



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TŘÍSTRANNĚ SKLÁPĚNÁ KORBA NÁVĚSU

THREE-SIDE TIPPING BODY OF TRAILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAN PEŇÁZ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/10



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Peňáz Jan, Bc.

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:

Třístranně sklápěná korba návěsu

v anglickém jazyce:

three-sided tipping body of trailer

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete třístranně sklápěnou korbu pro traktorový návěs s celkovou hmotností 23 t.

Cíle diplomové práce:

Vypracujte:

technickou zprávu, která bude obsahovat:

- návrh koncepce korby včetně zadního čela,
- pevnostní kontrolu korby a případnou tvarovou optimalizaci,
- další výpočty dle pokynů vedoucího diplomové práce.

výkresovou dokumentaci obsahující:

- celkovou sestavu korby,
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

1. WARKENTHIN W.: Tragwerke der Fördertechnik I. Fördertechnik und Baumaschinen, ed. IFF Engineering und Consulting, 1999, p. 260, ISBN-10: 3-528-06929-5, ISBN-13: 978-3-528-06929-2
2. BOSOI, E.S., SILTAN-SHAKH, E.G., SMIRNOV, I.I., VERNIAEV, O.V.: Theory, Construction and Calculation of Agricultural Machines, ed. Taylor and Francis, Publication Date: 2001: 680 pages, ISBN: 978-9061919995.
3. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 20.11.2009

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá návrhem třístranně sklápěné korby pro traktorový návěs s maximální hmotností 23 tun. Práce v úvodní části obsahuje rešeršní část a návrh koncepce korby včetně zadního čela. Prostřední část obsahuje pevnostní výpočty pomocí metody konečných prvků, tvarovou optimalizaci a kontrolní pevnostní výpočet. Pevnostní kontrola se zabývá především deformační a napěťovou analýzou v různých zátěžových stavech. Práce je zakončena zjednodušenými analytickými výpočty dílčích součástí vany. Příloha obsahuje grafické znázornění výsledků v programu ANSYS Workbench. Součástí diplomové práce je také výkresová dokumentace. Práce byla vytvořena ve spolupráci s firmou ZDT spol. s r.o. Nové Veselí. Korba je navržena pro univerzální podvozek - nosič nástaveb Mega 230.

Klíčová slova

korba návěsu, traktorový návěs, výměnný systém nástaveb, metoda konečných prvků

Annotation

This diploma thesis deals with proposal three-side tipping body of tractor semi-trailer with maximum weight 23 tons. In beginning the thesis includes background research part and design of conception body inclusive back door. In the middle part thesis contains the strength calculations using the finite element method, shape optimization and check strength calculation. Strength checks consider especially deformation and strain analysis in different load angle states. The work is finished by analytical calculations included partial body of semi-trailer. Enclosed are graphic illustrations results in program ANSYS Workbench. Part of the thesis is also design documentation. Work is created in co-operation with company ZDT Ltd. Body is designed for universal for multipurpose versatile body carrier Mega 230.

Key words

body of semi-trailer, tractor semi-trailer, replaceable system body, finite element method



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Bibliografická citace

PEŇÁZ, J. *Třístranně sklápěná korba návěsu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 76 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

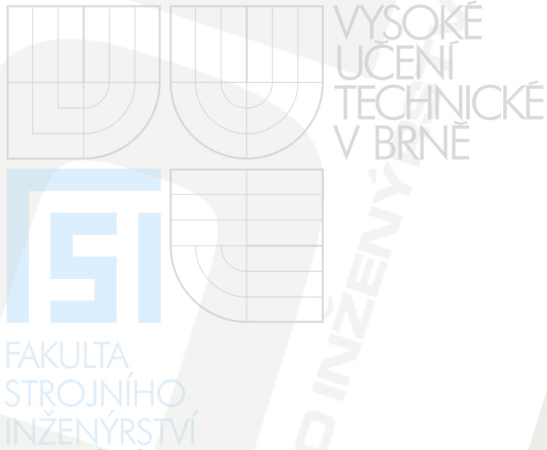
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Čestné prohlášení

Tímto prohlašuji a stvrzuji svým podpisem, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval sám pod vedením vedoucího doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. A s použitím uvedené odborné literatury a pramenů.

V Brně 28.5.2010

.....
Podpis



Poděkování

Chtěl bych touto cestou poděkovat lidem, kteří mi byli nápomocní při vypracování diplomové práce. Děkuji především vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za účinnou podporu a cenné rady. Dále děkuji pracovníkům konstrukčního oddělení firmy ZDT Nové Veselí s.r.o. (jmenovitě: panu Františku Valešovi, panu MBa. MSc. Miroslavu Hladkému, panu Petru Landsmanovi a panu Ing. Michalu Pikulovi) za vstřícný přístup a praktické připomínky. Nakonec děkuji svým rodičům a přítelkyni Hance za jejich trpělivost a obrovskou podporu po celou dobu studia.

Obsah

Obsah.....	- 7 -
1 Úvod.....	- 10 -
2 Výměnný systém nástaveb.....	- 11 -
2.1 Typy nástaveb.....	- 11 -
2.2 Odstavný systém.....	- 13 -
2.3 Podvozek Mega 230.....	- 16 -
3 Zákonné požadavky na konstrukci a provoz.....	- 17 -
4 Současný stav v konstrukci vanových nástaveb.....	- 18 -
4.1 Svařenec korby.....	- 18 -
4.2 Výklopná bočnice.....	- 19 -
4.3 Zadní čelo.....	- 21 -
4.4 Zdvížná ramena a PHM.....	- 22 -
4.5 Příslušenství korby.....	- 25 -
4.5.1 VON.....	- 25 -
4.5.2 Rolovací plachta.....	- 26 -
4.5.3 Kontrolní plošina.....	- 26 -
4.5.4 Žebřík.....	- 27 -
4.5.5 Přední okno.....	- 27 -
4.5.6 Hydraulický obvod vany.....	- 28 -
5 Vlastní koncepční návrh.....	- 29 -
5.1 Dolní část korby.....	- 29 -
5.1.1 Porovnání profilů pomocí metody vážených hodnot.....	- 30 -
5.1.2 Dolní rám korby.....	- 31 -
5.1.3 Místa kontaktu korby s podvozkem.....	- 32 -
5.1.4 Podlaha.....	- 32 -
5.2 Bočnice korby.....	- 33 -
5.3 Přední čelo.....	- 34 -
5.4 Zadní čelo.....	- 34 -
5.5 Zdvížná ramena a přímočaré hydromotory (PHM).....	- 35 -
5.5.1 Zdvížná ramena umístěná nad korbou.....	- 35 -
5.5.2 Zdvížná ramena umístěná vedle korby.....	- 36 -
5.5.3 Přímočarý hydromotor k zvedání ramen zadního čela.....	- 36 -
5.6 Příslušenství korby.....	- 37 -
5.6.1 Žebřík.....	- 37 -
5.6.2 Vnitřní stupačky.....	- 37 -
5.6.3 VON.....	- 37 -
6 Silové účinky na korbu.....	- 38 -
6.1 Zátěžové stavy.....	- 38 -
6.1.1 Zátěžové stavy – vysypání.....	- 38 -
6.1.2 Zátěžové stavy – přeprava.....	- 39 -
6.2 Výpočet zatížení.....	- 40 -

6.2.1	Výpočet zatížení podlahy	- 41 -
6.2.2	Výpočet zatížení na stěny vany (přední čelo a bočnice).....	- 41 -
6.2.3	Výpočet zatížení při přepravě.....	- 41 -
6.3	Volba způsobu řešení	- 42 -
6.4	Model korby	- 45 -
6.5	Síťování	- 45 -
6.6	Prostředí Ansys Workbench – vazby a zatížení	- 46 -
6.7	Výpočet maximálních dovolených napětí na mezi kluzu.....	- 47 -
7	Napěťová a deformační analýza korby	- 48 -
7.1	Vysýpání do boku o 1° (zátěžový stav č.1).....	- 48 -
7.2	Vysýpání dozadu o 1° (zátěžový stav č.2)	- 49 -
7.3	Přeprava – nulové zrychlení (zátěžový stav č.7).....	- 50 -
7.4	Přeprava – zatáčení (zátěžový stav č.9)	- 52 -
8	Optimalizace korby	- 53 -
8.1	Shrnutí nedostatků	- 53 -
8.2	Optimalizace konstrukčních kritických míst korby.....	- 53 -
8.3	Optimalizace použitých materiálů	- 54 -
9	Kontrolní napěťová a deformační analýza	- 55 -
9.1	Vysýpání do boku o 1° (zátěžový stav č.1).....	- 55 -
9.2	Vysýpání dozadu o 1° (zátěžový stav č.2)	- 56 -
9.3	Vysýpání do boku o 30° (zátěžový stav č.3).....	- 57 -
9.4	Vysýpání dozadu o 30° (zátěžový stav č.4)	- 58 -
9.5	Vysýpání do boku o 45° (zátěžový stav č.5).....	- 59 -
9.6	Vysýpání dozadu o 50° (zátěžový stav č.6)	- 60 -
9.7	Přeprava – nulové zrychlení (zátěžový stav č.7).....	- 61 -
9.8	Přeprava – brzdění (zátěžový stav č.8)	- 62 -
9.9	Přeprava – zatáčení (zátěžový stav č.9)	- 63 -
9.10	Zhodnocení výsledků MKP analýzy	- 64 -
10	Kontrolní výpočty dílčích částí navržené korby	- 65 -
10.1	Pant bočnice.....	- 65 -
10.1.1	Kontrola průměru šroubu na střih.....	- 66 -
10.1.2	Kontrola držáku pantu na tah.....	- 66 -
10.1.3	Kontrola svaru držáku pantu.....	- 67 -
10.1.4	Kontrola svaru pantu a bočnice	- 67 -
10.2	Zavírání bočnice	- 68 -
10.2.1	Kontrola svaru zavírání bočnice	- 68 -
10.2.2	Kontrola čepu uzávěru bočnice	- 69 -
10.3	Vnitřní schodek	- 69 -
10.4	Zadní čelo	- 70 -
10.4.1	Zadní čelo v přepravní poloze	- 70 -
10.4.2	Zadní čelo ve zvednuté poloze	- 71 -
11	Závěr.....	- 73 -



12	Seznam použitých zdrojů	- 74 -
13	Seznam použitých zkratk	- 75 -
14	Seznam použitých symbolů	- 75 -
15	Seznam příloh	- 76 -
16	Seznam výkresové dokumentace	- 76 -

SI
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

1 Úvod

Tato diplomová práce se zabývá problematikou výměnných nástaveb u traktorových návěsů. Cílem je navrhnout třístranně sklápěnou korbu návěsu včetně zadního čela, která by měla pracovat na univerzálním podvozku Mega 230 od firmy ZDT spol. s r.o. Nové Veselí. Mega 230 v budoucnu rozšíří řadu již stávajících a zaběhlých dopravních systémů Mega 13, 18, 20 a 25. Jak již sám název napovídá, maximální hmotnost naložené korby s podvozkem může být nejvýše 23 tun.

Vlastní návrh korby jsem provedl již v letních měsících přímo v oddělení konstrukce firmy ZDT, kde jsem pracoval jako pomocný konstruktér. Vytváření návrhu přímo v prostředí firmy bylo jednoznačně ku prospěchu celé práce. Nápady a návrhy jsem mohl okamžitě konzultovat se zkušenými firemními konstruktéry, kteří mi dokázali poradit, když se vyskytly problémy. Další výhodou bylo, že jsem mohl nahlédnout do archívu fotografií s výrobky a do výkresové dokumentace většiny aktuálně vyráběných vozů. Díky této podpoře jsem vytvořil model korby a vyhotovil výkresovou dokumentaci. K práci byl použit program Inventor 2009, který je ve firmě ZDT preferován.

Mezi další cíle práce patří napět'ová a deformační analýza provedená v programu ANSYS Workbench, která pracuje na základě metody konečných prvků. Provedena je i tvarová optimalizace nevyhovujících částí a jejich opětovná kontrola. V závěrečné části jsou analytické výpočty dílčích součástí, jako např. panty, zavírání, čepy atd.

2 Výměnný systém nástaveb

Celý výměnný systém funguje na principu možnosti záměny jednotlivých nástaveb. Pokud již aktuálně používaná nástavba není potřeba (např. konec sezónních prací), lze ji jednoduše odstavit a na univerzální podvozek umístit jinou. Odstavování nástavby probíhá za pomoci odstavného systému, který bývá součástí univerzálních podvozků. Čas potřebný k odstavení nepřesahuje zpravidla více než 30 minut a celý proces zvládne obsloužit pouze jediná osoba, což je většinou samotný traktorista. Systémem výměnných nástaveb se v Evropě zabývají hlavně německé firmy Bergmann GmbH [13], Annaburger GmbH [14] a Krampe GmbH [15], dále také firma Farmtech d.o.o. [16] ve Slovinsku, firma ZDT s.r.o. [17] v Česku a firma Joskin S.A. [18] mající výrobní závody v Belgii a Polsku.

2.1 Typy nástaveb

Nástavby lze obecně rozdělit do 2 kategorií: na jednoúčelové a na víceúčelové.

Mezi jednoúčelové patří:

- rozmetadlo chlěvské mrvy (*obr. 2.1*)
- cisterna (*obr. 2.2*)
- senážní vůz (*obr. 2.3*)
- vůz s výtlačným štítem (*obr. 2.4*)

Mezi víceúčelové patří:

- korba dvoustranně nebo třístranně sklápěná (*obr. 2.5*)
- korba jednostranně sklápěná (*obr. 2.6*)
- valník (*obr. 2.7*)



obr. 2.1 – rozmetadlo hnoje RM20 [17]



obr. 2.2 – cisterna CGS-NTF-14 [17]



obr. 2.3 – senážní vůz Annaburger [14]



obr. 2.4 – vůz s výtł. čelem PP20 [17]



obr. 2.5 – dvoustranně sklápěná Mega [17]



obr. 2.6 – dozadu sklápěný Durus 3000 [16]



obr. 2.7 – valník Annaburger [14]

Jak a kde jsou jednotlivé nástavby používány je nastíněno v tabulkách 2.1 a 2.2.

tab. 2.1 – využití a typ přepravované komodity u jednotlivých nástaveb

typ nástavby	využití	přepravovaná látka
rozmetadlo	plnění, převoz a aplikace	organické hnojivo (chlévká mrva), komposty
cisterna	plnění, převoz a aplikace	hnojůvka, kejda, voda
senážní vůz	plnění, převoz a vysypání	seno, řezanka, kukuřičná píče
vůz s výtl. štítem	plnění, převoz a vysypání	zemědělské plodiny
korba 2,3-stranná	plnění, převoz a vysypání	zemědělské plodiny, chlévká mrva, řezanka
korba 1-stranná	plnění, převoz a vysypání	suť, písek, zemina
valník	převoz	kusový materiál, balíky slámy

tab. 2.2 – místo použití a typický znak jednotlivých nástaveb

typ nástavby	místo použití	typický znak
rozmetadlo	pole, luka	frézovací válce a rozmetací stůl v zadní části
cisterna	sady, zahrady, cesty, požární účely	uzavřená válcová nádoba - cisterna
senážní vůz	pole, luka	velký objem vozu, řetězový dopravník na dně vozu
vůz s výtl. štítem	pole	hydraulicky ovládané výtláčné čelo (do nízkých prostor)
korba 2,3-stranná	univerzální - zemědělství	možnost sklápění do boku a dozadu
korba 1-stranná	univerzální - stavebnictví	nevýklopné bočnice, masivní konstrukce
valník	univerzální	plato, nízké nebo žádné bočnice

2.2 Odstavný systém

Tento systém má za úkol umožnit odstavení nástavby bez potřeby dalšího zdvihacího zařízení. Obvykle se systém skládá ze dvou základních částí: hydraulicky ovládaných přímočarých hydromotorů (dále jen PHM) a odstavných nohou. Odstavování musí probíhat na rovném a dostatečně tvrdém podloží. Vždy odstavujeme pouze prázdnou nástavbu, která je v základní poloze. Způsob odstavování bývá u většiny nástaveb podobný. Nejprve se odpojí všechny součásti, které spojují podvozek s nástavbou. Jedná se především o kloubový hřídel a přívody provozních medií (olej, elektřina). Následně se odjistí mechanické spojení nástavby s podvozkem. Velmi často jedná o kolíky, šroubové nebo bajonetového spoje umístěné ve všech čtyřech rozích podvozku. Pokud byl k nástavbě připojen i zvedací teleskopický válec (hever), je nezbytné odpojit i ten. Dalším krokem je vysunutí PHM, které zvednou nástavbu o 150 mm - 200 mm, což je dostatečná výška pro podjetí podvozku dopředu. K dokončení procesu je nutné ještě nasunout čtyři odstavné nohy a nastavit jejich správnou výšku. Nohy se zasunou do tubusů, které jsou na nástavbách speciálně pro tuto funkci zhotoveny a proti vysunutí se zajistí kolíky. Výškové nastavení nohou se provádí mechanicky pomocí svislých posuvných částí nohy a zajišťují se šrouby. Na závěr je třeba zasunout PHM, čímž nástavba dosedne plnou vahou na odstavné nohy. Z takto postavené nástavby je již možné odjet s podvozkem. Při připojování nástavby postupujeme obráceným způsobem.

Firma ZDT používá k odstavování čtyři PHM umístěné na podvozku (obr. 2.8). Tlakový olej jde z traktoru přes hydraulický rozvaděč do jednotlivých PHM, které mají zdvih 320 mm. Rozvaděč zajišťuje, že se všechny PHM vysouvají stejně rychle, a proto nehrozí riziko převrácení nástavby. K odpojení nástaveb od podvozku firmy ZDT stačí pouze vypojit kloubový hřídel, dvě hydraulické rychlospojky a čtyři kolíky zajišťující mechanické spojení. Je-li připojen teleskopický válec, je nutné ho odpojit také. To se provádí vyjmutím „měsíčku“, popř. pojistného kroužku pro díry, které zajišťují mechanické spojení kulového ložiska a horní kulové části. Tato operace bývá manuálně a časově náročná.

Odstavné nohy jsou vyráběny z ohýbaných plechových výpalků a tenkostěnných tažených čtvercových profilů, které jsou po svaření pozinkovány.



obr. 2.8 – odstavný přímočarý hydromotor [17]



2.9 – vana při odstavování [17]

Jiný způsob odstavování volí firma Bergmann. Ta ke zvednutí nástavby používá šesti PHM hydraulického zavěšení podvozku (*obr. 2.10*). Tyto PHM zvednou celý rám podvozku i s nástavbou o 300 mm. Po odpojení nástavby (čtyřmi speciálními šrouby), nasazení a zajištění odstavných noh se dolů již spouští pouze rám. Nástavba zůstává stát na odstavných nohách. Toho, že lze jednotlivé nápravy pomocí PHM zvedat, se využívá také ke zvedání jednotlivých náprav při provozu. Zvednutím nápravy při jízdě prázdného návěsu se šetří pneumatiky i palivo traktoru (*obr. 2.11*). Při zvedání nástavby si lze v určitých případech dopomoci i hydraulickou opěrou, která primárně slouží pro opření oje odpojeného podvozku. K odstavování si opět traktorista vystačí sám. Zvedání PHM se ovládá z kabiny traktoru.

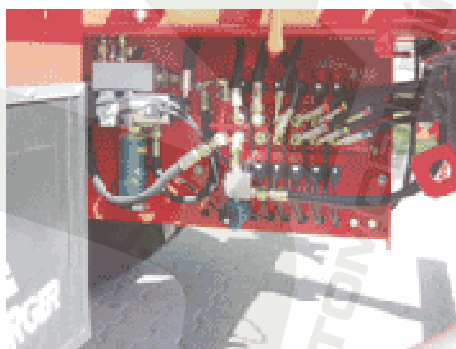


obr. 2.10 – hydraulické zavěšení podvozku [13]



obr. 2.11 – zvednutá náprava [13]

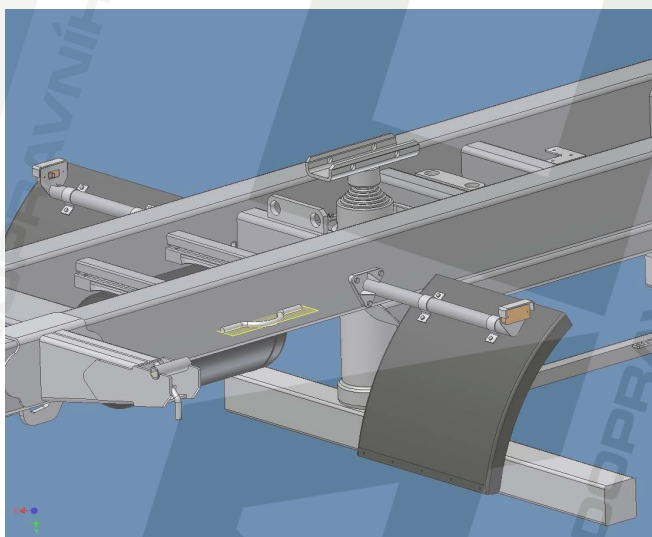
Firma Annaburger používá naprosto stejný způsob odstavování, pouze ovládání PHM se provádí přímo na návěsu. Slouží k tomu firmou vyvinutý AMC (Annaburger Machine Control), což je v podstatě elektronické ovládání hydraulických okruhů (*obr. 2.12*).



obr. 2.12 – AMC [14]

Další možností odstavení je použití zdvihacího zařízení, např. jeřábu. Většina nástaveb má na sobě čtyři závěsná místa (zpravidla závěsná oka nebo otvory), za která lze nástavbu uchytit háky jeřábu. Těchto míst je využíváno především při manipulaci po výrobních halách, ale lze jich ve výjimečných případech využít k odstavování. Tímto způsobem lze odstavovat nástavbu přímo na zem (na dřevěné podkladky) a není třeba noh. Je nutné dbát na opatrné a měkké dosednutí na zem, aby se žádná část nástavby (např. zadní klopná ložiska) nepoškodila.

