



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

VANOVÁ NÁSTAVBA S OTEVÍRACÍM ZADNÍM ČELEM PRO JEDNOÚČELOVÝ VŮZ MEGA EASY

BATH BODY WITH OPENING REAR FACE FOR A DEDICATED CAR MEGA EASY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MILAN SEHNAL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Milan Sehnal

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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 diplomové práce:

Vanová nástavba s otevíracím zadním čelem pro jednoúčelový vůz MEGA EASY

v anglickém jazyce:

Bath body with opening rear face for a dedicated car MEGA EASY

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte vanovou nástavbu s otevíracím zadním čelem pro podvozek dvounápravového traktorového jednoúčelového návěsu MEGA EASY. Základní technické parametry:

- nosnost minimálně 14000 kg
- vlastní hmotnost maximálně 3000 kg
- užitečný objem 20 až 30 m³

Cíle diplomové práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritickou rešerši možných řešení,
- zdůvodněný návrh vlastní koncepce,
- výpočet kinematiky otevírání zadního čela,
- základní pevnostní výpočty navržené konstrukce,
- další výpočty dle pokynů vedoucího DP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celkovou sestavu,
- podsestavu mechanismu otevírání zadního čela,
- další výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

1. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnícká Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
2. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
3. ŠKOPÁN, M.: Aplikovaná mechanika stavebních a transportních strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2003
4. BAUER, F. a kol: Traktory a jejich využití. 2. vydání, Profi Press, Praha 2013. ISBN 978-80-86726-52-6

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 7.11.2013



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem vanové nástavby a zadního výklopného čela pro jednoúčelový traktorový návěs MEGA EASY. Cílem této práce je zpracování rešerše a vytvoření koncepčního návrhu korby i zadního čela, řešení mechanismu otevírání zadního čela, výpočet konstrukce pomocí metody konečných prvků. Práce obsahuje i vybranou výkresovou dokumentaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vanová nástavba, výklopné čelo, traktorový návěs, pevnostní výpočet.

ABSTRACT

This master's thesis deals with a design construction of a bath body and an opening rear face for a dedicated tractor trailer MEGA EASY. The purpose of this master's thesis is to create research and concept of the bath body and the rear face, to design mechanism for opening the rear face and to compute the construction using the finite element method. Additionally, this master's thesis includes selected technical drawings.

KEYWORDS

Bath body, opening rear face, tractor trailer, strength calculation.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SEHNAL, M. *Vanová nástavba s otevíracím zadním čelem pro jednoúčelový vůz Mega Easy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 75 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2014

.....

Milan Sehnal



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za poskytnuté rady a připomínky, dále firmě ZDT Nové Veselí, jmenovitě panu Ing. Janu Peňázovi za jeho vstřícné jednání a věcné poznatky. Dále děkuji celé své rodině, přítelkyni Hance a přátelům za podporu.



OBSAH

Úvod	11
1 Přehled současných typů vanových nástaveb	12
1.1 Rozdělení traktorových návěsů	12
1.2 Typy konstrukcí vanových nástaveb	13
1.2.1 Jednostranně sklápěná korba	13
1.2.2 Dvou a třístranně sklápěná korba	14
1.2.3 Korba s výtlačným čelem	14
1.3 Příklady používaných nástaveb	15
2 Prvky vanové nástavby	19
2.1 Hlavní části konstrukce	19
2.1.1 Podlaha korby	19
2.1.2 Bočnice	20
2.1.3 Přední a zadní čelo	21
2.1.4 Nástavba pro zvýšení objemu	22
2.1.5 Zakrývací plachta	23
2.1.6 Žebřík, obslužná plošina	23
2.1.7 Kontrolní a výsypné otvory	24
2.2 Mechanismus otevírání zadního čela	25
2.3.1 Nenucené otevírání	26
2.3.2 Mechanické otevírání	26
2.3.3 Otevírání pomocí přímočarých hydromotorů	27
2.3.4 Hydraulický okruh návěsu	28
3 Koncepční návrh řešení a výběr optimální varianty	29
3.1 Legislativní požadavky	30
3.2 Spojení korby s podvozkem	31
3.3 Nosná konstrukce	32
3.3.1 Podlaha	33
3.3.2 Bočnice	34
3.3.3 Přední čelo	35
3.3.4 Zadní čelo	36
3.4 Kinematika zadního čela	36
3.4.1 Mechanismus zdvihu zadního čela	36
3.4.2 Rozbor pohybu a zatížení	38
3.4.3 Průběhy zatížení hydromotorů	39
3.4.4 Grafické znázornění průběhu síly F_H	40
3.4.5 Volba hydromotoru	41



4	Vstupní parametry výpočtu, zatížení	42
4.1	Rozbor vstupních parametrů	42
4.1.1	Dovolená napětí materiálů	42
4.1.2	Určení přepravovaného materiálu	43
4.1.3	Zátěžové stavy	43
4.1.4	Statické účinky při vyklápění	44
4.1.5	Dynamické účinky při jízdě	45
4.1.6	Zatížení zadního čela	45
4.2	Popis modelu	47
5	Pevnostní analýza zadního čela	49
5.1	Volné otevírání zadního čela	49
5.2	Rozjezd	50
5.3	Optimalizace zadního čela	51
5.3.1	Kontrolní výpočet pro rozjezd	52
5.3.2	Kontrolní výpočet pro vyklopení 50°	53
6	Pevnostní analýza vanové nástavby	54
6.1	Zatěžovací stav na počátku vyklápění (1°)	54
6.2	Zatěžovací stav při jízdě v zatáčce	55
6.3	Zatěžovací stav při brzdění	56
6.4	Optimalizace konstrukce	56
7	Kontrolní analýza nástavby po úpravě	58
7.1	Zatěžovací stav na počátku vyklápění (1°)	58
7.2	Zatěžovací stav při úplném vyklopení (50°)	59
7.3	Zatěžovací stav při jízdě v zatáčce	60
7.4	Zatěžovací stav při brzdění	61
7.5	Vyhodnocení výsledků	61
8	Analytická kontrola ostatních součástí	62
8.1	Kontrola uložení hydromotoru zdvižných ramen	62
8.1.1	Kontrola napětí ve smyku	62
8.1.2	Kontrola napětí v ohybu	63
8.2	Kontrola čepu zdvižného ramene	64
8.2.1	Určení zatížení čepu	64
8.2.2	Kontrola napětí v ohybu	65
8.3	Kontrola uchycení žebříku	66
8.4	Kontrola sváru zajištění zadního čela	67
8.4.1	Výpočet zatížení	67
8.4.2	Podmínka pevnosti koutového sváru	68



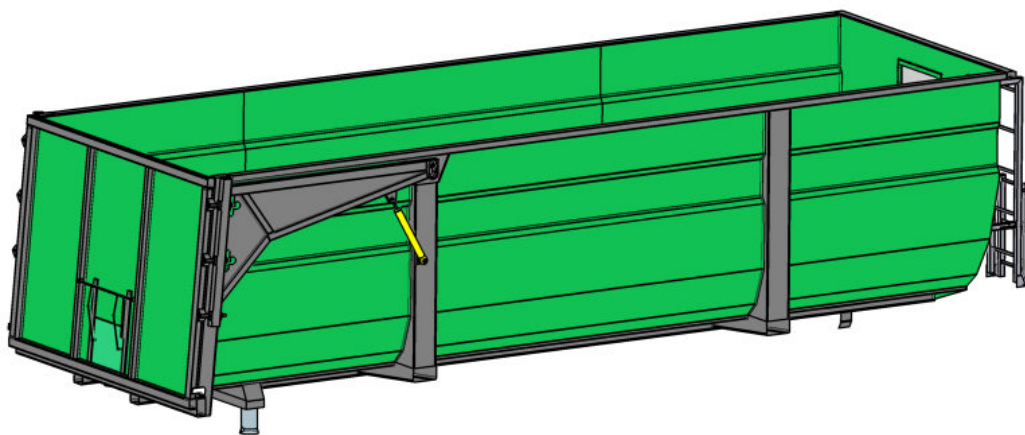
Závěr.....	69
Použité informační zdroje.....	70
Seznam použitých zkratk a symbolů	73
Seznam příloh.....	75



ÚVOD

U traktorových návěsů je v dnešní době často používaný systém vyměnitelných nástaveb, kdy může být použita korba, cisterna, rozmetadlo a jiné na jednom univerzálním podvozku. Tento systém používá většina velkých výrobců ve světě, a také česká firma ZDT spol. s r.o. Nové Veselí u návěsů řady Mega [14]. Pro návěsy určené pouze pro přepravu materiálu, pro malé firmy nebo živnostníky, je však vhodnější použití jednoúčelového vozu, s jednodušší konstrukcí a tím i nižší cenou. Pro doplnění stávajících dopravních prostředků firmy ZDT by měl tedy vzniknout jednoúčelový traktorový návěs Mega Easy, určený pro dopravu zemědělských komodit, sypkých materiálů, krmiv atd. Tato diplomová práce se zabývá návrhem vanové nástavby (korby) tohoto návěsu. Cílem práce je návrh konstrukce jednostranně sklápěné nástavby včetně mechanismu otevírání zadního čela a jeho kinematiky. Parametry korby jako nosnost 14 t, vlastní hmotnost 3t a výsledný objem 22,8 m³ zařazují návěs do kategorie středně velkých, obvyklý objem nástavby se pohybuje mezi 12-34 m³.

Nejprve byla provedena rešerše používaných řešení a obecných podmínek pro konstrukci vanových nástaveb, zjištěné poznatky pak byly využity v koncepčním návrhu nástavby. Ten obsahuje mimo jiné výběr nejvhodnější varianty pro mechanismus otevírání zadního čela. Zpracovaný byl také rozbor vstupních parametrů nezbytných pro pevnostní výpočet. Návrh konstrukce vanové nástavby byl proveden jako 3D model v programu Inventor 2012, výpočtový model a samotná pevnostní analýza byla provedena v NX I-Deas, součástí práce jsou rovněž analytické výpočty dílčích součástí. Výkresová dokumentace byla zhotovena pomocí programu AutoCad 2011.



Obr.1 Koncepce vanové nástavby Mega Easy



1 PŘEHLED SOUČASNÝCH TYPŮ VANOVÝCH NÁSTAVEB

Mezi největší výrobce traktorových návěsů patří firmy Fliegl agratechnik s výrobními závody v Německu, Španělsku, Maďarsku a Brazílii, německý Annaburger GmbH či Krampe GmbH, polský Pronar Sp z o.o nebo firma Joskin z Belgie. Z českých firem především firma ZDT Nové Veselí s.r.o., dále firma WTC Písečná, tábořská firma Umega a opavská firma S-profit s návěsí BIG.

Vanové nástavby můžeme obecně rozdělit do dvou základních skupin. První skupinou jsou nástavby jednoúčelových návěsů, které jsou zabudované do podvozku a zpravidla nejsou od podvozku oddělitelné. Druhou skupinu tvoří vyměnitelné nástavby posazené na univerzálním podvozku (tzv. nosiči nástaveb) víceúčelového návěsu. Tyto nástavby jsou od podvozku oddělitelné pro jejich snadnou výměnu.

1.1 ROZDĚLENÍ TRAKTOROVÝCH NÁVĚSŮ

Jednoúčelové návěsy:

- Cisterna,
- Nosič kontejnerů,
- Rozmetadlo,
- Senážní vůz.

Víceúčelové návěsy:

- Návěsy s výměnnou nástavbou,
- Korba 1,2 a 3-stranně sklápěná,
- Valník.



Obr.2 Cisterna NC Engineering[15]



Obr.3 Nosič kontejnerů Fornal NKR100[13]



Obr.4 Rozmetadlo hnoje ZDT RM33[14]



Obr.5 Systém výměnné nástavby WTC[16]



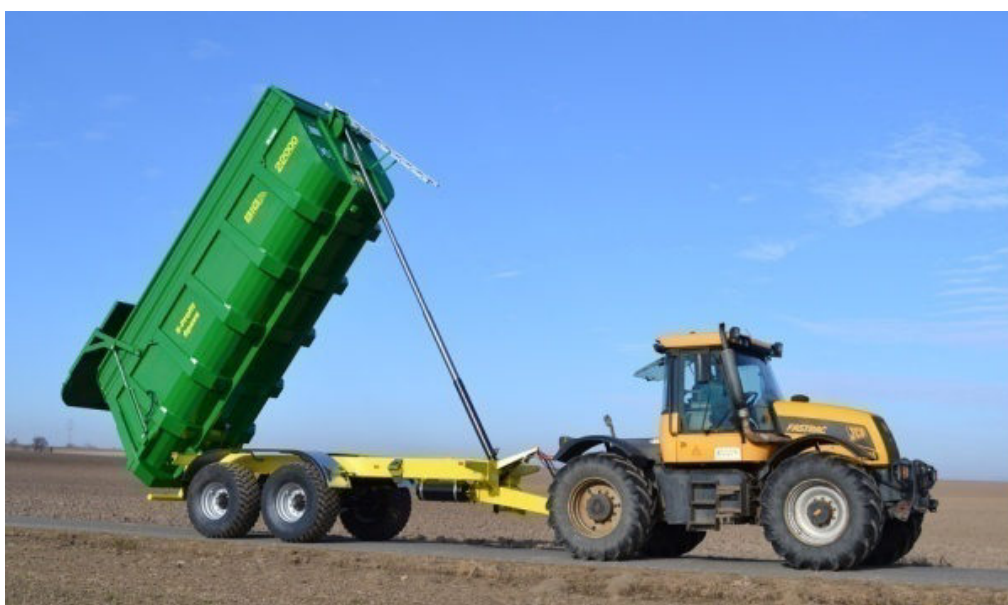
1.2 TYPY KONSTRUKCÍ VANOVÝCH NÁSTAVEB

Vanové nástavby dělíme do čtyř základních skupin:

- Jednostranně sklápěná korba,
- Dvoustranně sklápěná korba,
- Třístranně sklápěná korba,
- Korba s výtlačným čelem.

1.2.1 JEDNOSTRANNĚ SKLÁPĚNÁ KORBA

Korba jednostranně sklápěná nemá výklopné bočnice a umožňuje jen vyklápění dozadu pro vysypání materiálu. Rozdíl ve tvaru jednostranně sklápěné korby od ostatních je zřejmý, bočnice nejsou kolmo spojeny s podlahou, ale často zde mají zaoblený přechod. Výhodou tohoto řešení je lepší vysypání materiálu, který nezůstává v rozích korby, a rovněž lepší rozložení zatížení díky absenci ostrého přechodu mezi bočnicí a podlahou. Konstrukce jednostranně sklopné korby dosahuje lepší tuhosti a je proto vhodnější pro vyšší zatížení, např. i pro přepravu kameniva, stavebních sutí atd. Zdvihnutí korby zajišťuje jeden hydromotor (vícestupňový) ovládaný z kabiny traktoru nebo ovládacím panelem na návěsu, zdvih pístu může být až 4,5 m. Samotná korba je uložena na pantech (čepy, klopné koule), které umožňují vyklopení korby obvykle o 45°-60°. Konstrukce korby je svařovaná z plechů tloušťky nejčastěji 3-4 mm a normalizovaných profilů, pro vyšší tuhost může být bočnice vyztužena několika sloupky.



Obr.6 Jednostranný sklápěcí návěs BIG 16 [17]



1.2.2 DVOU A TŘÍSTRANNĚ SKLÁPĚNÁ KORBA

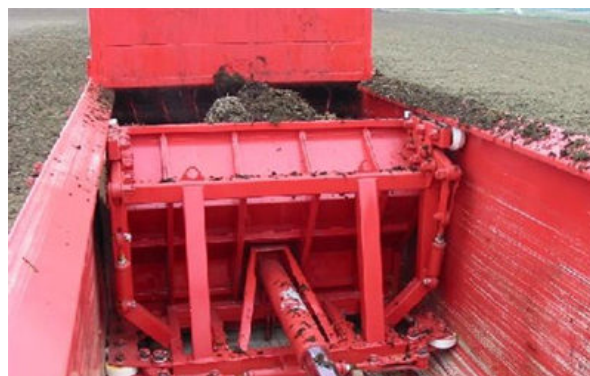
Tato korba má jednu nebo obě bočnice otevírací. Bočnice je obvykle rozdělená na dvě části, pevnou horní část a výklopnou spodní část, méně obvyklé řešení je výklopná bočnice nedělená. Bočnice je uložena na pantech, k jejímu zajištění slouží systém zavírání (centrální, nezávislý), ovládaný hydraulicky z kabiny traktoru, nebo manuálně na návěsu. Otevírání zadního čela je převážně hydraulické, otevírání bočnic samočinné při sklápění korby na stranu.



Obr.7 2-stranně sklápěná korba ZDTM-2540[14] Obr.8 3-stranně sklápěná korba Annaburger[18]

1.2.3 KORBA S VÝTLAČNÝM ČELEM

Konstrukce korby s výtlačným čelem umožňuje vyložení nákladu bez nutnosti vyklápění korby, tento návěs může tedy být používán i v prostorách s nízkými stropy. Výtlačné čelo může být ovládáno pomocí hydrauliky traktoru, nebo vlastním hydraulickým agregátem. Toto čelo může být navíc využito při přepravě sena pro jeho stlačení. Součástí posuvného systému jsou prvky proti přetížení, které vypnou posuv čela, např. pokud není otevřené zadní čelo. Výtlačné čelo je vybaveno gumovým těsněním, aby bylo možné přepravovat i sypké materiály jako obilí nebo siláž. Funkce výtlačného čela bývá využita i jako podávací zařízení u rozmetadla hnoje. Nevýhodou tohoto zařízení je zvýšení hmotnosti návěsu přibližně o 1000 kg, servisní nároky a také vyšší cena.



Obr.9 Pronar T900 s výtlačným čelem[9]

Obr.10 Výtlačné čelo rozmetadla [10]



1.3 PŘÍKLADY POUŽÍVANÝCH NÁSTAVEB

V této kapitole byl proveden přehled a porovnání několika zvolených traktorových návěsů se zaměřením na vanové nástavby. Jednotlivé modely byly zvoleny tak, aby byly zastoupeny moderní sofistikované konstrukce velkých, ale i menších výrobců. Hlavním kritériem pro výběr byla korba se sklápěním dozadu o objemu přibližně 22 m³ a s podvozkem se dvěma nápravami. Zohledněno bylo i stáří návěsu, výběr byl omezen pro modely vyrobené od roku 2012.

Do přehledu byly zvoleny tyto návěsy:

- Fliegl TMK 261
- Krampe BIG BODY 640
- Joskin 6500/22
- ZDT MEGA20
- Pronar T700
- Koncepce MegaEasy

FLIEGL TMK261

Německá společnost Fliegl byla založena v roce 1981, závod je od počátku zaměřen na výrobu přípojných zemědělských vozidel. Návěsy řady TMK se vyznačují pevnou bočnicí bez opěrných sloupků, značné klenutí bočnice zajišťuje dostatečnou tuhost. Bočnice je vyrobena z jednoho kusu plechu, a tedy beze svárů. Přední čelo je k bočnicím přivařeno koutovým svárem po celém obvodu, odpadá tak obvodový rám předního čela. Horní hrana korby je zaoblená proti usazování nečistot. Podvozek návěsu je pozinkovaný. Otevírání zadního čela je zajištěno svisle umístěným hydromotorem s vysokým zdvihem, zajištění je dosednutím čela do tvarového zámku (pevné). Hlavní kříž je upraven tak, aby umožňoval variabilní posunutí polohy hlavního PHM podél osy návěsu. [21]



Obr.11 Návěs Fliegl TMK 261 [21]



KRAMPE BIGBODY 261

Firma Krampe byla založena v roce 1921, původně se věnovala elektronice, později traktorům a od roku 1982 působí ve výrobě návěsů. Řada BigBody je opět skořepinového provedení s bočnicí i podlahou z jednoho kusu plechu, nad nápravou je umístěný jeden boční sloupek jako výztuha bočnice. Návěsy Krampe využívají zajištění zadního čela mechanickým zámkem (západkou), spojeným s přímočarým hydromotorem zdvihu zadního čela. [22]



Obr.12 Návěs Krampe BigBody 261 [22]

JOSKIN 6500/22

Belgický Joskin se začal výrobou zemědělských strojů věnovat v roce 1982, dnes patří mezi největší evropské výrobce. Koncepce korby návěsů TransCap je rovněž skořepinová, s jedním bočním sloupkem. Již v základní verzi nabízí Joskin korbu s podlahou vyrobenou z materiálu Hardox 450 a bočnice z pevnostní oceli HLE 550, díky tomu je také použito malé množství nosníků podepírajících podlahu. Bočnice je rovná s jedním podélným prolisem, při pohledu na přední čelo na první pohled zaujme velký rozměr kontrolního otvoru. Na přání je možné dodat podvozek i korbu pozinkované. [23]



Obr.13 Návěs Joskin TransCap 6500/22 [23]



ZDT MEGA 20

Česká firma ZDT Nové Veselí, působící v oblasti výroby zemědělských strojů od roku 1993, nabízí také kompletní program pro dopravu v zemědělství. Jedná se především o návěsy řady MEGA. Koncepte těchto návěsů se liší od předchozích především v oblasti nástavby, kde bočnice není profilovaná, ale její tuhost zajišťuje konstrukce s větším počtem bočních sloupků a nosníků. Tento typ masivnější konstrukce je vhodný pro těžké zacházení a náročné provozní podmínky. Přední čelo je opět přivařeno k bočnicím bez obvodového rámu, zadní čelo je otevíráno dvojicí hydromotorů a jeho zajištění je provedeno hydraulickými zámky.[14]



Obr.14 Návěs ZDT Mega20 s třístranným vyklápěním (vlevo) a vyklápěním dozadu (vpravo) [14]

PRONAR T700

Dalším výrobcem traktorů a zemědělské techniky je polská firma Pronar, která byla založena v roce 1989. Návěsy této značky jsou dnes oblíbené v mnoha zemích, a to díky nízké ceně při zachování funkčních vlastností. Model T700 je moderní konstrukce podobné návěsům Krampe, obdobný je i systém zajištění zadního čela. Od pohledu zaujme masivní provedení zadního svislého sloupku, který je profilovaný stejně jako sloupek bočnice, a také malý počet nosníků podepírajících podlahu. [19]



Obr.15 Návěs Pronar T700 [19]



Tab.1 Parametry vybraných nástaveb, porovnání rozměrů, vlastností.

Typ nástavby	Fliegl TMK 261	Krampe BIG BODY 640	Joskin 6500/22	ZDT MEGA20	Pronar T700	Koncepce MegaEasy
Objem [m ³]	21,4	22,5	21,9	21,5	22,7	22,8
Délka [m]	6,15	6,50	6,73	6,46	6,69	6,70
Šířka [m]	2,32/2,22	2,32/2,22	2,26/2,18	2,2/2,1	2,2	2,25/2,15
Výška [m]	1,50	1,52	1,50	1,63	1,50	1,6
Hmotnost návěsu [kg]	5100	5480	5500	5790	6570	2800 + podvozek
Nosnost [kg]	14900	16520	18000	14210	14430	14000
Tl. Plechu [mm]	-	3 / 4 11 523	4 Hardox	3 / 4 11 373	4 / 5 -	3 / 4 11 373
PHM a zajištění	Svislé pevné*	Svislé západka	Vodorovné pevné*	Vodorovné Hy. zámek	Svislé západka	Vodorovné pevné*

* Čelo při zavírání zajíždí do tvarového zámku, nejedná se o pohyblivý mechanismus.

