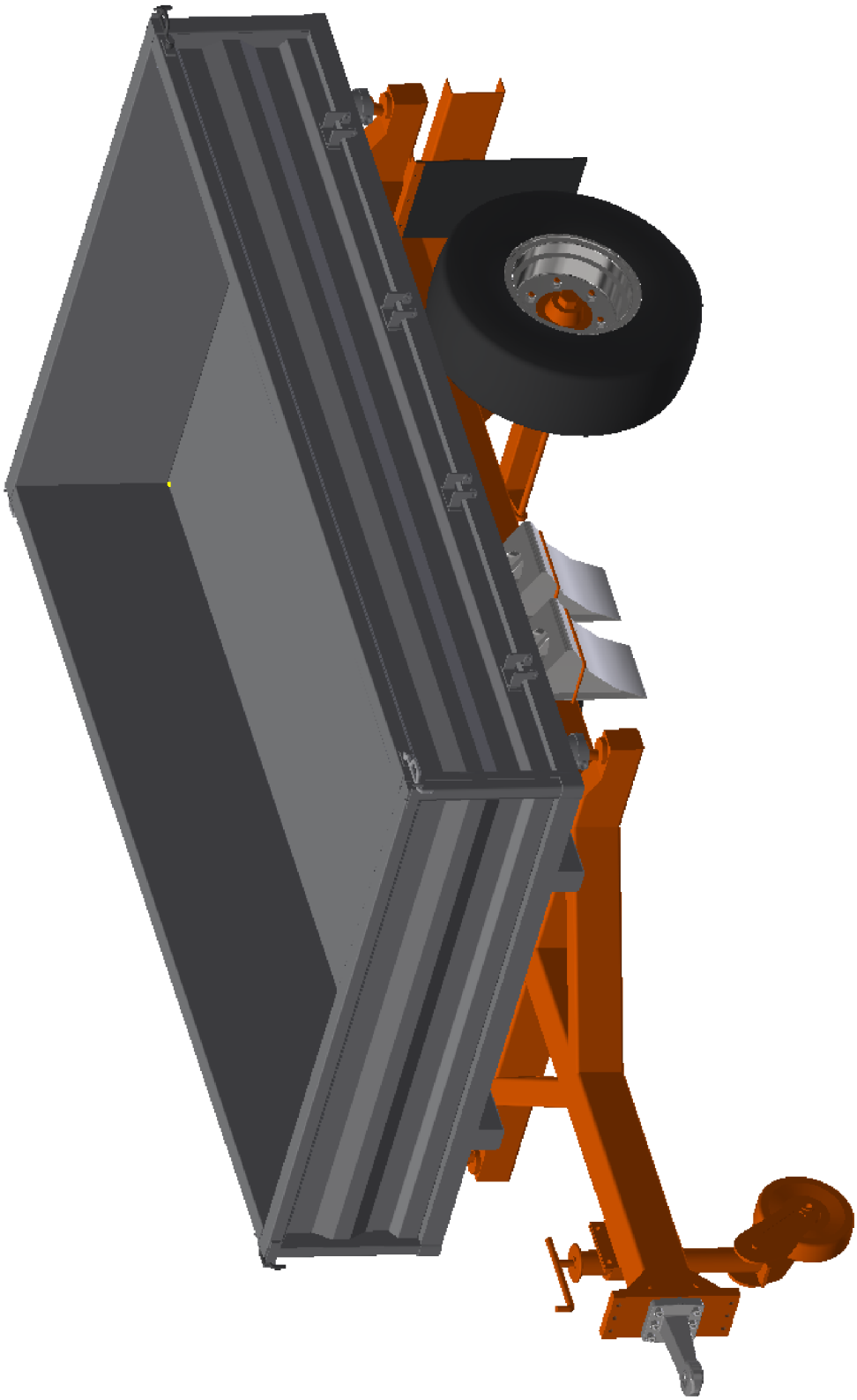
Výkres sestavy:	Podvozek návěsu	1-BP-001	1 ks
Výkres svařence:	Rám podvozku	2-BP-001	1 ks
Výrobní výkresy:	Hlavní podélný nosník	3-BP-001	1 ks
	Hlavní příčný nosník	3-BP-002	1 ks
	Deska uchycení nápravy	3-BP-003	1 ks