U Mega 230 bude firma ZDT zkoušet způsob odstavování pomocí zvedacího teleskopického válce (heveru). Nadzvednutí nástavby by měl umožnit pouze výsuvný hever. Horní část heveru bude upravena tak, aby nebylo nutné složité rozpojování horní kulové části a zároveň šlo heverem odstavovat (obr. 2.13). Odstavení bude probíhat ve 2 fázích. V první fázi zůstanou zajištěná zadní klopná ložiska a přední M-úchyty budou odjištěné. Částečným vysunutím heveru se zvedne přední část korby. Do předních tubusů se zasunou a zajistí odstavné nohy a korba se na ně postaví. V druhé části se odjistí i zadní ložiska a hever se opět mírně vysune, což způsobí zdvih zadní části. Poté už stačí pouze nasadit a zajistit zadní nohy. K úplnému odjištění již stačí vytáhnout čepové zajištění, které spojuje nástavbu s horní upravenou částí heveru.



obr. 2.13 – úprava horní části výsuvného heveru

Shrnutí výhod a nevýhod výše popsaných způsobů odstavování je znázorněno v tabulkách 2.3 a 2.4.

tab. 2.3 – výhody

firma	zvedací prostředek	výhody
Bergmann	PHM - hydr. zavěšení podvozku	hydr. tlumený podvozek
Annaburger	PHM - hydr. zavěšení podvozku	přesné ovládání přímo u návěsu, hydr. tlumený podvozek
ZDT (staré)	PHM - jed noučelové	elegantní a bezpečné odstavení
ZDT (nové)	zvedací hever	nižší pořizovací cena návěsu
-	jeřáb	nižší pořizovací cena návěsu

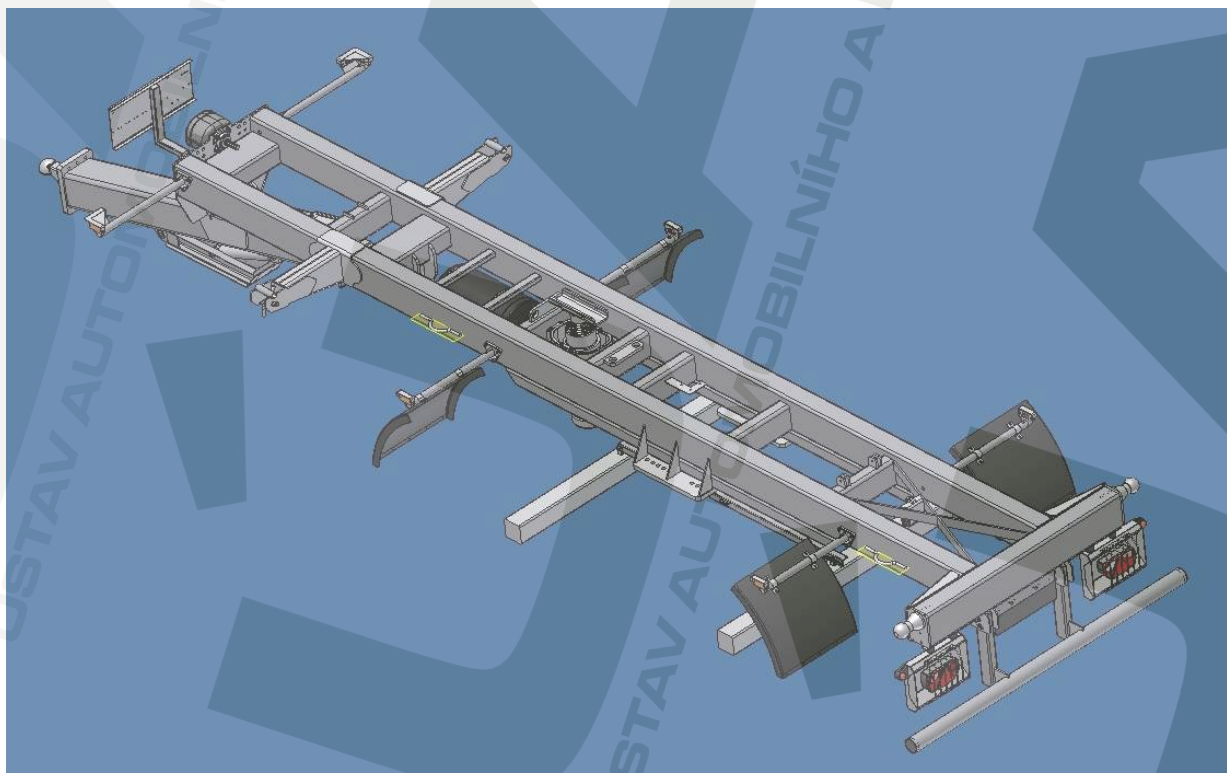
tab. 2.4 – nevýhody

firma	ovládání nadzvednutí	nevýhody
Bergmann	z traktoru	vysoká pořizovací cena návěsu
Annaburger	přímo u návěsu	vysoká pořizovací cena návěsu, velmi komplikované ovládací zařízení
ZDT (staré)	z traktoru	4 extra PHM, vyšší pořizovací cena návěsu
ZDT (nové)	z traktoru	odstavení v chladném počasí, traktorista musí 2x do traktoru
-	ovládání jeřábem	potřeba jeřábu, odložení na zem

2.3 Podvozek Mega 230

Mega 230 by měla v blízké budoucnosti doplnit řadu výrobků firmy ZDT Nové Veselí. V současné době se pracuje nejen na jeho vývoji v konstrukčním oddělení firmy, ale také na výrobě dvou prototypů podvozků a třístranně sklápěných korb. Rozmetadlová nástavba je již hotova.

Konstrukce návěsu je celokovová a rám podvozku tvoří svařenec z uzavřených obdélníkových profilů vyztužených příčkami. Hlavními nosnými členy jsou tedy dva podélníky - jáckly 250 x 150 x 6,3 mm. V zadní části je příčník, jedná se opět o jáckl s rozměry 250 x 150 x 6,3 mm, na kterém jsou přivařeny kulové části zadních klopných ložisek. Na tomto jácklu je také přimontováno ochranné zařízení proti podjetí vozidel ze zadu a panel s osvětlením. V rámu je zakomponován šestipístý teleskopický válec (Coagri 4064), jehož vhodně zvolená poloha umožňuje vyklápění do stran i dozadu. Jeden rám je umístěn na nápravě typu buggy a druhý na nápravě typu tridem (oba od firmy ADR). Nápravy jsou odpruženy parabolickými pery, což dovoluje návěsu překonávat i větší terénní nerovnosti. Manévrovací schopnosti v terénu navíc zvyšuje i zadní říditelná náprava, čímž se snižuje i opotřebení pneumatik. Všechna kola jsou brzděna pomocí bubnových brzd (Knorr Bremse), které jsou ovládány dvouhadicovým vzduchovým okruhem. Disková kola (ráfky) mají rozměry 16 x 22,5 palce a typ pneumatik je 560/60R22,5. V přední části je oj, která je odpružená podélně uloženými listovými půlperry. Pro nastavování její výšky slouží hydraulicky ovládaná opěra podvozku. Vpředu je oj opatřena buď otočným okem o vnitřním průměru 50 mm nebo kulovým závěsem K80.



obr. 2.14 – model podvozku Mega 230

3 Zákonné požadavky na konstrukci a provoz

Konstrukce korby (i celého návěsu) a její provoz na veřejných komunikacích se řídí podle zákona 56/2001 Sb. O podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích [8] a vyhlášky 341/2002 Sb. O schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích [9].

Dále je nutné brát na zřetel i technické normy týkající se konstrukce a bezpečnosti např. žebříku, stupaček a kontrolní plošiny. Zde jsem se řídil Českou technickou normou ČSN EN ISO 4254-1 Zemědělské stroje – Bezpečnost – Část 1: Všeobecné požadavky [7].

Podle vyhlášky v aktuálním znění jsou zemědělské a lesnické traktory a jejich přípojná vozidla zařazeny do kategorie zvláštních vozidel. Je nutno podotknout, že oproti zažitým názvům jednotlivých druhů hmotností se používají nové právní pojmy v souladu s pojmy použitých ve směrnici ES.

Provozní hmotností (*dříve pohotovostní hmotnost*) vozidla je myšlena hmotnost nenaloženého vozidla s karoserií a se spojovacím zařízením [9].

Největší povolenou hmotností (*dříve celková hmotnost*) je myšlena největší hmotnost, se kterou smí být vozidlo užíváno v provozu na pozemních komunikacích [9].

Největší povolenou hmotností na nápravu (*dříve povolené zatížení náprav*) je myšlena hmotnost odpovídající největšímu technicky přípustnému svislému statickému zatížení, kterým působí náprava na povrch vozovky [9].

Okamžitou hmotností vozidla nebo jízdní soupravy je myšlena hmotnost zjištěná v určitém okamžiku při jejich provozu na pozemních komunikacích [9].

Výměnnou nástavbou se rozumí samostatný technický celek, který je se základním vozidlem (nosičem výměnných nástaveb) v rozebíratelném spojení [9].

Okamžitá hmotnost přípojného vozidla nebo přípojných vozidel smí být u souprav s nejvyšší konstrukční rychlostí do $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ nejvýše 2,5násobku okamžité hmotnosti tažného vozidla [9].

Okamžitá hmotnost přípojného vozidla nebo přípojných vozidel smí být u souprav s nejvyšší konstrukční rychlostí vyšší než $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ nejvýše 1,5násobku okamžité hmotnosti tažného vozidla [9].

Největší povolené hmotnosti na nápravu nesmí překročit:

- ❖ U dvojnápravy přípojných vozidel součet zatížení obou náprav při jejím dílčím rozvoru

• do 1,0 m	11,00 t,
• od 1,0 m a méně než 1,3 m	16,00 t,
• od 1,3 m a méně než 1,8 m	18,00 t,
- ❖ U trojnápravy přípojných vozidel součet zatížení tří náprav při jejich dílčím rozvoru

• do 1,3 m včetně	21,00 t,
• nad 1,3 m do 1,4 m včetně	24,00 t [9].

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 [9].

U traktorových návěsů s nápravami uprostřed může být největší povolená rychlost vyšší než hmotnosti stanovené u návěsů uvedené (viz. předchozí odstavec) v závislosti na počtu náprav o hmotnost připadající na závěsné zařízení (oko oje), a to u traktorových návěsů maximálně o 3,00 t.

Největší povolená šířka je 2,55 m.

Největší povolená výška je 4,00 m.

Největší povolená délka soupravy traktoru s jedním přívěsem (návěsem) je 18,00 m [9].

4 Současný stav v konstrukci vanových nástaveb

V této kapitole jsou porovnány konstrukční řešení vanových nástaveb, jejich části a příslušenství. Pro srovnání jsou použity vozy od různých evropských výrobců. S přihlédnutím k výsledkům lze pak posoudit, které varianty jsou neoptimálnější pro navrhovanou třístranně sklápěnou korbu.

4.1 Svařenec korby

Svařence koreb lze rozdělit do 2 skupin. V první jsou svařence jednostranně (dozadu) vyklápěných koreb. Díky tomu, že tyto korby nemají výklopné bočnice, mohou mít celistvý skořepinový tvar. To jim umožňuje mít v dolních rozích po celé délce velký rádius nebo postupná zkosení, která usnadňují vysypání převáženého materiálu, čehož lze s výhodou využít u materiálu s vyšším třením jako je např. zemina nebo stavební suť. Vnitřní plechová vana je obvykle vyrobena z plechu o tloušťce 4 až 5 mm. Pevné boční stěny jsou někdy vyztuženy stojinami (obr. 4.2), které zvyšují tuhost celé vany.



obr. 4.1 – dozadu vyklápěná korba [14]



obr. 4.2 - skořepinový tvar korby s výtuhami [16]

Do druhé skupiny lze zařadit korby pro dvoustranné a třístranné sklápění. Podlaha a bočnice jsou na sebe kolmé a není mezi nimi žádný pozvolný přechod. Nosnou částí bočnice jsou 3 až 4 sloupky. Horní část bočnice je pevná a dolní výklopná na pantech. Výklopná bočnice bývá dole zajištěna centrálním zavíráním ovládaným manuálně přímo na korbě, nebo hydraulicky z traktoru. Pech podlahy bývá téměř vždy o 1 mm silnější než plech na bočnicích a čelech.



obr. 4.3 – do boku vyklápěná korba [14]



obr. 4.4 - do boku vyklápěná korba [17]

Podlahové části obou skupin korb jsou tvořeny podélnými nosníky, které jsou spojeny výztuhami a žebry. Jejich úkolem je podepřít plech podlahy, aby nedošlo k jeho zvlnění a zároveň nést okrajový boční profil, na kterém jsou sloupky bočnic. Podélníky, výztuhy a žebra tvoří podlahu korby, která zajišťuje vlastní kontakt s podvozkem a jsou na ní umístěny prvky umožňující vyklápění vany, dorazy, opěrné části teleskopického válce, podpěrná noha a různé úchyty. Podélné nosníky jsou obvykle profily obdélníkového a čtvercového průřezu nebo U-profil. Výztuhy a žebra bývají vyráběny z U-profilu, L-profilu, tenkostěnných profilů a tvarově ohýbaných plechů.

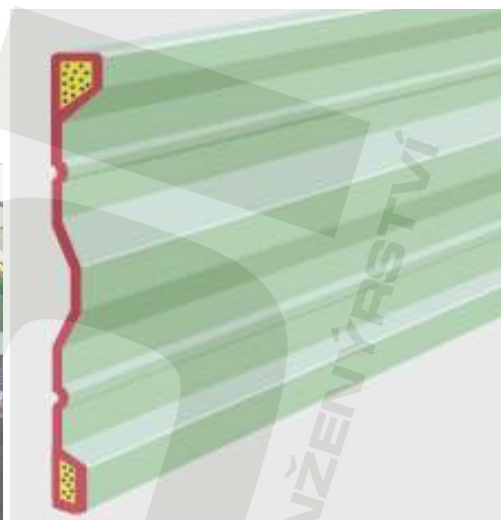
4.2 Výklopná bočnice

Otevírací bočnice se používají u korb, které lze vyklápat do stran. Dvoustranně sklápěná korba má bočnice pouze na jedné straně, buď na levé, nebo na pravé. Stranu, na kterou bude korba vyklápěná, určuje výrobce podle požadavků zákazníka. Při nutnosti vyklápat náklad vlevo i vpravo lze zvolit třístranně sklápěnou korbu s bočnicemi na obou stranách. Vyklápění do stran je výhodné hlavně v nízkých vnitřních prostorech, protože celková výška zvednuté korby je podstatně nižší, než při sklápění dozadu.

Na jedné straně korby jsou 2 až 3 bočnice. Každá je uchycena pomocí 3 nebo 4 otočných pantů (obr. 4.3 - 4.5). Bočnice se skládá z: obvodového rámu, výplňového plechu, výztuh, pantů a zavírání. Plech je někdy profilově tvarován pro zvýšení pevnosti bočnice. V tomto směru jsou nejlépe provedené bočnice od firmy Maraton, která používá speciální profilové plechy od firmy Fuhrman (obr. 4.6).



obr. 4.5 – výklopná bočnice [20]



obr. 4.6 - profilová bočnice [19]

Bočnice jsou při přepravě nákladu zajištěny proti otevření pomocí zavírání, které se při vysypání odjišťuje. U vozů s menší nosností a menšími tlaky na bočnici, lze využít bočnicové uzávěry - tzv. karháky. K zajištění zbylé většiny bočnic nejčastěji slouží tzv. centrální zavírání. Centrálně ovládané zavírání nám umožňuje odjistit obvykle 3-4 uzávěry z bezpečné vzdálenosti. Bočnice je při převozu materiálu velmi zatížená, což způsobuje její napružení. Po odjištění uzávěrů bočnice prudce odskočí a z korby se začne intenzivně sypat přepravovaná komodita.

Otvírání lze provádět manuálně ovládací pákou, která je umístěna na čele korby nebo pod podlahou (obr. 4.7). Druhý způsob je ovládání hydraulické, které umožňuje otevření přímo z traktoru. S výhodou bývá použita kombinace těchto dvou způsobů otvírání. Traktorista pomocí hydraulického vedení vysune jednočinný PHM, který přes páky a táhla odjistí uzávěry. K uzavření již využívá ruční ovládací páku na korbě, kterou se bočnice zajistí a zároveň tak zasune PHM. Ta je potom připravena pro další použití (obr. 4.8).



obr. 4.7 – ruční ovládání uzávěru bočnice



obr. 4.8 – hydraulicko-mechanické ovládání [16]

Bočnice jako taková musí velmi přesně zapadat na místo, které je pro ni ve svařenci vany vymezeno. Zde bývá někdy problém z hlediska přesnosti výroby i z hlediska šetrnosti zacházení při provozu. K zajištění dokonalého utěsnění mezi vanou a bočnicí je třeba použít těsnící element. Často se využívá těsnící lišty z plechu nebo profilu, který překryje mezeru mezi částmi. Někteří další výrobci jsou ještě dále a k dokonalému utěsnění používají pryžové těsnění, které má lepší těsnící účinky. Nevýhodou této koncepce je ale omezená životnost pryže.

4.3 Zadní čelo

Zadní čela u většiny vozů jsou svým tvarem a konstrukcí velmi podobná pevným předním čelům. Čelo se skládá z rámu, výplňového plechu, výztuh, žeber, úchyty pro zdvižná ramena, dorazů a těsnění. Pro zpevnění se někdy využívá tvarového prvku (prolisu) přímo ve výplňovém plechu (obr. 4.9). Nevýhodou je, že přepravovaná komodita může zůstat právě v těchto prolisech.

Zadní čelo je obvykle zvedáno pomocí ramen, které jsou ovládány hydraulickými dvojčinnými přímočarými hydromotory. Zadní čelo má téměř vždy ve své spodní části výsypný otvor, který slouží ke kontrole nakládané komodity (např. kontrola kvality a čistoty zrna při žni, rozsypání obilí do jednotlivých pytlů). Rozměry otvorů se pohybují od 250 x 250 mm až do 500 x 500 mm. Výsypný otvor je zakrytý výsuvnými dvířky posouvajícími se v jednoduchém vedení. Ovládání dvířek je ruční. Vysunutí se provádí pomocí páky nebo různých táhel (obr. 4.10).



obr. 4.9 - pohled na zadní čelo [15]



obr. 4.10 - detail výsypného otvoru

K otvoru v zadním čele je možné připojit šnekový dopravník (obr. 4.11). Ten slouží k přesunu sypkého materiálu (např. obilí, granulované hnojivo) z vany do pracovního stroje. Samotný šnek je poháněn rotačním hydromotorem.

Firma WTC na svých vozech řady Big používá netradiční způsob řešení zadního čela. Kromě toho, že lze čelo otevírat výše popsáním způsobem, lze také čelo rozevřít jako dvoukřídlá vrata. To je umožněno díky tomu, že je čelo uprostřed dělené a na obou stranách jsou panty. Čelo je proti samovolnému rozevření chráněno pomocí uzávěrů (háků) a automaticky fungujícím jistícím "palcem" (obr. 4.12).



obr. 4.11 – zadní čelo se šnekovým dopravníkem [17]



obr. 4.12 – rozevírací zadní čelo [20]

4.4 Zdvízná ramena a PHM

Zadní čelo a jeho zvedání je používáno pouze při vyklápění dozadu a způsobů, jak řešit problematiku zdvižných ramen, je několik. Jedním z možných způsobů otvírání zadního čela je využití gravitace (obr. 4.13). Princip je zde stejný jako u výklopných bočnic. Čelo je v horní části připevněno k pevné bočnici nebo sloupku pomocí specifických pantů (nejčastěji čep v kluzném ložisku). Před vyklápěním se odjistí tvarové jištění, které drží čelo uzavřené. Při postupném zvedání korby zůstává čelo stále ve vertikální poloze a se zvětšujícím se úhlem vyklápění se zvětšuje také úhel otevření čela. Tento způsob se v zemědělské praxi již nevyskytuje, ale lze ho vidět například ve stavebnictví. Za nevýhody je možné považovat to, že čelo nelze otevřít bez zvednutí celé vany. Nelze také používat nástavky. Výhodou je naopak nepotřeba jakýchkoliv hydraulických zařízení.



obr. 4.13 – výklopné zadní čelo [14]

V dřívější době bývalo hojně využíváno kinematických ramen. Ty ke svému provozu také nepotřebovaly sílu hydraulického média. Ramena byla pomocí táhel spojena s podvozkem. Při sklápění dozadu se díky vhodné zvolené kinematice zároveň zvedalo i zadní čelo, a tak mohlo probíhat pozvolné usypávání materiálu. Výhody a nevýhody toho způsobu jsou stejné jako v předchozím odstavci.



obr. 4.14 - otevírání zadního čela pomocí kinematických ramen [22]

V dnešní době využíváme toho, že traktory mají dostatek vývodů hydraulického média a můžeme je tedy použít k otevírání zadního čela. Jako zvedací elementy jsou bez výjimky používány dvojčinné PHM opatřené hydraulickými zámky. Ty drží celé čelo ve stabilní poloze i době, kdy v okruhu není tlak. Zajišťují tak čelo v proti samovolnému otevření při plně naložené korbě a plní bezpečnostní funkci v případě, že by při vyklápění praskla hadice s olejem.

Za výhody považujeme možnost otevření čela z kabiny traktoru a zajištění čela pomocí zámků. Naopak mezi nevýhody můžeme zařadit zvýšení pořizovacích a provozních nákladů (přímočaré hydromotory a hydraulické vedení), nutnost údržby celého systému a větší náchylnost k poruchám.

Samotných konstrukčních řešení ramen a PHM je několik. Jejich základní typy a popisy jsou přehledně zaznamenány v tabulkách 4.1 a 4.2. Jsou zde také porovnány jejich výhody a nevýhody.

tab. 4.1 – konstrukční řešení u jednotlivých typů ramen

č.	firma	poloha PHM	počáteční stav PHM	konstrukce ramene
1	Bergmann, ZDT	vedle vany	zatažená	tenkostěnný uzavřený profil
2	Joskin	vedle vany	vytažená	profilový ohýbaný plech
3	Krampe, Farmtech	vedle vany	vytažená	tenkostěnný uzavřený profil
4	WTC	vedle vany	zatažená	uzavřený profil překrytý plechem
5	Farmtech	nad vanou	zatažená	ohýbaný plech

tab. 4.2 – výhody a nevýhody

č.	nastavitelnost rameno x PHM	nevýhody	výhody
1	výborná	snížení užité šířky vany	nízká hmotnost ramene
2	dobrá	velká hmotnost ramene	zvýšení užité šířky vany
3	výborná	bez zámků, velmi dlouhý PHM	automatické zajištění vany
4	výborná	snížení užité šířky vany	-
5	špatná	komplikovaná umístitelnost nástavků a plachty	zvýšení užité šířky vany

Z tabulek vyplývá, že možných konstrukcí ramen a jejich spojení s přímočarým hydromotorem je několik. Nelze určit, které řešení je nejlepší, protože každé z nich má svoje výhody a nevýhody. To, že žádné z řešení nemá převahu, dokazuje i fakt, že každý výrobce nástaveb se přiklání k jiné variantě řešení (viz obr. 4.15 – 4.19).



obr. 4.15 - konstrukční řešení č.1 [13]



obr. 4.16 - konstrukční řešení č.2 [18]



obr. 4.17 – konstrukční řešení č.3 [15]



obr. 4.18 – konstrukční řešení č.4 [20]



obr. 4.19 – konstrukční řešení č.5 [16]

4.5 Příslušenství korby

4.5.1 VON

VON neboli velkoobjemová nástavba slouží ke zvýšení objemu celé korby. Lze tak využít maximální nosnost korby při transportu komodity s nízkou měrnou hustotou (např. senáž, řezanka, siláž). Jednotlivé nástavky se montují na horní hranu korby po celém jejím obvodu. Výška nástavek bývá od 300 mm do 800 mm podle přání zákazníka. Celková výška soupravy však nesmí překročit 4 m [dle 9]. Nižší nástavby bývají většinou z profilové ohýbaného plechu a jsou pevně přišroubovány k vaně (obr. 4.21). Vyšší nástavby bývají z děrovaného plechu nebo orámovaného pletiva, což zaručuje jejich nižší hmotnost. Děrovaný typ nástavby je většinou umístěn na pantech. Pokud použití nástavek nepřichází v úvahu, lze je sklopit do vnitřku vany (obr. 4.20). Nevýhodou je, že při jiných komoditách jsou poškozovány.



obr. 4.20 - děrované sklopné nástavky [21]



obr. 4.21 – pevné dvojitě nástavky firmy ZDT [17]

4.5.2 Rolovací plachta

Plachta je nejčastěji lepená z nepropustného materiálu odolného proti vodě. Části systému rolovací plachty se umísťují na horní hranu korby a v některých případech dokonce na horní hranu VON. Plachta bývá většinou podélně nebo příčně rolovatelná. Samotné zakrývání plachtou probíhá tak, že pomocí kliky a podélné trubky vřité v plachtě se plachta rozbálí po předem připraveném vedení. To bývá umístěno na předním a zadním čele. Plachta je uprostřed ještě podepřena podpěrnými oblouky, aby nedocházelo k jejímu nadměrnému zatížení a opotřebením. Tvar rozbalené plachty je střechovitý, aby se na plachtě nikde neshlukovala dešťová voda a přirozené stékala dolů. Samotný účel plachty je ochrana převáženého materiálu před deštěm (znehodnocení suchého materiálu) a větrem (rozfukování lehkého materiálu). Ovládací klika je buď dostatečně dlouhá, aby rolování šlo ovládat ze země, nebo krátká, k bezpečné montáži je pak třeba speciální lávky na předním čele. Plachta může být také pouze natahovací, ale doba samotné montáže a demontáže se tak velmi prodlouží (obr 4.22).



obr. 4.22 – nasazovací plachta



obr. 4.23 – rolovací plachta

4.5.3 Kontrolní plošina

Tato plošina je umístěna na předním čele a slouží pro jednoduché a bezpečné ovládní rolovací plachty. Obsluha traktoru se může bezpečně pohybovat po celé šířce předního čela korby. Plošinu lze využít také pro kontrolu množství a kvality nakládané komodity. Na plošinu je nutno vylézt po vně umístěném žebříku. Plošina je svařena z válcovaných nebo ohýbaných profilů a opatřena zábradlím. Podlaha plošiny je z roštů. Povrchová úprava bývá obvykle zinkováním, což zvýší životnost materiálu (obr. 4.24). Připevnění plošiny ke korbě je provedeno svařením nebo sešroubováním.