Úvodní část přehledu je věnovaná celkovým parametrům nástavby, jako jsou hlavní rozměry a hmotnosti, v další části byly posuzovány technické vlastnosti. Pro lepší přehled byla do hodnocení zahrnutá i navrhovaná nástavba MEGA EASY, jejíž parametry byly určeny z koncepčního návrhu. Při porovnání vlastností je patrná vysoká nosnost návěsu Joskin, díky použití materiálu se zvýšenou pevností. Hmotnost nástavby navržené v koncepčním návrhu je 2792 kg, tato hmotnost se však může mírně měnit při případné optimalizaci konstrukce. Hmotnost podvozku je přibližně 3500 kg, můžeme tedy uvažovat s okamžitou hmotností 6300 kg. Ta je sice vyšší než u konkurenčních návěsů, masivnější (a tedy i těžší) konstrukce je však vhodná tam, kde je zapotřebí spolehlivost, životnost a celková odolnost konstrukce vůči nešetrnému zacházení a těžkým provozním podmínkám.



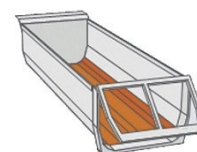
2 PRVKY VANOVÉ NÁSTAVBY

Konstrukce vanové nástavby vyklápané dozadu je převážně vyráběná jako svařenec, pevné bočnice i přední čelo tak tvoří společně s podlahou nosnou konstrukci celé korby. Zadní čelo je výklopné, uložené ke sloupkům bočnic nebo hornímu profilu. Součástí předního čela je kontrolní otvor, žebřík a vnitřní stupačky pro přístup do prostoru korby, případně i kontrolní plošina. Zadní čelo je obvykle vybaveno výsypným otvorem s vysouvacími dvířky, rám čela je připevněný ke zdvihacím ramenům, která jsou ovládána přímočarými hydromotory. Jednotlivé součásti jsou detailně popsány v následujících kapitolách.

2.1 HLAVNÍ ČÁSTI KONSTRUKCE

2.1.1 PODLAHA KORBY

Podlaha přenáší zatížení od nákladu na samotný podvozek návěsu, tvoří tedy hlavní nosný prvek korby. Konstrukce podlahy se skládá z podélných nosníků (obvykle dvou), které tvoří hlavní rám podlahy. Tyto nosníky jsou spojené pomocí dalších profilů, žeber a výztuh. Tvoří tak celkovou podporu podlahy, která zabraňuje jejímu zvlnění či jiné deformaci. Součástí této konstrukce mohou být také boční nosníky, které slouží pro uchycení sloupků bočnic a obou čel, dále zařízení pro vyklápění korby jako panty nebo kulové závěsy, opěrné plochy pro dosednutí korby na podvozek, dorazy, úchyty atd. Důležitou součástí rámu podlahy je dostatečně dimenzovaný nosný kříž, na který je uchyceno horní oko zdvihacího hydromotoru. Podlaha je vyrobena z ocelového plechu, obvykle tloušťky 4-5 mm, a běžných konstrukčních profilů U, L, čtvercových nebo obdélníkových profilů, ohýbaných profilů, případně svařovaných tvarových profilů pro složitější nosníky. Pro snížení vlastní hmotnosti se můžeme setkat i s hliníkovým provedením korby včetně nosníků vyrobených ze slitiny hliníku.



Obr.16 Podlaha návěsu Annaburger [18]



Obr.17 Podlaha návěsu Pronar T669 [19]



Samotná korba je obvykle mírně kónická (šířka korby u předního čela je menší než u zadního čela), což docílíme úpravou podlahy (Obr. 18). Toto „rozevření“ korby velmi napomáhá při vysypání materiálu, rozdíl rozměrů u předního a zadního čela je 150-300 mm v závislosti na délce korby.



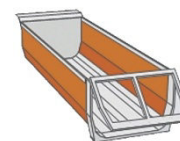
Obr.18 Kónické rozšíření korby [17]



Obr.19 Uložení zdvihacího PHM (vlastní foto)

2.1.2 BOČNICE

Pevná bočnice je součástí korby jednostranně sklopné, tvoří tak společně s podlahou a předním čelem konstrukci, která je svařená a nelze ji následně rozebrat. Výhoda svarového spoje je jeho vysoká pevnost a tuhost, nevýhodou je tepelné ovlivnění materiálu v místě sváru, kde může docházet ke vzniku trhlin a vnitřního napětí v konstrukci. Tyto nežádoucí aspekty lze částečně eliminovat vhodnou technologií výroby, ideálně následným žíháním na odstranění vnitřního pnutí. Tento proces je však vzhledem k velkým rozměrům konstrukce náročný a nákladný, proto jej využívají jen někteří přední výrobci.



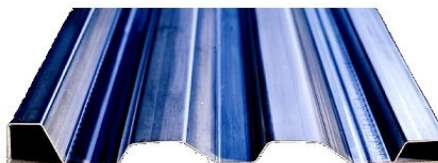
Obr.20 Konstrukce bočnic návěsu BIG18000 [17]



Otevírací bočnice se používá u nástaveb s vícestranným vyklápěním. Rám bočnice je zpravidla tvořen uzavřeným profilem, jako výplň se používá plech tloušťky 3-4 mm. Pro další vyztužení bočnice je možné použít sloupky z tenkostěnných profilů nebo ohýbaných plechových profilů. Celkovou tuhost bočnice můžeme zvýšit použitím prolisů v plechu, případně tvarovaným profilem. Pro tyto účely je vhodné použití standardních plechů na bočnice, velmi známým výrobcem je např. firma Fuhrmann [25]. Bočnice je zavěšená pomocí několika pantů a je zajištěná systémem zavírání. Nejčastější je zavírání centrální (*obr.22*), provedení se může lišit podle výrobce.



Obr.21 Otevírací bočnice [24]

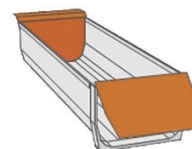


*Obr.22 nahoře: Tvar bočnice Fuhrmann[25]
dole: Centrální zavírání[24]*

2.1.3 PŘEDNÍ A ZADNÍ ČELO

U většiny nástaveb je přední čelo součástí svařence korby (mimo nástavby s výtlačným čelem), jeho konstrukce je tedy podobná jako u bočnic. Zadní čelo navíc obsahuje prvky pro jeho otevírání (zdvíhací ramena, panty, zavírání atd.). Dále je nutné použít těsnění mezi vanou a čelem, které může být v různém provedení (profilový plech, pryž) v závislosti na požadovanou těsnost zadního čela. Těsnění profilovou lištou je náchylnější k zanášení nečistotami, ale má větší životnost než pryžové těsnění. Často používaný je krycí plech nebo systém těsnícího profilu s pryžovým límcem.

Zadní čelo může být navíc dělené, což umožňuje přepravu delších kusů než je délka ložné plochy návěsu. Toto dvoukřídlé provedení používá např. firma WTC u některých typech návěsů, většina výrobců však preferuje pevné zadní čelo.





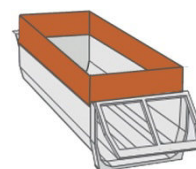
Obr.23 Dělené zadní čelo[16]



Obr.24 Pevné zadní čelo[16]

2.1.4 NÁSTAVBA PRO ZVÝŠENÍ OBJEMU

Při dopravě komodit o nízké objemové hmotnosti lze pomocí nástavby zvýšit užitečný objem korby až o 40% [14]. Pevné nástavby jsou obvykle vyrobené z profilových plechů a jejich výška je 250-500 mm. Tyto nástavby jsou připevněné ke korbě a jsou uzpůsobené i pro použití krycí plachty a ostatního příslušenství. Pro nástavby s výškou 500-800 mm se používá jako výplň děrovaný plech nebo pletivo, jejich výhodou je úspora hmotnosti. Připevnění ke korbě je provedeno pomocí pantů, které umožňují sklopení nástavků do prostoru korby, nebo mohou být nástavky k bočnici přišroubované. Při použití nástavby pro zvýšení objemu je však nutné dát pozor, aby nedošlo k překročení maximální nosnosti návěsu a také maximální výšky návěsu 4 m [4].



Obr.25 Kombinovaná nástavba[26]



Obr.26 Nástavba z děrovaného/plného plechu [26]



2.1.5 ZAKRÝVACÍ PLACHTA

Plachta slouží nejen proti dešti a znečištění nákladu od jiných látek z okolí, ale také zabráňuje rozfoukání a úniku přepravovaného materiálu z návěsu. Nejjednodušší konstrukce je ručně natahovací plachta, její nevýhodou je ale složitá a zdlouhavá manipulace při natahování a následném uchycení ke korbě. Dalšími variantami jsou rolovací plachty. Zařízení pro navíjení plachty je obvykle řešeno jako hřídel (trubka) s klikou, pomocí které traktorista ovládá plachtu z obslužné plošiny nebo ze země. Další možností je samočinné natahování plachty pomocí ovládacího mechanismu, používaného firmou Fliegl. (obr.27). Rolování plachty je podélné nebo příčné. Materiál je nepropustná PVC plachtovina, proti dešti je konstrukce provedena ve tvaru střechy nebo klínu tak, aby měla voda kam odtékat a nehromadila se na místě. Vedení plachty je umístěno na předním a zadním čele (pro příčné rolování), nebo na horních hranách bočnic (pro podélné rolování). Proti prověšení mohou být instalovány po celé délce korby tvarové podpory, případně podélná opěrná trubka.



Obr.27 Zakrývání nákladu Fliegl Gigant [21]



Obr.28 Příčné rolování plachty [14]

2.1.6 ŽEBŘÍK, OBSLUŽNÁ PLOŠINA

Žebřík bývá umístěný na předním čele nebo na přední části bočnice, a to z vnější i vnitřní strany tak, aby bylo možné vstoupit po něm dovnitř korby. Ve vnitřním prostoru jsou jen jednotlivé stupačky, přišroubované nebo přivařené k plechu vany, případně sklápěcí nášlapy. Vnější žebřík je vyrobený obvykle ze dvou částí, kdy jedna je pevná a druhá sklopná, před jízdou stačí dolní část žebříku sklopit a zajistit. Jednodušším provedením je žebřík jednodílný. K přednímu čelu se připojuje pouze v případě potřeby, při jízdě je umístěný na určeném místě (např. podél bočnice). Konstrukce žebříku je obvykle svařovaná z ocelových tenkostěnných profilů (jacklů), nebo je vyrobená z hliníku pro snížení hmotnosti.

Obslužná plošina je volitelnou součástí korby, bývá použita například u návěsů s příčným rolováním plachty bez možnosti obsluhy klikou ze země. Plošina také usnadňuje pohyb obsluhy při kontrole nákladu, zajištění plachty a souvisejících činnostech. Umístěna je na předním čele a přístup na plošinu je pomocí žebříku. Konstrukce plošiny je provedena



z ocelových profilů a plechů, na podlahu je vhodné použití děrovaného plechu nebo roštu, který zajistí odtok vody a bude protiskluzový. Nutnou součástí obslužné plošiny je nejméně 1 m vysoké zábradlí.



Obr.29 Obslužná plošina, pevný žebřík [22]



Obr.30 Skládací žebřík [14]

2.1.7 KONTROLNÍ A VÝSYPNÉ OTVORY

Otvor v předním čele je určený zejména pro kontrolu nákladu během jízdy a při nakládce, nebo pokud je potřeba snadno nahlédnout do prostoru korby. Tento otvor bývá proveden bez možnosti otevírání, protože není určen pro nakládání ani vykládání materiálu. Rozměry a tvar otvoru jsou odlišné podle výrobce, obvykle mají tvar jednoho většího nebo několika menších obdélníků. Kontrolní otvor může být opatřen pouze mřížováním (děrovaný plech, síť), případně zcela utěsněn použitím plexiskla nebo tvrzeného skla.



Obr.31 Kontrolní otvor [24]



Obr.32 Výsypný otvor [24]



Otvor v zadním čele je umístěn v jeho dolní části, nejlépe přímo u dolního nosníku čela. Tímto otvorem je možné kontrolovat nakládaný materiál, což je vhodné např. při přepravě zemědělských komodit, kde lze snadno zjistit jejich kvalitu, případně odebrat vzorek. Výplň dvířek zadního výsypného otvoru je obvykle vyrobena z plného plechu, který se pohybuje v lineárním vedení. Otevírání je mechanické- ruční, pomocí pákového systému, táhla, madla a podobně. Otvor v zadním čele plní i několik dalších funkcí jako vysypání malého množství materiálu (dávkování), nebo připojení šnekového dopravníku, kdy plní návěš funkci překládacího vozu. Díky umístění u dna korby je možné pomocí dopravníku vyložit celý objem korby do jiného vozu, násypky atd. Použití šnekového dopravníku je možné jen pro sypké a suché materiály. Dopravník je při instalaci na zadní čelo nutné přišroubovat a připojit hadice rotačního hydromotoru, který zajišťuje pohon dopravníku.



Obr.33 Překládací dopravník na zadním čele [21]

2.2 MECHANISMUS OTEVÍRÁNÍ ZADNÍHO ČELA

Zadní čelo může být otevíráno dvěma způsoby, a to do stran (pro dvoukřídlé provedení), nebo vyklopením nahoru (pro pevné provedení). Dvoukřídlé provedení je obvykle otevíráno ručně bez vnějšího pohonu, samostatně se příliš nepoužívá. Tato kapitola se tedy bude zabývat zadními čely vyklápanými nahoru, které jsou používány u většiny moderních návěšů. Způsoby otevírání čela můžeme rozdělit do tří kategorií:

- Nenucené otevírání (samovolné, vlastní tíhou),
- Mechanické otevírání (pomocí kinematických ramen, táhel),
- Otevírání pomocí přímočarých hydromotorů (hydraulické).



2.3.1 NENUCENÉ OTEVÍRÁNÍ

Tento způsob je nejjednodušší možností otevírání zadního čela, dodnes je používán u některých typů návěsů a velmi často u výklopných bočnic. Čelo je uloženo v horní části rámu na pantech, při vyklápění korby odjištěné čelo díky vlastní hmotnosti zůstává ve svislé poloze, tím dochází k jeho samovolnému otevírání. Otevření čela je přitom závislé na úhlu vyklopení korby, což je jeho hlavní nevýhodou. Tento princip je levný, jednoduchý a nenáročný, dnes je však již překonán otevíráním hydraulickým.



Obr.34 Nenucené otevírání zadního čela [19] [18]

2.3.2 MECHANICKÉ OTEVÍRÁNÍ

Dalším možným řešením je otevírání pomocí tzv. kinematických ramen. Zadní čelo je v tomto případě opatřeno rameny, která jsou uložena v rámu korby pomocí kluzných pouzder a čepů, ve kterých se ramena s čelem otáčejí. Na konci ramen jsou uložena táhla, jejichž druhý konec je spojený s podvozkem. K otevírání čela dochází opět pouze při vyklápění korby, avšak čelo je otevíráno i zavíráno pomocí táhel. Jedná se opět o nenákladné řešení bez použití hydraulického pohonu, ale je použitelné jen pro sklápění dozadu.



Obr.35 Mechanické otevírání zadního čela [27]



2.3.3 OTEVÍRÁNÍ POMOCÍ PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ

Moderní traktory jsou obvykle vybaveny výkonnými motory, díky kterým je možné použití složitějších hydraulických obvodů a zařízení. Obvykle je traktor vybaven několika hydraulickými vývody, díky kterým může řidič obsluhovat přímo z kabiny sklápění korby, zadního čela, zavírání bočnic atd. Otvírání zadního čela je ve většině případů prováděno pomocí dvojjinných přímočarých hydromotorů s hydraulickými zámky. Tyto zámky zajišťují čelo proti otevření za jízdy a zabezpečují jej i při náhlém poklesu tlaku v systému (prasknutí hadice) ve stabilní poloze. Možné je použití hydromotorů také bez těchto hydraulických zámek, kdy zajištění čela je provedeno mechanicky.

Ovládání hydromotorem se však stává nevýhodou proti samočinnému tehdy, pokud traktorista zapomene otevřít zadní čelo při vyklápění korby a materiál se vysype přes bočnice.



Obr.36 Otvírání zadního čela hydromotorem[28]

Umístění zdvižných ramen může být nad bočnicí, nebo vedle bočnice. Ramena umístěná nad bočnicí komplikují dodatečnou montáž velkoobjemové nástavby a oplachtování, výhodou je však menší zástavbový prostor, a tedy lepší využití šířky vozu pro náklad. Daleko častěji používaná je ale varianta s rameny umístěnými vedle bočnice.



Obr.37 Zdvižná ramena nad bočnicí [29]



2.3.4 HYDRAULICKÝ OKRUH NÁVĚSU

Hydraulický pohon je zapotřebí obvykle pro vyklápění korby (vícestupňový PHM) a pro otevírání zadního čela, doplňující funkce může být např. zamykání bočnic nebo pohon šnekového dopravníku, pokud je k zadnímu čelu připojen překládací dopravník. Hydraulický okruh je sestaven z pevných ocelových trubek, flexibilních hadic, rychlospojek, rozboček a dalšího montážního materiálu. Pružné hadice jsou použity ke spojení s traktorem, samotný rozvod po délce korby je proveden použitím ocelových trubek, které lépe odolávají vnějším vlivům a případnému poškození. Je vhodné, aby vedení tlakového oleje bylo chráněno např. umístěním hadic uvnitř nosníku nebo v jeho zákrytu tak, aby se minimalizovalo riziko poškození vedení z vnějšku. Připojení hydromotorů je opět zajištěno hadicemi, ke každému PHM vedou obvykle dvě.

Tlak v hydraulickém systému se pohybuje v rozmezí 15-20 MPa a je závislý na typu čerpadla a celkovém nastavení. Pokud starší typ traktoru nedisponuje potřebnými vývody hydrauliky, je možné umístit na návěs další rozvaděč a jeho pomocí ovládat potřebné pohyby. Při dnešních nárocích na komfortní použití je však vhodnější umístění ovládání přímo v kabině traktoru.



Obr.38 Připojení hydromotoru (vlastní foto)



Obr.39 Napojení na traktor pomocí hadic [24]



3 KONCEPČNÍ NÁVRH ŘEŠENÍ A VÝBĚR OPTIMÁLNÍ VARIANTY

Při tvorbě koncepčního návrhu jsem vycházel z požadavku na jednoduchou, a přitom odolnou konstrukci, s parametry specifikovanými v zadání práce. Na úvod byly určeny základní rozměry konstrukce, které jsou limitovány zákonnými požadavky [5]. Celkové vnější rozměry nástavby jsou 7 x 2,55 x 1,8 m, vnitřní rozměry ložného prostoru jsou 6,7 x 2,15/2,25 x 1,6 m, při zohlednění profilu bočnice a čel je objem nástavby 22,8 m³. Dále byl proveden výběr materiálu, s ohledem na současný trend snižování vlastní hmotnosti návěsu, což při zachování okamžité hmotnosti umožňuje zvýšení nosnosti. Možným, a stále častěji používaným způsobem snížení hmotnosti je použití materiálu se zvýšenou pevností, tedy speciálních ocelí obchodního označení Hardox, Weldox atd. Tyto materiály jsou často používané u plechů podlahy a bočnic u návěsů pro přepravu kameniva a u stavebních návěsů, a to hlavně díky dobré oteruvzdornosti, v zemědělství je pak hlavní předností vyšší mez kluzu a mechanické vlastnosti. Nevýhodou je však cena, a také proto výrobci často nabízejí použití těchto ocelí jako příplatkovou výbavu. Dalším aspektem je také obtížnější zpracování těchto ocelí při tváření (stříhání, ohýbání) a svařování, čemuž je zapotřebí přizpůsobit výrobní proces. V koncepčním návrhu nástavby MegaEasy je použitý materiál plechů běžné jakosti 11 373, který je běžně dostupný, zaručeně svařitelný a ve výrobě je dobře zavedený.

Vhodně navržená konstrukce obsahuje menší počet bočních sloupků, často můžeme vidět absenci rámu předního čela nebo nahrazení horního nosníku po obvodu vany profilováním bočnice. Jednoduchá koncepce nástavby přispívá nejen ke snižování hmotnosti, ale rovněž je vhodná z výrobního a ekonomického hlediska.

Navrhovaná vanová nástavba je uzpůsobena pro podvozek MegaEasy, jehož návrh řeší další diplomant, se kterým jsem spolupracoval při domluvě přípojovacích rozměrů. Celá konstrukce nástavby pak musí přesně zapadat do navrženého podvozku na předem stanovených kontaktních místech.

Do práce jsem také zahrnul poznatky získané při návštěvě veletrhu TechAgro v Brně, kde je možné vidět nejmodernější návěsy od většiny předních výrobců. Zde je možné detailně zjistit, jaké typy konstrukcí a nové způsoby řešení jednotliví výrobci používají. Další informace ochotně poskytla firma ZDT, nedílným zdrojem informací byly také internetové stránky a katalogy ostatních výrobců.



3.1 LEGISLATIVNÍ POŽADAVKY

Traktorové návěsy patří do kategorie přípojných vozidel traktoru OT (návěs nákladní traktorový), podléhají tedy zákonu o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích 56/2001 Sb.[4], dále vyhlášce ministerstva dopravy a spojů o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích 341/2002 Sb.[5]. Podvozků návěsů se rovněž týká evropská směrnice EHK-55 [3] týkající se schvalování mechanických spojovacích částí jízdních souprav vozidel.

Pro traktorové přívěsy a návěsy (dále jen „vozidla“) platí ustanovení týkající se hmotnosti a rozměrů vozidel:

- u **dvojnápravy** přípojných vozidel součet zatížení obou náprav nesmí překročit při jejím dílčím rozvoru

1. do 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,

- u **trojnápravy** přípojných vozidel součet zatížení tří náprav nesmí překročit při jejich dílčím rozvoru jednotlivých náprav

1. do 1,3 m včetně 21,00 t,

2. nad 1,3 m do 1,4 m včetně 24,00 t.

Dvojnápravou se rozumí dvě za sebou umístěné nápravy, jejichž středy jsou při přípustné hmotnosti od sebe vzdáleny (dílčí rozvor) nejvýše 1,8 m. Trojnápravou se rozumí tři za sebou umístěné nápravy, jejichž součet dílčích rozvorů činí nejvýše 2,8 m. Hmotnost připadající na jednu nápravu dvojnápravy a trojnápravy přípojných vozidel nesmí překročit 10 t.