PŘÍLOHA 1 – POHLED NA PODVOZEK NÁVĚSU ZEPŘEDU

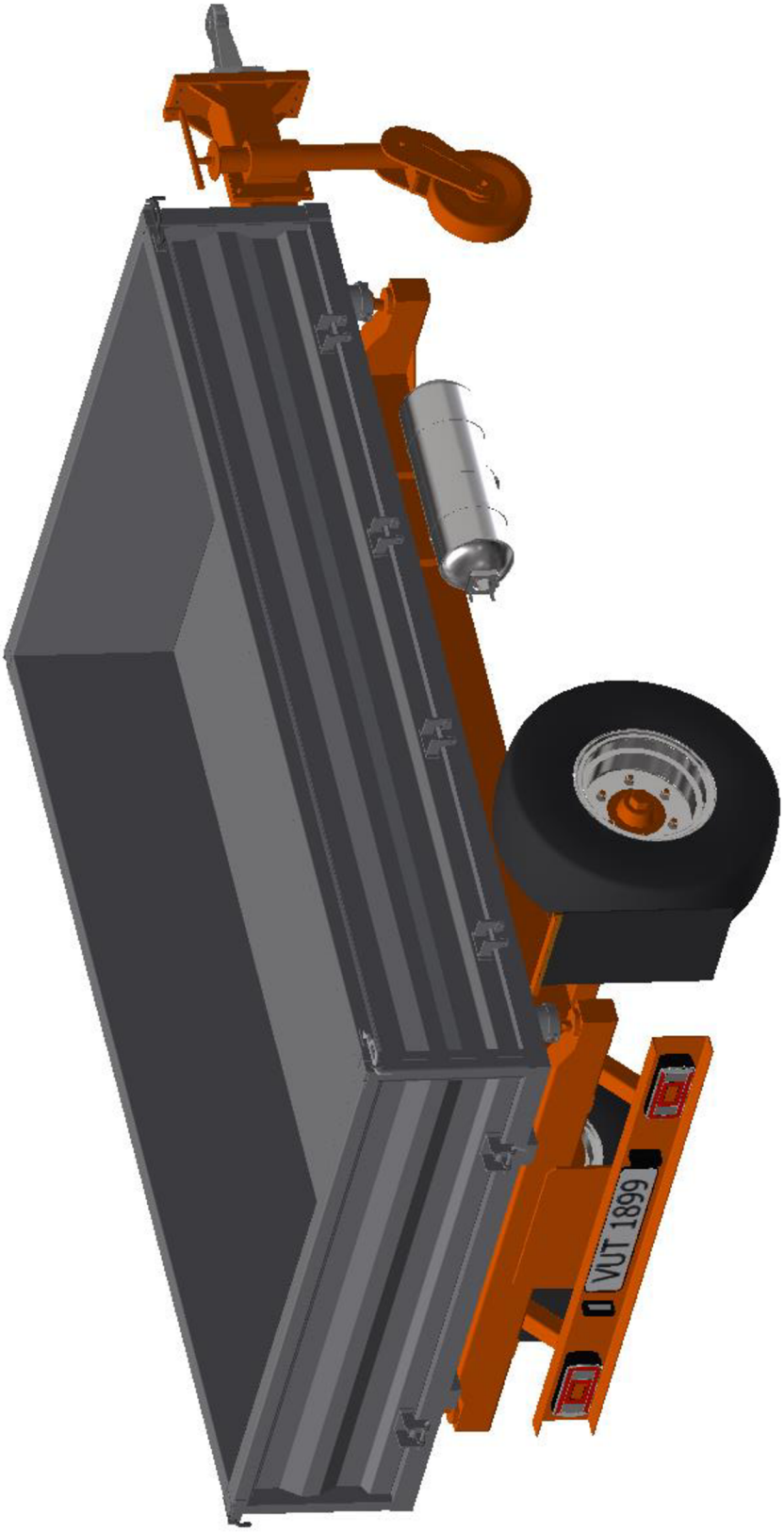


PŘÍLOHA 2 – POHLED NA PODVOZEK NÁVĚSU ZEZADU

PŘÍLOHA 3 – POHLED NA NÁVĚS SE SKLÁPĚČOVOU NÁSTAVBOU ZEPŘEDU



PŘÍLOHA 4 – POHLED NA NÁVĚS SE SKLÁPĚČOVOU NÁSTAVBOU ZEZADU



PŘÍLOHA 5 – POHLED NA NÁVĚS S CISTERNOVOU NÁSTAVBOU ZEPŘEDU

PŘÍLOHA 6 – POHLED NA NÁVĚS S CISTERNOVOU NÁSTAVBOU ZEZADU