Její konstrukce musí splňovat požadavky normy [7], přičemž mezi nejdůležitější patří, že podlaha musí být rovná s protiskluzovým povrchem a musí mít odvodnění. Dále pak má být opatřena ochranným krytem pro nohy (okopový plech), střední příčkou a samotným zábradlím ve výšce alespoň 1 metr nad podlahou.



obr. 4.24 – přední čelo: kontrolní plošina, žebřík, rolovací plachta

4.5.4 Žebřík

Žebřík je nezbytnou součástí každé korby. Obvykle je upevněn na předním čele nebo na bočnici nedaleko předního čela. Umožňuje obsluze snadný výstup na kontrolní plošinu nebo do vnitřního prostoru korby přímo ze země. Žebřík musí být skládací nebo plně odnímatelný. Žebříky jsou vyráběny jako ocelové svařence z tažených profilů (obr. 4.24). Někteří výrobci používají žebříky z lehkých hliníkových slitin, které jsou sice lehčí, ale také dražší.

Pro možnost lezení obsluhy do korby je nutné do vany umístit vnitřní žebřík. Nejčastěji se jedná o jednotlivé náslapy nebo stupačky. Toto příslušenství samozřejmě podléhá normě [7].

4.5.5 Přední okno

Kontrolní okénko v předním čele umožňuje traktoristovi kontrolovat, co se děje uvnitř korby. Nejčastěji je této možnosti využíváno při nakládce a po dobu transportu. Velikost a tvar okénka v předním čele určuje výrobce. Okénka mají většinou čtvercový nebo obdélníkový tvar a jejich rozměry se pohybují od 400 x 400 mm až do extrémní výšky 1000 mm a šířky prakticky přes celé přední čelo. Aby nedocházelo k úniku převážené komodity je třeba okno opatřit alespoň mřížkami, které zabraňují vypadnutí větších kusů materiálu. Pro dokonalé utěsnění se používá krycích plechů nebo ještě lépe průhledných tvrzených skel nebo plexiskel.



obr. 4.25 – příklad středně velkého okénka [13] obr. 4.26 – příklad velmi velkého okénka [18]

4.5.6 Hydraulický obvod vany

Samotný hydraulický obvod vany nebývá nikterak složitá záležitost. Hydraulické médium se do míst, kde je ho třeba (v PHM), přivádí pomocí hadic a trubek. Olej je veden z traktoru do okruhu v podvozku. V zadní části vozu je dvojice trubek připojena pomocí hydraulických rychlospojek k okruhu vany. Na korbě se vedení rozděljuje T-spojky a ke každému PHM míří dvojice hadic. Před samotným vstupem oleje do PHM musí ještě projít hydraulickými zámky.

Hadice je třeba z hlediska bezpečnosti co nejvíce ukrýt (např. vedení hadice sloupkem bočnice) před možným poškozením nebo je co nejlépe uchytit ke korbě. K tomuto účelu slouží plastové úchytky. Nejbezpečnější způsob je vedení v trubkách. Za nevýhodu lze považovat, že jsou pevné a nelze s nimi flexibilně manipulovat. Proto se s výhodou používá kombinace vedení v trubkách a hadicích. Světlost bývá nejčastěji od 8 mm do 15 mm. Tlak média v okruhu záleží na síle čerpadla a nastavení v traktoru, obvykle se pracovní tlaky pohybují mezi 16 MPa až 20 MPa.

V případě, že jsou na vaně další PHM (např. hydraulické ovládání zajištění bočnic nebo zadního čela) je nutné využít dalších hydraulických vývodů z traktoru nebo na vanu umístit vhodný rozvaděč.



obr. 4.27 – přímočarý hydromotor s hydraulickými zámky



obr. 4.28 – hydraulické rychlospojky pod korbou

5 Vlastní koncepční návrh

Celá korba je navržena tak, aby byla mohla být vyrobena přímo ve firmě ZDT Nové Veselí za pomoci vlastního strojního vybavení a nebyla nutná další kooperace. Snažil jsem se navrhnout korbu, která by byla technicky a výrobně jednoduchá a esteticky zapadala mezi řadu dopravních systémů Mega.

Z toho plyne, že nejvíce jsem se inspiroval touto řadou výrobků. Dalšími zdroji inspirace byly informace nalezené na webu a shrnuté v rešeršní části (viz. kapitola 4). Praktické poznatky o konstrukci zemědělské techniky jsem získal na výstavách Země Živitelka v Českých Budějovicích a TechAgro v Brně, dále pak od konstruktérů přímo ve firmě. Navržená korba musí přesně zapadat na univerzální podvozek, splňovat podmínku vyrobitelnosti v ZDT a některé další náležitosti. Proto je nutné dodržet následující požadavky (viz. tab 5.1).

tab. 5.1 – požadavky výrobce na konstrukci korby a její části

část korby	požadavek
celá korba	připojovací rozměry - rozteč 2000 mm a vzdálenost 5672 mm
	všechny uzavřené profily musí mít odvodňovací otvory
	vyklopení do strany - max. 45°, dozadu - max. 50°
	maximální využití povolené šířky - 2550mm
dolní	standardní tubusy pro odstavné nohy
	konická vana - přední část o 100 mm užší
	dorazy (4x pevný + 2x pryžový)
	tloušťka plechu podlahy - 4 mm
bočnice	výška výklopné bočnice - 800 mm
	celková výška - 1400 mm
	všechny se stejnými rozměry (2xlevá + 2xpravá bočnice)
	těsnění pomocí přesazených lemových plechů
čela	tloušťka plechu - 3 mm
	rozměrová modifikace čela Mega 20
	úhel sklonu čel - 0° až 10°

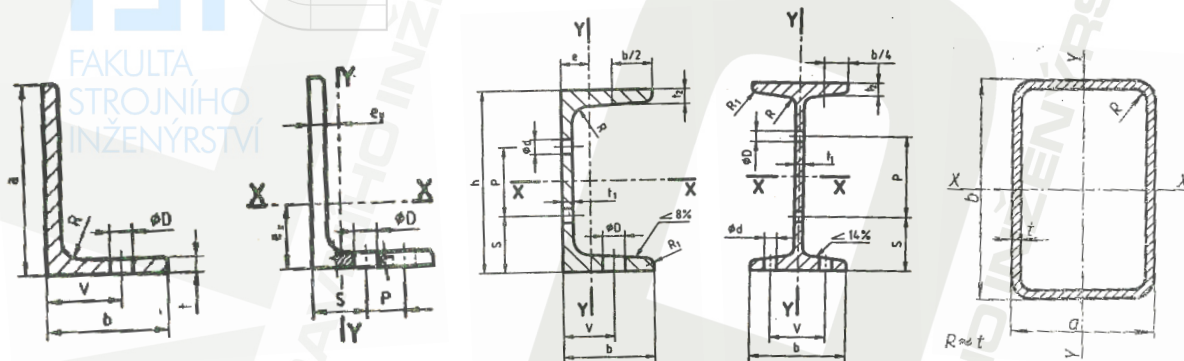
Celá korba bude vyrobena z materiálu 11 373 a ručně svařena technologií MIG. Po svaření bude následovat žihání na snížení pnutí, čištění, lakování a kompletace.

5.1 Dolní část korby

Hlavní nosnou částí celé konstrukce korby jsou bezesporu podélné nosníky, proto je nutné již od začátku věnovat jejich volbě maximální pozornost.

5.1.1 Porovnání profilů pomocí metody vážených hodnot

V této podkapitole jsou porovnány nejběžněji používané a dostupné profily a jejich rozměrové a průřezové charakteristiky. Mezi základní profily zařadíme L-profil, U-profil, I-profil, tažený uzavřený tenkostěnný profil a svařovaný uzavřený tenkostěnný profil (obr 5.1 a tab. 5.2).



obr. 5.1 – profily [3]

tab. 5.2 – požadavky výrobce na konstrukci korby a její části

profil	výška h[mm]	šířka b[mm]	tloušťka pásnice t[mm]	tloušťka stojiny s[mm]	plocha průřezu S[mm ²]
L	200	100	10	10	2920
U	200	75	11,5	8,5	3220
I	200	90	11,3	7,5	3350
tažený	200	120	10	10	6120
svařovaný	200	120	10	10	6000

Vycházím z toho, že firma ZDT dříve používala pro podobně koncipovanou vanovou korbu podélník, který se sestával z ohýbaného U-profilu přeplátovaného plechem. Svařený podélník měl nestejný průřez po délce a jeho výroba byla složitá. Jeho průměrná výška byla asi 200 mm, a proto budu porovnávat profily právě o této výšce.

Porovnávacím parametrem bude podélná a příčná tuhost, zkrutná tuhost, cena materiálu za jeden metr a hmotnost jednoho metru. Každému parametru je přiřazena určitá vážená hodnota.

tab. 5.3 – zhodnocení použitelnosti profilů pro podélník (dle [12],[2],[3])

parametr	podélná tuhost	příčná tuhost	zkrutná tuhost	cena	hmotnost	součet
<i>váha parametru</i>	5	3	3	4	2	-
L	3	3	2	2	5	48
U	4	3	3	5	4	66
I	5	3	3	4	4	67
tažený □	5	5	5	3	3	73
svařovaný □	5	5	5	1	3	65

(známkování v metodě vážených hodnot: 1- nedostatečný, 2- dostatečný, 3- dobrý, 4- chvalitebný, 5- výborný)

Podle tabulky 5.3 je nejvýhodnější profil pro konstrukci tažený uzavřený obdélníkový. Dokazuje to i fakt, že všichni výrobci zemědělských vozů používají na nosné konstrukce právě tento typ profilu.



obr. 5.2 – zobrazení výrobní strategie firmy Krampe [15]

5.1.2 Dolní rám korby

Základ rámu tvoří dva podélníky, které jsou od sebe vzdáleny 560 mm. Důvodem je to, aby byly umístěny přesně nad podélníky univerzálního podvozku. Typ profilu a jeho rozměry jsou zvoleny v kapitole 5.1.1. Jedná se o tažený tenkostěnný uzavřený obdélníkový profil s rozměry 200 x 120 mm se šířkou stěny 10 mm. Jeho délka je 7640 mm, v první a poslední čtvrtině jeho délky jsou zhotoveny výřezy pro hlavní přední příčnický a hlavní zadní příčnický. Na těchto příčnicích jsou umístěny prvky pro spojení s podvozkem.

Hlavní přední příčnický je opět uzavřený obdélníkový profil, tentokrát o rozměrech 150 x 100 x 8 mm. Na obou koncích jsou skrz vyvrtány otvory. Do konců příčnicku přijde zasunout plechová výztuha, která je pomocí děrových svarů přivařena. Oba konce příčnicku jsou poté zaslepeny plechem. Hlavní zadní příčnický je vyroben z profilu U180 a vložen do výřezů v podélnících. Po celé své délce překryt plechem o tloušťce 10 mm. Koncový příčnický (140 x 80 x 8 mm) ukončuje celý rám korby. Na jeho konce budou přivařeny zadní sloupky a dosedne zadní výklopné čelo.

Hlavní podélníky jsou dále mezi sebou spojeny devíti vnitřními žebry z profilu U180, jejichž délka je 560 mm. Čtyři žebra umístěná těsně před polovinou jsou postavena svisle a svařena k sobě po dvou, což je dostatečně pevný základ pro to, aby v těchto místech mohly působit síly od teleskopického válce. Zbýlá pětice žeber je položena rovně a rozmístěna v pravidelných intervalech. Na podélníky jsou následně přivařena vnější žebra vytvořená z ohnutého plechu o tloušťce 6 mm do tvaru písmene U. Výška stěn se snižuje od středu ke stranám o 50 mm. Vnější žebra, kterých je pět, mají různou délku tak, aby bylo zajištěno postupné rozšiřování rámu. Po stranách je rám ukončen ohýbaným Z-profilem a obdélníkovou tyčí s rozměry 20 x 30 mm, o kterou se bude zarážet a zároveň i těsnit výklopná bočnice. Mezi vnější žebra lze zařadit i čtyři ohýbané U-profily, které zároveň slouží jako podpěry pro tubusy odstavného systému.

Na dolním rámu vany jsou ještě umístěny a přivařeny: držáky pro zajišťovací opěru vany, držák pro lanko omezovacího ventilu, držáky pro pojistná ocelová lana a L-profily 50 x 50 x 4 mm podepírající podlahový plech na začátku korby.

5.1.3 Místa kontaktu korby s podvozkem

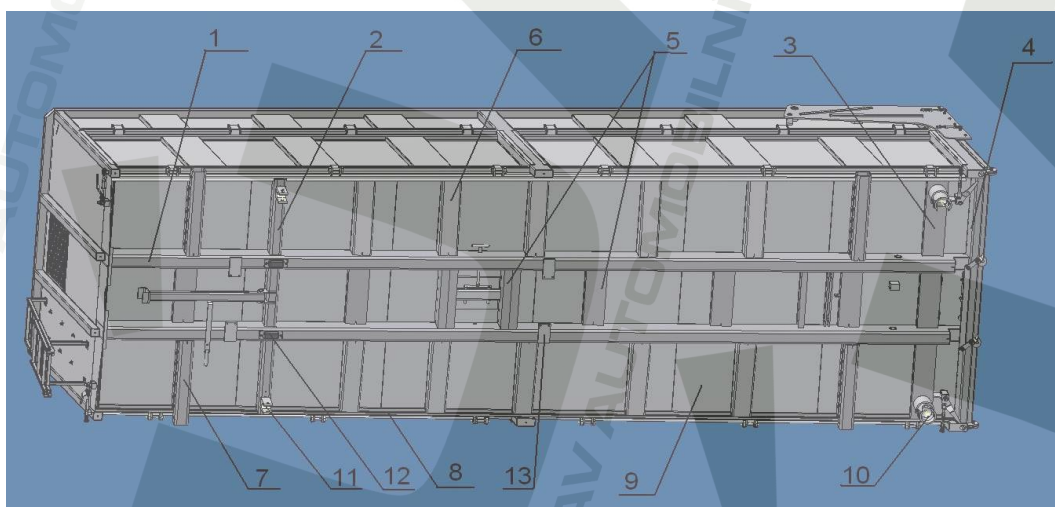
Nejdůležitější jsou dosedací místa v zadní a přední části. Zadní klopná ložiska jsou zavařená do mohutných trubek o vnějším průměru 152 mm a stěně 11 mm, čímž zvětšují vzdálenost rámu korby a podvozku. Celý tento komplet je přivařen s roztečí 2000 mm k již připravenému hlavnímu zadnímu příčnicku. Ložisko zapadá na koule o průměru 100 mm přivařené na podvozku. Je zajištěno pomocí čepů a umožňuje třístranné sklápění korby. V přední části jsou to M-úchyty umístěné na předním hlavním příčnicku s roztečí 2000 mm. Podélná vzdálenost osy ložiska a středu M-úchytu je 5672 mm. Tento úchyt je tvarový výpalek ze 75 mm silného plechu, který na podvozku zapadá na čep o průměru 45 mm. Toto spojení umožňuje vyklápění do boku. Pro zajištění je opět použito čepu.

Další kontaktní místo je asi 500 mm před podélným středem podlahy. Jedná se o místo kontaktu upravené horní části výsuvného heveru s dosedací plochou na dolním rámu korby. Místo je zvoleno záměrně před středem, aby se vždy před sklápěním korby dozadu nejprve odpoutal přední M-úchyt a zadní ložisko bylo po celou dobu operace pevně opřeno o kouli.

Jako kontaktní místo lze brát i dorazy korby k podvozku. Dva pryžové dorazy jsou umístěny na podélnících v úrovni předního příčnicku. Tyto dorazy tlumí vibrace přenášené na prázdnou korbu při jízdě po nerovnostech. Ta je pak klidnější a nevydává žádné nežádoucí hluky. Dva páry pevných dorazů umístěných v první a druhé třetině podélníků zabraňují přílišnému prohnutí plně naložené korby. Pomáhají tak lépe rozkládat sílu na rám a při správném nastavení zabraňují totální deformaci pryžových dorazů. Pevné dorazy jsou opatřeny otvory, díky kterým lze přidělovat různě tlusté plechy pro přesné nastavení jejich výšky.

5.1.4 Podlaha

Podlaha korby se sestává z 6 plechů o tloušťce 4 mm. Základní rozměr plechů je 2,5 x 1,25 m. Délka, která se postupně mění (díky konickému tvaru rámu) je upravována hydraulickými nůžkami a šířka zůstává na původních 1250 mm. Mezi plechy je ponechána mezera 3 mm pro lepší provaření kořene svaru při svařování natupo.



obr. 5.3 – pohled ze spodu

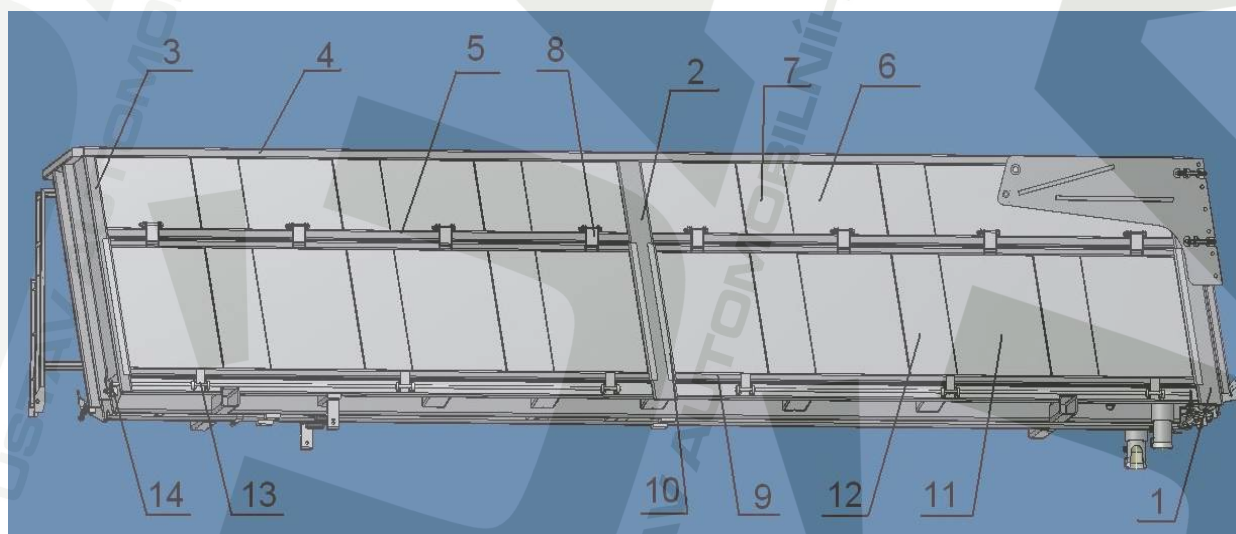
(1-podélník, 2-hlavní přední příčník, 3-hlavní zadní příčník, 4-koncový příčník, 5-vnitřní žebra, 6-vnější žebra, 7-tubusy, 8-okrajový Z-profil, 9-podlahový plech, 10-zadní klopné ložisko, 11-přední M-úchyt, 12-pryžový doraz, 13-pevný doraz)

5.2 Bočnice korby

Celá bočnice korby se skládá z jedné pevné části a dvou výklopných bočnic. Nosným prvkem jsou tři sloupky skloněné pod 80° dopředu. Zadní a prostřední sloupek je z tenkostěnného obdélníkového profilu $160 \times 80 \times 5$ mm. Přední sloupek je opět tenkostěnný profil, ale tentokrát čtvercový o rozměrech $80 \times 80 \times 5,6$ mm. Horní konce sloupek jsou spojeny pomocí profilu $80 \times 60 \times 4$ mm. Stejným profilem jsou sloupky spojeny ještě asi o 450 mm níže. Mezera vzniklá mezi těmito profily je vyplněna krycím 3 mm silným plechem. Z vnější strany jsou na plech přivařeny ohýbané výztuhy z plechu o stejné tloušťce a skloněny pod 80° vpřed. V přední polovině jsou rovnoměrně rozmístěny tři tyto výztuhy. V zadní polovině jsou pouze dvě výztuhy a v místech, kde by se měla nacházet třetí, jsou umístěny držáky pro zdvižné rameno a přímočarý hydromotor. Celý tento komplet tvoří pevnou část bočnice, která je přivařena v místech sloupek k dolnímu rámu a podlaze.

Do 800 mm vysoké mezery jsou umístěny dvě výklopné bočnice. Rám výklopné bočnice se sestává z horizontálně umístěných tenkostěnných čtvercových profilů $50 \times 50 \times 5$ mm a z šikmo (80°) umístěných ohýbaných L-profilů 80×53 mm o síle plechu 6 mm. I výklopná bočnice je vyplněna 3 mm plechem a výztuhami, které mají stejný tvar jako na bočnici pevné. Výztuhy jsou rozmístěny rovnoměrně tak, aby byly v jedné linii s výztuhami pevné části.