Největší povolená výška vozidel..... 4,00 m,

Největší povolená šířka vozidel kategorií M , M , N , O , OT 2,55 m,

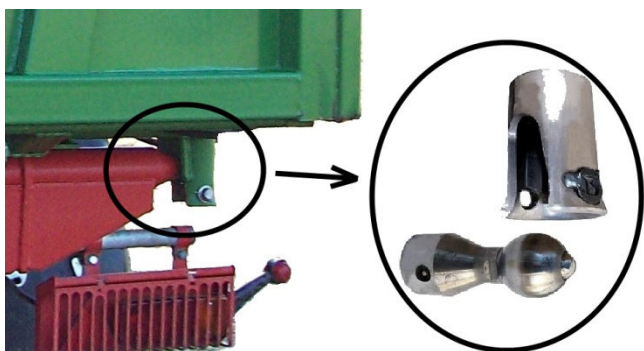
Největší povolená délka soupravy traktoru s jedním přívěsem (návěsem) 18,00 m,

Nejvyšší konstrukční rychlost vozidel kategorie OT nesmí přesahovat $40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

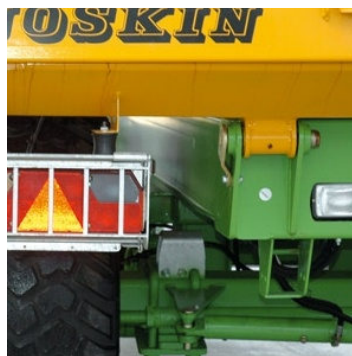


3.2 SPOJENÍ KORBY S PODVOZKEM

Pro korbu dozadu sklápěnou je možné řešit spojení s podvozkem více způsoby. Vyklápění na jednu stranu umožňuje použití standardních koulí nebo čepů. Častěji používané jsou čepy, které poskytují tuhé a konstrukčně variabilní uložení. Nevýhodou je však výrobní náročnost a požadavky na přesnost. Uložení na koulích se primárně používá pro korby s bočním sklápěním, je univerzální a jeho výroba je již dobře zavedená, proto je zvolena tato možnost. Úchyty koulí jsou po celém obvodu přivařeny k hlavnímu příčnicku s roztečí 1800 mm, použity jsou standardní koule průměru 100 mm.



Obr.40 Uložení na klopných koulích[30]



Obr.41 Uložení na čepch(vlastní foto)

Mezi další prvky patří dosedací plechy, které jsou rozmístěny po délce rámu podvozku, vždy čtyři na jedné straně. Právě na tyto dorazy budou dosedat hlavní podélné nosníky korby. Pro lepší utlumení vibrací a rázů od podvozku je vhodné umístit v přední části navíc dvojici pryžových dorazů. Dále je nutné zabezpečit korbu proti bočnímu posunutí, k tomu účelu slouží dvojice náběhových plechů, které nejen obstarávají správné dosednutí korby na podvozek, ale také zamezují její pohyb do stran.

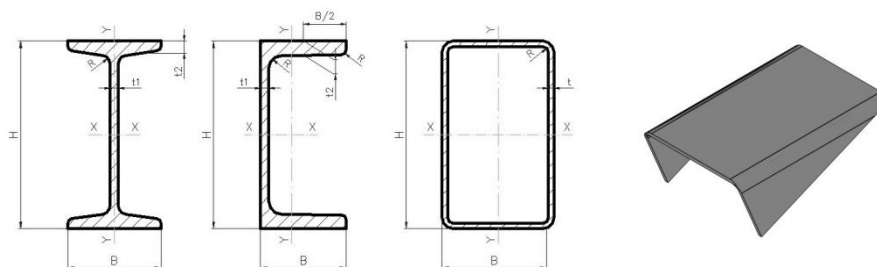


Obr.42 Náběhový boční plech (vlastní foto)



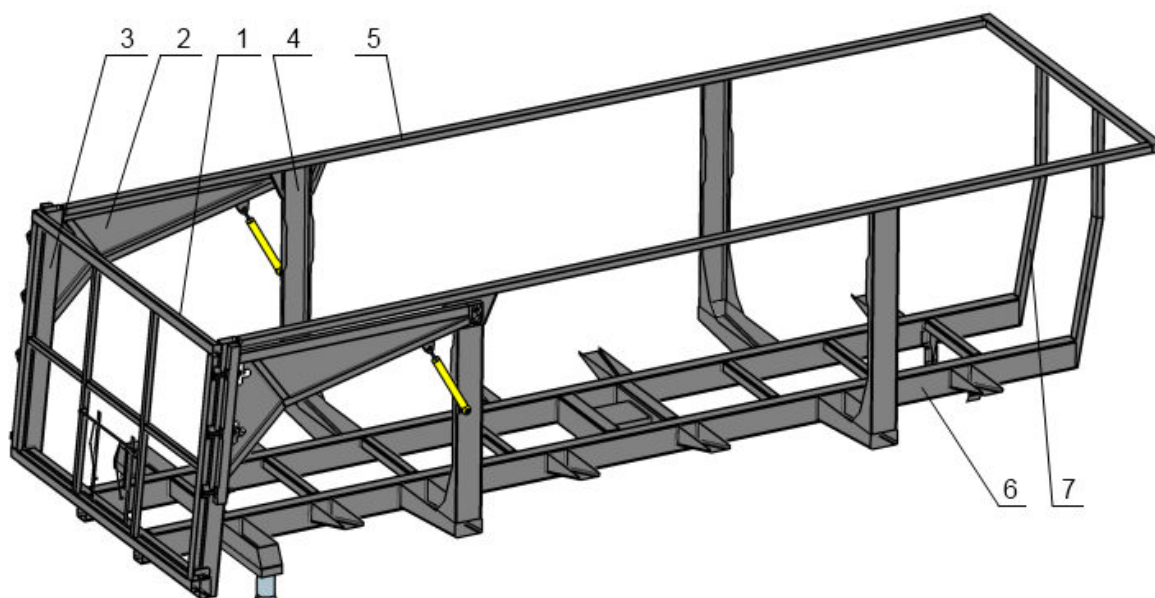
3.3 NOSNÁ KONSTRUKCE

Nosná konstrukce je jednou z nejdůležitějších částí nástavby. Polotovar pro většinu konstrukčních prvků je tenkostěnný uzavřený profil čtvercového nebo obdélníkového průřezu. Normalizované profily jsou voleny dle strojnických tabulek [1] a katalogu staticstools [11]. Profily ohýbané z plechu a další vyráběné výztuhy jsou použity tam, kde by vzniklo konstrukčně složité řešení normalizovanými profily. Výhodou ohýbaných profilů je možnost použití libovolného tvaru a jeho přizpůsobení přímo na míru konstrukci.



Obr.43 Tvary normalizovaných a ohýbaných profilů

Celá konstrukce je vyrobena svařováním, jako materiál je použita ocel 11 373 a 11 523, obě se zaručenou svařitelností. Základními prvky jsou dva hlavní nosníky uložené podél celé nástavby. Na tyto nosníky je dále přivařena řada dalších nosných profilů utvářejících podlahu, bočnice a přední čelo. Detailní návrh těchto částí je popsán v následujících kapitolách.

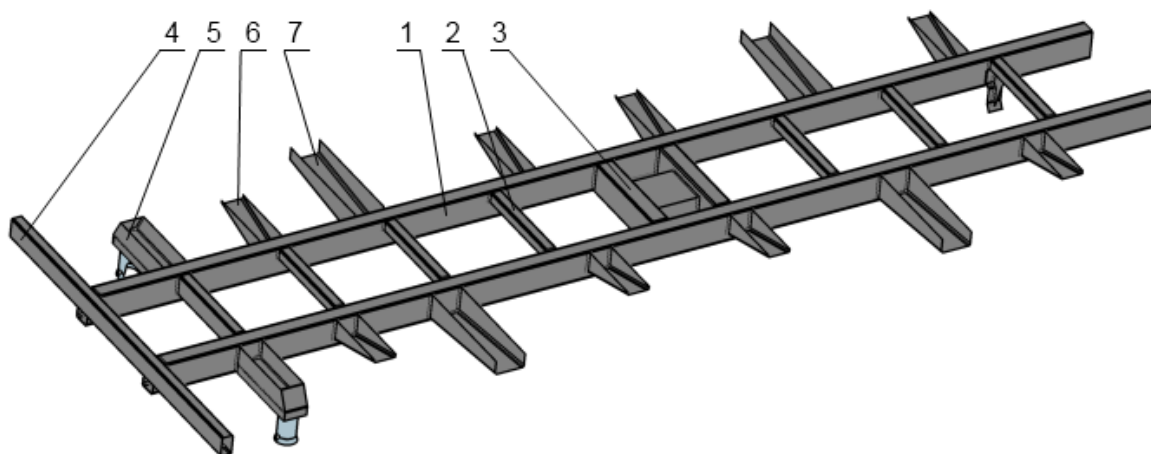


Obr.44 Nosná konstrukce: 1-Zadní čelo, 2-Zdvízná ramena, 3-Zadní sloupek, 4-Boční sloupek, 5-Horní profil, 6-Konstrukce podlahy, 7-Přední výztuha



3.3.1 PODLAHA

Konstrukce podlahy se skládá z podélných a příčných nosníků, podlahového plechu, výztuh, podepření podlahy a dalších dílů, jako náběhové a dosedací plechy, kulové úchyty atd. Hlavní podélné nosníky mohou být v praxi provedeny buď jako normalizovaný profil, nebo svařovaný profil s proměnlivou výškou. Výhody svařovaného nosníku ale dnes převažuje stále nižší cena normalizovaných profilů, což potvrzuje trend většiny světových výrobců používat na hlavní nosníky právě normalizované tažené profily. Zvoleny byly tyto dva hlavní nosníky z obdélníkového profilu, s rozměry 200x120x10 mm. Podélníky korby jsou uloženy nad podélníky podvozku a jsou od sebe vzdáleny 630 mm, jejich délka je 6790 mm.



Obr.45 Konstrukce podlahy: 1-Hlavní podélník, 2-Příčnický, 3-Kříž teleskopického PHM, 4-Koncový příčník, 5-Hlavní příčník, 6-Boční podpěra podlahy, 7-Podpěra sloupku

Podélné nosníky jsou vzájemně spojeny šesti příčkami z profilu 140x80x8, tyto příčky slouží zároveň jako podpora podlahy uprostřed rámu. Ve vzdálenosti 3660 mm od zadního konce podélníku tvoří dvě příčky a profil U300 tzv. kříž, který přenáší sílu od teleskopického hydromotoru na rám korby. Tento uzel je při vyklápění korby značně namáhaný, proto byly příčnický kříže zvoleny ze stejného profilu jako podélné nosníky. Z vnější části podélníků jsou přivařeny další podpory podlahy, tentokrát vyrobené z plechu tl. 6 mm a ohnuté do tvaru U. Výška těchto výztuh se snižuje až k dolnímu rohu bočnice, s výjimkou dvojice na každé straně, na které dále navazuje sloupek bočnice.

Zadní část podélného nosníku je upravena výřezem pro vložení a přivaření ukončovacího profilu 140x80x8. Na tyto profily navazují vzadu svislé sloupky stejného profilu, které zároveň tvoří dosedací plochu zadního čela. Ve vzdálenosti 640 mm od zadního konce je přivařen hlavní příčník, který je zapotřebí dimenzovat s ohledem na značné zatížení při vyklápění korby. Zvolen byl U-profil 160 mm, jehož otevřená strana je přeplátovaná



plechem tl. 8 mm. Pro lepší rozložení ohybového momentu je dále hlavní příčník zesílen ohýbanou vzpěrou z plechu tl. 6 mm. Na krajích hlavního příčníku jsou přivařeny klopné kulové úchyty, které obstarávají spojení korby s podvozkem.

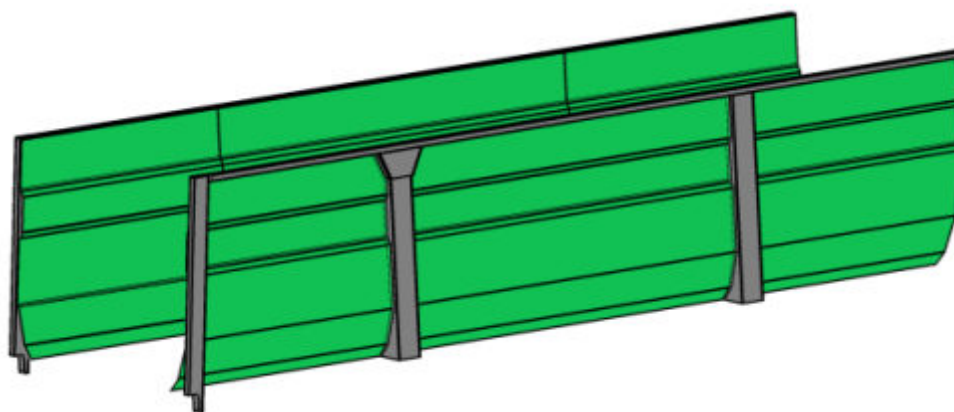
Ke vzniklé konstrukci je následně přivařen podlahový plech tl. 4 mm. Pro maximální využití tabule je použitý jeden plech délky 6 m a v přední části je nastaven přířezem 1 m dlouhým. Po délce je plech upravený tak, aby kopíroval rozevření korby o velikosti 100 mm.

3.3.2 BOČNICE

Výhodou dozadu sklápěných nástaveb je výrobně jednoduché provedení, které nabízí mnoho možných variant řešení bočnice. Navrhovaná konstrukce se skládá z profilovaného plechu, dvou bočních sloupků, zadního svislého sloupku 140x80x8 a horního okrajového profilu 60x80x3. Plech použitý na výplň bočnice má tloušťku 3 mm, využita je tabule 3x2 m a 2x2 m. Spoj plechů je z technologického hlediska umístěn vždy za sloupkem bočnice. Profil bočnice je tvarově ohýbaný, v horní části je podélný prolis, v dolní části dvojité zalomení pod úhlem 20° a 45°.

Boční sloupky jsou použity dva na každé straně. Jedná se o ohýbaný U-profil z 8 mm plechu, tvarově navazující na plech bočnice. V dolní části je sloupek přivařen k zesílené výztuze podlahy, dále k bočnici a v horní části k okrajovému profilu. Dvojice sloupků umístěných blíž k zadnímu čelu je navíc v horní části zesílena ohýbaným plechem tl.8mm, ten slouží jako dostatečná základna pro uložení čepu ramene zadního čela.

Součástí bočnice jsou také zadní svislé sloupky, skloněné pod 5° vůči vertikální rovině. Zadní sloupky jsou přivařeny ke koncovému příčnému nosníku, pomocí plechových výztuh dále k plechu bočnice a v horní části k okrajovému profilu. Na tyto sloupky a koncový nosník potom dosedá rám zadního čela.



Obr.46 Konstrukce bočnic

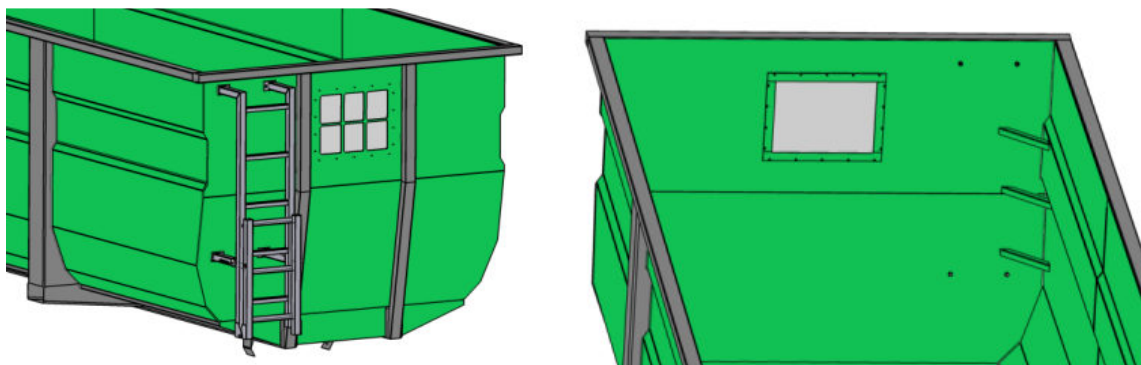


3.3.3 PŘEDNÍ ČELO

Konstrukce předního čela je provedena bez obvodového rámu, zde je rám nahrazen svařením plechu bočnice s výplňovým plechem čela. Samotné přední čelo je v polovině zalomené pod úhlem 10°. Nosným prvkem jsou svislé profily 80x60x3 přivařené k hornímu okrajovému profilu a v dolní části k hlavním podélníkům, po délce také k plechu předního čela. Nedílnou součástí předního čela je další příslušenství, jako kontrolní nahlížejíci otvor, vnitřní stupačky a vnější žebřík. Kontrolní otvor o rozměrech 480x360 mm vznikne zhotovením šesti obdélníkových otvorů, což zároveň vytvoří mřížování, které slouží i jako opora výplňovému plexisklu. To je umístěno z vnitřní strany korby a upevněno je pomocí čtyř lišt po jeho obvodu.

VNĚJŠÍ ŽEBŘÍK, STUPAČKY

Vnitřní stupačky jsou umístěny v rohu korby, což je nejen výrobně jednoduché, ale také vhodné pro zvýšení tuhosti tohoto rohu. Stupačka je vyrobená z protiskluzového plechu tl. 3 mm, ohnutého do L-profilu 35x35 mm. Tento profil je použitý také pro stupačky vnějšího žebříku. Díky délce vnějšího žebříku je zapotřebí, aby byl odnímací nebo sklápěný, jinak by při jízdě nebezpečně překážel. Vhodné je použití sklápěného žebříku, který je pro obsluhu nenáročný. Horní část žebříku je připevněna k přednímu čelu pomocí čtyř šroubů M12 a obsahuje 5 stupňů. Dolní část je otočná, s jištěním v krajních polohách pomocí výsuvného čepu pod pružinou. Ostatní části žebříku jsou zhotoveny z profilu 50x50x3,2, povrch celé konstrukce je pozinkován.

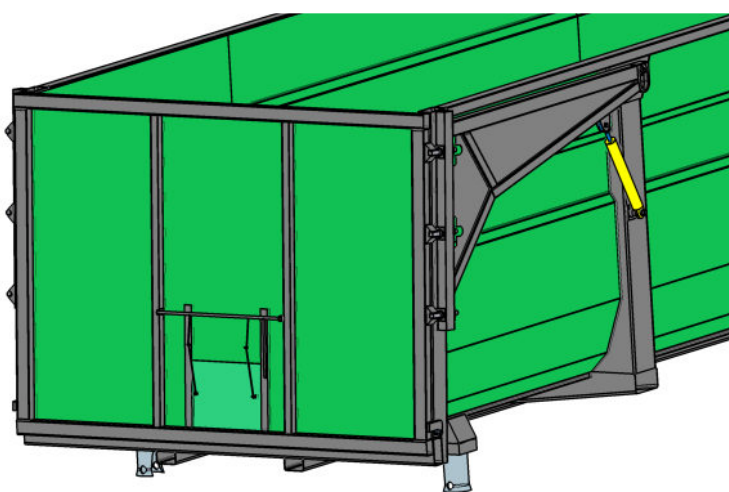


Obr.47 Přední čelo



3.3.4 ZADNÍ ČELO

Otevírací zadní čelo je na rozdíl od předního čela konstruováno s několika patrnými rozdíly. Nutností je rám čela, vyrobený z profilu 80x60x5, vyztužený dvěma profily 50x50x5. Z boku rámu jsou přivařeny pomocí držáků šrouby M30x2, na kterých jsou upevněna zdvižná ramena. Pomocí těchto šroubů je možné seřízení zadního čela tak, aby dobře dosedalo na konstrukci korby. Zdvižná ramena jsou vyrobena z profilů 60x60x4, jako výplň je použitý plech tl. 1,5 mm, který rameno opticky uzavírá a také zvyšuje tuhost ramene ve směru vyklápění. Uložení ramene je zajištěno na čepu průměru 40 mm, jeho funkce je detailně popsána v následující kapitole kinematika zadního čela. Ve výplňovém plechu čela tl. 3 mm je zhotoven výsypný otvor o rozměrech 400x300 mm. Otvor je opatřen vysouvacími dvířky, která se pohybují ve vodících lištách pomocí pákového ovládacího mechanismu.



Obr.48 Zadní čelo, zdvižná ramena

3.4 KINEMATIKA ZADNÍHO ČELA

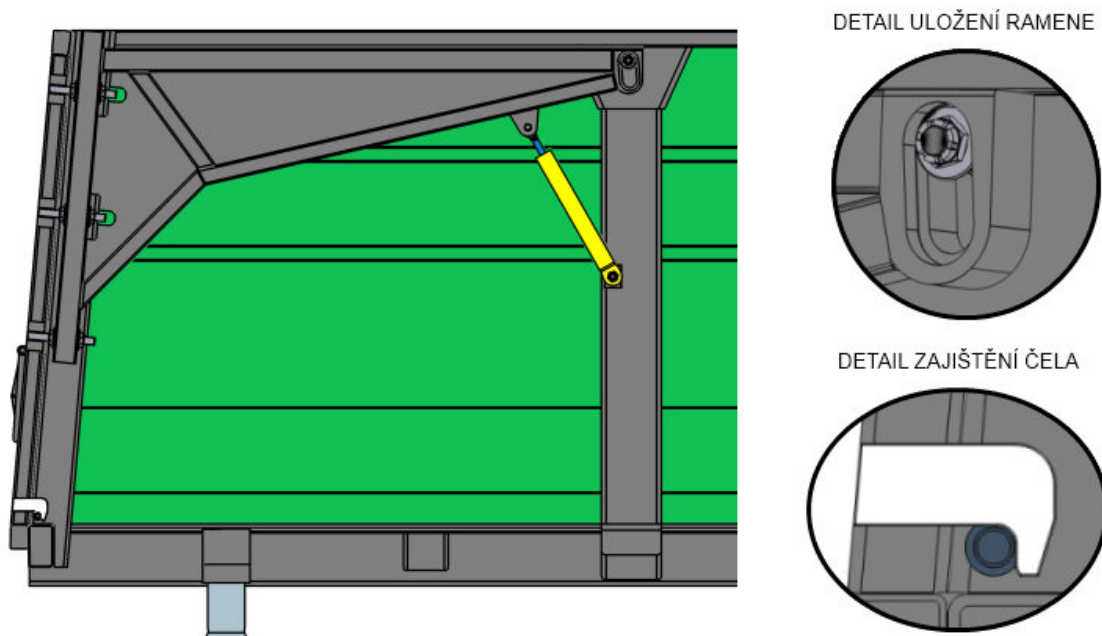
3.4.1 MECHANISMUS ZDVIHU ZADNÍHO ČELA

Jako pohonný člen celého mechanismu byl zvolen přímočarý hydromotor, díky kterému dosáhneme možnosti komfortního otevření čela bez nutnosti vyklopení korby. Tento systém otevírání dnes využívá většina výrobců. Existuje několik variant, jakým způsobem lze hydromotor a zdvižná ramena koncipovat. Umístění ramen bylo zvoleno vedle bočnice, umístění hydromotoru bude zvoleno na základě výsledků porovnání následujících variant.