Výklopná bočnice je shora připevněna čtyřmi panty, které mají speciální skobovitý tvar zajišťující těsné dosednutí bočnice. Bočnice je těsněna proti usypání přepravované komodity. Jako těsnění slouží z horní strany přetažený výplňový plech pevné bočnice, ze stran jsou to těsnící lišty přivařené pro tento účel na sloupcích. Ze zdola je to přesné dosednutí na obdélníkovou tyč 20×30 mm. Bočnice je zajištěna proti otevření tvarovým stykem (natáčecími háčky a tyčí kruhového průřezu). Zajištění nebo otevření je zajištěno centrálním ovládáním, které může být ruční i hydraulické.



obr. 5.4 – pohled z boku

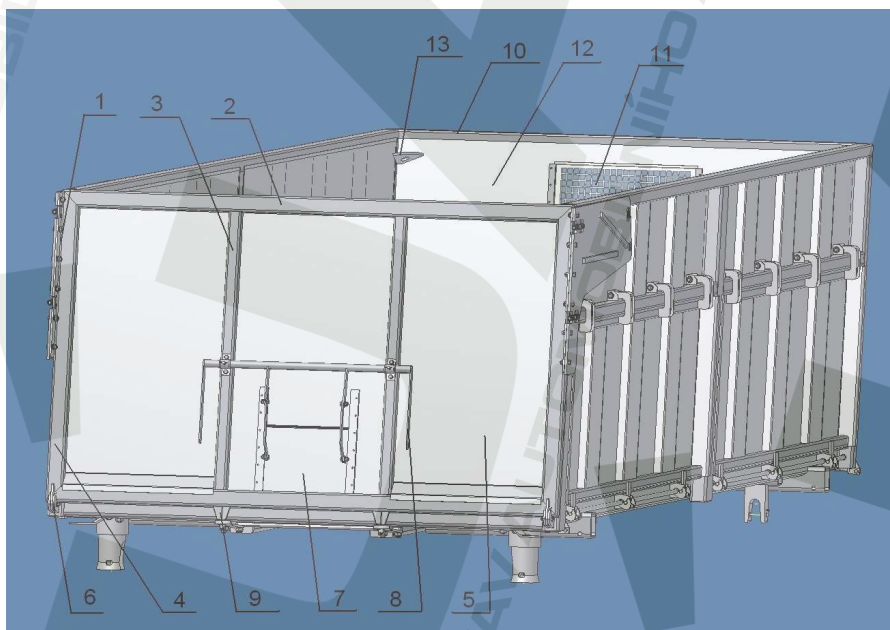
(1-zadní sloupek, 2-prostřední sloupek, 3-přední sloupek, 4-horní profil, 5-střední profil, 6-plech pevné bočnice, 7-výztuha, 8-pant, 9-horizontální profil výklopné bočnice, 10-L-profil, 11-plech výklopné bočnice, 12-výztuha, 13-uzávěr, 14-páka centrálního zavírání)

5.3 Přední čelo

Přední čelo je vyrobeno ze 3 mm silného plechu o formátu 2 x 4 m. Jedná se o výpalek, který má zkosené dolní rohy a v horní části uprostřed je zhotoven otvor 680 x 540 mm pro kontrolní okénko. Tento výpalek je vyztužen dvěma čtvercovými profily o rozměrech 80 x 80 x 5,6 mm. Ty jsou od sebe vzdáleny 680 mm (souměrně od roviny středu korby). Horní hrana je zpevněna horizontálně umístěným profilem 80 x 60 x 4 mm. Do otvoru je vložen děrovaný plech (675 x 535 x 1,5 mm), který je přivařen natupo k plechu čela a olištován plochými tyčemi 30 x 5 mm. Celé okénko je ještě překryto výsuvným průhledným plexisklem.

5.4 Zadní čelo

Zadní čelo je koncipováno masivněji než přední. Rám zadního čela je tvořen čtyřmi profily 80 x 60 x 5, jejichž konce jsou seříznuty po 45°. Výška rámu je 1490 mm a šířka 2480 mm. Rám je vyplněn 3 mm silným plechem, který je v dolní části ohnut tak, aby se za hranou spodního profilu nedržely nečistoty. Aby se plech neprohýbal, jsou ve vzdálenosti 750 mm (souměrně od roviny středu korby) vertikálně umístěny dva profily 60 x 60 x 5 mm a dva ohýbané horizontální L-profily 40 x 40 x 3 mm. V plechu je vypálen otvor o rozměrech 400 x 300 mm. Dvířka, která tento otvor zakrývají, jsou ovládána mechanicky. Ovládání je tvořeno dvěma páry táhel přivařenými na otočnou trubku na koncích opatřeny ovládacími pákami. Pohybem pák vzhůru se díky tomuto kinematickému mechanismu začnou vedená dvířka vysouvat nahoru. Opačným pohybem zase nazpět dolů. Z vnějšku rámu jsou přivařeny plechové výpalky, které umožňují připojení zdvižných ramen a jejich přesné nastavení tak, aby čelo přesně dosedalo na korbu. K dokonalému utěsnění slouží také L-profil 30 x 30 x 3 mm, který je zevnitř umístěn po celém obvodu.



obr. 5.5 – pohled zezadu

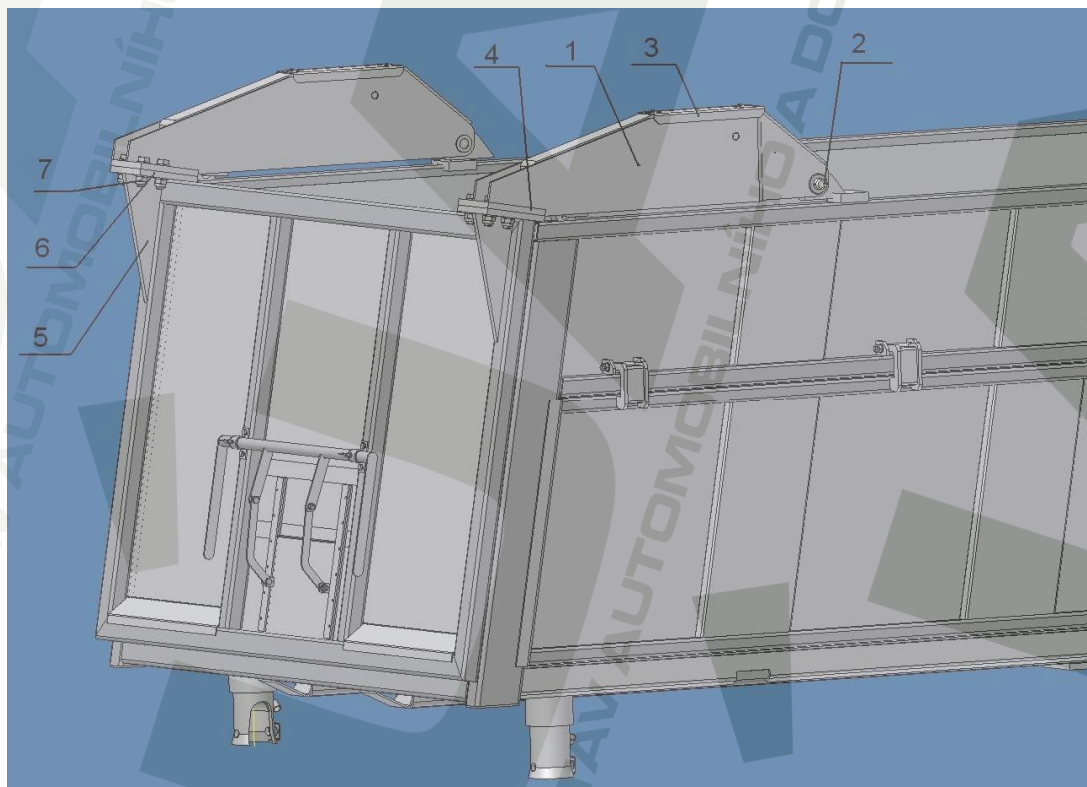
(1-připojovací plech, 2-horní profil, 3-výstužné profily, 4-krajní profil, 5-plech zadního čela, 6-samočinné jištění, 7-zadní dvířka, 8-ovládací páka, 9-hydraulické jištění, 10-horní profil předního čela, 11-přední okénko, 12-plech předního čela, 13-úchyt pro hák jeřábu)

5.5 Zdvízná ramena a přímočaré hydromotory (PHM)

Tato ramena mají za hlavní úkol zvedání zadního čela. Mění tedy přímočarý pohyb konaný PHM na rotační (zdvížený) pohyb zadního čela. Pro tento účel byly vytvořeny dva zcela odlišné návrhy, z nichž nakonec zvítězil ten druhý.

5.5.1 Zdvízná ramena umístěná nad korbou

Pevná osa otáčení ramene i pevná osa otáčení PHM prochází držáky přivařenými k profilu lemujícímu korbu shora. Místo působení síly od vysouvajícího se PHM leží asi 200 mm nad tímto profilem a zároveň mezi oběma osami. Zvedání a spouštění je ovládáno hydraulickým dvojčinným přímočarým hydromotorem o maximálním zdvihu 300 mm. Když se pístnice vysouvá, rameno s celým čelem se zvedá. Samotné rameno je tvořeno jako svařenec dvou hlavních nosných plechů o tloušťce 10 mm a dvou dalších plechů o stejné tloušťce. Ty mají za úkol rameno vyztužit a zpevnit v horní části a zamezit přímému zatékání (např. dešťové vody) do vnitřku ramene. Spojení čela a ramene je uskutečněno čtyřmi šrouby M20 procházejícími přírubami. Přesné nastavení je umožněno oválnými dírami v přírubách. Nevýhodou je však složitý tvar VON a případně tvar rámu plachty.

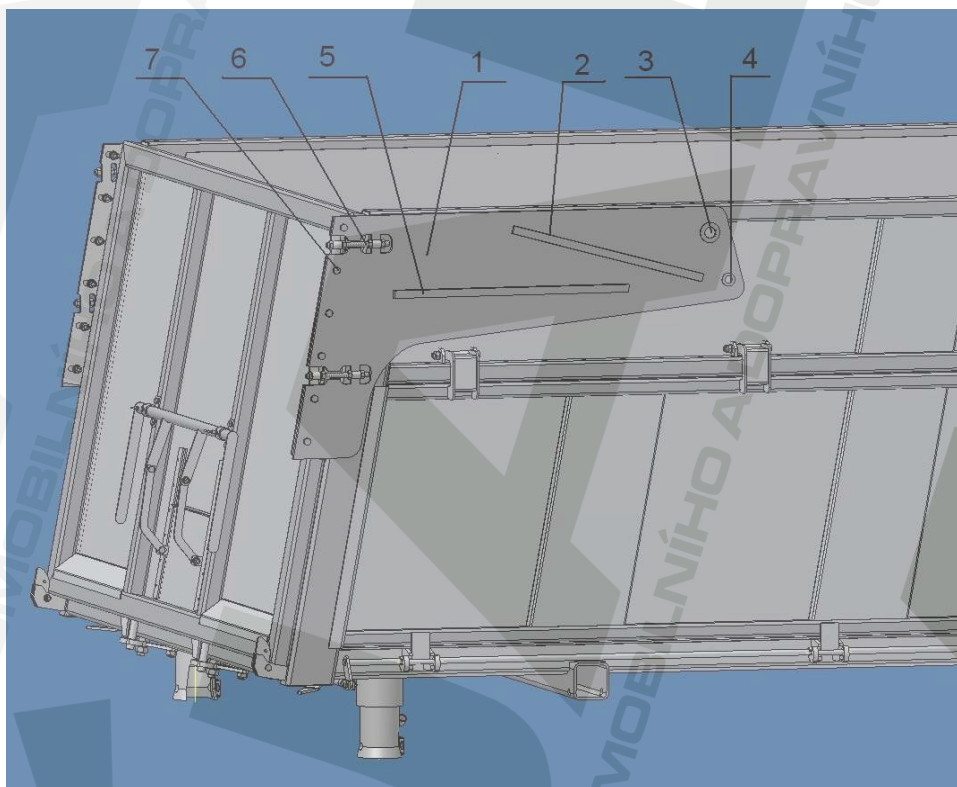


obr. 5.6 – detail zdvižných ramen

(1-nosný plech ramene, 2-čep otáčení ramene, 3-kryt ramene, 4-příruba ramene, 5-žebro zadního čela, 6-příruba čela, 7-spojovací šroub)

5.5.2 Zdvízná ramena umístěná vedle korbý

Pevná osa otáčení ramene je umístěna těsně pod lemovým profilem, ale pevná osa otáčení PHM je již 80 mm pod ním. Držáky, kterými tyto osy zároveň prochází, jsou pevně přivařeny k profilu a bočnicovému plechu. Místo působení síly od PHM leží 185 mm pod profilem a až za pevnou osou otáčení ramene. Zvedání a spouštění je ovládáno hydraulickým dvojčinným přímočarým hydromotorem o maximálním zdvihu 200 mm. Když se pístnice zasouvá, rameno a s ním celé čelo se zvedá. Samotné rameno je tvořeno jako tvarový výpalek plechu o tloušťce 12 mm obsahující několik otvorů: otvor pro vodící tyč, otvor pro výztuhu, otvory pro spojení se zadním čelem a otvory ustavovací šrouby. Vodící tyč a výztuha jsou tyče čtvercového průřezu o straně 25 mm. Spojení čela a ramene je uskutečněno šesti šrouby M16 procházejícími otvory v rameni a plechovou přírubou na čele. Přesné nastavení je umožněno oválnými dírami v přírubě a také pomocí ustavovacích šroubů.



obr. 5.7 – detail zdvižných ramen

(1-nosný plech ramene, 2-vodící tyč, 3-čep otáčení ramene, 4-hybný čep pístnice, 5-výztuha, 6-ustavovací šroub, 7-spojovací šroub)

5.5.3 Přímočarý hydromotor k zvedání ramen zadního čela

Nakonec byl zvolen dvojčinný PHM s maximálním zdvihem 200 mm. Průměr pístu je 63 mm a průměr pístnice je 32 mm. Pevné oko je v provedení s kulovým ložiskem s vnitřním průměrem čepu 25 mm. Oko pístnice bude koncipované stejně jen s tou výjimkou, že bude šroubovací. Při pracovním tlaku média 20 MPa je výtlačná síla 59,2 kN a síla zpětná 44 kN [11]. Z konstrukčního uspořádání vyplývá, že právě tato vratná síla bude zvedat zadní čelo.

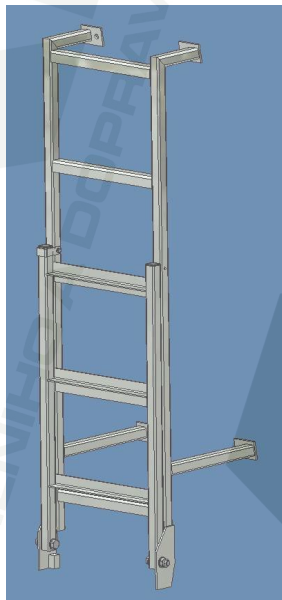
5.6 Příslušenství korby

5.6.1 Žebřík

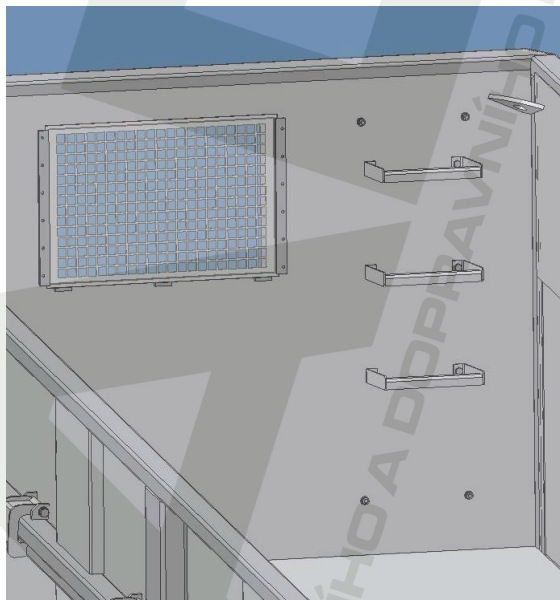
Vnější žebřík je navržen jako svařenec z čtvercových profilů. Stupačky budou ohýbané L-profilů z plechu s oválnými výstupky. Povrch bude upraven zinkováním. Žebřík je nutné při jízdě složit, proto bude dělený na dvě části. Části budou vzájemně otočné přes šroubový spoj. Ve složené poloze bude zajištěn pomocí plechové záklapky.

5.6.2 Vnitřní stupačky

Tři vnitřní stupačky jsou přišroubovány na předním čele blíže pravé straně. Výška prvního schodku od podlahy je 530 mm a další dva jsou od sebe vzdáleny 300 mm. Stupačka schodku bude stejně jako stupačka žebříku ohýbaná z plechu s oválnými výstupky. Celý schodek bude přišroubován dvěma šrouby M12.



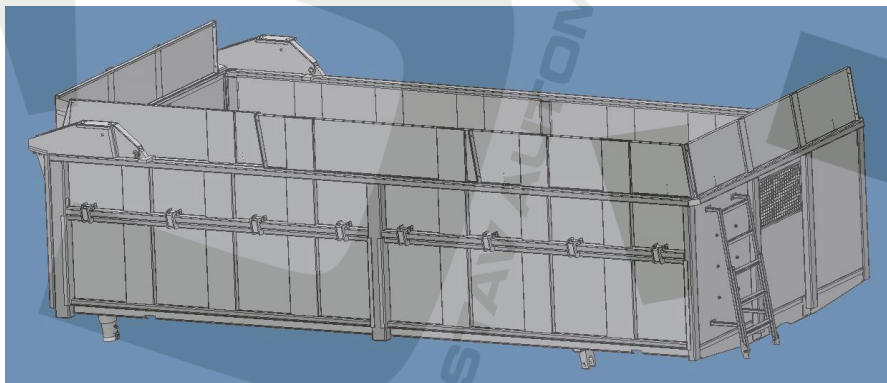
obr. 5.8 – navržený žebřík



obr. 5.9 – detail vnitřních stupaček

5.6.3 VON

VON je navržena zatím jen pro nerealizovanou variantu ramen (ramena umístěná nad korbou). Výška nástavků je 300 mm a jsou umístěny po celém obvodu vany.



obr. 5.10 – VON

6 Silové účinky na korbu

6.1 Zátěžové stavy

Pro správnou a spolehlivou funkci návěsu a jeho korby je třeba navrhnout zátěžové stavy, které by co nejvíce odpovídaly reálnému zatížení v provozu. V tabulce 6.1 jsou zvoleny a definovány zátěžové stavy.

tab. 6.1 – definice základních zátěžových stavů

základní pozice	naklonění korby	směr vykládky	pohyb	zrychlení korby [m.s ⁻¹]		plnost korby	pořadí
				podélné	příčné		
vysypání	1°	do boku	---	0	0	plná	1.
		dozadu		0	0	plná	2.
	30°	do boku		0	0	plná	3.
		dozadu		0	0	plná	4.
	45°	do boku		0	0	plná	5.
	50°	dozadu		0	0	po bočnice	6.
přeprava	0°	---	po rovině	0	0	plná	7.
		brzdění		-4	0	plná	8.
		zatáčení		0	3	plná	9.

Prvním a nejdůležitějším kritériem jsou dvě základní polohy korby – vysypací a přepravní. Podrobnějšímu rozboru budou věnovány další dvě následující podkapitoly. Celkem bude v napětíové analýze zkoumáno 9 stavů (6-vysypacích a 3-přepravní).

6.1.1 Zátěžové stavy – vysypání

Vysypání lze definovat jako stav, při kterém je návěs v klidu a nepůsobí na něj ani příčné ani podélné zrychlení a pohyb koná pouze naklápějící se korba. Ta může být sklápěná podle potřeby buď dozadu, nebo do strany (vlevo popř. vpravo). Napětíová analýza bude provedena v několika významných úhlech naklonění:

- **1°** - v praxi se jedná o nejhorší stav, kdy korba již neleží na čtyřech bodech, ale pouze na třech bodech. Samotné vyklápění již není tak nebezpečné, jelikož se přepravovaná komodita postupně usypává.
- **30°** - nejvyšší sypaný úhel většiny obilovin, (dle tab. 6.2). Jelikož je korba primárně navržena pro přepravu obilovin, lze tento úhel považovat za mezní. Po jeho překonání je již všechn zbylý vysypáný materiál v pohybu a korba se postupně začíná odlehčovat.
- **45°** - maximální úhel vyklopení do strany, který navržená korba dovoluje. Poté již zasahuje omezovací ventil ovládaný ocelovým lankem, který zastaví přívod hydraulického oleje z traktoru do teleskopického válce a korba se dále nezvedá. Tento stav by v praxi neměl nikdy nastat. I přes extrémnost této situace byl tento stav pro jistotu zařazen do výpočtů. Při tomto stavu uvažují, že je minimálně jedna z vyklápěcích bočnic otevřená.

- **50°** - maximální úhel vyklopení dozadu, který navržená korba dovoluje. Při tomto zatěžovacím stavu je uvažováno, že je korba naplněná pouze do výšky výklopných bočnic. Tento stav by také v praxi neměl nikdy nastat.

Při výpočtech vysypání není kontrolován stav, kdy traktorista rázovitě urychlí návěs i s nezcela vyklopenou korbou vpřed, za účelem uspišení vykládky materiálu. Takováto operace se zvednutou korbou je přísně zakázána!

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

tab. 6.2 – sypné úhly různých komodit [4]

materiál	sypný úhel
žito	28°
hrách	25°
oves	28°
slunečnice	27°
pšenice	25°
ječmen	28°
loupané obilí	23°
kukuřice	28°
brambory	30°
hnůj chlévový (volně sypaný)	45°
píce zelená (silážová)	40°
tráva, jetel	40°

6.1.2 Zátěžové stavy – přeprava

Přepravu lze definovat jako stav, kdy návěs i korba jsou spolu spojeny ve čtyřech bodech (2x zadní klopné ložisko a 2x přední M-úchyt) a tento celek je v pohybu. Napěťová analýza bude provedena v několika základních pohybech:

- **po rovině** – podle nulového podélného a příčného zrychlení (viz tab. 6.1) je jasné, že vana se pohybuje konstantní rychlostí nebo stojí na místě. Tento stav v běžném provozu nastává velmi často a není nijak nebezpečný.
- **brzdění** – podélné zrychlení je záporné a má hodnotu $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Tento stav simuluje poměrně prudké brzdění. Převážený materiál dále setrvává v pohybu a velmi zvyšuje hodnoty napětí především na předním čele vany.
- **zatáčení** – zde je uvažováno zvýšené zatížení boku korby vlivem průjezdu zatáčkou. Příčné zrychlení je $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Celá hmotnost převáženého materiálu je tlačena tímto odstředivým zrychlením na jednu z bočnic. Při průjezdu levotočivou zatáčkou je více namáhán pravý bok a naopak.

Mezi přepravní stavy jsem záměrně nezařadil stav **rozjezd**, protože zjednodušený model korby nezahrnuje zadní čelo. Toto čelo zachycuje veškerou sílu vzniklou od dopředného zrychlení, tudíž takováto simulace bez zadního čela není možná. Lze však usoudit, že pokud výsledky stavu **brzdění** budou uspokojivé, tak by mez kluzu materiálu neměla být překročena ani u rozjezdu. Přední čelo je svým tvarem a konstrukcí velice podobné zadnímu čelu. Dále je možné předpokládat, že velikost zrychlení, které je traktor schopný vyvinout není tak velké jako zpomalení vyvolané intenzivním brzděním traktoru a návěsu zároveň.

6.2 Výpočet zatížení

Základní charakteristika vany:

- užitečná délka $l = 7514 \text{ mm} = 7,514\text{m}$
- užitečná šířka vpředu $\check{s}_1 = 2200\text{mm} = 2,200\text{m}$
- užitečná šířka vzadu $\check{s}_2 = 2300\text{mm} = 2,300\text{m}$

- užitečná šířka $\check{s} = \frac{\check{s}_1 + \check{s}_2}{2} = \frac{2,2 + 2,3}{2} = 2,250\text{m}$ (1)

- užitečná výška $v = 1400\text{mm} = 1,400\text{m}$

- užitečný objem $V = l * \check{s} * v = 7,514 * 2,25 * 1,4 = 23,669\text{m}^3$ (2)

- maximální hustota přepravovaného materiálu (dle tab. 6.3) $\rho = 800 \text{ kg} * \text{m}^{-3}$

- maximální hmotnost přepravovaného materiálu $m = V * \rho = 23,669 * 800 = 18935,200\text{kg}$ (3)

tab. 6.3 – měrné hustoty různých komodit [4]

materiál	měrná hustota [kg*m ⁻³]
žito	750
hrách	800
oves	450
pšenice	750
ječmen	650
kukuřice	750
brambory	750
hnůj chlévový (volně sypaný)	800
tráva, jetel	350

6.2.1 Výpočet zatížení podlahy

- užitečná plocha podlahy

$$S = l * \check{s} = 7,514 * 2,25 = 16,907 m^2 \quad (4)$$

- gravitační zrychlení

$$g = 9,81 m * s^{-2}$$

- tíhová síla nákladu

$$F_g = m * g = 18935,2 * 9,81 = 185754,312 N \quad (5)$$

- tlak na podlahu

$$p_p = \frac{F_g}{S} = \frac{185754,312}{16,907} = 10986,829 Pa \quad (6)$$

6.2.2 Výpočet zatížení na stěny vany (přední čelo a bočnice)

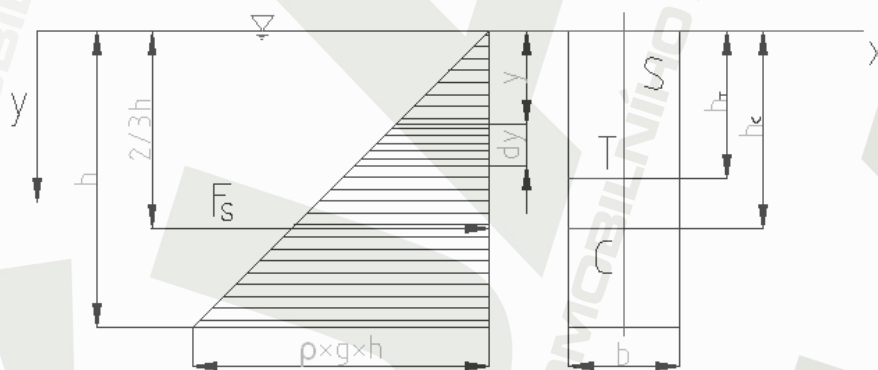
Stěny jsou zatěžovány hydrostatickým tlakem, tedy spojitě a lineárně. Na horní hraně bočnice namáhání nulové a na dolní hraně maximální (obr. 6.1).

- síla na stěnu

$$F_s = \rho * g * b \int_0^h y * dy = \frac{1}{2} * \rho * g * b * h^2 = \rho * g * h_T * b * h \quad (7)$$

- poloha síly

$$h_c = \frac{I_x}{S * h_T} = \frac{\frac{1}{3} * b * h^3}{\frac{1}{2} * b * h^2} = \frac{2}{3} * h \quad (8)$$



obr. 6.1 – hydrostatický tlak

6.2.3 Výpočet zatížení při přepravě

Při přepravě jsou zatěžovány stěny korby vlivem změny zrychlení (příčné a podélné). Převážený materiál tedy setrvává v pohybu a zatěžuje stěny. Když je návěs brzděn, zvyšuje se tlak na přední čelo. Pokud projíždí zatáčkou, tlak se koncentruje na bočnici. Zrychlení jsou určena pouze přibližně. Reálné hodnoty by bylo potřeba zjistit měřením v praxi na skutečném návěsu.

- užitečná plocha předního čela $S_{\epsilon} = v * \delta_1 = 1,4 * 2,2 = 3,08m^2$ (9)

- brzdné zrychlení (zpomalení) $a_B = 4 m*s^{-2}$

- síla na čelo vzniklá brzděním $F_{\epsilon} = m * a_B = 18935,2 * 4 = 75740,8N$ (10)

- tlak na čelo vzniklý brzděním $p_{\epsilon} = \frac{F_{\epsilon}}{S_{\epsilon}} = \frac{75740,8}{3,08} = 24591,169Pa$ (11)

- užitečná plocha bočnice $S_b = l * v = 7,514 * 1,4 = 10,520m^2$ (12)

- odstředivé zrychlení $a_o = 3 m*s^{-2}$

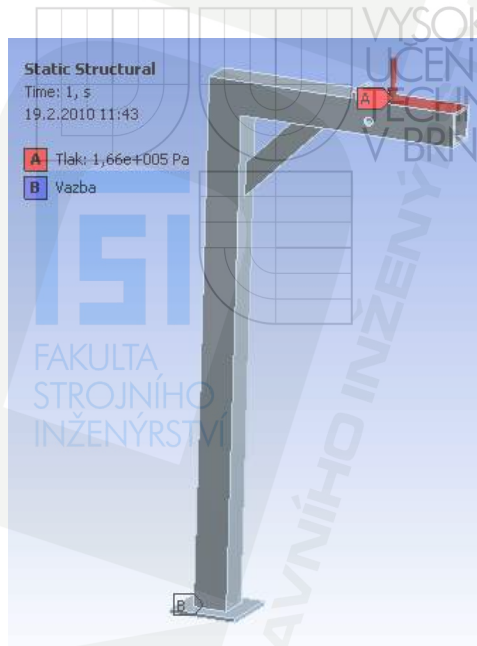
- síla na bočnici vzniklá zatáčením $F_b = m * a_o = 18935,2 * 3 = 56805,6N$ (13)

- tlak na bočnici vzniklý zatáčením $p_b = \frac{F_b}{S_b} = \frac{56805,6}{10,52} = 5399,772Pa$ (14)

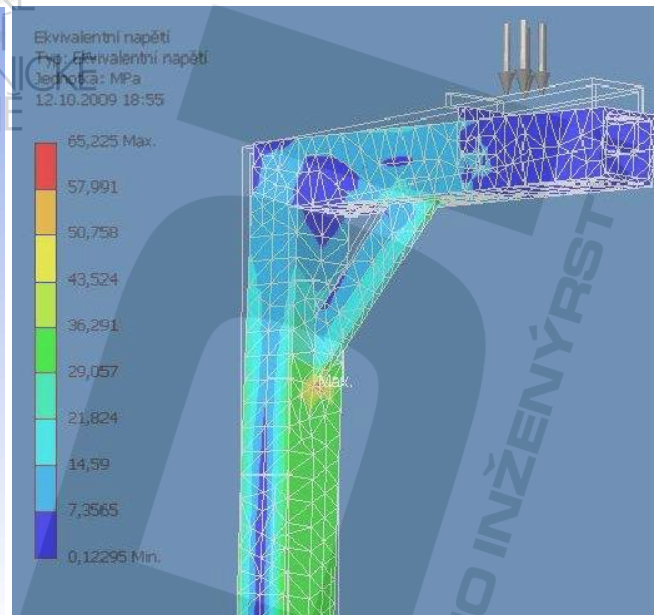
6.3 Volba způsobu řešení

Vzhledem k tomu, že jsem z počátku neměl velké zkušenosti s programy MKP a s převodem formátu z modeláře do MKP, rozhodl jsem se nejprve zamýšlený postup vyzkoušet na méně složité součásti. Pro tento účel byl zvolen jednoduchý model odstavné nohy. Čtyři tyto nohy se používají k odstavení celé prázdné vany v době, kdy korba není potřeba. Odstavná noha byla zvolena i proto, že se skládá podobně jako vana z normalizovaných profilů (jäcklů) a plechových částí. Pomocí programu Autodesk Inventor 2009 byla noha různě vymodelována jako “part“, tedy jeden celek. Poté byla převedena do programů Ansys Wokrbench, který podporuje MKP. Noha byla vždy zatížena stejným způsobem a se stejnými okrajovými podmínkami. Zatížena byla pouze tlakem, který simuloval $\frac{1}{4}$ hmotnosti prázdné vany a v dolní části byla omezena vazbou. Ta zamezovala, aby se dosedací plech jakkoliv zvedal z pevné podložky. Pohyb do stran nebyl omezen.

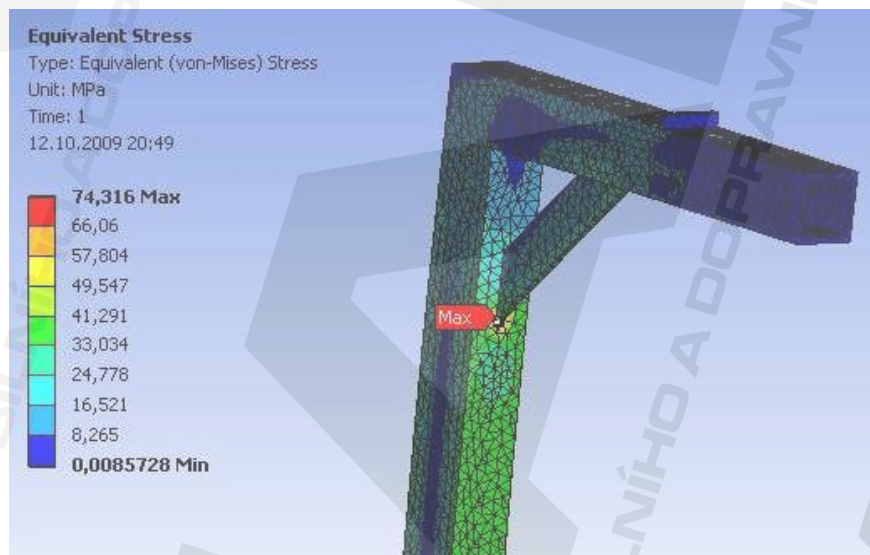
Odstavnou nohu jsem tedy několikrát analyzoval v programu Inventor, kde je také modul pro MKP (pracuje na bázi, která podporuje Ansys). Poté byla udělána analýza různými způsoby přímo v programu Ansys Workbench. Dále měl být proveden výpočet v “klasickém“ Ansysu. Model jsem vymodeloval přímo pomocí střednicových ploch a definoval jejich tloušťku. Bylo zde také zadáno stejné zatížení a vazby jako v předchozích případech. Síťování bylo provedeno pomocí skořepinového prvku SHELL. Výpočet se bohužel nezdařil a ani po několika opravných pokusech se nepodařilo dojít k reálným výsledkům.



obr. 6.2 - umístění tlaku a vazby



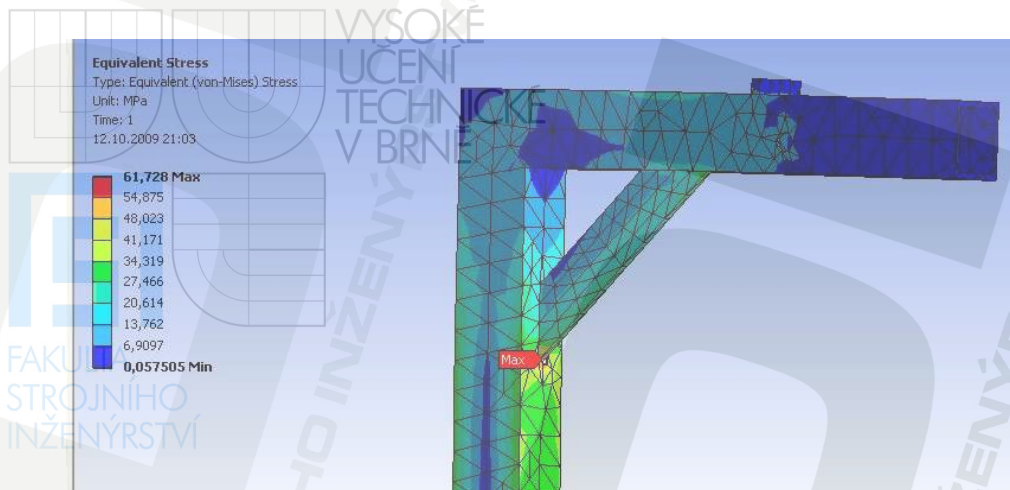
obr. 6.3 - pevnostní analýza č.1 (Autodesk Inventor)



obr. 6.4 - pevnostní analýza č.3 (Ansys Workbench)



obr. 6.5 - pevnostní analýza č.4 (Ansys Wokrbench)



obr. 6.6 - pevnostní analýza č.5 (Ansys Workbench)

tab. 6.4 – porovnání výsledků napjatostní analýzy odstavné nohy

č.	program	typ sítě	místo max. napětí	max. napětí	čas výpočtu
1	Inventor	přednastavená	pod vzpěrou	65,2MPa	normální
2	Inventor	zjemněná	pod vzpěrou	65,2MPa	delší
3	Ansys Workbench	20 mm	pod vzpěrou	74,3MPa	delší
4	Ansys Workbench	30 mm	pod vzpěrou	72,7MPa	normální
5	Ansys Workbench	mapped	pod vzpěrou	62,7MPa	delší

Ze zkušební analýzy vyplývá, že počítání pevnostní výpočty v Inventoru je zcela nevhodné, hlavně díky tomu, že se zde nedají dostatečně podrobně nastavit vazby a zatížení. Nastavení parametrů sítě je také prakticky neovlivnitelné. Výpočet korby pomocí **Inventoru** je **nevhodný**.

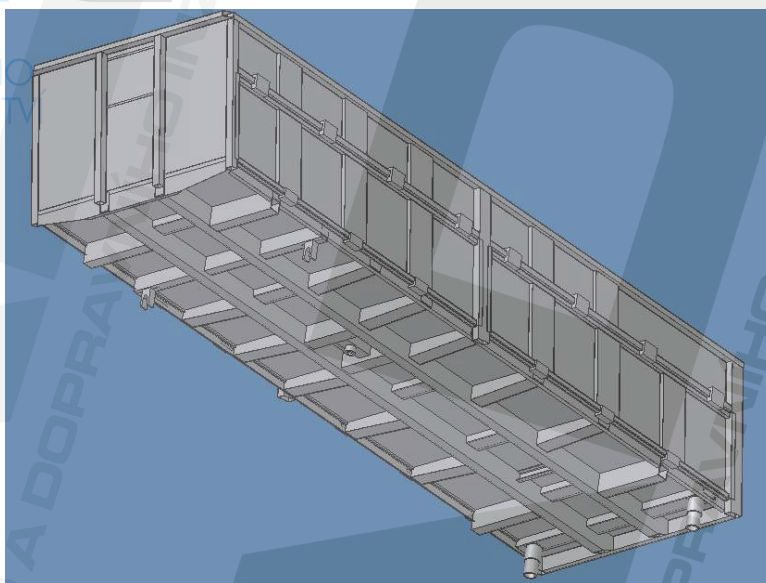
V programu Ansys Workbench je práce výrazně lepší. Vazby a zatížení jsou plně nastavitelné a pro výpočet vany bohatě dostačují. Síť a způsob síťování je také velmi dobře ovladatelný. Výpočet korby pomocí **Ansys Workbench** je tedy **vhodný**.

Vzhledem k tomu, že síťování a výpočet vany bude mnohonásobně náročnější, bude postup následovný: Vana bude vymodelována jako jedna součást (jedno těleso) v Inventoru a následně převedena do Ansysu Workbench pomocí funkce “Export to AW“. Zde bude vysíťována. Maximální velikost jednotlivých elementů sítě bude 80 – 110 mm, toho dosáhneme funkcí “Body sizing“. Model bude dále zavazben a zatížen (podle výše definovaných zátěžových stavů) a nakonec spočten. Tento způsob získání výsledků je pro výpočet korby optimální a dostatečně efektivní. Kvůli zjednodušení při modelování a zejména výpočtech si dovoluji zanedbat:

- rádiusy u normalizovaných profilů
- nedůležité tvarové podrobnosti
- záslepky normalizovaných profilů
- mírnou šikmost bočnic (pro lepší vysýpání je korba mírně kónická)
- panty a centrální zavírání (budou vymodelovány pouze náhrady těchto prvků)

6.4 Model korby

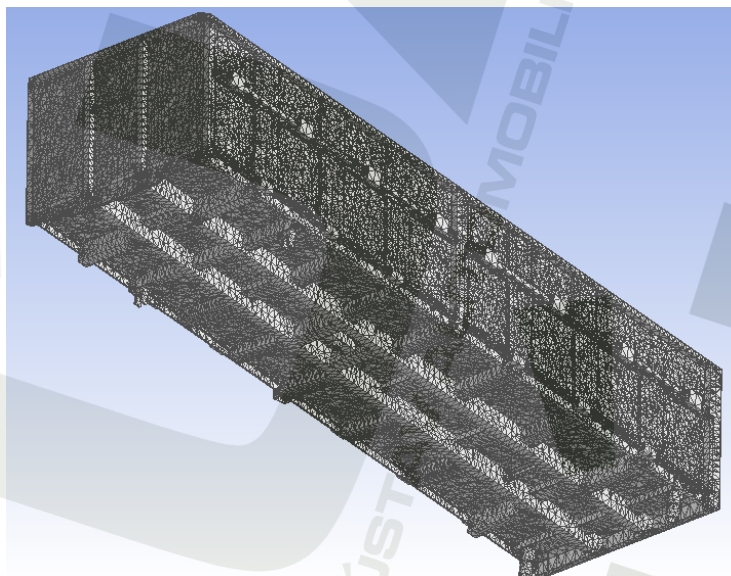
Při modelování korby bylo postupováno v souladu s tím, co je napsáno v kapitole 6.3 a konečný model je převeden do Ansys Workbench (obr. 6.7). Model je vytvořen jako jeden celistvý díl, čímž odpadá vysoká složitost zavazování jednotlivých dílů oproti modelu, který by byl složen jako sestava. Jelikož bude celá korba vyrobena jako svařenec, můžeme si toto zjednodušení dovolit.



obr. 6.7 - zjednodušený model

6.5 Sítování

Sítování modelu proběhlo opět tak, jak je napsáno v kapitole 6.3. Maximální velikost jednotlivých elementů sítě byla nakonec zadána na 100 mm. Z hlediska řešeného problému a vzhledem k rozměrům vany (délka téměř 8 metrů) považují tuto hodnotu velikosti sítě za dostačující. Model je i tak celkem složitý a sestává z přibližně 170 000 elementů, které se sebe dotýkají asi v 330 000 bodech (nodech).



obr. 6.8 - vysítovaný model

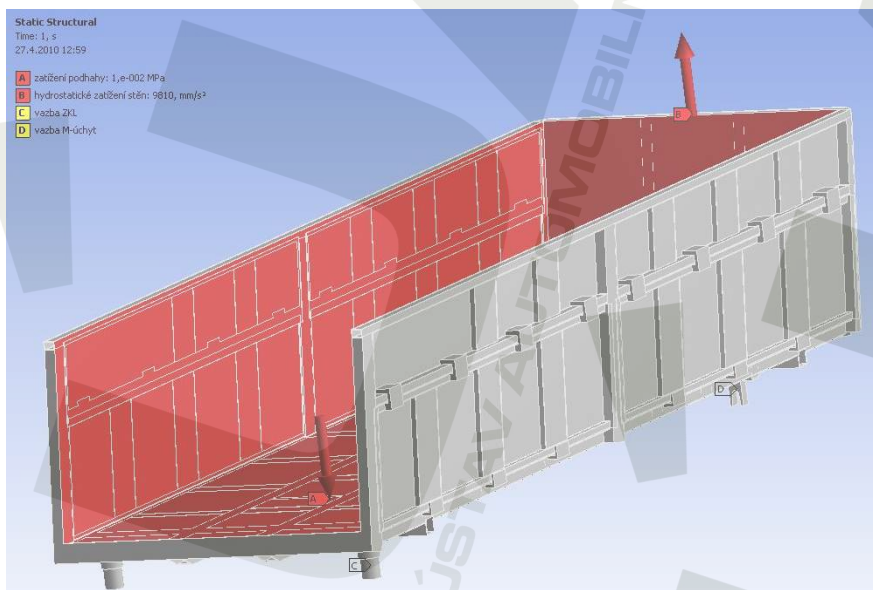
6.6 Prostředí Ansys Workbench – vazby a zatížení

Pro přesnou simulaci zátěžových stavů je nutné použít typy vazeb a typy zatížení, které co nejvíce odpovídají realitě. K napodobení reálně zatížené vany jsou používány funkce:

- **Pressure** – funkce simuluje zatížení tlakem. K úplnému zadání je třeba určit plochu nebo plochy, na které bude tlak působit a také hodnotu velikosti tlaku. Funkce byla používána především k zatěžování podlahy vany.
- **Hydrostatic pressure** – funkce simuluje zatížení hydrostatickým tlakem. Uvažují totiž, že na korbě bude přepravována homogenní komodita o jedné měrné hmotnosti. Zatížení od hydrostatického tlaku je spojitě a lineární a s výhodou ho lze použít na zatížení stěn vany (čelo a bočnice). U horní hrany je nulové a směrem dolů se zvyšuje až k maximální hodnotě, která je u podlahy. Díky této funkci nemusím tlak složitě skokově rozdělovat na části, jako je tomu např. v programu I-Deas. K úplnému zadání je třeba ještě určit plochu působení, směr a velikost zrychlení (v našem případě gravitační), měrnou hmotnost přepravované komodity a nulovou hladinu.
- **Force** – funkce simuluje silové zatížení a bude použita k napodobení účinků zrychlení v příčném a podélném směru (zátáčení, brzdění). K celému zadání funkce je nutné určit místo působení (bod, křivka, plocha), velikost a směr síly.

Naproti tomu typy vazeb simulují chování korby v místech spojení s podvozkem, což jsou v našem případě zadní klopná ložiska, přední M-úchyty a spojení kulového ložiska s teleskopickým válcem. V analýze byly použity následující vazby:

- **Displacement** – vazba omezuje posuvy ve směrech os x, y, z. Nejdříve je nutné určit místo omezení (opět to může být bod, hrana, plocha). Vazba byla používána na omezení pohybu misky heveru.
- **Remote displacement** – vazba omezuje nejen v posuvech v osách x, y, z, ale také rotacích okolo těchto os. Samozřejmě je také nutné určit omezované místo, což bylo v našem případě zadní i přední uchycení.



obr. 6.8 – zatížení a vazby (A-zatížení podlahy, B-zatížení stěn, C+D-vazby)

6.7 Výpočet maximálních dovolených napětí na mezi kluzu

Ocel 11 373 (ČSN 42 0002) = ocel S235JR (EN 10025-2)

Použití: na bezešvé trubky, nosné konstrukce – svařitelnost zaručená

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 731401 [6]:

- mez pevnosti oceli	$R_m = 343 \div 441 \text{ MPa}$
- dolní mez kluzu oceli	$R_{e\min} = 235 \text{ MPa [6]}$
- dílčí součinitel spolehlivosti materiálu	$\gamma_M = 1,15$
- dynamický součinitel	$k_D = 1,20$
- hodnota návrhové pevnosti oceli odvozené od meze kluzu	f_{yd}
- dovolené napětí obsahující dynamický součinitel	f_D

hodnota návrhové pevnosti

$$f_{yd} = \frac{R_{e\min}}{\gamma_M} = \frac{235}{1,15} = 204 \text{ MPa} \quad (15)$$

dovolené napětí obsahující dynamický součinitel

$$f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{204}{1,20} = 170 \text{ MPa} \quad (16)$$

Hodnota návrhové pevnosti f_D pro ocel 11 373 bude složit jako porovnávací hodnota pro zobrazení výsledků napěťové analýzy především v kapitole 7.