VARIANTA 1

První varianta popisuje koncepci s přímočarým hydromotorem uloženým mezi ramenem zadního čela a sloupkem bočnice. Místo odděleného, hydraulicky ovládaného systému zajištění zadního čela, či hydraulických zámků, je zde využito tvarové úpravy uložení ramene. Úprava spočívá ve vytvoření drážky, která umožňuje jak standardní rotační pohyb ramene, tak i jeho svislé posunutí o délku této drážky. Díky drážce se rameno vůči čepu nejprve nadzvedne, jakmile se čep opře o dolní konec drážky, rameno se začne otáčet nahoru a tím dochází k otevírání zadního čela, při zavírání je pohyb přesně naopak. Prostor uložení ramene je vhodné uzavřít krytem, aby bylo zamezeno znečištění a tím zhoršení kluzných podmínek. Součástí zadního čela je v jeho spodní části hák, který při zavírání čela zajíždí za čep, ten je pevně přivařený ke konstrukci korby. Funkce systému je zobrazena na obr.49.

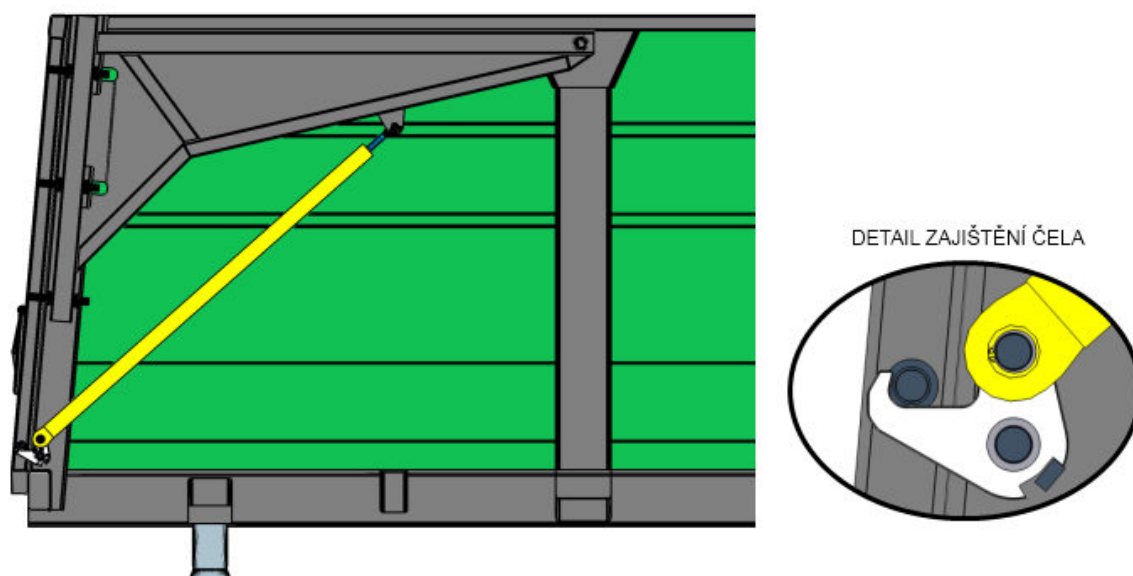


Obr.49 Koncepce varianty 1



VARIANTA 2

Druhá varianta uvažuje s PHM uloženým horním okem na zdvižném rameni, druhé oko je uloženo na klice zajišťovacího mechanismu na svislém krajovém sloupku. Mezi výhody patří samočinný zajišťovací mechanismus ovládaný hydromotorem, který pracuje automaticky, závisle na pohybu PHM. Při poruše hydromotoru je však tento systém méně odolný vůči samovolnému otevření zadního čela. Nevýhodou této koncepce je velká délka hydromotoru a potřebný zdvih, který často přesahuje standardní hodnoty, a proto je nutná zakázková výroba PHM.



Obr.50 Koncepce varianty 2

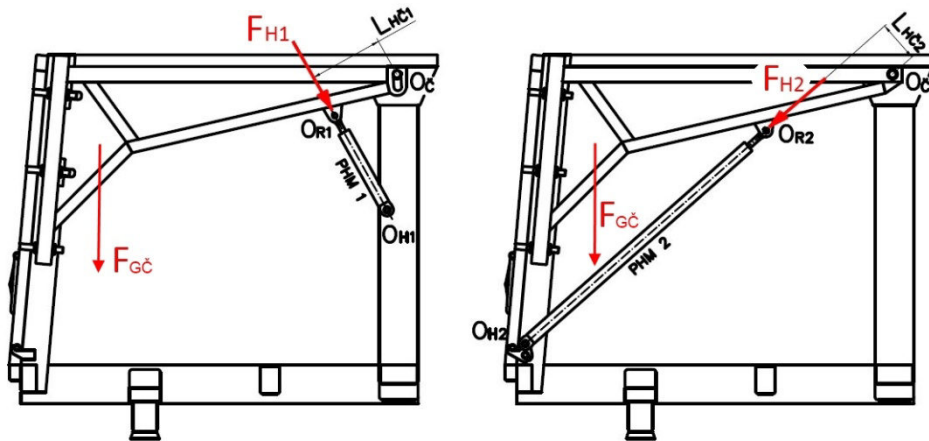
3.4.2 ROZBOR POHYBU A ZATÍŽENÍ

Zadní čelo je uloženo otočně na čepu ramene, jeho hlavní pohyb je tedy rotační. U varianty 1 vzniká navíc vedlejší translační pohyb, způsobený pohybem čepu v drážce. Při otevírání se úhel vyklopení čela pohybuje v rozmezí 0-45°, což je dostačující hodnota pro jeho úplné otevření. Při výpočtu zatížení hydromotoru je uvažována jako hlavní složka hmotnost zadního čela včetně zdvižných ramen. Případné nástavky pro zvýšení objemu nebo další zařízení montované na zadní čelo dodatečně zvyšují jeho hmotnost, na což je zapotřebí brát zřetel při návrhu PHM. Hmotnost celého zadního čela je 264 kg, horizontální vzdálenost těžiště od čepu uložení je 1637 mm. Tyto hodnoty byly odečteny z 3D modeláře Inventor2012.



3.4.3 PRŮBĚHY ZATÍŽENÍ HYDROMOTORŮ

Osově zatížení hydromotoru bylo stanoveno z momentové rovnováhy, jednotlivé geometrické parametry jsou znázorněny na *obr.51*. Výpočet průběhu síly F_H byl proveden v programu Matlab, a následně ověřen v programu Excel, který poskytuje lepší pracovní prostředí pro práci s grafy.



Obr.51 Silové působení na zadním čele

Vstupní parametry:

Hmotnost zadního čela.....	$m_{\check{c}}=264$ kg
Horizontální vzdálenost těžiště čela od čepu uložení.....	$L_{T\check{c}0}=1637$ mm
Úhel otevření čela.....	$\alpha_R=0 \rightarrow 45^\circ$
Zdvih hydromotoru.....	$Z_{H1}=286$ mm, $Z_{H2}=394$ mm

Vzdálenosti středů otáčení pro variantu 1 a 2

$$|O_{\check{c}}O_{R1}|=385,8 \text{ mm}, |O_{\check{c}}O_{H1}|=701,8 \text{ mm}, \alpha_{O\check{c}1}=52^\circ$$

$$|O_{\check{c}}O_{R2}|=714,5 \text{ mm}, |O_{\check{c}}O_{H2}|=2350,1 \text{ mm}, \alpha_{O\check{c}2}=12^\circ$$

(hodnoty odečteny z 3D modelu)

Postup řešení

- Tíhová síla zadního čela

$$F_{G\check{c}} = m_{\check{c}} \cdot g = 264 \cdot 9,81 = 2589,8 \text{ N} \quad 1.1$$

- Rameno tíhové síly $F_{G\check{c}}$

$$L_{T\check{c}} = L_{T\check{c}0} \cdot \cos(\alpha_R) \quad 1.2$$



- Rameno síly F_H

$$L_{H\check{c}1,2} = |O_{\check{c}}O_{H1,2}| \cdot \sin(\alpha_{OH1,2}) = \tag{1.3}$$

$$= |O_{\check{c}}O_{H1,2}| \cdot \sin\left(\arccos \frac{|O_{\check{c}}O_{R1,2}|^2 + |O_{\check{c}}O_{H1,2}|^2 - 2 \cdot |O_{\check{c}}O_{R1,2}| \cdot |O_{\check{c}}O_{H1,2}| \cdot \cos(\alpha_{O\check{c}1,2} + \alpha_R) + |O_{\check{c}}O_{H1,2}|^2 - |O_{\check{c}}O_{R1,2}|^2}{2 \cdot \sqrt{|O_{\check{c}}O_{R1,2}|^2 + |O_{\check{c}}O_{H1,2}|^2 - 2 \cdot |O_{\check{c}}O_{R1,2}| \cdot |O_{\check{c}}O_{H1,2}| \cdot \cos(\alpha_{O\check{c}1,2} + \alpha_R)} \cdot |O_{\check{c}}O_{H1,2}|}\right)$$

- Momentová rovnováha

$$\sum M_{\check{c}1}=0 \rightarrow F_{G\check{c}} \cdot L_{T\check{c}} - F_{H1} \cdot L_{H\check{c}1}=0 \tag{1.4}$$

$$\sum M_{\check{c}2}=0 \rightarrow F_{G\check{c}} \cdot L_{T\check{c}} - F_{H2} \cdot L_{H\check{c}2}=0 \tag{1.5}$$

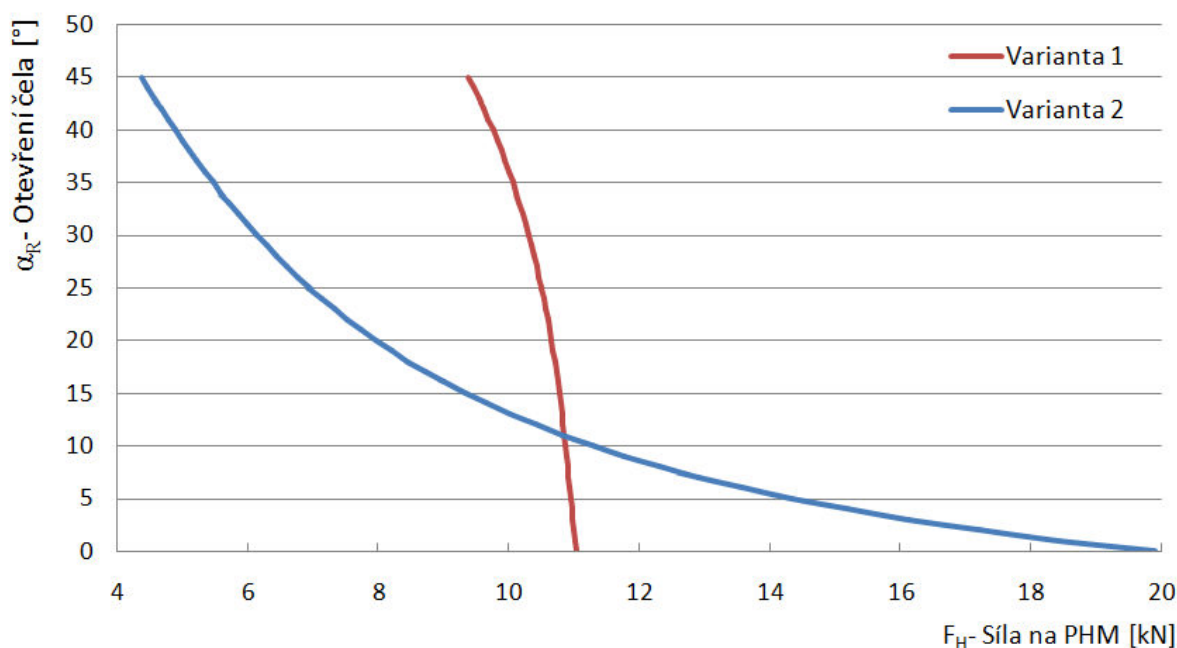
Z momentové rovnováhy potom vyplývá síla zatěžující PHM:

$$F_{H1} = \frac{F_{G\check{c}} \cdot L_{T\check{c}}}{L_{H\check{c}1}} \tag{1.6}$$

$$F_{H2} = \frac{F_{G\check{c}} \cdot L_{T\check{c}}}{L_{H\check{c}2}} \tag{1.7}$$

3.4.4 GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ PRŮBĚHU SÍLY F_H

Pro výpočet závislosti síly F_H na úhlu otevření čela α_R byl zvolen krok 1° .



Obr.52 Průběhy zatížení na PHM



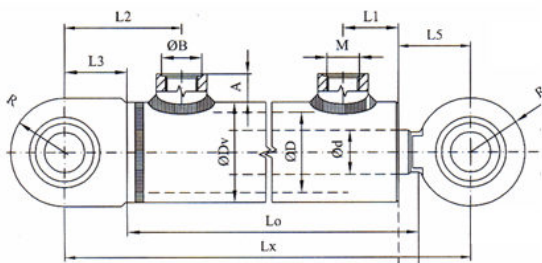
Při porovnání obou průběhů v jednom grafu je patrný velký rozsah zatěžující síly u varianty 2. Její minimum je 4360 N, nejvyšší hodnota je 19885 N, a to na počátku otevírání čela. Hodnota téměř 20 kN je vysoká nejen z hlediska návržení PHM, ale také by způsobila větší zatížení celé konstrukce. Naopak varianta 1 (krátký PHM) vykazuje průběh síly F_H daleko příznivější, její hodnoty se pohybují v rozmezí 11023 – 9379 N. Charakteristika průběhu síly F_H je také více lineární, což je vhodné i pro funkci hydromotoru. Na základě zjištěných výsledků byla zvolena **varianta 1**.

3.4.5 VOLBA HYDROMOTORU

Z charakteristiky zatížení PHM pro zvolenou variantu 1 byla určena potřebná síla hydromotorů pro zdvih zadního čela $F_{HP}=11023$ N. Na každý hydromotor pak připadá její polovina, tj. 5512 N. Při návrhu PHM byly dále zohledněny tyto další faktory:

- Možné dodatečné zvýšení hmotnosti zadního čela (nástavky, překládací dopravník, zesílení materiálu po pevnostní kontrole)
- Tlak čerpadla (hydrogenerátoru) traktoru, který je schopen vyvinout a dodat do okruhu.
- Potřebný zdvih a připojovací rozměry hydromotoru

Na základě těchto požadavků je zvolen přímočarý hydromotor se zdvihem 320mm, maximální výsuvnou silou při tlaku 16 MPa $F_{HM}=29.8$ kN a základními rozměry uvedenými níže [10].



Ø D	Ø d	Ø Dv	Lx	Ly	Lo	L1	L2	L3		
50	25	28	32	62	177+Z	185+Z	112+Z	40	67.5	36

válec Ø D	pístnice Ø d	TABULKA DOPORUČENÝCH ZDVHŮ PRO PRACOVNÍ TLAK 16 MPa												
		50	63	80	100	125	160	200	250	320	400	500	630	800
50	25			*	*	*	*	*	*	*	0	0		

Obr.53 Základní parametry hydromotoru, vyjmutu z tabulky 3 (v příloze)



4 VSTUPNÍ PARAMETRY VÝPOČTU, ZATÍŽENÍ

Výpočtová část práce je rozdělena do dvou celků. První částí je napěťová a deformační analýza (kapitola 5,6,7), která byla provedena metodou konečných prvků pro zadní čelo a korbu, druhá část je věnovaná analytickým pevnostním výpočtům dílčích součástí a jejich kontrole (kapitola 8).

4.1 ROZBOR VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

4.1.1 DOVOLENÁ NAPĚTÍ MATERIÁLŮ

OCEL 11 373

Značení dle ČSN EN ISO 10025-2 [8]: značka **S235JR**, číslo **1.0038**

Popis: Konstrukční ocel obvyklé jakosti vhodná ke svařování. Součásti konstrukcí a strojů menších tloušťek, i tavně svařované, namáhané staticky i mírně dynamicky.

Mez pevnosti..... R_m=360 MPa [7]

Minimální mez kluzu pro tl. ≤16 mm:..... R_{e_min}=235 MPa [7]

Koeficient bezpečnosti: γ_M=1,3 [7]

(taktéž označován jako součinitel spolehlivosti materiálu)

$$\text{Návrhová pevnost } \sigma_{D1} = \frac{R_{e_{min}}}{\gamma_M} = \frac{235}{1,3} = 180,76 \text{ MPa} \quad 1.8$$

Pro další výpočet je zvoleno maximální dovolené napětí $\sigma_{D1} = 180 \text{ MPa}$

OCEL 11 523

Značení dle ČSN EN ISO 10025-2 [8]: značka **S355JO**, číslo **1.0553**

Popis: Nelegovaná konstrukční jemnozrnná jakostní ocel vhodná ke svařování. Mostní a jiné svařované konstrukce, ohýbané profily, svařované konstrukce z dutých profilů, namáhané staticky i dynamicky.

Mez pevnosti..... R_m=510 MPa [7]

Minimální mez kluzu pro tl. ≤16 mm:..... R_{e_min}=355 MPa [7]

Koeficient bezpečnosti: γ_M=1,3 [7]

(taktéž označován jako součinitel spolehlivosti materiálu)

$$\text{Návrhová pevnost } \sigma_{D2} = \frac{R_{e_{min}}}{\gamma_M} = \frac{355}{1,3} = 273,08 \text{ MPa} \quad 1.9$$

Pro další výpočet je zvoleno maximální dovolené napětí $\sigma_{D2} = 270 \text{ MPa}$



4.1.2 URČENÍ PŘEPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

Návěs je primárně určen k přepravě zemědělských komodit, nejčastěji obilovin, kukuřice, brambor, siláže a mnoha dalších. Jelikož se jedná především o sypké materiály, můžeme jejich vlastnosti popsat pomocí objemové hmotnosti a sypného úhlu. Podle evropského nařízení ES 1774/2002 [6] je zakázaná přeprava hnoje a ostatních vedlejších živočišných produktů na návěsech používaných pro přepravu potravin a krmiv, z toho důvodu je hnůj zařazen do tabulky jen okrajově.

Tab.2 Vlastnosti zemědělských komodit [9]

Komodita	Jetel, píče	Otruby	Slunečnice	Ovoce Jablka, hrušky	Mrkev	Brambory, řepa
Objemová hmotnost [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	350	400	550	550	750	750
Sypný úhel [$^{\circ}$]	40	40	30	40	30	30

Komodita	Obilí	Luštěniny hrách, čočka..	Len, vojtěška	Siláž 70%	Hnůj chlévský
Objemová hmotnost [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	700-800	800	800	800	(800)
Sypný úhel [$^{\circ}$]	25	25	30	-	(45)

4.1.3 ZÁTĚŽOVÉ STAVY

Zátěžové stavy jsou uvažované jak statické (vyklápění korby), tak dynamické (jízda). Statická část zahrnuje dva mezní stavy, které jsou z hlediska zatížení nejméně příznivé:

- Počátek vyklápění (1°),
- moment, kdy je korba maximálně vyklopena. (50°).

Dynamické účinky zahrnují stavy:

- Brzdění,
- jízda v zatáčce.

Výpočet bude proveden také i pro zadní čelo, kde budou uvažovány tyto stavy:

- Volné otevírání čela,
- Akcelerace.
- úplné vyklopení korby (50°).

Vnitřní rozměry konstrukce

Délka: 6,7 m

Šířka: 2,15/2,25 m

Výška: 1,6 m

Hodnoty odměřené z 3D modeluPlocha předního čela: $S_{PC}=3,36 \text{ m}^2$ Plocha zadního čela: $S_{ZC}=3,60 \text{ m}^2$ Plocha podlahy: $S_P=14,7 \text{ m}^2$ Plocha bočnice: $S_B=10,7 \text{ m}^2$ Celkový objem: $V_C=22,8 \text{ m}^3$ Nejvyšší objemová hmotnost převáženého materiálu (viz. tab.2)..... $\rho= 800 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ Nejvyšší hmotnost nákladu: $m_{MAX} = \rho \cdot V_C = 800 \cdot 22,8 = 18240 \text{ kg}$ 1.10**4.1.4 STATICKÉ ÚČINKY PŘI VYKLÁPĚNÍ**

Pro výpočet zatížení během vyklápění je uvažovaný stav na počátku a na konci vyklápění. V momentě odpoutání korby od podvozku je veškerá hmotnost nákladu přenášena zdvihacím hydromotorem a kulovými úchyty, korba tedy leží na třech bodech. Tento stav je v praxi nejméně příznivý, při dalším vyklápění dochází k úbytku naloženého materiálu a zatížení se tím snižuje. Návěs je určen převážně pro přepravu sypkých materiálů, zatížení bočnic a čela je tedy možné nahradit hydrostatickým tlakem.

Tlak na podlahu

$$p_P = \frac{F_P}{S_P} = \frac{m_{MAX} \cdot g}{14,7} = \frac{18240 \cdot 9,81}{14,7} = 12172 \text{ Pa} \quad 1.11$$

Tlak na bočnice a zadní čelo

$$p_{BMAX} = \rho \cdot g \cdot h = 800 \cdot 9,81 \cdot 1,6 = 12557 \text{ Pa} \quad 1.12$$

(maximální tlak, působící na bočnici v její nejspodnější části, tj. u podlahy. Směrem k hornímu okraji tlak lineárně klesá, viz. Obr. 54).