Ocel 11 523 (ČSN 42 0002) = ocel S355J0 (EN 10025-2)

Použití: na mostní a jiné svařované konstrukce, ohýbané profily – svařitelnost zaručená

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 731401 [6]:

- mez pevnosti oceli	$R_m = 441 \div 667 \text{ MPa}$
- dolní mez kluzu oceli	$R_e = 355 \text{ MPa [6]}$
- dílčí součinitel spolehlivosti materiálu	$\gamma_M = 1,15$
- dynamický součinitel	$k_D = 1,20$
- hodnota návrhové pevnosti oceli odvozené od meze kluzu	f_{yd}
- dovolené napětí obsahující dynamický součinitel	f_D

hodnota návrhové pevnosti

$$f_{yd} = \frac{R_{e\min}}{\gamma_M} = \frac{355}{1,15} = 309 \text{ MPa} \quad (17)$$

dovolené napětí obsahující dynamický součinitel

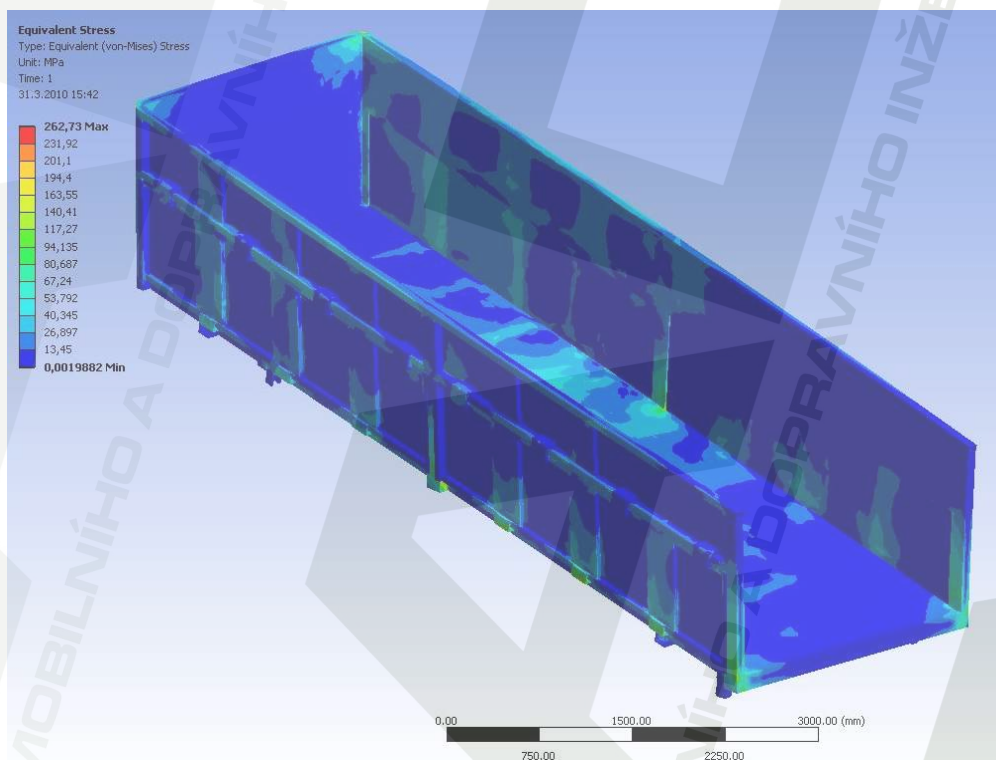
$$f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{309}{1,20} = 258 \text{ MPa} \quad (18)$$

Hodnota návrhové pevnosti f_D pro ocel 11 523 bude složit jako porovnávací hodnota pro zobrazení výsledků napěťové analýzy především v kapitole 9.

7 Napěťová a deformační analýza korby

7.1 Vysypání do boku o 1° (zátěžový stav č.1)

Při vysypání do boku již není plná korba v kontaktu ve čtyřech bodech (jako v přepravní poloze), ale jen ve třech. Jsou to zadní ložisko, přední M-úchyt a kulové ložisko teleskopického válce. V tomto případě bude korba sklápěna na levou stranu. Vazby a zatížení jsou v souladu s kapitolou 6. Výsledky analýzy jsou zobrazeny v deformovaném stavu s deformačním měřítkem 5. Stav napjatosti je určen podle teorie HMM.



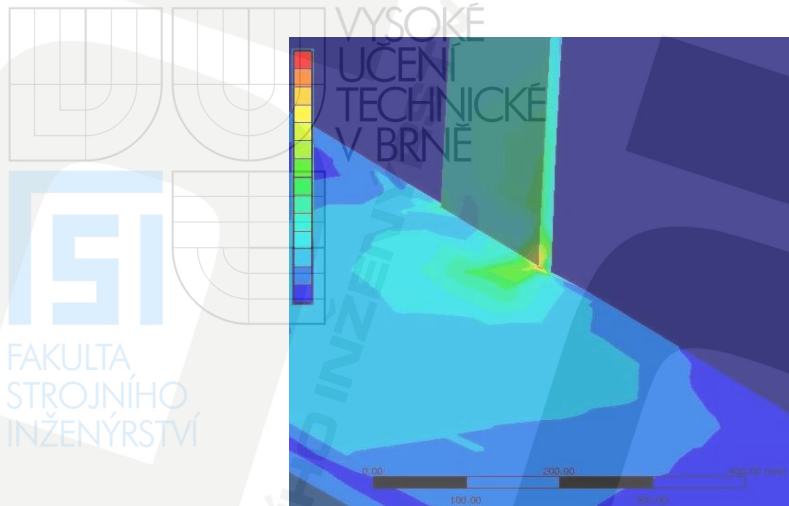
obr. 7.1 – stav napjatosti rámu při zátěžovém stavu č.1 – vyklápění do strany o 1°

Výsledek MKP analýzy:

- maximální napětí (obr. 7.1) **263 MPa**
- maximální deformace **25,5 mm**

Nejvíce namáhané místo korby je vrub vzniklý výřezem v podlahovém plechu pro sloupek. Podlahový plech je z materiálu 11 373. Nejvyšší napětí korby **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D .

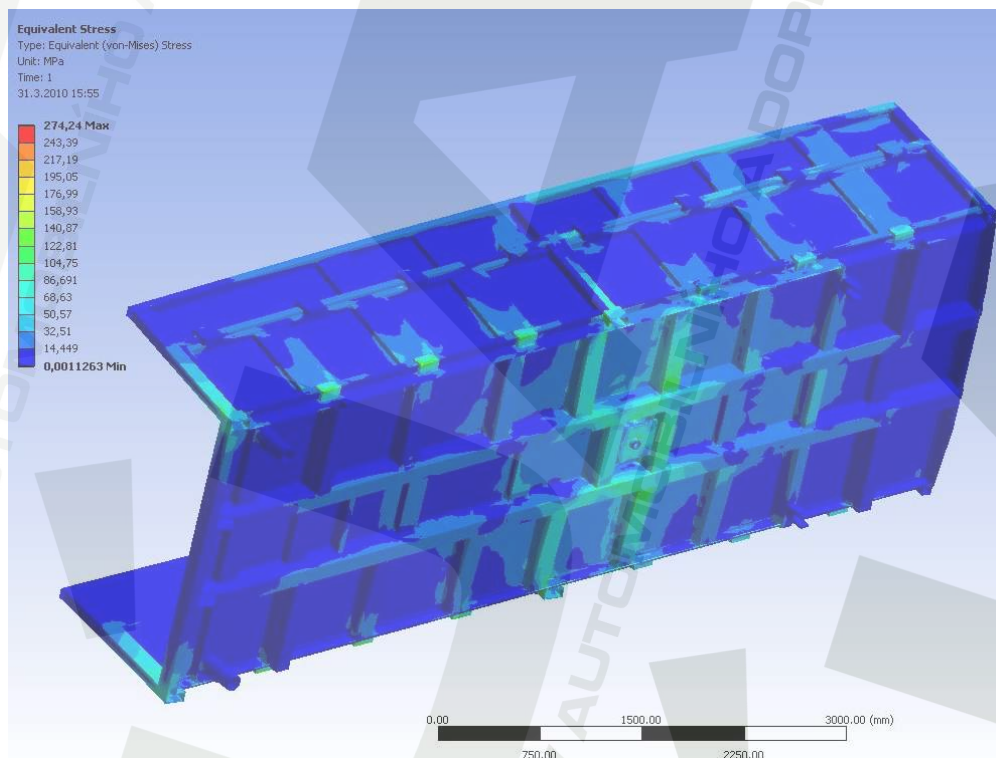
Mezi další velmi namáhaná místa, která překračují mezní dovolené hodnoty lze také zařadit zadní a prostřední sloupek, lemový Z-profil a obdélníkový profil v předních horních rozích korby.



obr. 7.2 – nejvíce namáhané místo korby

7.2 Vysýpání dozadu o 1° (zátěžový stav č.2)

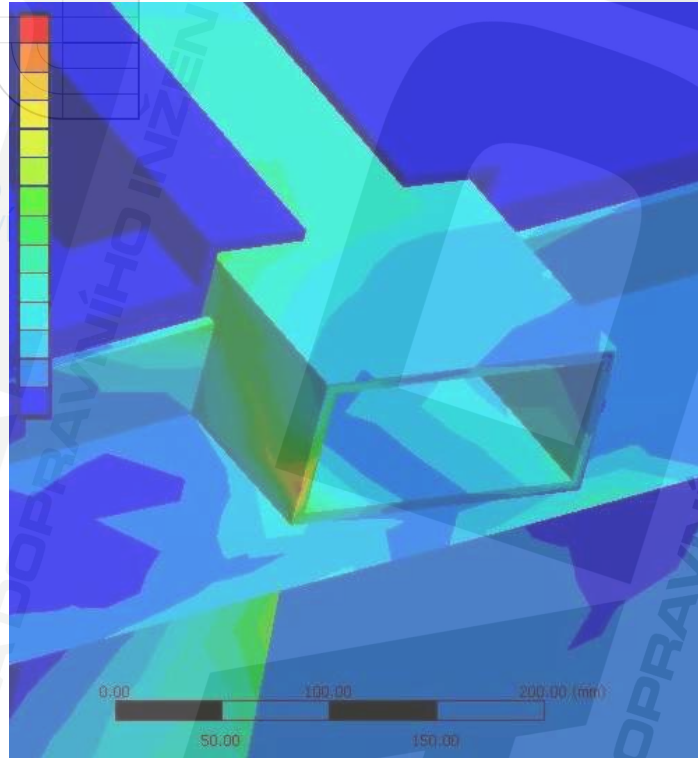
Při vysýpání dozadu opět není plná korba v kontaktu ve čtyřech místech, ale jen ve třech. Jde o obě zadní ložiska a misku heveru. Vazby a zatížení jsou v souladu s předchozí kapitolou 6. Výsledky analýzy jsou zobrazeny v deformovaném stavu s deformačním měřítkem 5. Stav napjatosti je určen podle teorie HMH.



obr. 7.3 – stav napjatosti rámu při zátěžovém stavu č.2 – vyklápění dozadu o 1°

Výsledek MKP analýzy:

- maximální napětí (obr. 7.3) **274 MPa**
- maximální deformace **14,8 mm**



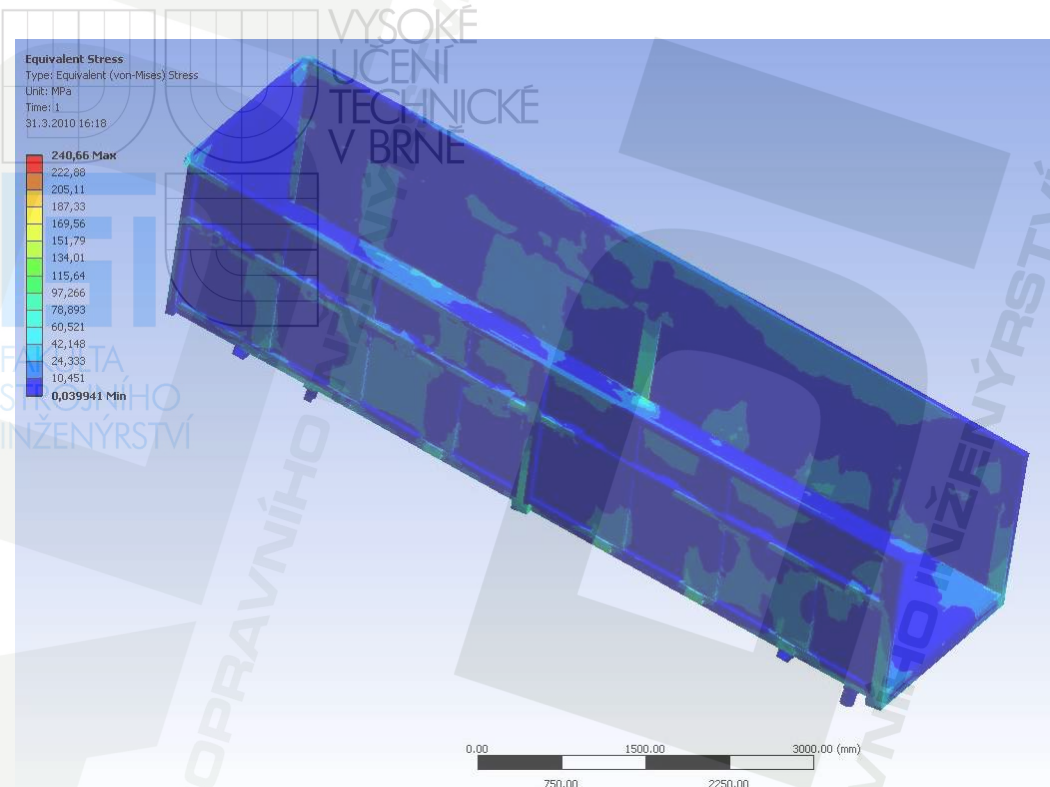
obr. 7.4 – nejvíce namáhané místo korby

Nejvíce namáhané místo korby je dolní část středového sloupku. Středový sloupek je z materiálu 11 373. Nejvyšší napětí korby **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D .

Mezi další velmi namáhaná místa, která překračují mezní dovolené hodnoty, lze také zařadit zadní sloupek a prostřední vnější výztuhu podlahy.

7.3 Přeprava – nulové zrychlení (zátěžový stav č.7)

Plná korba v přepravní poloze je spojena s podvozkem ve všech čtyřech rozích (obě zadní ložiska a přední M-úchyty). Na korbu působí pouze gravitační síla od tíhy nákladu. Vazby a zatížení jsou v souladu s kapitolou 6. Výsledky analýzy jsou zobrazeny v deformovaném stavu s deformačním měřítkem 5. Stav napjatosti je určen podle teorie HMM.

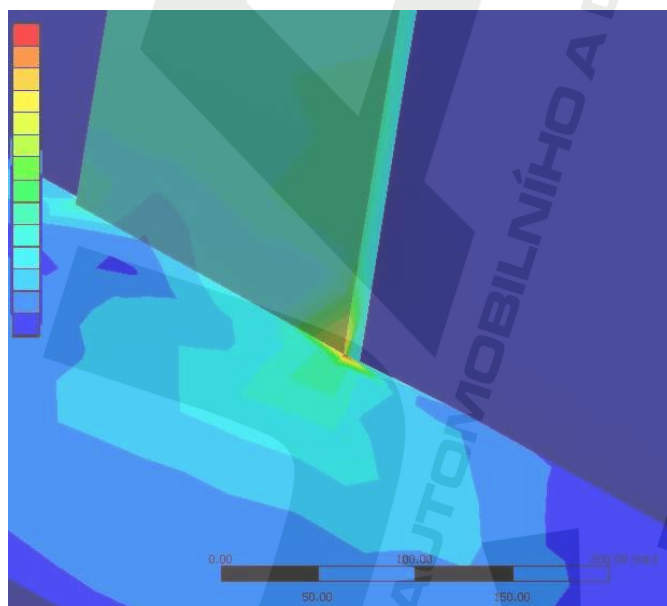


obr. 7.5 – stav napjatosti rámu při zátěžovém stavu č.7 – nulové zrychlení

Výsledek MKP analýzy:

- maximální napětí (obr. 7.5)
- maximální deformace

241 MPa
7,5 mm

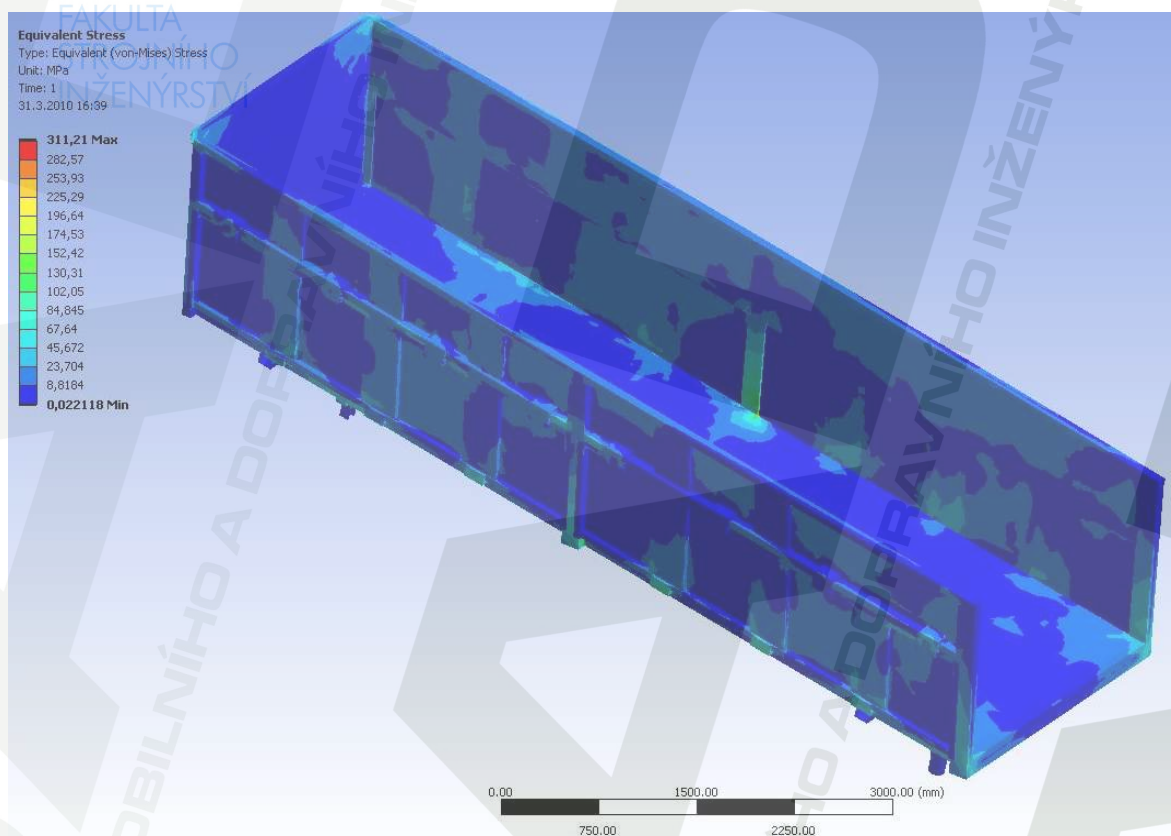


obr. 7.6 – nejvíce namáhané místo korby

Nejvíce namáhané místo korby je vrub vzniklý výřezem v podlahovém plechu pro sloupek. Podlahový plech je z materiálu 11 373. Nejvyšší napětí korby **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D .

7.4 Přeprava – zatačení (zátěžový stav č.9)

Plná korba v přepravní poloze je spojena s podvozkem ve všech čtyřech rozích (obě zadní ložiska a přední M-úchyty). Na korbu působí gravitační síla od tíhy nákladu a zároveň odstředivá síla od průjezdu zatáčkou. Vazby a zatížení jsou v souladu s kapitolou 6. Výsledky analýzy jsou zobrazeny v deformovaném stavu s deformačním měřítkem 5. Stav napjatosti je určen podle teorie HMM.



obr. 7.7 – stav napjatosti rámu při zátěžovém stavu č.9 – zatáčka

Výsledek MKP analýzy:

- maximální napětí (obr. 7.7) **311 MPa**
- maximální deformace **10,3 mm**

Nejvíce namáhané místo korby je vrub vzniklý výřezem v podlahovém plechu pro sloupek. Podlahový plech je z materiálu 11 373. Nejvyšší napětí korby **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D .

8 Optimalizace korby

Cílem optimalizace je změna konstrukce a materiálů pro dosažení uspokojivých výsledků v následné kontrolní napěťové a deformační analýze. Hodnoty návrhové pevnosti f_{yd} a dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D nesmí být přesaženy nejvyšším napětím vypočteným MKP programem.

8.1 Shrnutí nedostatků

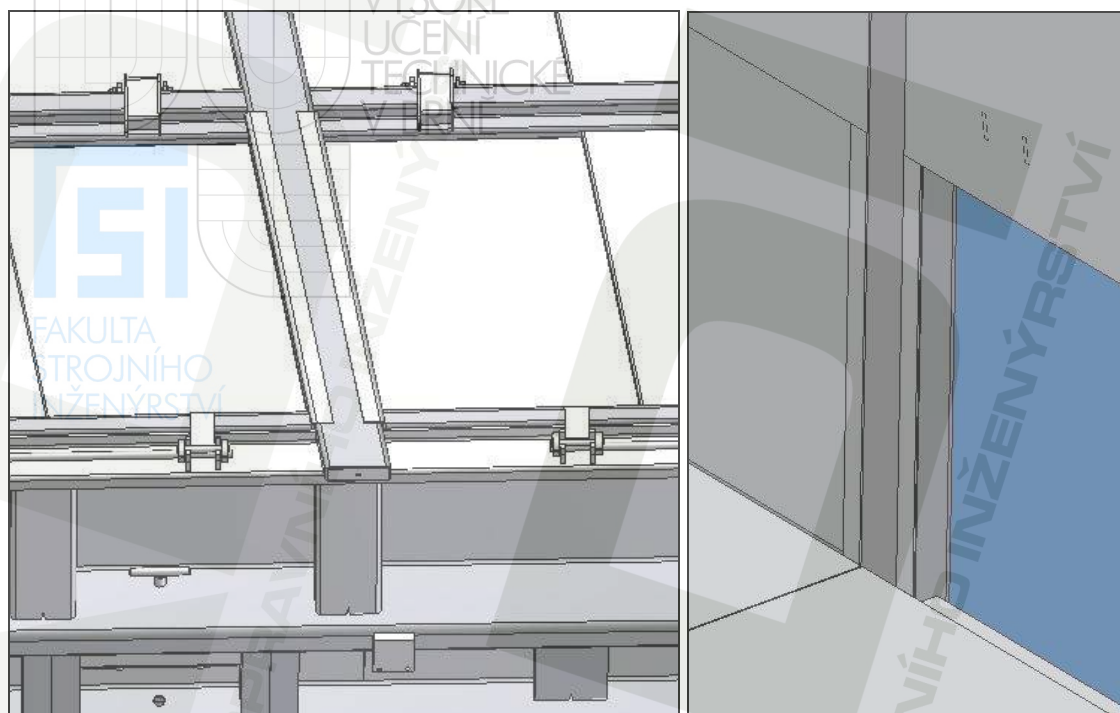
Z výsledků předešlé napěťové analýzy vyplynulo, že nejhůře navrženým místem celé korby je dolní část prostředního bočnicového sloupku. Při bližším prozkoumání navrženého místa bylo zjištěno hned několik zásadních a základních nedostatků.

Hlavním nedostatkem je špatné umístění vnějšího žebra, které vůbec nepodpírá a nevyztužuje sloupek, ale je umístěno 200 mm za ním. Celý sloupek tak drží pouze lemový Z-profil z 6 mm silného plechu, což je naprosto nepřijatelné. Problém vznikl pravděpodobně ze snahy rozmístit všechna vnější žebra ve stejných rozestupech. Další konstrukční chybou je přerušení obdélníkové tyče 20 x 30 mm v místě sloupku. Primární úkol tyče je sice doražení a těsnění výklopné bočnice, ale to nebrání tomu, aby zpevňovala i kritické místo prostředního sloupku. V poslední řadě je nutno zmínit vruby v podlahovém plechu. Ty vznikají ve výřezu podlahy určené pro sloupek.