4.1.5 DYNAMICKÉ ÚČINKY PŘI JÍZDĚ

- Zatáčení

Výpočtové zrychlení, které působí na návěs při jízdě zatáčkou, je určeno z předpokladu průjezdu zátočinou o poloměru 50 m při rychlosti $40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ (maximální povolená rychlost). Jedná se o dostředivé zrychlení, jehož hodnota je určena ze vztahu:

$$a_o = \frac{v^2}{r} = \frac{\left(\frac{40}{3,6}\right)^2}{50} = 2,47 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2} \quad 1.13$$

Příčné zrychlení výpočtové..... $a_o = 3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$

$$\text{Setrvačná síla působící na bočnici: } F_B = m_{MAX} \cdot a_o = 18240 \cdot 3 = 54720 \text{ N} \quad 1.14$$

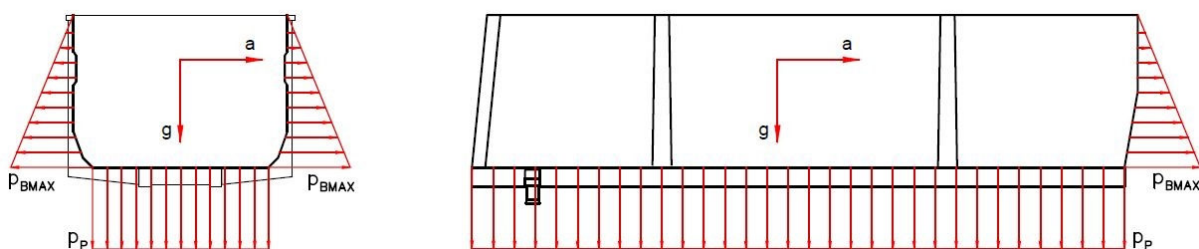
$$\text{Tlak působící na bočnici: } p_{BD} = \frac{F_B}{S_B} = \frac{54720}{10,7} = 5114 \text{ Pa} \quad 1.15$$

- Brzdění

Podélné zrychlení $a_B = 3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$

$$\text{Setrvačná síla působící na přední čelo: } F_{\check{c}} = m_{MAX} \cdot a_B = 18240 \cdot 3 = 54720 \text{ N} \quad 1.16$$

$$\text{Tlak působící na přední čelo: } p_{\check{c}D} = \frac{F_{\check{c}}}{S_{P\check{c}}} = \frac{54720}{3,36} = 16286 \text{ Pa} \quad 1.17$$



Obr.54 Zatížení bočnic, předního čela a podlahy

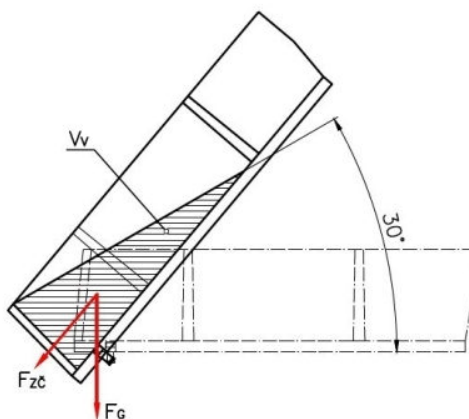
4.1.6 ZATÍŽENÍ ZADNÍHO ČELA

Zadní čelo je nejprve zkontrolováno ve stavu volného otevírání. Zatížení čela zde tvoří jeho vlastní hmotnost ($m_{\check{c}}=264 \text{ kg}$), navýšená o 30 kg jako rezerva pro případ umístění dodatečných prvků jako nástavky apod.

Další stav nastane při akceleraci během rozjezdu traktoru. Vlivem podélného zrychlení působí naložený materiál na zadní čelo. Při výpočtu je uvažováno toto zrychlení velikosti $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, avšak v běžném provozu je obvykle zrychlování při rozjezdu s naloženým návěsem nižší.



Do kontrolního výpočtu byl zařazen i stav s maximálně vyklopenou korbou se zavřeným zadním čelem. Tento stav nesmí v praxi nastat, zadní čelo musí být při vyklápění vždy otevřené. Pokud by k tomu došlo, lze předpokládat, že v závislosti na sypném úhlu přepravované komodity bude docházet k postupnému usypávání materiálu přes bočnice již během vyklápění, což sníží výsledný tlak na zadní čelo. Při nejvyšším sypném úhlu 30° je úbytek objemu přibližně 66%.



Obr.55 Zatížení zadního čela

- Rozjezd

Podélné zrychlení $a_R = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$\text{Setrvačná síla působící na zadní čelo: } F_{Z\check{C}1} = m_{MAX} \cdot a_R = 18240 \cdot 2 = 36480 \text{ N} \quad 1.18$$

$$\text{Tlak působící na zadní čelo: } p_{Z\check{C}1} = \frac{F_{Z\check{C}1}}{S_{Z\check{C}}} = \frac{36480}{3,60} = 10133 \text{ Pa} \quad 1.19$$

- Vyklopení 50°

$$\text{Redukovaný objem: } V_V = V_C \cdot 0,34 = 22,8 \cdot 0,34 = 7,8 \text{ m}^3 \quad 1.20$$

$$\text{Redukovaná hmotnost: } m_V = \rho \cdot V_V = 800 \cdot 7,8 = 6201 \text{ kg} \quad 1.21$$

Síla působící na zadní čelo:

$$F_{Z\check{C}2} = m_V \cdot g \cdot \cos(50^\circ) = 6201 \cdot 9,81 \cdot \cos(50^\circ) = 39102 \text{ N} \quad 1.22$$

$$\text{Tlak působící na zadní čelo: } p_{Z\check{C}2} = \frac{F_{Z\check{C}2}}{S_{Z\check{C}}} = \frac{39102}{3,60} = 10862 \text{ Pa} \quad 1.23$$

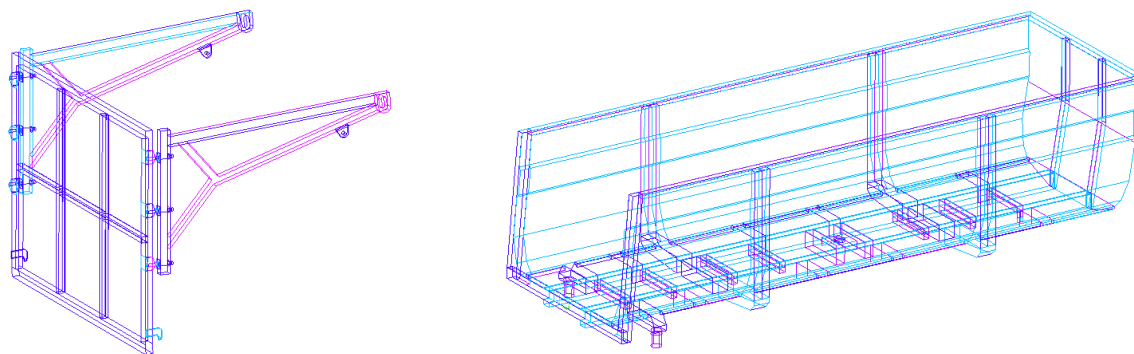


4.2 POPIS MODELU

Kompletní model byl proveden v programu Inventor 2012 profesional, který poskytuje dobré uživatelské prostředí a podporuje množství doplňků od firmy Autodesk, také je kompatibilní s programem AutoCad, ve kterém je provedena výkresová dokumentace.

Pevnostní analýza byla provedena pomocí programu NX I-Deas 6.1, který se v praxi osvědčil jako spolehlivější zdroj výsledků než například analýza přímo v prostředí Inventoru. Lineární analýza pracuje na základě metody konečných prvků (MKP). Pro samotné modelování se nabízí dvě varianty, a to buď hotový model převést do prostředí I-Deasu, nebo jej vytvořit od začátku nový. Pro správné a rychlé fungování programu je však pro náš případ lepší pracovat se skořepinovým střednicovým modelem pomocí ploch, nikoliv s objemovým modelem. Z tohoto důvodu byl tedy model vytvořen v prostředí I-Deasu, proti kompletnímu modelu je výpočtový model proveden bez tvarových prvků, jako jsou zaoblení hran, úchyty, průchodky a ostatní součásti, které zvyšují pevnost, ale tvoří nosné části konstrukce, proto nebývají do výpočtu zahrnuty.

FEM model (Finite Element Method model) je tvořen sítí složenou ze čtyřuzlových prvků thin shell. Tyto prvky jsou vzájemně spojeny v kontaktních uzlových bodech. Každému elementu sítě je přiřazena tloušťka podle skutečnosti. Při tvorbě modelu je nutné postupovat kontinuálně, aby nedošlo ke ztrátě vazeb mezi jednotlivými plochami, což by následně způsobilo problémy ve výpočtu.



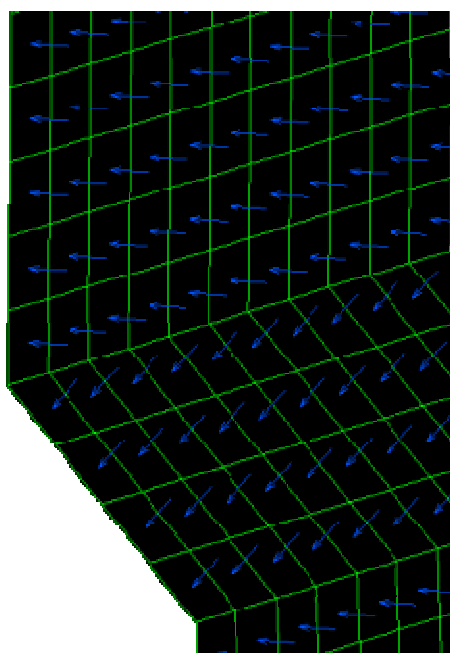
Obr.56 Drátový model v prostředí I-Deas



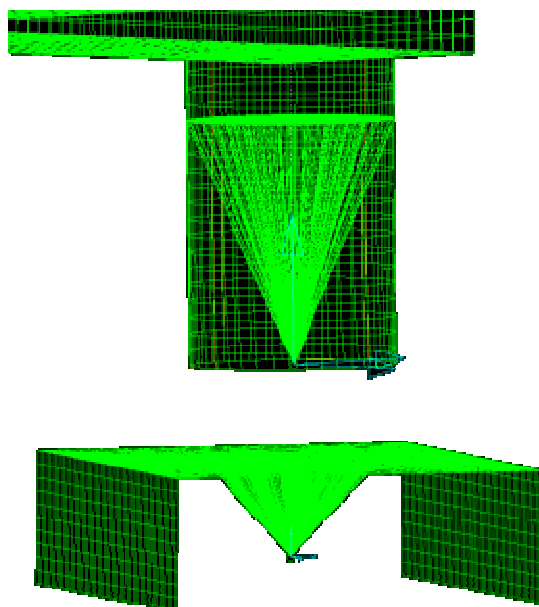
Součástí modelu jsou dále vazby a zatížení. Omezení příslušných stupňů volnosti je provedeno příkazem **restraint**, kde je možné upravit počet stupňů volnosti (pohyb a rotace k osám x, y, z). V místech spojení korby s podvozkem byla provedena náhrada pomocí prvku **constraint**, (nehmotný prvek s vlastní tuhostí), a **rigid** (absolutně tuhý prvek). Pomocí těchto prvků je provedeno rozložení zatížení z příslušných bodů sítě (kontaktní plochy) do jediného bodu (vazba).

U zadních kulových úchytů a úchytu heveru byla zavedena kulová vazba **ball joint** (pro statické účinky), při jízdě je namísto heveru zavedena vazba v dosedacích dorazech a u bočních náběhových plechů.

Zatížení konstrukce je provedeno příkazy **hydrostatic pressure** a **accelerations**, které definují sílu, tlak či zrychlení (včetně tíhového) na dané plochy a prvky. Zatížení podlahy je definováno tlakem od hmotnosti nákladu, zatížení bočnic je definováno tlakem hydrostatickým. Pro určení hydrostatického tlaku je nutné zadat nulovou hladinu, která v našem případě koresponduje s horním nosníkem korby, a také konstantu hustoty a tíhového zrychlení. Hodnota výsledného tlaku je generovaná automaticky, v závislosti na poloze daného elementu vůči nulové hladině. Simulované zatížení a jeho hodnoty odpovídají vypočteným zatěžovacím stavům v předchozí kapitole.



Obr.57 Zatížení hydrostatickým tlakem



Obr.58 Náhrada spojení s podvozkem prvky constraint



5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA ZADNÍHO ČELA

5.1 VOLNÉ OTEVÍRÁNÍ ZADNÍHO ČELA

První ze zátěžových stavů byl zvolen spíše pro ověření správné funkce programu a chodu všech jeho součástí. Zatížení konstrukce není nijak velké, proto by měla předpokládaná napětí vycházet poměrně nízká.



Obr.59 Redukované napětí na zadním čele při volném otevírání, dle metody HMM. Maximální napětí 12,5 MPa, zobrazení deformace v měřítku 20:1

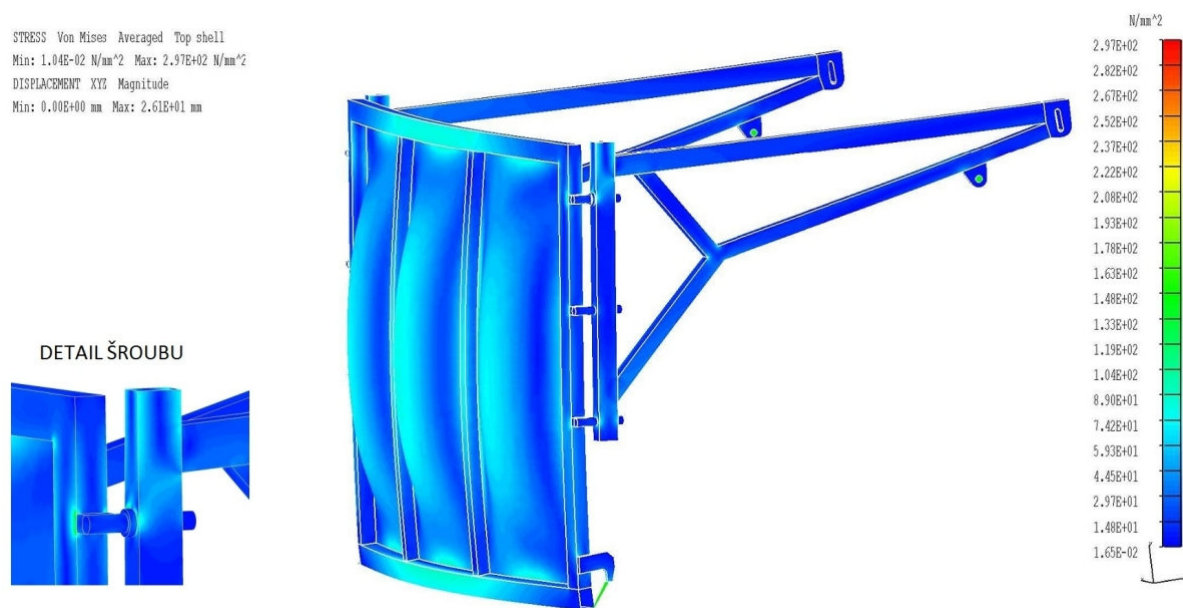
Vyhodnocení výsledku

Maximální napětí 12,5 MPa je hluboko pod hodnotou návrhové pevnosti a je **vyhovující**. Nejvíce namáhané místo je u držáku PHM, což odpovídá předpokladu. Nejvyšší hodnota posunutí je 0,34 mm. Všechny tyto výsledky ukazují, že při volném otevírání čela nevzniknou v konstrukci výraznější napětí. Výpočet proběhl bez chyb a program funguje stabilně, je tedy vhodný pro další řešení.



5.2 ROZJEZD

Při rozjezdu dochází navíc k tlaku materiálu na zadní čelo vlivem zrychlení, zatížení je zde tedy značně vyšší. Čelo je při přepravě zavřené a zajištěné tvarovým zámkem v dolní části. Zde je zavedena vazba omezující pohyb kolmo k rovině čela, v uložení ramene a PHM je provedena náhrada čepů prvky constraint. Během rozjezdu působí na zadní čelo zatížení určené v předchozí kapitole.



Obr.60 Redukované napětí na zadním čele při rozjezdu, dle metody HMM. Maximální napětí 297 MPa, zobrazení deformace v měřítku 20:1

Vyhodnocení výsledku

Maximální napětí 297 MPa je nad hodnotou návrhové pevnosti a je **nevyhovující**. Nejvíce namáhané místo je spojení zdvižného ramene a rámu čela, konkrétně v okolí otvoru horního šroubu, vysoké napětí je také u držáku šroubu. Nejvyšší hodnota posunutí je 26 mm, a to ve středu výplňových plechů. Hodnoty výsledků nejsou přijatelné, a proto je nutná další optimalizace.



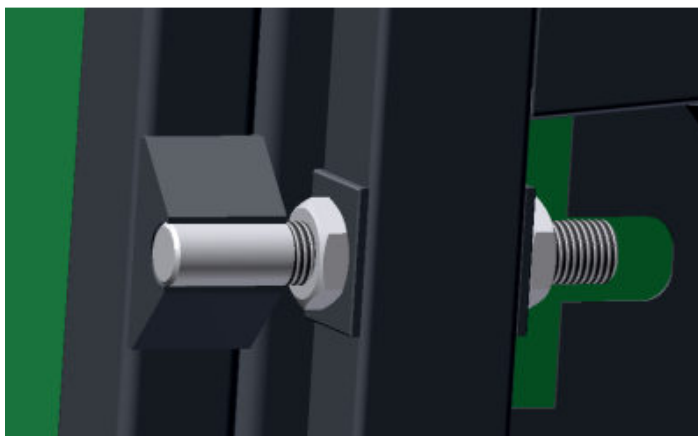
5.3 OPTIMALIZACE ZADNÍHO ČELA

Výsledky pevnostní analýzy v předchozí kapitole ukázaly na několik nedostatků, především ve spojení zdvižných ramen s rámem čela. Zde bylo navrženo několik úprav pro lepší rozložení napětí v konstrukci. Jedná se o:

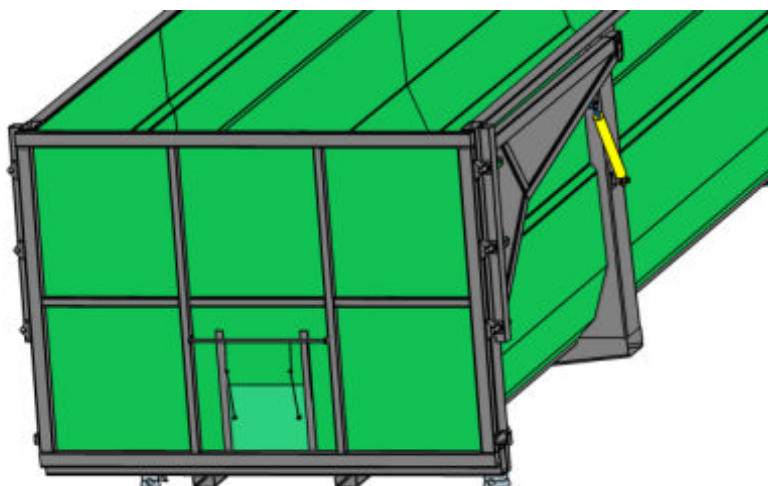
- přidání opěrného plechu tl.5 mm, na který dosedá matice šroubu,
- zesílení držáku šroubu, který nyní poskytuje větší kontaktní plochu s rámem.

Rozměry šroubu M30 a rozteče otvorů zůstaly nezměněny.

Další optimalizace je zapotřebí ke snížení napětí a průhybu na výplňovém plechu. Jako nejvhodnější se jeví přidání horizontální výztuže z profilu 50x50x5, který je použitý i pro svislé vyztužení čela. Tímto způsobem se nejen sníží průhyb plechu, ale také napětí způsobené ohybem horizontálních profilů rámu.



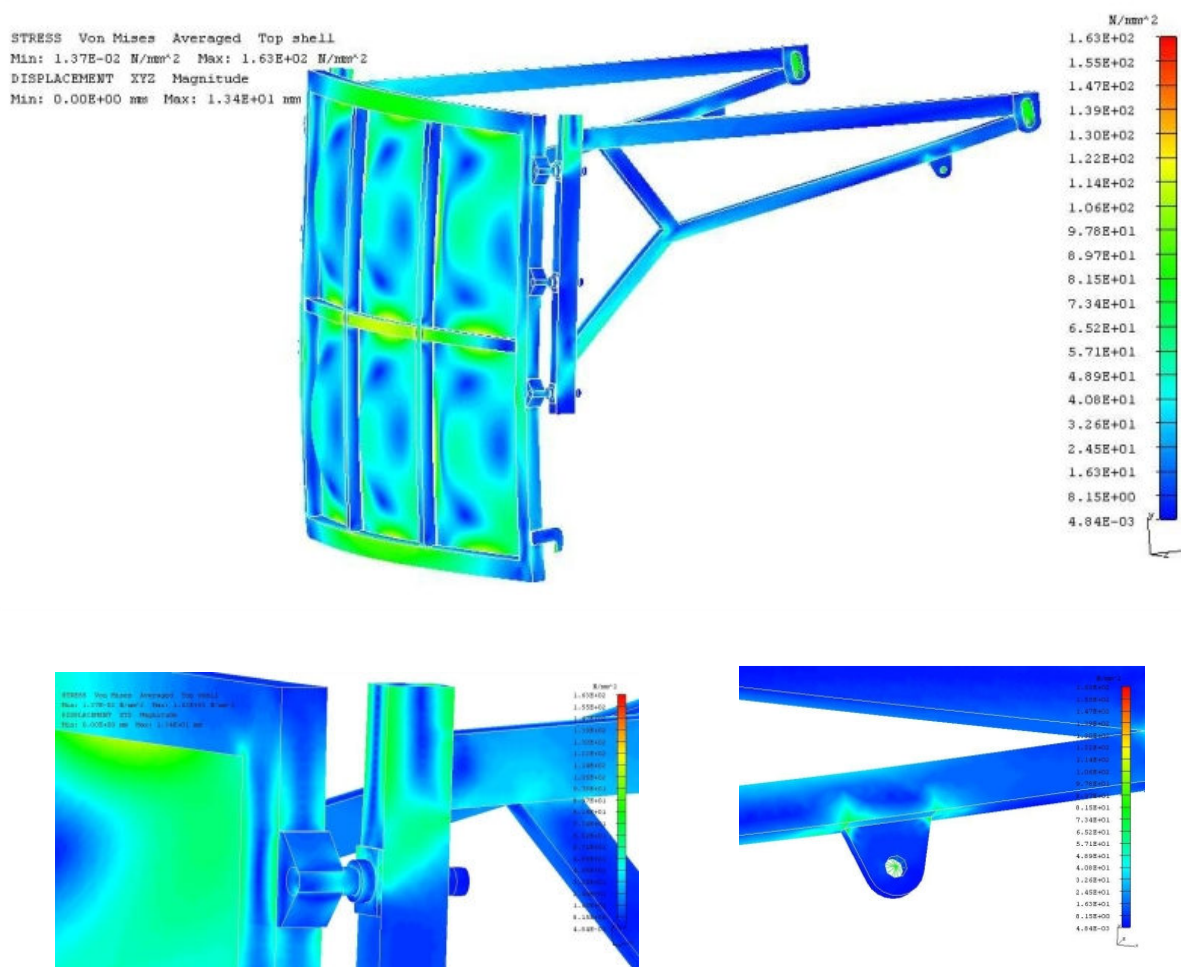
Obr.61 Úprava uložení šroubu



Obr.62 Horizontální vzpěra



5.3.1 KONTROLNÍ VÝPOČET PRO ROZJEZD



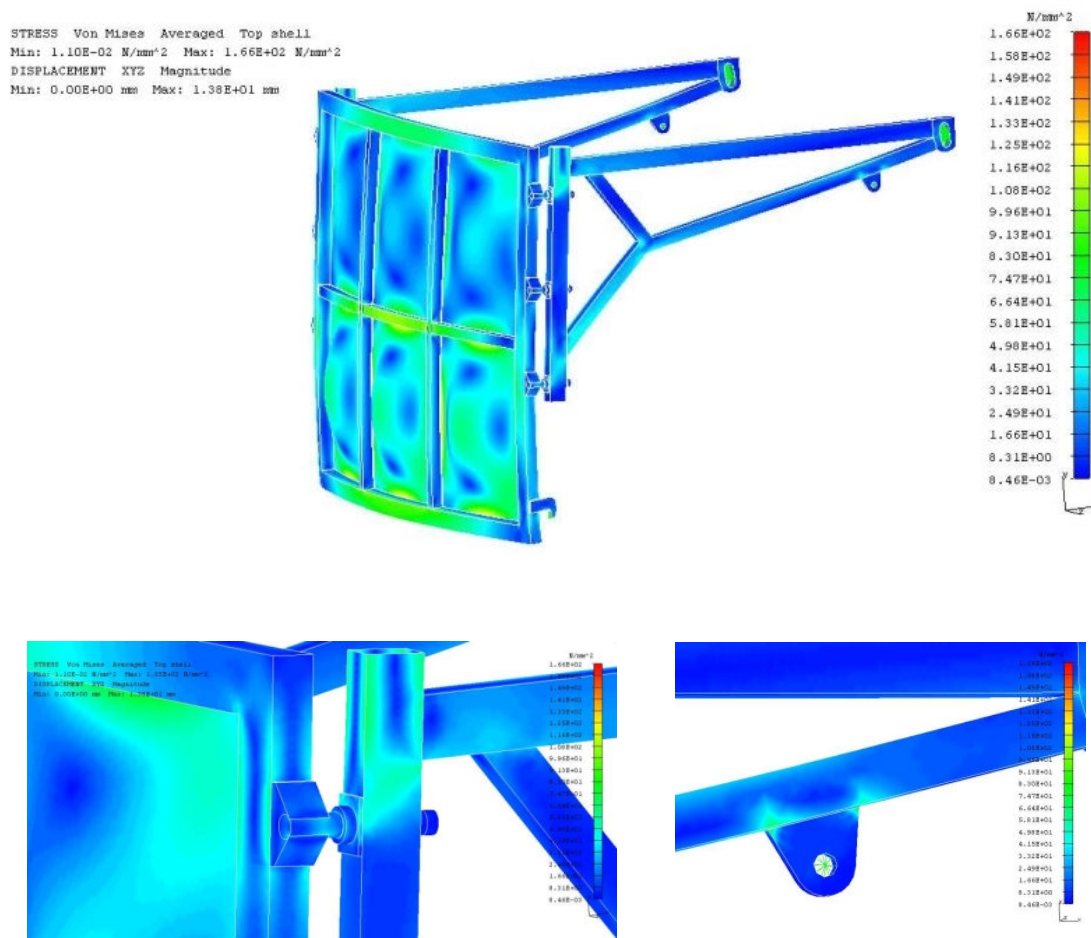
Obr.63 Redukované napětí na zadním čele při rozjezdu, dle metody HMM. Maximální napětí 163 MPa, zobrazení deformace v měřítku 20:1

Vyhodnocení výsledku

Maximální napětí 163 MPa je pod hodnotou návrhové pevnosti a je **vyhovující**. Nejvíce namáhanou součástí je přidaná horizontální vzpěra, která zabránila nadměrnému průhybu výplňových plechů na hodnotu 13,4 mm, a tedy dobře plní svoji funkci. Pro další snížení průhybu výplňových plechů by bylo možné použití plechu 4 mm, případně umístit dvě horizontální vzpěry. Napětí ve spoji zdvižných ramen a rámu také pokleslo na přijatelnou hodnotu, která se pohybuje do 100 MPa.