Dále je nutné upozornit na další místa, kde také došlo k překročení dovolených mezí. Zde bych zařadil především zadní sloupek, prostřední vnější podlahové žebro, lemový Z-profil a tažený obdélníkový profil v předních horních rozích korby.

8.2 Optimalizace konstrukčních kritických míst korby

Kritické místo muselo být celé přepracováno. Prostřední vnější žebro bylo posunuto o 200 mm vpřed tak, aby celou svojí šířkou dokonale podepíralo sloupek. Ostatní vnější žebra byla pravidelně rozmístěna po celé délce korby. Obdélníkový profil byl použit průběžně po celé délce korby, tedy i za prostředním sloupkem. Celá podlaha včetně podlahových plechů byla posunuta tak, aby nebylo nutné v plechách zhotovovat žádné výřezy pro sloupky bočnic, čímž se i zjednodušila samotná výroba.



obr. 8.1 – pohled na upravený sloupek a) z venku, b) ze vnitř

8.3 Optimalizace použitých materiálů

Z výsledků předchozí MKP analýzy vyplývá, že je nutná i změna v oblasti materiálů. U zadních a prostředních sloupků je třeba zvýšit jejich tuhost, toho docílíme zvětšením tloušťky obdélníkového profilu 160 x 80 mm ze stávajících 5 mm na 6 mm. Další nezbytné změny jsou provedeny v samotné jakosti materiálu. Korba nebude celá vyráběna z materiálu 11 373, ale na některé nadměrně zatěžované části musí být použit materiál s vyšší mezí kluzu. V úvahu tedy připadá materiál 11 523, který má podobné použití v praxi a jeho svařitelnost je také zaručena. Tento pevnější materiál bude použit pro zadní a prostřední bočnicový sloupek, lemový Z-profil a tažený obdélníkový profil (viz obr. 8.2)

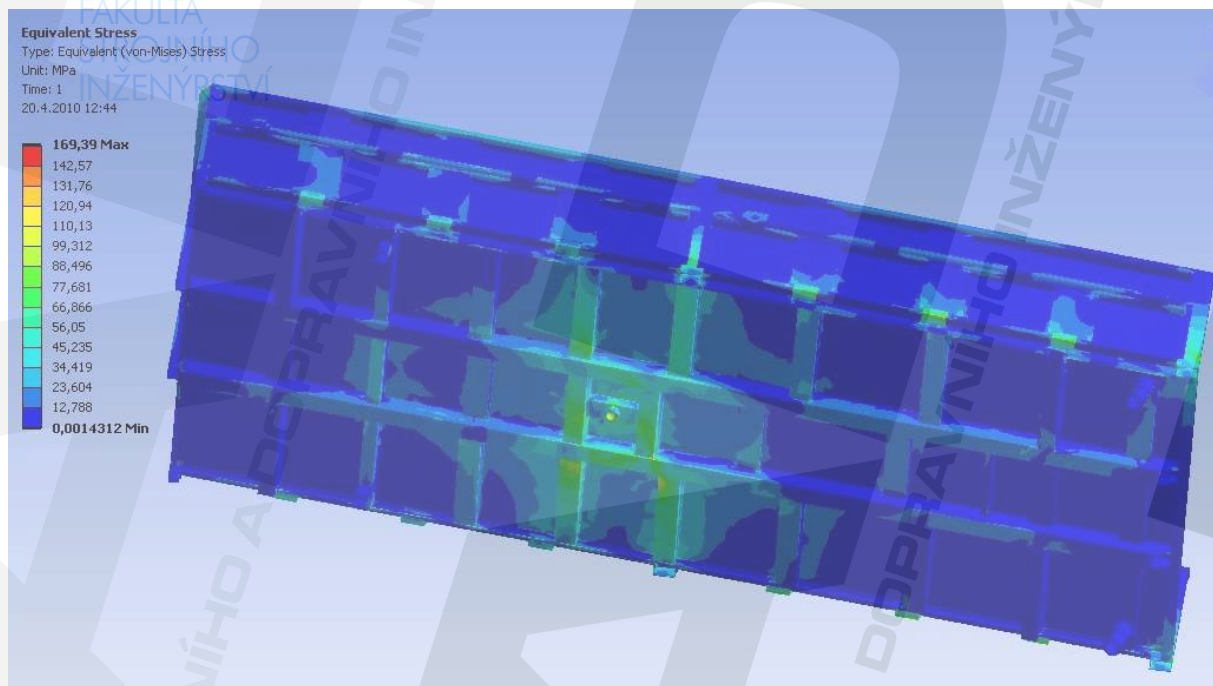


obr. 8.2 – na červeně vyznačené části použít materiál 11 523

9 Kontrolní napěťová a deformační analýza

Tato kontrolní analýza bude prováděna obdobným způsobem jako v kapitole 7. Bylo pouze zapotřebí předělat model tak, aby odpovídal optimalizačním úpravám. Všechny následující devět výpočtů je v souladu s kapitolou 6. Výsledky analýzy jsou zobrazeny v deformovaném stavu s deformačním měřítkem 5 a stav napjatosti je určen podle teorie HMM.

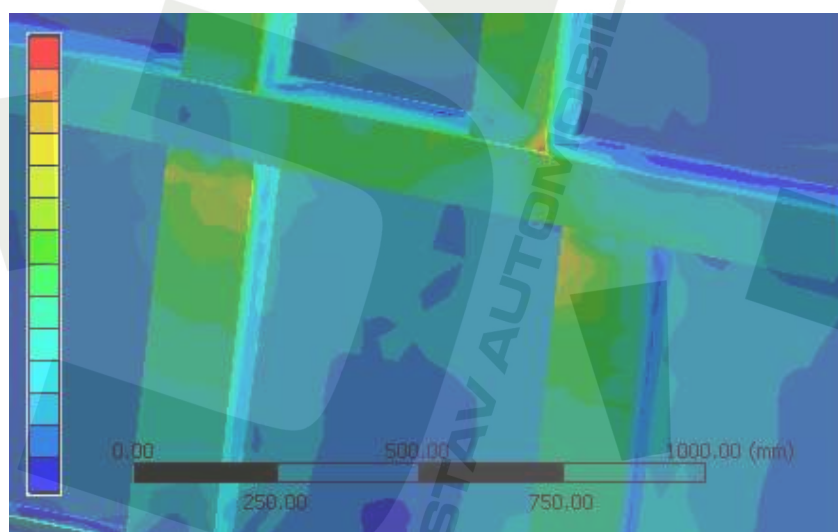
9.1 Vysypání do boku o 1° (zátěžový stav č.1)



obr. 9.1 – stav napjatosti rámu při zátěžovém stavu č.1 – vyklápění do strany o 1°

Výsledek MKP analýzy:

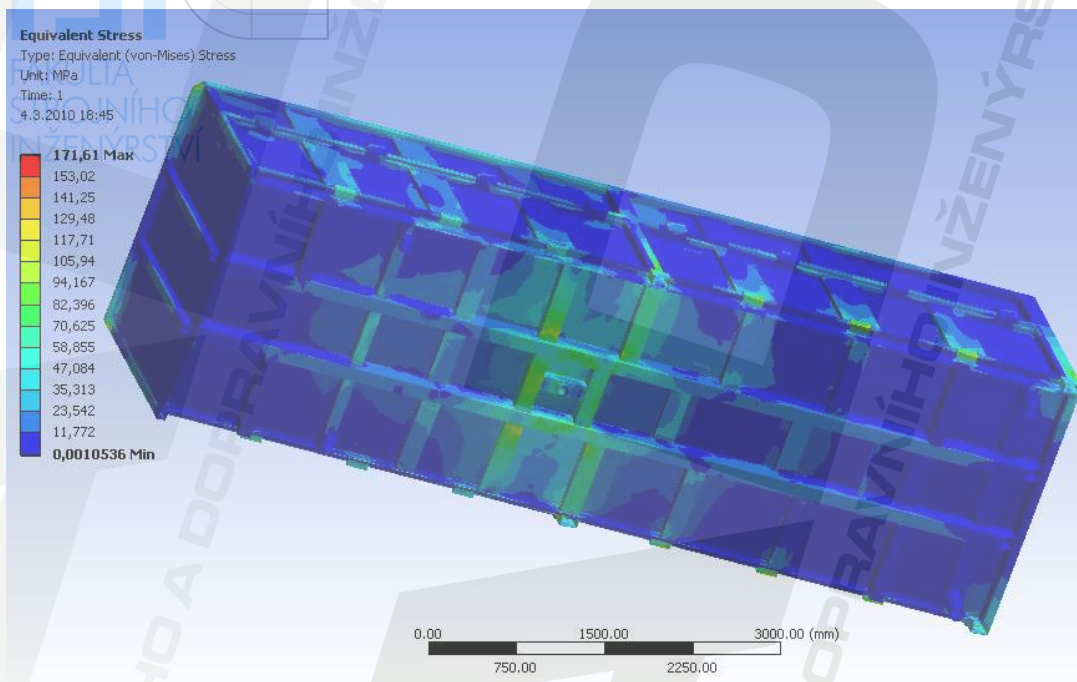
- maximální napětí (obr. 9.1) **169 MPa**
- maximální deformace **19,6 mm**



obr. 9.2 – nejvíce namáhané místo korby

Nejvíce namáhané místo korbý (obr. 9.2) je v místě spojení vnitřního žebra s hlavním podélníkem. Obě tyto součásti z materiálu 11 373. Nejvyšší napětí korbý **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D .

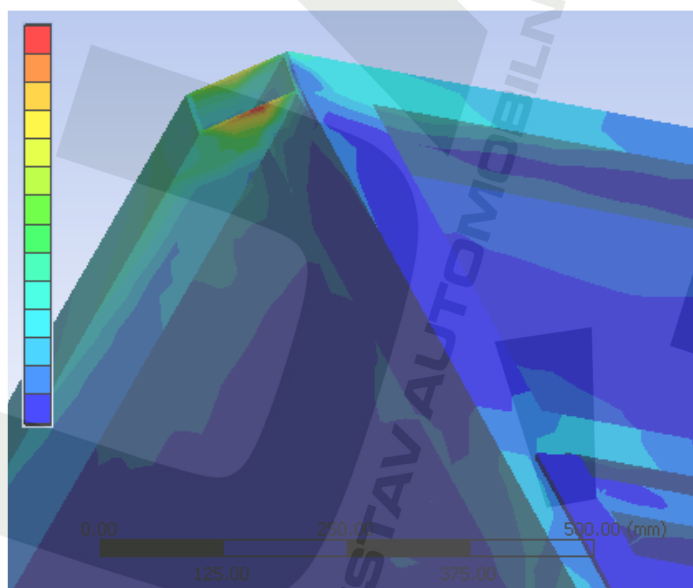
9.2 Vysýpání dozadu o 1° (zátěžový stav č.2)



obr. 9.3 – stav napjatosti rámu při zátěžovém stavu č.2 – vyklápění dozadu o 1°

Výsledek MKP analýzy:

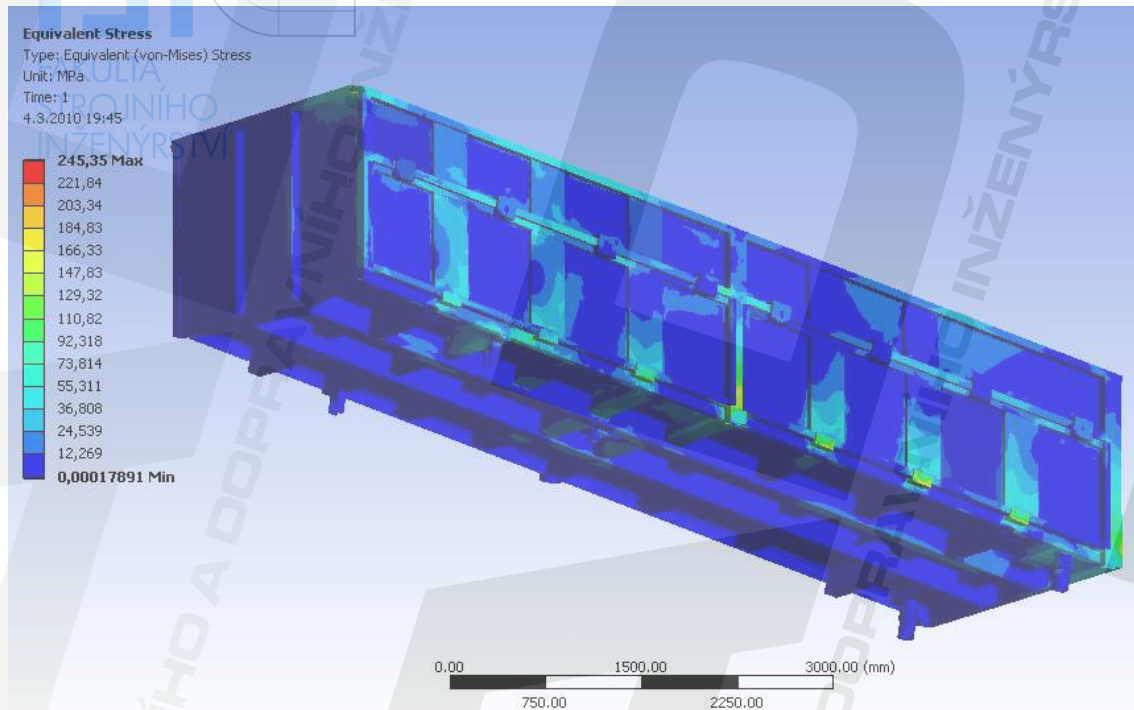
- maximální napětí (obr. 9.3) **171,6 MPa**
- maximální deformace **12,6 mm**



obr. 9.4 – nejvíce namáhané místo korbý

Nejvíce namáhané místo korby (*obr. 9.4*) je zešikmení tenkostěnného taženého profilu, který je umístěn na horní části předního čela. Tento profil je z materiálu 11 523. Nejvyšší napětí korby **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D .

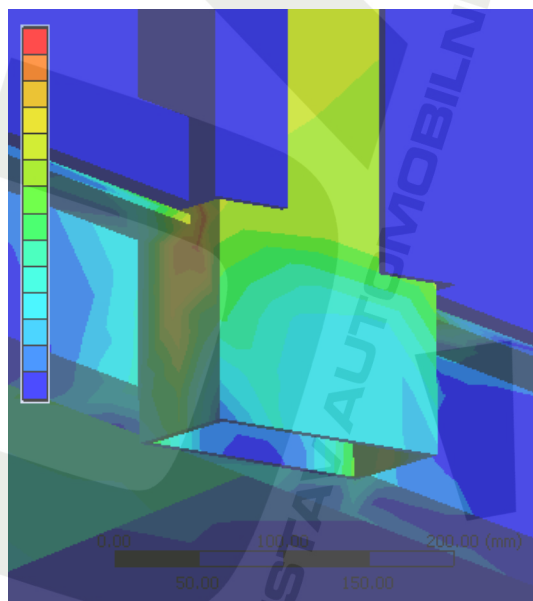
9.3 Vysypání do boku o 30° (zátěžový stav č.3)



obr. 9.5 – stav napjatosti rámu při zátěžovém stavu č.3 – vyklápění do strany o 30°

Výsledek MKP analýzy:

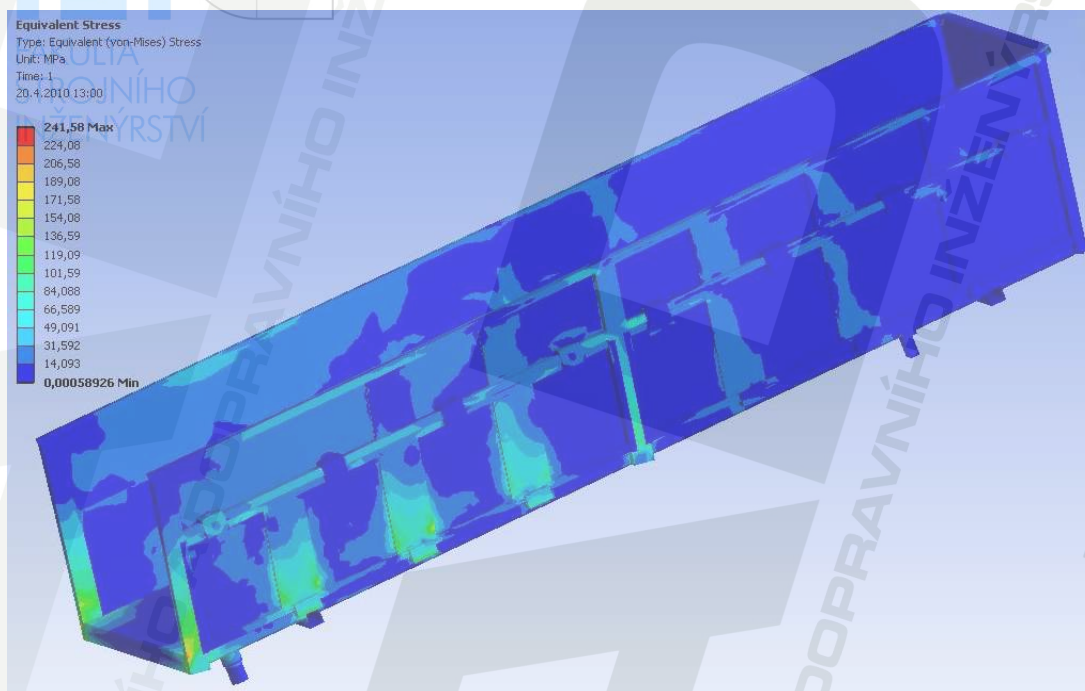
- maximální napětí (*obr. 9.5*) **245,4 MPa**
- maximální deformace **17 mm**



obr. 9.6 – nejvíce namáhané místo korby

Nejvíce namáhané místo korby (obr. 9.6) je středový bočnicový sloupek v místě spojení s okrajovým Z-profilem. Sloupek je z materiálu 11 523. Nejvyšší napětí korby **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D .

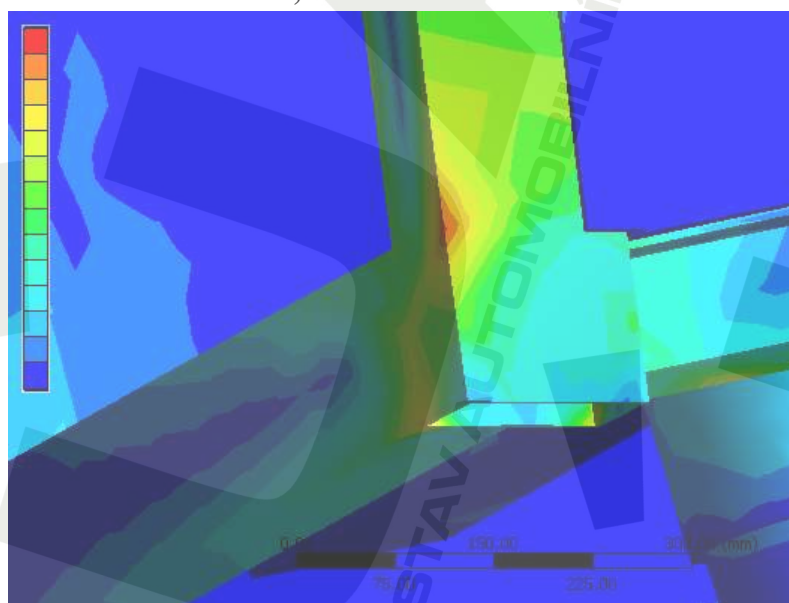
9.4 Vysýpání dozadu o 30° (zátěžový stav č.4)



obr. 9.7 – stav napjatosti rámu při zátěžovém stavu č.4 – vyklápění dozadu o 30°

Výsledek MKP analýzy:

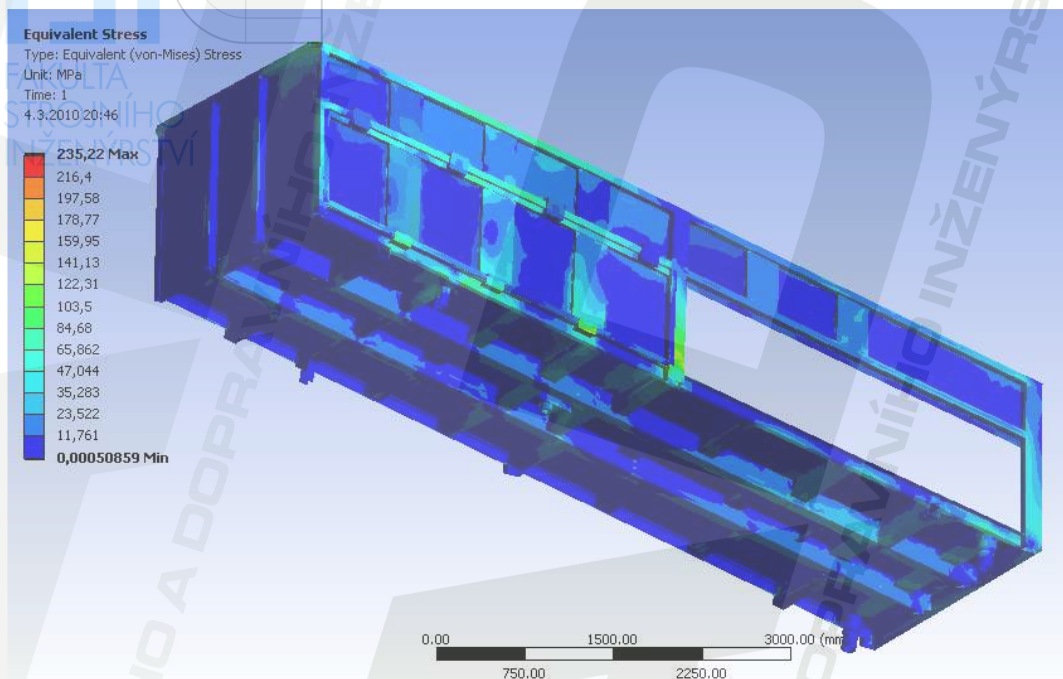
- maximální napětí (obr. 9.7) **242,6 MPa**
- maximální deformace **21,4 mm**



obr. 9.8 – nejvíce namáhané místo korby

Nejvíce namáhané místo korby (obr. 9.8) je zádni sloupek ve výšce podlahy korby. Sloupek je z materiálu 11 523. Nejvyšší napětí korby **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D .