5.3.2 KONTROLNÍ VÝPOČET PRO VYKLOPENÍ 50°



Obr.64 Redukované napětí na zadním čele při vyklopení 50°, dle metody HMH. Maximální napětí 166 MPa, zobrazení deformace v měřítku 20:1

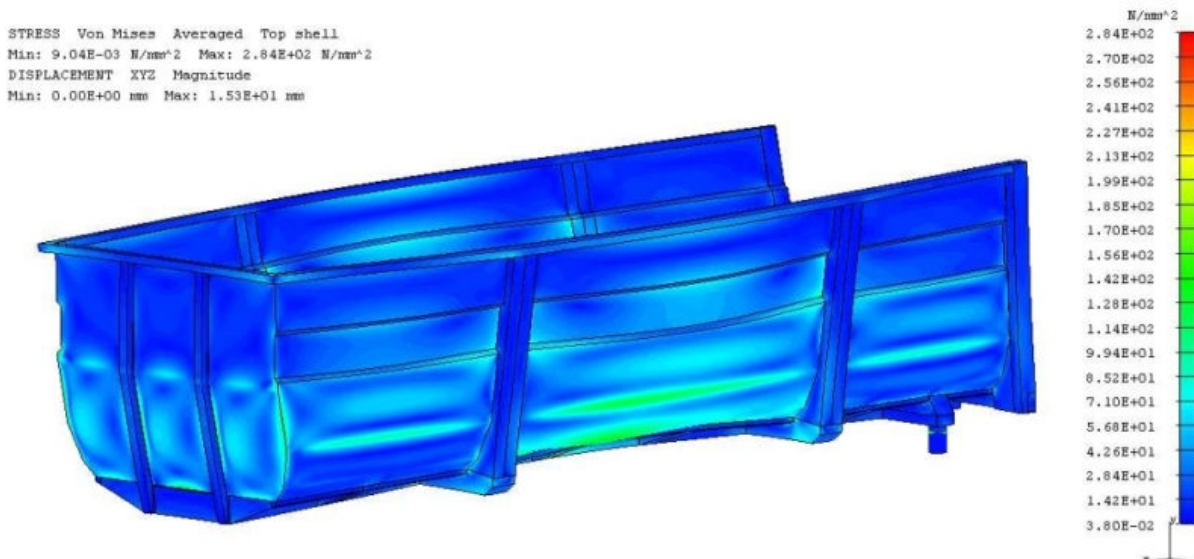
Vyhodnocení výsledku

Maximální napětí 166 MPa je pod hodnotou návrhové pevnosti a je **vyhovující**, průhyb výplňového plechu v dolní části je 13,8 mm. Maximální napětí je opět na horizontální výtuzce, zvýšilo se však napětí na dolním profilu rámu a také v místě kontaktu výplňového plechu s rámem. Z výsledků vyplývá, že s ohledem na vyšší deformaci plechu je zadní čelo dostatečně dimenzované i pro tento stav, který by v praxi neměl nikdy nastat.

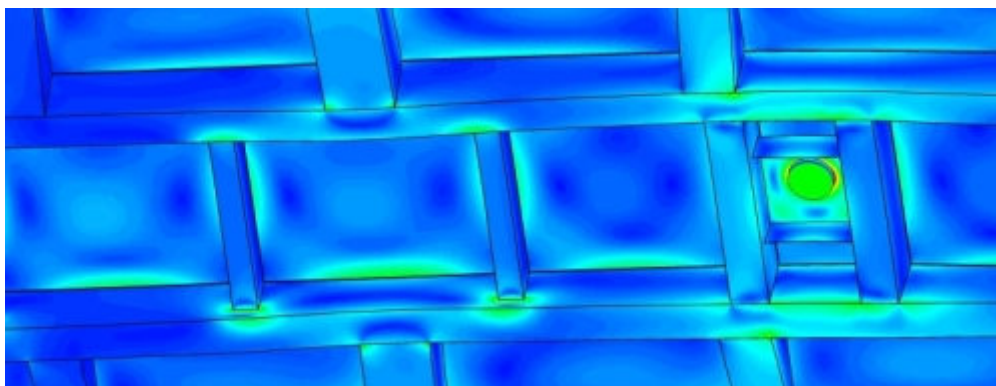


6 PEVNOSTNÍ ANALÝZA VANOVÉ NÁSTAVBY

6.1 ZATĚŽOVACÍ STAV NA POČÁTKU VYKLÁPĚNÍ (1°)



Obr.65 Redukované napětí na korbě při počátku vyklápění, dle metody HMH. Maximální napětí 284 MPa, zobrazení deformace v měřítku 20:1



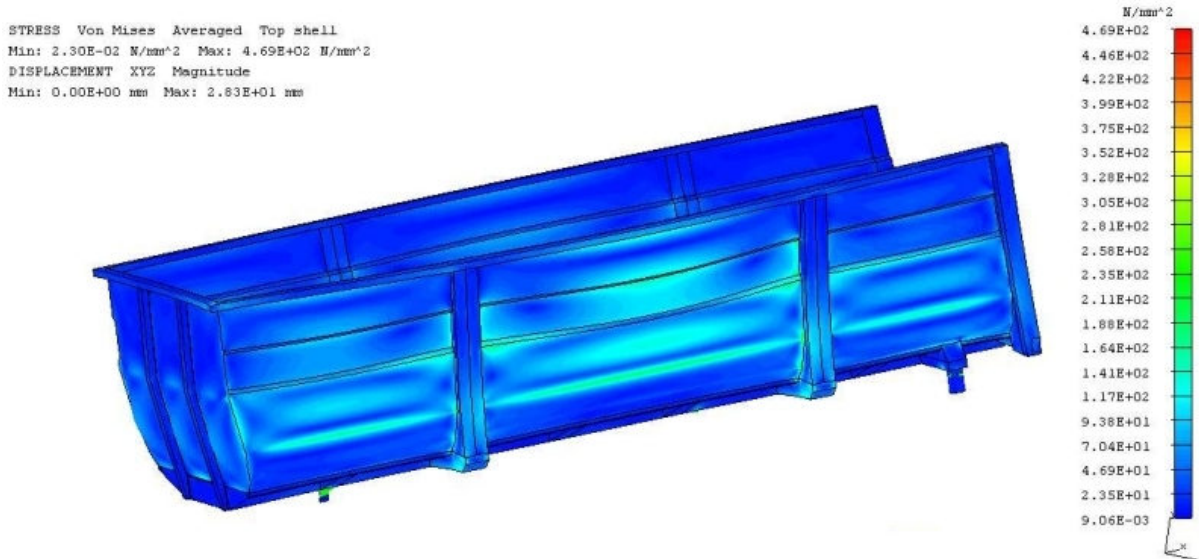
Obr.66 Detail napětí na rámu podlahy

Vyhodnocení výsledku

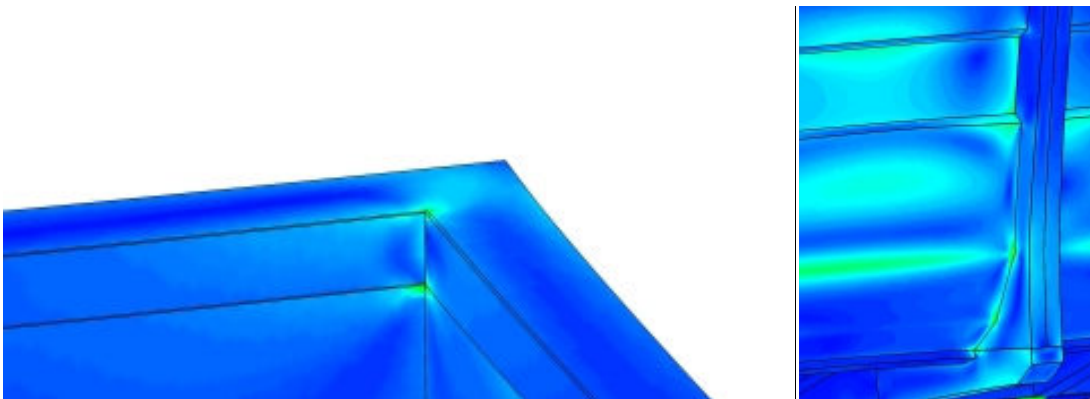
Maximální napětí 284 MPa přesahuje hodnotu návrhové pevnosti a je **nevyhovující**, maximální deformace na bočnici je 15,3 mm. Značné napětí se vyskytuje také v místech přivaření příčných podlahových profilů k hlavním podélníkům.



6.2 ZATĚŽOVACÍ STAV PŘI JÍZDĚ V ZATÁČCE



Obr.67 Redukované napětí na korbě ve stavu zatáčení, dle metody HMM. Maximální napětí 469 MPa, zobrazení deformace v měřítku 20:1



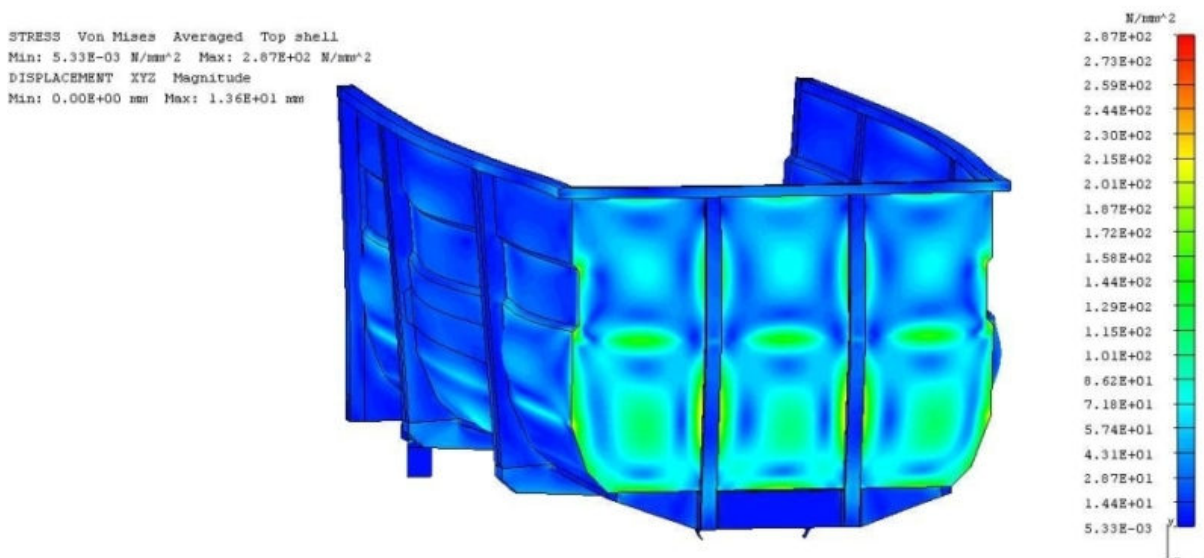
Obr.68 Detaily napětí na korbě při jízdě v zatáčce

Vyhodnocení výsledku

Maximální napětí 469 MPa přesahuje hodnotu návrhové pevnosti a je **nevyhovující**, průhyb výplňového plechu v dolní části je 28,3 mm. Nejvíce namáhané místo je v rohu horního profilu, vysoké napětí je také na bočních sloupcích. Zadní sloupky jsou dimenzovány dostatečně, díky tvarovému spojení se zadním příčnickem a spojení dvěma plechy s bočnicí zde napětí nepřesahuje návrhovou pevnost.



6.3 ZATĚŽOVACÍ STAV PŘI BRZDĚNÍ



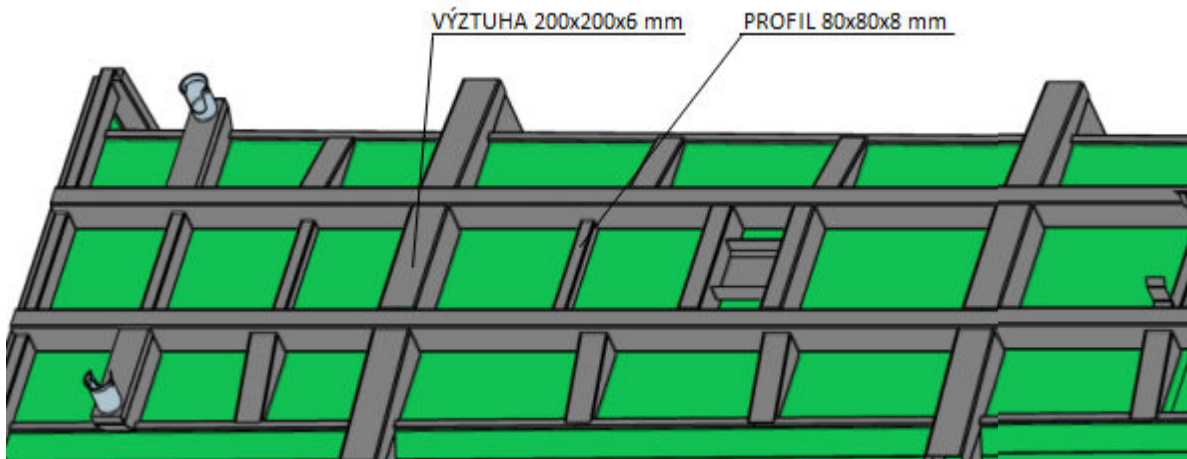
Obr.69 Redukované napětí na korbě při brzdění, dle metody HMM. Maximální napětí 287 MPa, zobrazení deformace v měřítku 20:1

Vyhodnocení výsledku

Maximální napětí 287 MPa přesahuje hodnotu návrhové pevnosti a je **nevyhovující**, průhyb výplňového plechu v dolní části je 13,6 mm. Špičky napětí jsou na plechu v místě přední výztuhy, vysoké napětí je také v rohu horního nosníku.

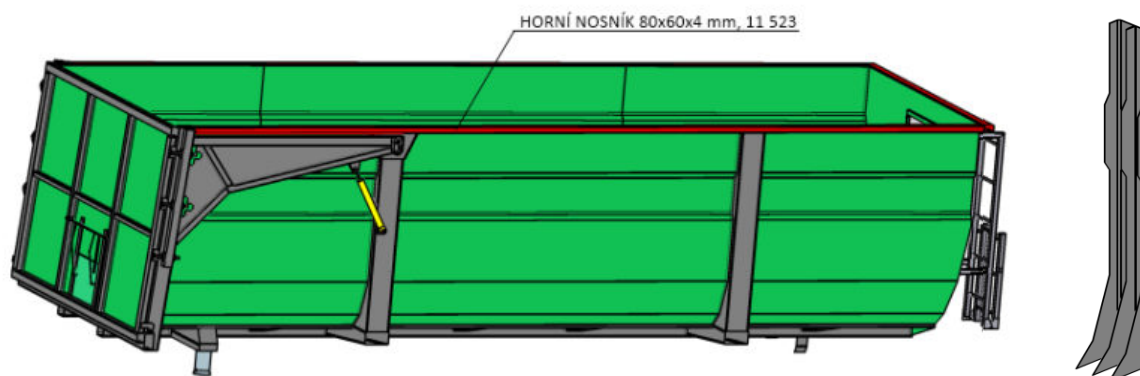
6.4 OPTIMALIZACE KONSTRUKCE

Z výsledků pevnostní analýzy bylo zjištěno několik problematických uzlů. Jedná se především o boční sloupky, které přenášejí zatížení bočnic na hlavní podélníky, což vyvolává jejich značné zkroucení. Pro zamezení tohoto jevu je zapotřebí mezi podélníky umístit příčku, která bude sloužit jako výztuha mezi sloupky. Jedná se o ohýbaný U-profil 200x200 z plechu tl.6 mm (obr. 70). Přidáním této příčky bylo také změněno rozmístění profilů 140x80x8, které podpírají podlahu, navíc byly tyto profily upraveny na rozměr 80x80x8. Původní rozměr 140x80x8 byl ponechán u příčky spojující nosník U160 s klopnými koulemi, a to opět z důvodu zamezení kroucení podélníků, zejména během vyklápění korby.



Obr.70 Úprava podlahové konstrukce

Samotný sloupek byl zpevněn žebrem z plechu tl.6 mm, umístěným symetricky mezi bočními plochami. Dalším bodem optimalizace je zesílení horního nosníku 80x60x3 na tl.4 mm a zároveň změna jeho materiálu na 11 523. Tento nosník se jeví jako důležitá část nosné konstrukce. V zatěžovacím stavu zatáčení se projevila značná deformace výplňových plechů zejména mezi bočními sloupky, zde je nyní umístěna vzpěra z ohýbaného profilu tl.5 mm. Velká deformace vznikla také působením vysokého tlaku ve stavu brzdění na přední čele, zde bylo zvoleno zesílení výplňového plechu na tl.4 mm. Poslední úpravou je nahrazení profilu U300 na hlavním kříži, kde je přenášeno nejvyšší zatížení od hlavního PHM. Zde je použitý plech tl.18 mm s bočnicemi tl.10 mm.



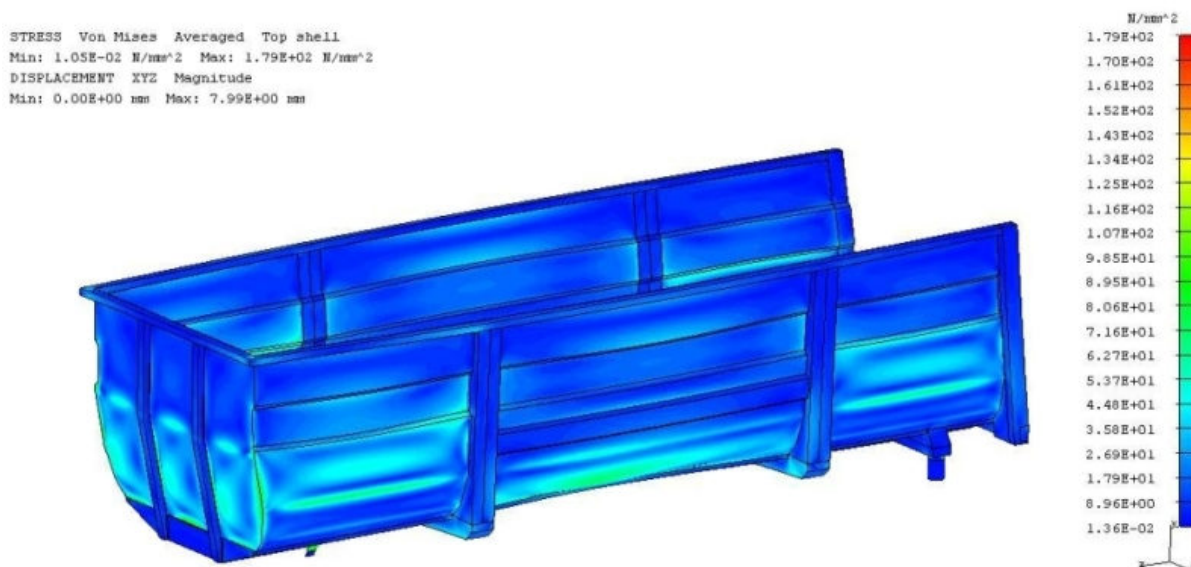
Obr.71 Úprava horního nosníku a bočního sloupku



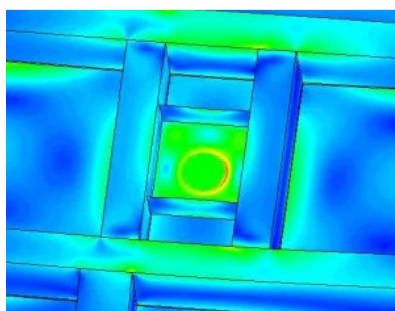
7 KONTROLNÍ ANALÝZA NÁSTAVBY PO ÚPRAVĚ

Zatížení konstrukce stejné jako v předchozím výpočtu je nyní aplikované na konstrukci po její tvarové úpravě a úpravě materiálu.

7.1 ZATĚŽOVACÍ STAV NA POČÁTKU VYKLÁPĚNÍ (1°)



Obr.72 Redukované napětí na korbě při počátku vyklápění, dle metody HMH. Maximální napětí 179 MPa, zobrazení deformace v měřítku 20:1



Obr.73 Detailní pohled na hlavní kříž

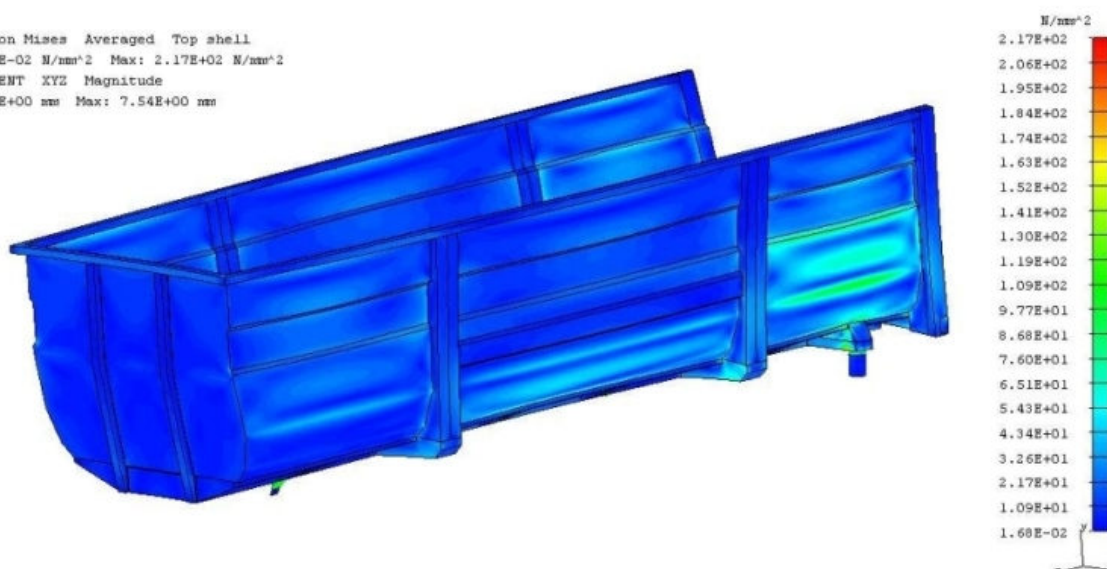
Vyhodnocení výsledku

Maximální napětí 179 MPa nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti, maximální deformace je 8 mm. Napětí zjištěné v místě uložení heveru je na hranici návrhové pevnosti materiálu 11 373, proto je volen materiál 11 523, pro který je toto napětí **vyhovující**.

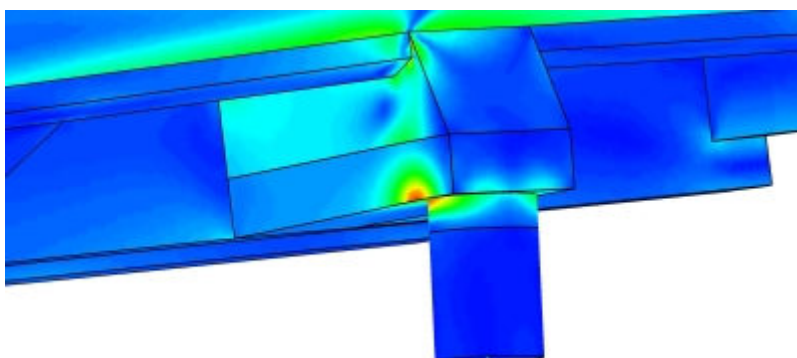


7.2 ZATĚŽOVACÍ STAV PŘI ÚPLNÉM VYKLOPENÍ (50°)

STRESS Von Mises Averaged Top shell
 Min: 1.68E-02 N/mm² Max: 2.17E+02 N/mm²
 DISPLACEMENT XYZ Magnitude
 Min: 0.00E+00 mm Max: 7.54E+00 mm



Obr.74 Redukované napětí na korbě při úplném vyklopení dle metody HMM. Maximální napětí 217 MPa, zobrazení deformace v měřítku 20:1



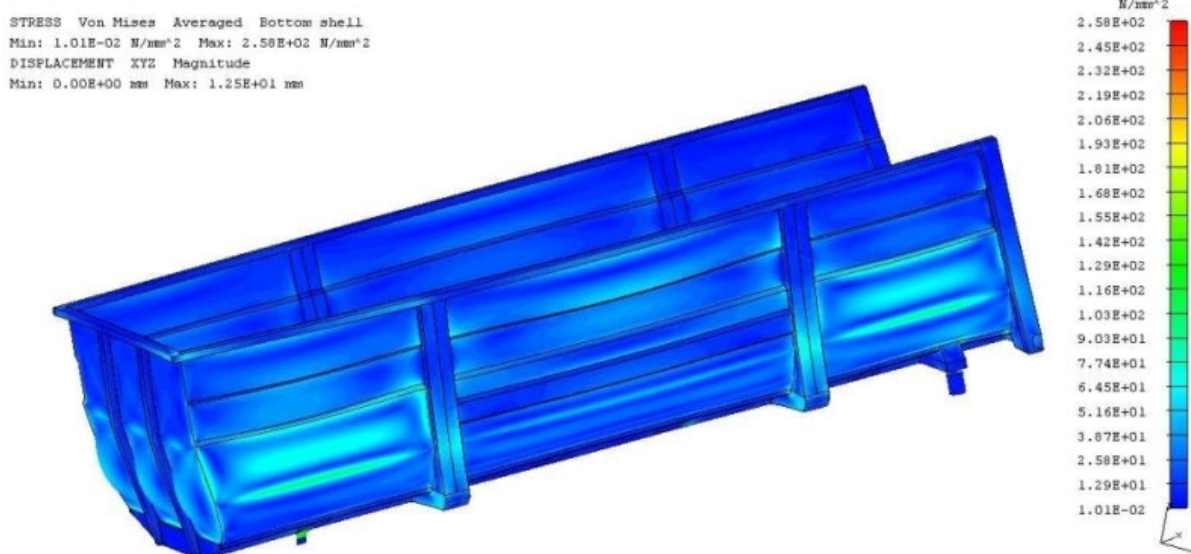
Obr.75 Detailní pohled na oblast s maximálním napětím

Vyhodnocení výsledku

Maximální napětí 217 MPa přesahuje hodnotu návrhové pevnosti, deformace na horním nosníku je 7,5 mm. Pro nejvíce namáhanou součást, tedy hlavní nosník U160, je provedena změna materiálu na 11 523, pro který je maximální napětí **vyhovující**.



7.3 ZATĚŽOVACÍ STAV PŘI JÍZDĚ V ZATÁČCE



Obr.76 Redukované napětí na korbě ve stavu zatáčení, dle metody HMM. Maximální napětí 258 MPa, zobrazení deformace v měřítku 20:1



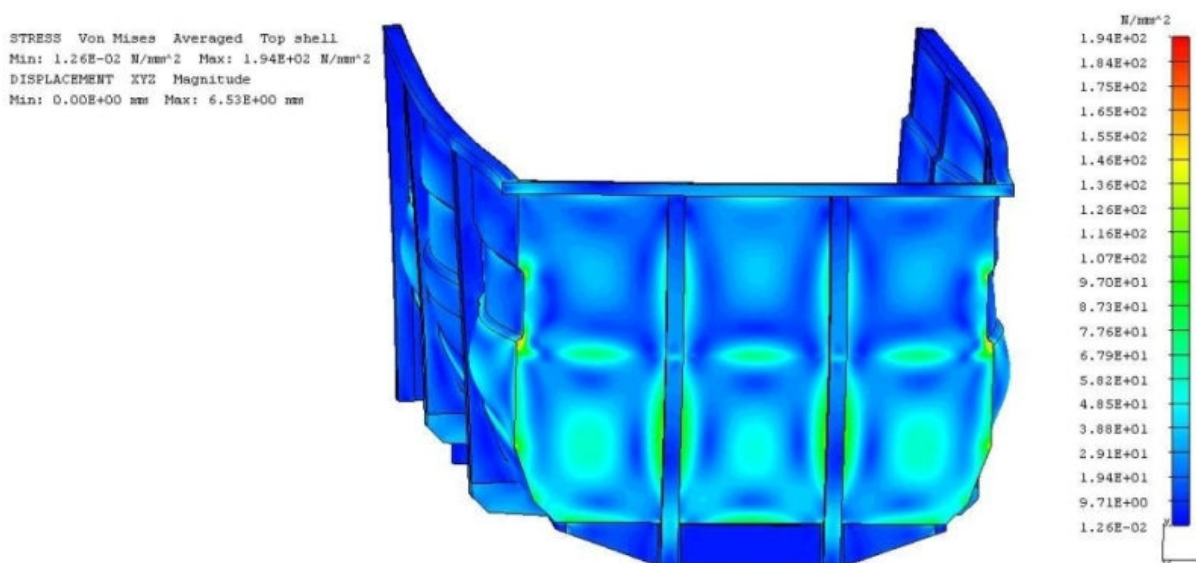
Obr.77 Detaily napětí na korbě při jízdě v zatáčce

Vyhodnocení výsledku

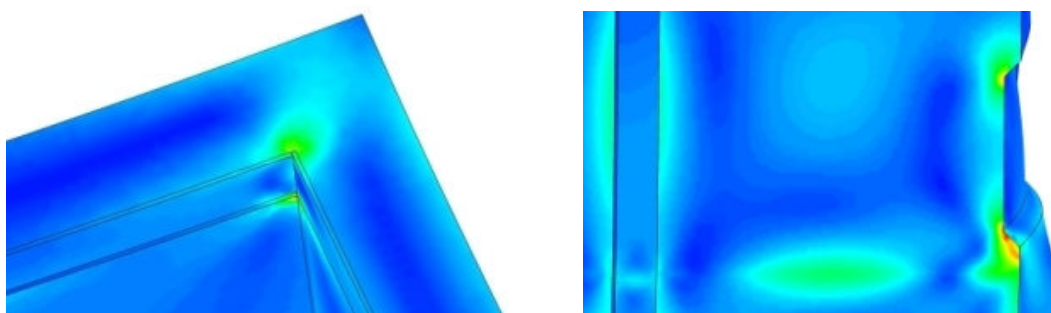
Maximální napětí 258 MPa je pod hodnotou návrhové pevnosti pro materiál horního nosníku 11 523 a je **vyhovující**, maximální deformace nosníku je 12,5 mm. Po úpravě bočních sloupků se žebrem se zde napětí pohybuje do 100 MPa, tato úprava je tedy funkční a společně s podélnou výztuhou bočnice rovněž přispěla ke snížení deformace na výplňovém plechu.



7.4 ZATĚŽOVACÍ STAV PŘI BRZDĚNÍ



Obr.78 Redukované napětí na korbě ve stavu brzdění, dle metody HMM. Maximální napětí 194 MPa, zobrazení deformace v měřítku 20:1



Obr.79 Detail napětí na korbě při brzdění

Vyhodnocení výsledku

Maximální napětí 194 MPa nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti pro materiál horního nosníku 11 523 a je **vyhovující**. Napětí dosahující hodnoty 175 MPa bylo zjištěno ve spojení plechu čela a bočnice, konkrétně v místě podélného prolisu. Ačkoliv nepřesahuje návrhovou pevnost, je zapotřebí brát zřetel na tuto oblast při svařování obou částí.

7.5 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

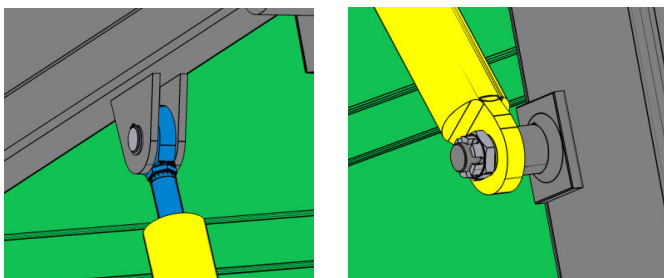
MKP analýza optimalizované konstrukce opět poukázala na místa s výskytem maximálních napětí, která jsou ve všech případech nižší než návrhová pevnost, konstrukce je tedy vyhovující. Pro další úpravy by bylo možné zeslabit tloušťku profilu 80x80x8, který podpírá podlahu, v žádném stavu zde nepůsobí napětí vyšší než 50 MPa. Naopak by bylo vhodné provést další zesílení či tvarování horního profilu, případně také nahradit podélnou výztuhu bočnice jejím složitějším tvarováním (více prolisů, zalomení). K výsledkům je nutno započítat skutečnost, že při výpočtu zatížení nebylo zahrnuto vnitřní tření materiálu, které zatížení snižuje. Přítomnost zadního čela by také ovlivnila deformace na horním profilu.



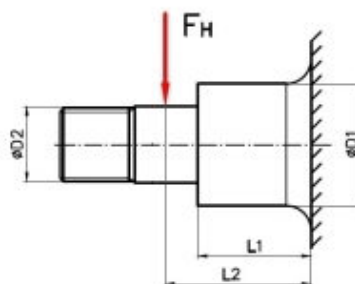
8 ANALYTICKÁ KONTROLA OSTATNÍCH SOUČÁSTÍ

8.1 KONTROLA ULOŽENÍ HYDROMOTORU ZDVIŽNÝCH RAMEN

Horní oko hydromotoru je spojeno se zdvižným ramenem čepem $\varnothing 25$ mm, stejný průměr je i u dolního oka. Z uspořádání je patrné, že čep horního oka má dvě střížné plochy, dolní čep pouze jednu, navíc je dolní čep namáhaný na ohyb. Proto byl pro kontrolu zvolen pouze tento dolní čep.



Obr.90 Uložení hydromotoru



Obr.91 Zatížení čepu PHM

Rozměry čepu..... $D_1= 40$ mm, $D_2= 25$ mm, $L_1= 37$ mm, $L_2= 47$ mm

Síla od hydromotoru provozní/maximální $F_{HP}=11023$ N / $F_{HM}=29800$ N [10]

Materiál..... 12 020 $\rightarrow \sigma_{DO}= 95$ MPa, $\tau_{DS}= 40$ MPa

(platí pro střídavé namáhání, dle tab. Mechanické hodnoty konstrukčních materiálů [1])

8.1.1 KONTROLA NAPĚTÍ VE SMYKU

- Provozní napětí ve smyku

$$\tau_{S1} = \frac{F_{HP}}{S_2} = \frac{F_{HP}}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4}} = \frac{11023}{\frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 22,46 \text{ MPa} \quad 2.1$$

Koeficient bezpečnosti

$$k_{S1} = \frac{\tau_{DS}}{\tau_{S1}} = \frac{40}{22,46} = 1,78 \quad 2.2$$

- Maximální napětí ve smyku

$$\tau_{SM} = \frac{F_{HM}}{S_2} = \frac{F_{HM}}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4}} = \frac{29800}{\frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 60,71 \text{ MPa} \quad 2.3$$



Při nejvyšší provozní síle hydromotoru smykové napětí nepřekročilo dovolenou mez, součást je navržena s dostatečnou bezpečností a je vyhovující. Při působení maximální síly, kterou je hydromotor schopen vyvinout, došlo k překročení napětí a součást by se zdeformovala nebo porušila. Tento stav však nastane jen v případě zaseknutí zadního čela při otevírání, a to tehdy, pokud v okruhu není pojistný ventil, nebo je špatně nastavený. Porušení čepu pak může zabránit deformaci zdvižných ramen.

8.1.2 KONTROLA NAPĚTÍ V OHYBU

- Ohybový moment

$$M_{O1} = F_{Hp} \cdot (L_2 - L_1) = 11023 \cdot (0,047 - 0,037) = 110,2 \text{ Nm} \quad 2.4$$

$$M_{O2} = F_{Hp} \cdot L_2 = 11023 \cdot 0,047 = 518,1 \text{ Nm} \quad 2.5$$

- Napětí v ohybu

$$\sigma_{O1} = \frac{M_{O1}}{W_{O1}} = \frac{M_{O1}}{\frac{\pi \cdot D_2^3}{32}} = \frac{110,2 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} = 71,84 \text{ MPa} \quad 2.6$$

$$\sigma_{O2} = \frac{M_{O2}}{W_{O2}} = \frac{M_{O2}}{\frac{\pi \cdot D_1^3}{32}} = \frac{518,1}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 82,46 \text{ MPa} \quad 2.7$$

$$k_1 = \frac{\sigma_{D0}}{\sigma_{O1}} = \frac{95}{71,84} = 1,32 \quad 2.8 \quad k_2 = \frac{\sigma_{D0}}{\sigma_{O2}} = \frac{95}{82,46} = 1,15 \quad 2.9$$

Napětí v ohybu nepřekročilo dovolené napětí, ale bezpečnost k_2 v místě přivaření čepu ke sloupku se jeví jako příliš nízká. Z toho důvodu je zvětšeno osazení čepu na $\varnothing 45$ mm.

- Kontrola napětí pro $\varnothing 45$ mm

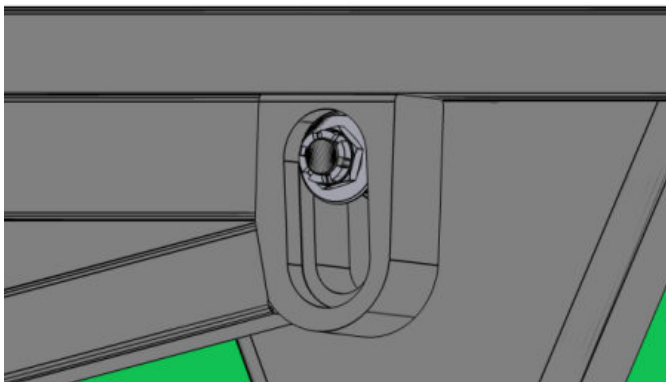
$$\sigma_{O2'} = \frac{M_{O2}}{W_{O2'}} = \frac{M_{O2}}{\frac{\pi \cdot D_1'^3}{32}} = \frac{518,1}{\frac{\pi \cdot 45^3}{32}} = 57,91 \text{ MPa} \quad 2.10$$

$$k_1 = \frac{\sigma_{D0}}{\sigma_{O1}} = \frac{95}{57,91} = 1,64 \quad 2.11$$

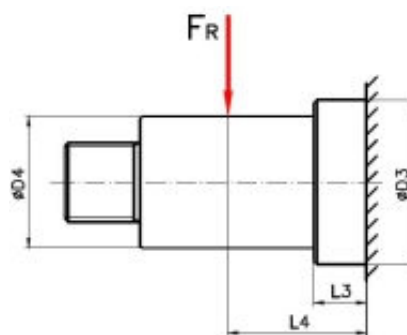


8.2 KONTROLA ČEPU ZDVIŽNÉHO RAMENE

Zdvižné rameno je uloženo na čepu $\varnothing 40$ mm, zajištěno proti bočnímu posuvu je korunovou maticí M24 se závlačkou a podložkou. Čep je svým osazením $\varnothing 50$ mm přivařen k zesílení bočního sloupku. Funkce systému byla popsána v kapitole 3.4, která se zabývá kinematikou zadního čela.



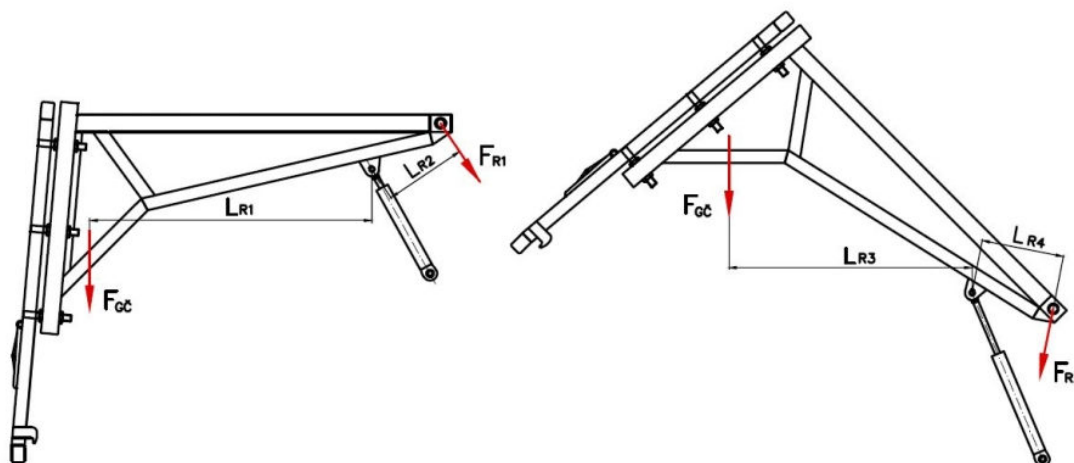
Obr.92 Uložení ramene



Obr.93 Zatížení čepu ramene

8.2.1 URČENÍ ZATÍŽENÍ ČEPU

Z koncepčního uspořádání je patrné, že nejvyšší zatížení nastane na počátku otevírání čela, kdy je také síla od PHM maximální. Síla F_R , která působí na čep, je určena z momentové rovnováhy zadního čela.



Obr.94 Silové působení na zadním čele

**Vstupní parametry:**

Rozměry čepu..... $D_3= 50 \text{ mm}$, $D_4= 40 \text{ mm}$, $L_3= 27 \text{ mm}$, $L_4= 47 \text{ mm}$

Tíhová síla zadního čela $F_{G\check{c}}= 2589,8 \text{ N}$

Rameno síly $F_{G\check{c}}$ $L_{R1}= 1317 \text{ mm}$

Rameno síly $F_{R1,2}$ $L_{R2}= L_{R4}= 386 \text{ mm}$

Materiál..... 12 020 $\rightarrow \sigma_{D0}= 95 \text{ MPa}$

(platí pro střídavé namáhání, dle tab. Mechanické hodnoty konstrukčních materiálů [1])

8.2.2 KONTROLA NAPĚTÍ V OHYBU

- Zatěžující síla F_R

$$F_{R1} = F_{G\check{c}} \cdot \frac{L_{R1}}{L_{R2}} = 2589,8 \cdot \frac{1317}{386} = 8836,2 \text{ N} \quad 2.12$$

- Ohybový moment

$$M_{O3} = F_{R1} \cdot (L_4 - L_3) = 8836,2 \cdot (0,047 - 0,027) = 176,4 \text{ Nm} \quad 2.13$$

$$M_{O4} = F_{R1} \cdot L_4 = 8836,2 \cdot 0,047 = 415,3 \text{ Nm} \quad 2.14$$

- Napětí v ohybu

$$\sigma_{O3} = \frac{M_{O3}}{W_{O3}} = \frac{M_{O3}}{\frac{\pi \cdot D_4^3}{32}} = \frac{176,4 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 28,08 \text{ MPa} \quad 2.15$$

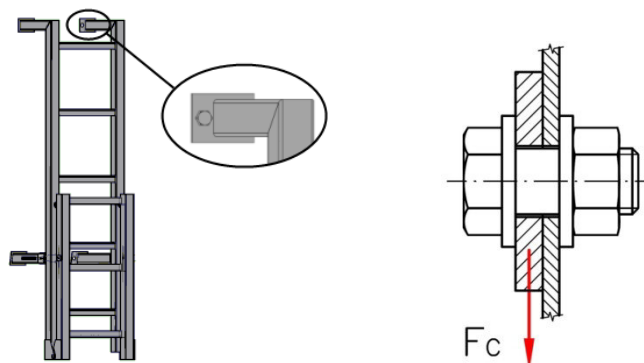
$$\sigma_{O4} = \frac{M_{O4}}{W_{O4}} = \frac{M_{O4}}{\frac{\pi \cdot D_3^3}{32}} = \frac{415,3 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}} = 33,84 \text{ MPa} \quad 2.16$$

$$k_3 = \frac{\sigma_{D0}}{\sigma_{O3}} = \frac{95}{28,08} = 3,38 \quad 2.17 \quad k_4 = \frac{\sigma_{D0}}{\sigma_{O4}} = \frac{95}{33,84} = 2,81 \quad 2.18$$



8.3 KONTROLA UCHYCENÍ ŽEBŘÍKU

Žebřík je připevněn čtyřmi šrouby M12 k plechu předního čela. Hmotnost osoby pohybující se po žebříku je zvolena 150 kg, s ohledem na vlastní hmotnost žebříku a dostatečnou bezpečnost je ve výpočtu uvažované zatížení hmotností 200 kg.



Obr.95 Upevnění žebříku, zatížení šroubu silou F_C

Šroub M12 → Malý průměr závitu $d_3 = 9,85 \text{ mm}$ [1]

Třída pevnosti materiálu 8.8 → $\sigma_{KTS} = 640 \text{ MPa}$ [2]

- Maximální dovolené napětí pro střídavé namáhání

$$\tau_{DSk} = \sigma_{KTS} \cdot 0,45 = 640 \cdot 0,45 = 288 \text{ MPa} \quad [2] \quad 2.19$$

- Zatěžující síla F_C

$$F_C = \frac{m_0 \cdot g}{4} = \frac{200 \cdot 9,81}{4} = 490,5 \text{ N} \quad 2.20$$

- Napětí ve smyku

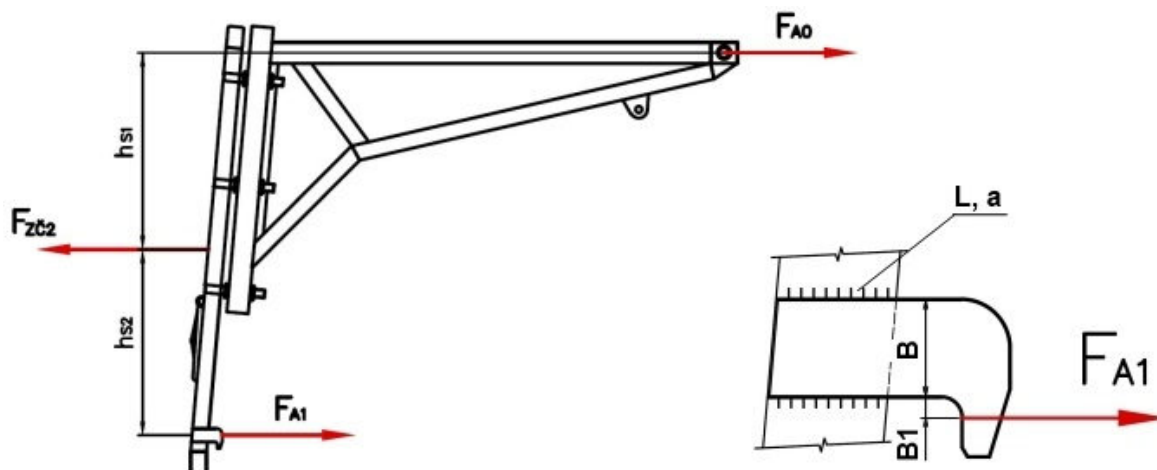
$$\tau_{S2} = \frac{F_C}{S_3} = \frac{F_C}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{490,5}{\frac{\pi \cdot 9,85^2}{4}} = 6,44 \text{ MPa} \quad 2.21$$

$$k_5 = \frac{\tau_{DSk}}{\tau_{S2}} = \frac{288}{6,44} = 44,72 \quad 2.22$$



8.4 KONTROLA SVÁRU ZAJIŠTĚNÍ ZADNÍHO ČELA

Svarové spoje a jejich výpočet je proveden dle normy ČSN 05 0120 [1]. Sváry jsou namáhané na smyk a ohyb, zatížení je zobrazeno na *obr.96*. Síla $F_{Z\check{c}2}$ je převzata z kapitoly 4.1.6. zatížení zadního čela, síla F_{A1} je určena z momentové rovnováhy.



Obr.96 Silové působení na zadním čele, detail háku

Vstupní parametry:

Zatěžující síla zadního čela $F_{Z\check{c}2} = 39102 \text{ N}$

Rameno síly $F_{Z\check{c}2}$ $h_{S1} = 740 \text{ mm}$

Rameno síly F_{A1} $h_{S2} = 737 \text{ mm}$

Rozměry háku $B1 = 10 \text{ mm}$, $B = 50 \text{ mm}$.

8.4.1 VÝPOČET ZATÍŽENÍ

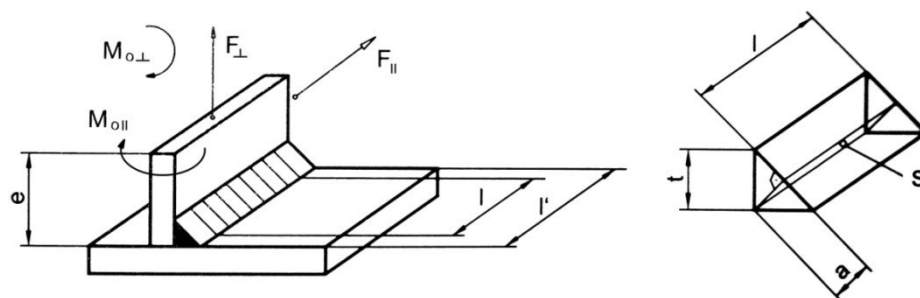
- Výpočet zatěžující síly F_{A1}

$$\sum M_C = 0 \rightarrow F_{Z\check{c}2} \cdot h_{S1} - F_{A1} \cdot (h_{S2} + h_{S1}) = 0 \quad 2.23$$

$$F_{A1} = \frac{F_{Z\check{c}2} \cdot h_{S1}}{h_{S1} + h_{S2}} = \frac{39102 \cdot 0,740}{0,740 + 0,737} = 19591 \text{ N} \quad 2.24$$

- Výpočet zatěžujícího momentu $M_{O||}$

$$M_{O||} = F_{A1} \cdot (B1 + 0.5B) = 19591 \cdot (0,010 + 0,025) = 685 \text{ Nm} \quad 2.25$$



Obr.97 Výpočet svarového spoje

Parametry sváru:

Výška sváru $a = 8 \text{ mm}$

Tloušťka sváru $t = a \cdot \sqrt{2} = 8 \cdot \sqrt{2} = 11,3 \text{ mm}$ 2.26

Délka sváru $l' = 60 \text{ mm}$

Výpočtová délka sváru $l = l' - 1,5 t = 60 - 1,5 \cdot 11,3 = 43 \text{ mm.}$ 2.27

Mez kluzu v tahu $\sigma_{KT} = 235 \text{ MPa}$ [1]

(platí pro ruční svařování, přičemž pevnost použité elektrody odpovídá pevnosti základního materiálu, tj. mat. 11 373)

Převodní součinitel svarového spoje $\alpha_{\tau\parallel} = 0,65$ [1]

Součinitel tloušťky koutového sváru $\beta = 1,0$ (platí pro tloušťku sváru $t \geq 10 \text{ mm}$) [1]

- Napětí ve smyku

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_{A1}}{2 \cdot S_V} = \frac{F_{A1}}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{19591}{2 \cdot 8 \cdot 43} = 28,47 \text{ MPa} \quad 2.28$$

- Napětí v ohybu

$$\sigma_{o\parallel} = \frac{M_o}{W_{OSV}} = \frac{3 \cdot M_{o\parallel}}{a \cdot l^2} = \frac{3 \cdot 685 \cdot 10^3}{8 \cdot 43^2} = 138,93 \text{ MPa} \quad 2.29$$

8.4.2 PODMÍNKA PEVNOSTI KUTOVÉHO SVÁRU

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_{o\parallel}^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{\alpha_{\tau\parallel}}\right)^2} \leq \beta \frac{\sigma_{KT}}{n} \quad \sigma_s = \sqrt{138,93^2 + \left(\frac{28,47}{0,65}\right)^2} \leq \frac{235}{1,5} \quad 2.30$$

145,67 MPa \leq 156,67 MPa \rightarrow **Vyhovuje podmínce koutového sváru.**



ZÁVĚR

Výsledkem diplomové práce je návrh vanové nástavby s otevíracím zadním čelem. V úvodní části byla zpracována podrobná rešerše současných trendů v konstrukci návěsů, u několika konkrétních modelů byly porovnány základní parametry nástaveb. Zejména u návěsů nižších a středních objemů můžeme pozorovat tendenci k přecházení od konstrukcí s více bočními sloupky ke skořepinovým konstrukcím. Použití speciálních pevnostních ocelí na plechy podlahy a bočnic se zatím v zemědělské praxi příliš neprosazuje, s klesající cenou těchto materiálů se však mohou v budoucnu uplatňovat častěji i pro traktorové návěsy.

V koncepčním návrhu konstrukce jsou zahrnuty požadavky na nosnost 14 t a maximální vlastní hmotnost 3t. Oba tyto požadavky byly splněny, celková hmotnost nástavby je 2792 kg, výpočet byl proveden pro zatížení 18240 kg. Naddimenzování konstrukce je vhodné také z hlediska životnosti a při provozu v náročných podmínkách, kde dochází i k přetěžování návěsů. Součástí koncepčního návrhu je rozbor kinematiky zadního čela, kde bylo vypracované srovnání dvou navrhovaných variant mechanismu otevírání zadního čela. První varianta uvažuje se standardním hydromotorem a zajištěním čela pevným tvarovým zámkem, ve druhé variantě je použitý prodloužený hydromotor spojený se zajišťovací západkou. Pro výběr vhodné varianty byla vypracovaná spojitá charakteristika zatížení hydromotoru, díky které můžeme určit hodnotu síly na hydromotor v libovolném okamžiku. Zároveň můžeme ověřit, zda se maximální síla nachází v krajní poloze čela, nebo v průběhu jeho otevírání.

V další části práce byla provedena pevnostní analýza zadního čela i nástavby. Úvodní část obsahuje rozbor vstupních parametrů, který je nezbytný pro určení zatížení korby. Samotný pevnostní výpočet zahrnuje sedm zátěžových stavů, mezi které bylo zařazeno vyklápění korby i dynamické účinky při jízdě. Při prvotním výpočtu byly zjištěny nedostatky zejména v oblasti návrhu nosné konstrukce, kde se projevila absence vnitřní výztuhy v místě bočních sloupků, potřeba zesílení horního profilu a menší úpravy dalších částí. Následovala tedy optimalizace konstrukce a její ověření kontrolní analýzou, která prokázala, zda navržené úpravy plní svoji funkci. K práci byla rovněž vypracovaná výkresová dokumentace ve stanoveném rozsahu, všechny body zadání byly tedy splněny.

Jako hlavní přínos práce považuji řešení mechanismu otevírání zadního čela, který je jednoduchý a jeho zajištění je provedeno bez složitých pohyblivých členů. Navržený mechanismus má minimální nároky na údržbu a svojí konstrukcí zajišťuje dobrou spolehlivost, díky grafickému znázornění navíc získáváme přehled o celkovém průběhu zatížení hydromotorů během otevírání zadního čela. Jako možnost dalšího výpočtu se nabízí např. zatížení materiálem s vysokou objemovou hmotností (písek, suť) do poloviny výšky bočnic, nebo zkoumání dynamických účinků korby ve spojení s podvozkem např. v programu Adams (výpočtový systém pro modelování a simulaci vázaných mechanických soustav).



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

Literatura

- [1] LEINVERBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Albra, Druhé doplněné vydání, Úvaly, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [2] ZELENÝ, J. *Stavba strojů, strojní součásti*. Computer press, Druhé vydání, Brno, 2003. ISBN 80-7226-311-0
- [3] SMĚRNICE EHK55. *Předpis Evropské hospodářské komise Spojených národů (EHK OSN) č.55- Jednotná ustanovení týkající se schvalování mechanických spojovacích částí jízdních souprav vozidel*. Úřední věstník EU, Revize 1, Praha, 2007. L121/42
- [4] ZÁKON 56/2001Sb. *O podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*. Ministerstvo dopravy a spojů, 10.1.2001
- [5] VYHLÁŠKA 341/2002Sb. *O schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*. Ministerstvo dopravy a spojů, 11.7.2002
- [6] NAŘÍZENÍ EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY (ES) Č. 1774/2002. *Hygienická pravidla týkající se vedlejších živočišných produktů, které nejsou určeny k lidské spotřebě*. Evropský parlament a rada evropské unie, 3.10.2002.
- [7] NORMA ČSN EN 1993-1-1. *Navrhování ocelových konstrukcí, část 1-1*. Český normalizační institut, prosinec 2006. ICS 91.010.30
- [8] NORMA ČSN EN ISO 10025-2. *Výrobky válcované za tepla z konstrukčních ocelí-část 2*. Český normalizační institut, září 2005.
- [9] HOŘEJŠÍ, J., ŠAFKA, J. a kol. *Statické tabulky*. SNTL Praha, 1988. ISBN 186367

Webové stránky

- [10] REROSA-HYDRAULIKA. *Hydraulické válce [online]*. [citováno 7.2.2014]. Dostupné z www: <http://www.rerosa.cz/hm12dvojcinny.html>
- [11] STATICS TOOLS. *Ocelářské tabulky [online]*. [citováno 1.2.2014]. Dostupné z www: <http://www.staticstools.eu/index.php?lang=CS>
- [12] TRAKTOROVÉ NÁVĚSY UMEGA. *Návěs dvounápravový* [citováno 13.1.2014]. Dostupné z www: <http://www.traktorovynaves.cz/>



- [13] FORMAL. *Nosiče kontejnerů- traktorové návěsy*. [citováno 22.1.2014]. Dostupné z www: <http://www.fornal.cz/vyrobky/traktorove-navesy-nosice-kontejneru/>
- [14] ZDT NOVÉ VESELÍ. *Katalog produktů*. [citováno 28.1.2014]. Dostupné z www: <http://zdt.cz/>
- [15] NC ENGINEERING. *Top fill tankers*. [citováno 22.1.2014]. Dostupné z www: <http://www.nc-engineering.com/agricultural-machinery/top-fill-tankers-tandem-axle/>
- [16] WTC PÍSEČNÁ. *Zemědělská technika*. [citováno 13.1.2014]. Dostupné z www: <http://www.wtc-pisecna.eu/zemedelska-technika>
- [17] S-PROFIT OPAVA. *Traktorové sklápěcí návěsy BIG*. [citováno 13.1.2014]. Dostupné z www: <http://www.big-navesy.cz/>
- [18] ANNABURGER NUTZFAHRZEUG. *Landtechnik produkte*. [citováno 25.1.2014]. Dostupné z www: <http://www.annaburger.de/ProdukteLandtechnik.html>
- [19] PRONAR Sp. *Przyczepy dwuosiove*. [citováno 28.1.2014]. Dostupné z www: http://www.pronar.pl/przyczepy/___dwuosiove___html
- [20] DAŇHEL DOPRAVNÍ TECHNIKA. *SchubFix - výtlačné čelo*. [citováno 25.1.2014]. Dostupné z www: <http://www.danhel.cz/produkty/annaburger-dopravni-technika/schubfix-vytlacne-celo.html>
- [21] FLIEGL AGRATECHNIK. *Tandem-muldenkipper*. [citováno 4.2.2014]. Dostupné z www: <http://www.fliegl-agrartechnik.de/tandem-muldenkipper-tmk-2012/>
- [22] KRAMPE FAHRZEUGBAU. *Wannenkipper Big Body*. [citováno 4.2.2014]. Dostupné z www: <http://www.krampe.de/produkte/krampe-wannenkipper.php>
- [23] JOSKIN GROUP. *Range monocoque tipping trailers*. [citováno 4.2.2014]. Dostupné z www: http://www.joskin.com/?page=bennes-monocoques&user_lang=en
- [24] LANDWIRT. *Landtechnik und Landmaschinen News*. [citováno 10.2.2014]. Dostupné z www: <http://www.landwirt.com/landmaschinen-landtechnik/>
- [25] FUHRMANN FAHRZEUGE. *Stahlbordwände produkte*. [citováno 10.2.2014]. Dostupné z www: <http://www.fuhrmann.at/de/stahlbohrwande.php>
- [26] BEDNAR MACHINERY. *WAGON WG - zemědělský návěs*. [citováno 11.2.2014]. Dostupné z www: <http://www.bednar-machinery.com/zemedelska-doprava/wagon-wg.html>
- [27] GYRAX TRANSPORT. *Bennes monocoques* [citováno 13.2.2014]. Dostupné z www: <http://www.gyrax.fr/transport-epandage/bennes-monocoques.php>



[28] ROMILL. *Zemědělská a dopravní technika*. [citováno 13.2.2014]. Dostupné z www: <http://www.romill.cz/cz/zemedelska-dopravni-technika-uvodem>

[29] FORAGRI. *Produkty Farmtech Uniraiser*. [citováno 17.2.2014]. Dostupné z www: <http://www.foragri.cz/produkty/farmtech/uniraiser>

[30] TRANS-TECHNIK. *Úložné body s antivibračním systémem*. [citováno 1.3.2014]. Dostupné z www: <http://www.trans-technik.cz/koule-serie-3000-s-antivibracnim-systemem-max-36-tun-0711300-100>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Použité zkratky:

PHM – přímočarý hydromotor

MKP – metoda konečných prvků

HMH – Huber, Mises, Hencky (metoda řešení)

Použité symboly:

Symbol	Název veličiny	Jednotka
a	výška sváru	mm
a ₀	Příčné zrychlení	m·s ⁻²
a _B	Podélné zrychlení, brzdění	m·s ⁻²
a _R	Podélné zrychlení, rozjezd	m·s ⁻²
B, B ₁	Rozměry zajišťovacího háku	mm
d _{1,2}	Průměr čepu	mm
d ₃	Průměr závitu výpočtový	mm
F _{A1}	Zatížení sváru silou	N
F _B	Síla zatěžující bočnice	N
F _C	Zatěžující síla šroubu	N
F _Č	Síla zatěžující přední čelo	N
F _{GGČ}	Tíhová síla zadního čela	N
F _{H1,2}	Síla zatěžující hydromotor	N
F _{HM}	Maximální síla hydromotoru	N
F _{HP}	Provozní síla hydromotoru	N
F _P	Síla zatěžující podlahu	N
F _{R1,2}	Zatěžující síla ramene	N
F _{ZČ1,2}	Síla zatěžující zadní čelo	N
g	tíhové zrychlení	m·s ⁻²
h _{S1,2}	Vzdálenost působíště sil	mm
k _{S1..4}	Součinitel bezpečnosti	-
l	Výpočtová délka sváru	mm
l'	délka sváru	mm
L _{1..4}	Rozměry čepu	mm
L _{HČ1,2}	Rameno síly FH1,2	mm
L _{R1..4}	Rameno zatěžující síly	mm
L _{TČ0}	Vzdálenost těžiště čela a čepu ramene	mm
m _Č	Hmotnost zadního čela	kg
M _Č	Moment k čepu ramene	N·m
M _{Č1,2}	Moment k čepu ramene	N·m
m _{MAX}	Maximální hmotnost nákladu	kg
m _O	Zatížení žebříku osobou	kg
M _O	Ohybový moment sváru	N·m



$M_{O1,4}$	Ohybový moment	N·m
m_V	Redukovaná hmotnost	kg
n	Součinitel bezpečnosti sváru	-
OČ	Střed čepu ramene	-
$O_{H1,2}$	Střed dolního oka PHM	-
$O_{R1,2}$	Střed horního oka PHM	-
p_{BD}	Tlak zatěžující bočnice	MPa
p_{BMAX}	Tlak na bočnice	MPa
$p_{ČD}$	Tlak zatěžující přední čelo	MPa
p_P	Tlak na podlahu	MPa
$p_{ZČ1,2}$	Tlak zatěžující zadní čelo	MPa
r	poloměr zatačky	m
R_{emin}	Minimální mez kluzu	MPa
R_m	Mez pevnosti materiálu	MPa
$S_{1..3}$	Plocha průřezu	mm ²
S_B	Plocha bočnice	m ²
S_P	Plocha podlahy	m ²
$S_{PČ}$	Plocha předního čela	m ²
$S_{ZČ}$	Plocha zadního čela	m ²
t	tloušťka sváru	mm
v	rychlost v zatačce	m·s ⁻¹
V_C	Celkový objem	m ³
V_V	Redukovaný objem	m ³
$W_{O1,2}$	Průřezový modul v ohybu	mm ³
$Z_{H1,2}$	Zdvih hydromotoru	mm
$\alpha_{oč1,2}$	úhel osy čep-OH a čep-OR	N°
$\alpha_{OH1,2}$	úhel osy PHM a osy čepu-dolního oka	N°
α_R	úhel otevření čela	N°
$\alpha_{\tau }$	Převodní součinitel svarového spoje	-
β	Součinitel tloušťky koutového sváru	-
γ_M	součinitel spolehlivosti materiálu	-
ρ	Objemová hmotnost	kg·m ⁻³
$\sigma_{D1,2}$	Návrhová pevnost	MPa
$\sigma_{DO1,2}$	Dovolené napětí v ohybu	MPa
σ_{KT}	Mez kluzu svarového spoje	MPa
σ_{KTS}	Pevnost materiálu šroubu 8.8	MPa
$\sigma_{O }$	Napětí v ohybu pro svár	MPa
σ_S	Napětí ve sváru	MPa
$\tau_{ }$	Napětí ve smyku pro svár	MPa
τ_{DS}	Dovolené napětí ve smyku	MPa
τ_S	Napětí ve smyku	MPa



SEZNAM PŘÍLOH

- Fotodokumentace

Deformace ve stavu vyklápění o 1°

Deformace ve stavu brzdění

Deformace ve stavu jízda zatáčkou

Katalog přímočarých hydromotorů

- Výkresová dokumentace

A1-	Výkres sestavení	5-DP-00S
A4-	Seznam položek	K-5-DP-001
A1-	Zadní čelo	5-DP-002/S
A4-	Seznam položek	K-5-DP-002
A2-	Svařenec ramene	5-DP-017
A4-	Seznam položek	K-5-DP-003
A2-	Rám zadního čela	5-DP-018
A4-	Seznam položek	K-5-DP-004
A4-	Čep ramene	5-DP-043, 5-DP-043/PO.