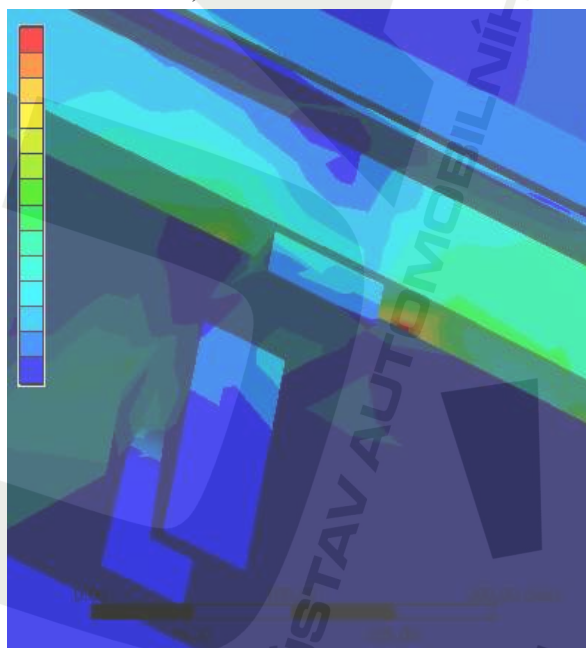
9.5 Vysypání do boku o 45° (zátěžový stav č.5)



obr. 9.9 - stav napjatosti rámu při zátěžovém stavu č.5 – vyklápění do strany o 45°

Výsledek MKP analýzy:

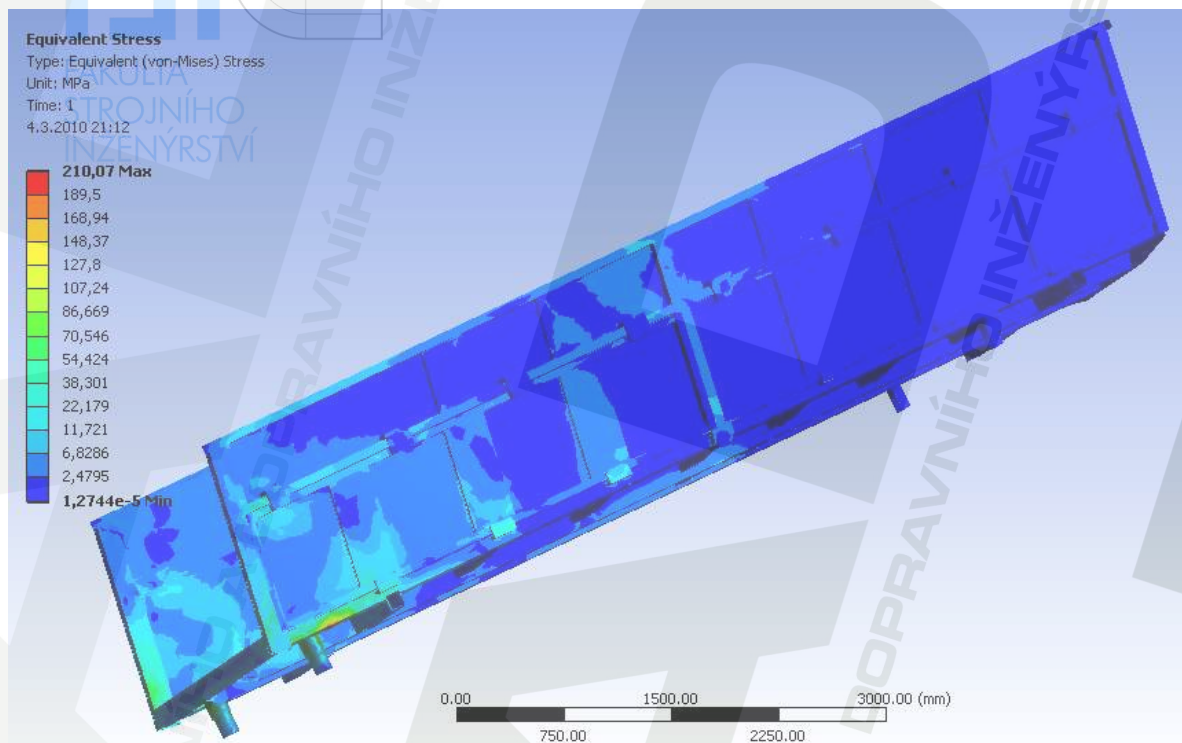
- maximální napětí (obr. 9.9) **235,2 MPa**
- maximální deformace **17,9 mm**



obr. 9.10 - nejvíce namáhané místo korby

Nejvíce namáhané místo korbý (obr. 9.10) je boční Z-profil asi 30 mm za předním hlavním příčnickem. Z-profil je z materiálu 11 523. Nejvyšší napětí korbý **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D .

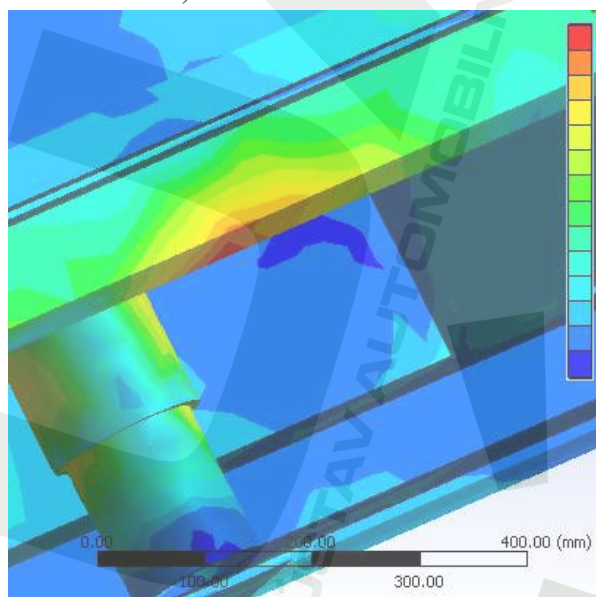
9.6 Vysypání dozadu o 50° (zátěžový stav č.6)



obr. 9.11 – stav napjatosti rámu při zátěžovém stavu č.6 – vyklápění dozadu o 50°

Výsledek MKP analýzy:

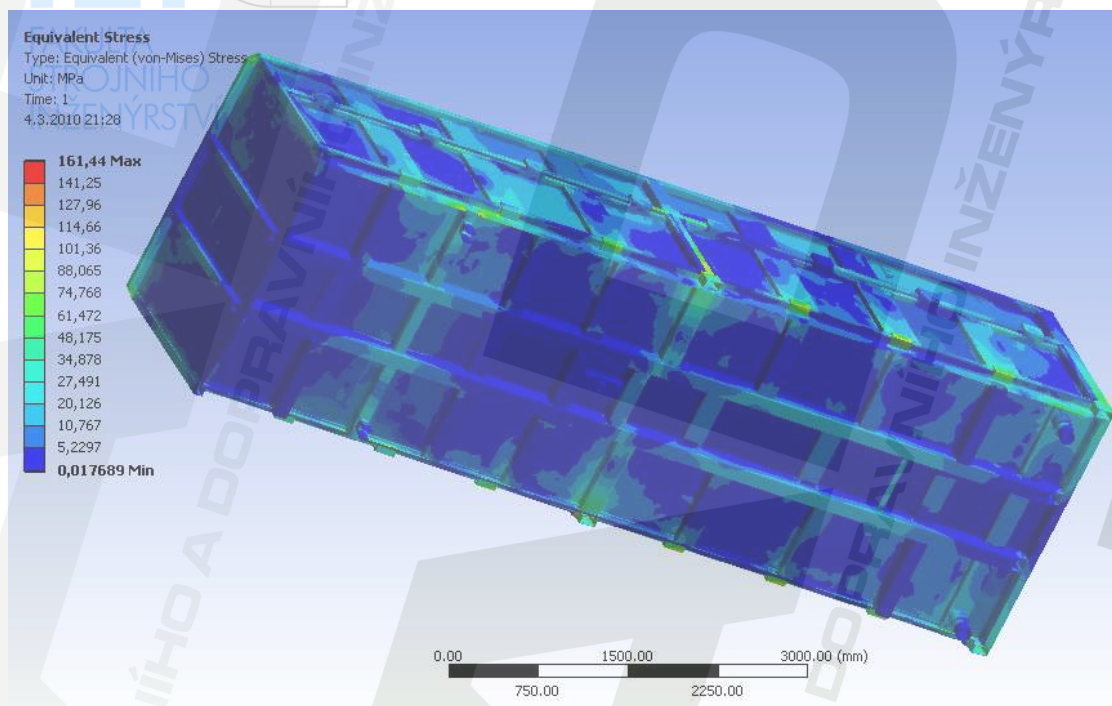
- maximální napětí (obr. 9.11) **210 MPa**
- maximální deformace **6,9 mm**



obr. 9.12 - nejvíce namáhané místo korby

Nejvíce namáhané místo korby (obr. 9.12) je boční Z-profil asi 80 mm před zadním hlavním příčnickem. Z-profil je z materiálu 11 523. Nejvyšší napětí korby **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D .

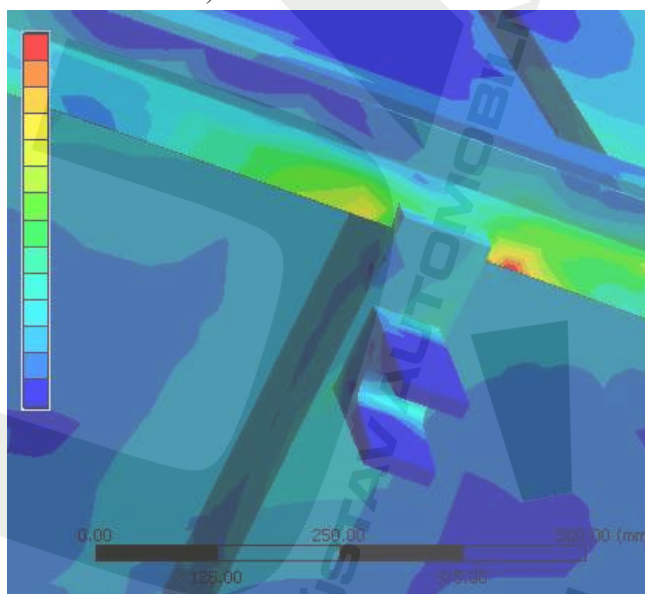
9.7 Přeprava – nulové zrychlení (zátěžový stav č.7)



obr. 9.13 – stav napjatosti rámu při zátěžovém stavu č.7 – přeprava po rovině

Výsledek MKP analýzy:

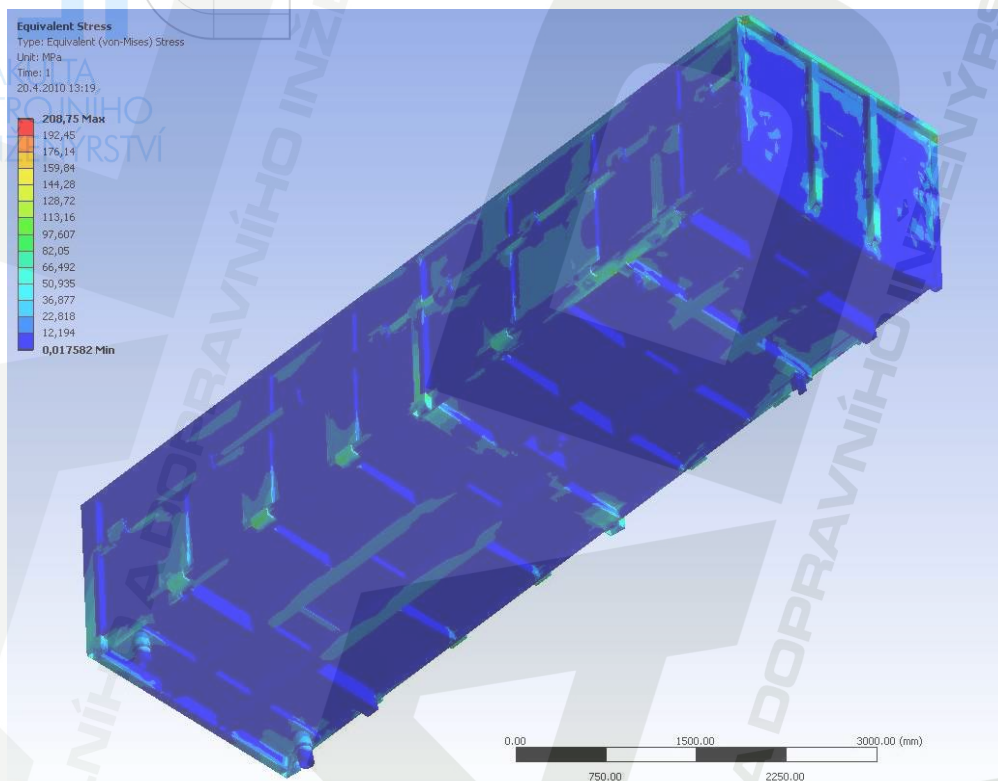
- maximální napětí (obr. 9.13) **161,4 MPa**
- maximální deformace **8,7 mm**



obr. 9.14 – nejvíce namáhané místo korby

Nejvíce namáhané místo korby (obr. 9.14) je boční Z-profil asi 20 mm za přední hlavním příčníkem. Z-profil je z materiálu 11 523. Nejvyšší napětí korby **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D .

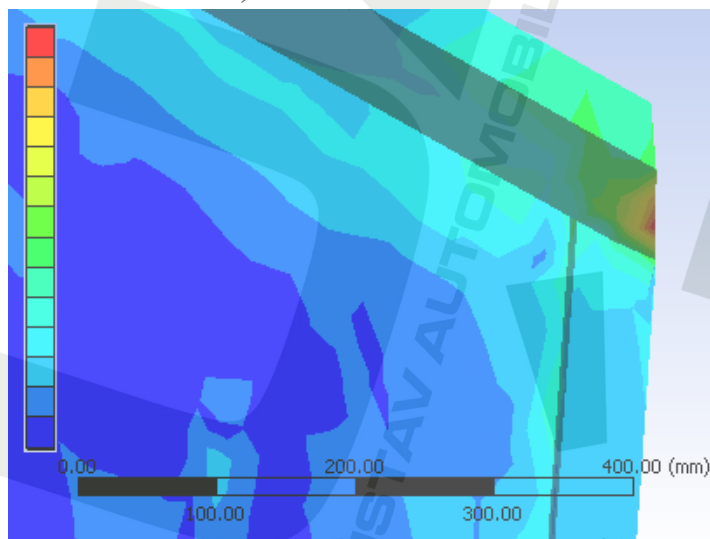
9.8 Přeprava – brzdění (zátěžový stav č.8)



obr. 9.16 - stav napjatosti rámu při zátěžovém stavu č.8 – přeprava brzdění

Výsledek MKP analýzy:

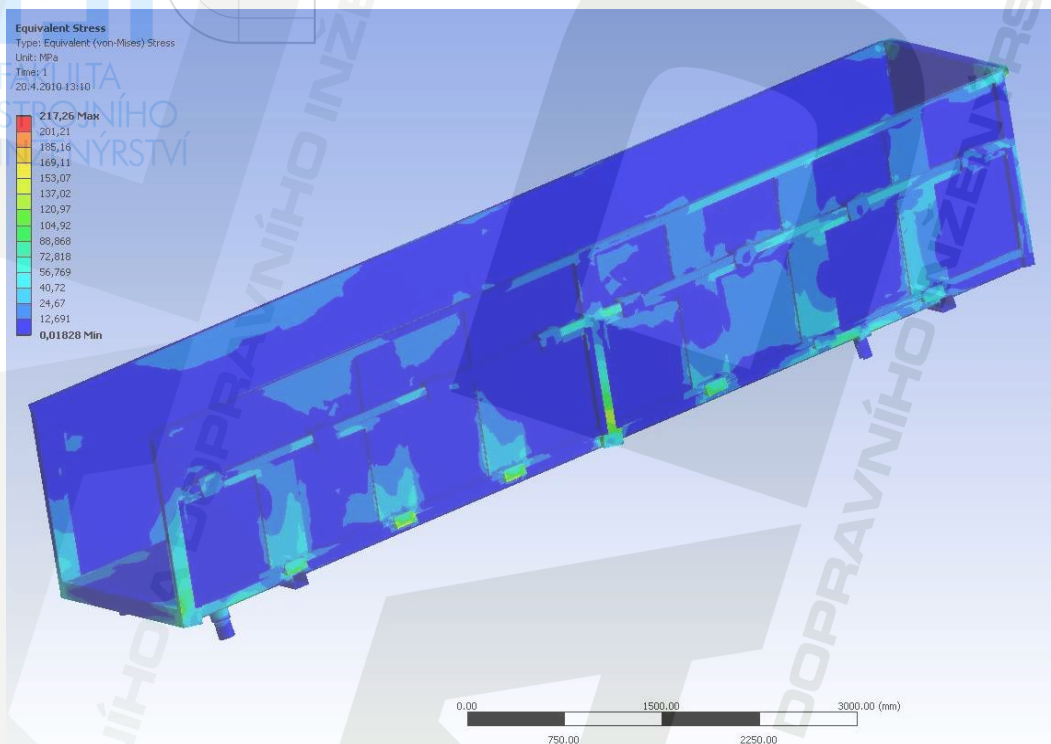
- maximální napětí (obr. 9.16) **208,8 MPa**
- maximální deformace **8,5 mm**



obr. 9.16 - nejvíce namáhané místo korby

Nejvíce namáhané místo korby (obr. 9.16) je zešikmení tenkostěnného taženého profilu, který je umístěn na horní části předního čela. Tento profil je z materiálu 11 523. Nejvyšší napětí korby **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D .

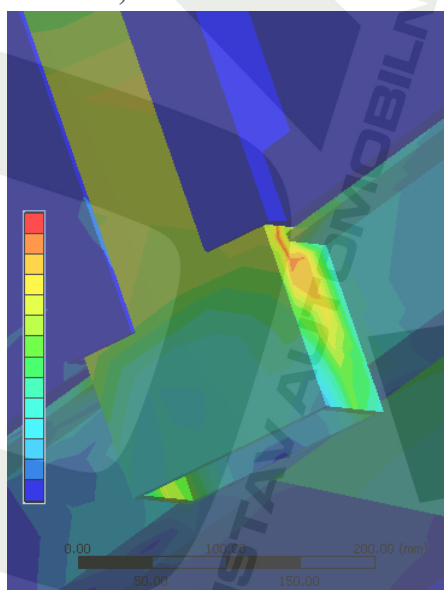
9.9 Přeprava – zatačení (zátěžový stav č.9)



obr. 9.17 - stav napjatosti rámu při zátěžovém stavu č.9 – přeprava zatačení

Výsledek MKP analýzy:

- maximální napětí (obr. 9.17) **217,3 MPa**
- maximální deformace **18,4 mm**



obr. 9.18 – nejvíce namáhané místo korby

Nejvíce namáhané místo korbý (obr. 9.18) je středový bočnicový sloupek v místě spojení s okrajovým Z-profilem. Sloupek je z materiálu 11 523. Nejvyšší napětí korbý **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti f_{yd} . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele f_D .

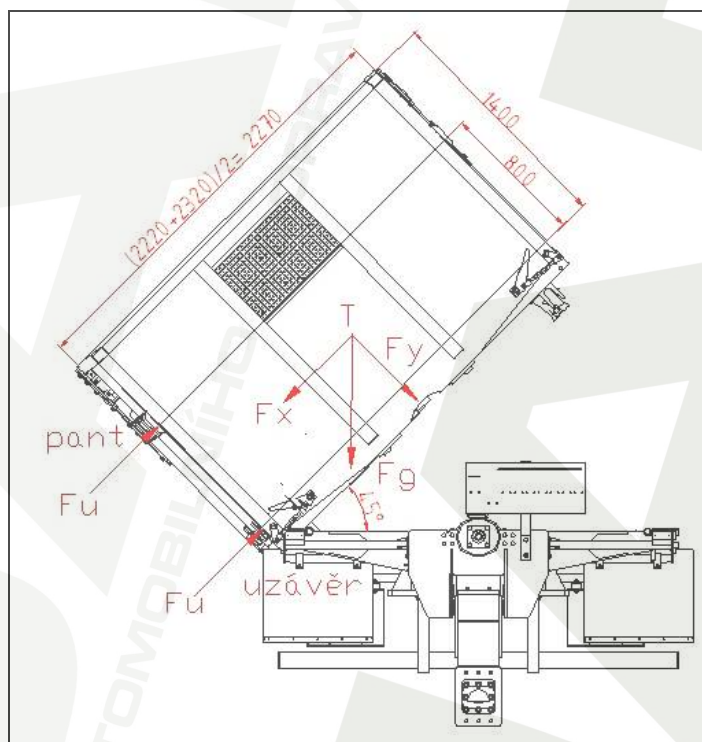
9.10 Zhodnocení výsledků MKP analýzy

I když se některé hodnoty maximálních napětí mohou zdát poměrně vysoké, je třeba brát na zřetel některé další okolnosti, které výsledné hodnoty zkreslují. Vana je zatěžována přibližně 19 000kg(6). Celý systém Mega 230 má nejvyšší povolenou hmotnost 23 000kg. Náklad naložený na korbě by tedy neměl v žádném případě přesahovat 16 000kg. Vzniklá rezerva bude ještě více zvyšovat zvolenou bezpečnost. Další okolností, která zvyšuje napětí a také velikost deformace, je nepřítomnost zadního čela a ramen. Tato skutečnost velmi zvyšuje napětí na zadním sloupku a deformaci na horních profilech korbý. Nakonec je třeba zmínit i vliv prvků, které byly zanedbány pro zjednodušení výpočtu. Jsou to například zálepky profilů nebo uchycovací oka pro jeřáby. Právě reálná přítomnost těchto prvků by snížila napětí v dolní části středového sloupku nebo horního profilu na předním čele.

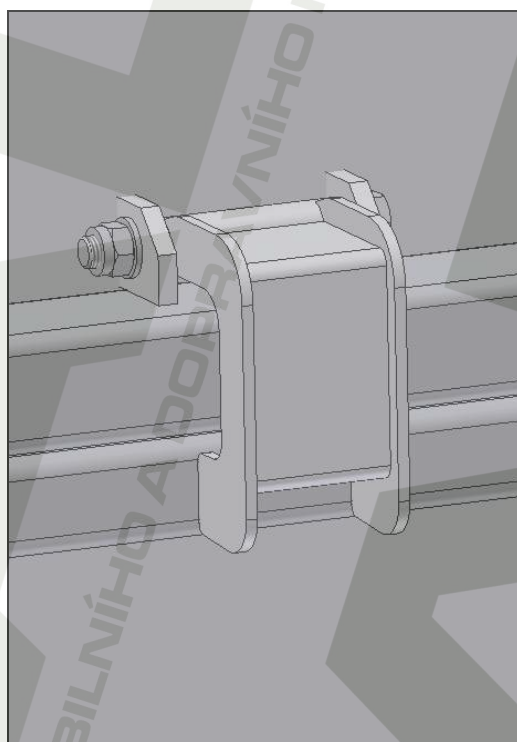
10 Kontrolní výpočty dílčích částí navržené korby

10.1 Pant bočnice

Při výpočtu průměrů čepů budu uvažovat teoreticky nejhorší stav, který může nastat. Jde například o zamrznutí nákladu v korbě nebo o zapomenutí obsluhy traktoru odjistit uzávěry bočnic. V tomto případě nepůsobí síla od nákladu pouze na panty a uzávěry, ale částečně také na horní pevnou (nevýklopnou) část bočnice. Pro zvýšení bezpečnosti a zjednodušení výpočtu uvažuji, že celá hmotnost nákladu působí jen na výklopnou bočnici. Tato bočnice dále působí na 14 uzlů (8 pantů a 6 uzávěrů), které jsou rovnoměrně rozloženy po celé délce korby. Na každý uzel tedy připadá stejný díl reakční síly. V těchto případech nastane to, že celá hmotnost nákladu se soustředí pouze na tyto čepy. Maximální síly nastanou při největším úhlu vyklápění, což je pro vyklápění na stranu 45° (obr. 10.1).



obr. 10.1 – síly na uložení bočnice



obr. 10.2 – detail model pantu

- tíhová síla nákladu

$$F_g = 185754N$$

- složka tíhové síly působící na bočnici

$$F_x = F_g * \sin 45^\circ = 185754 * \sin 45^\circ = 131348N \quad (19)$$

- složka tíhové síly působící na podlahu

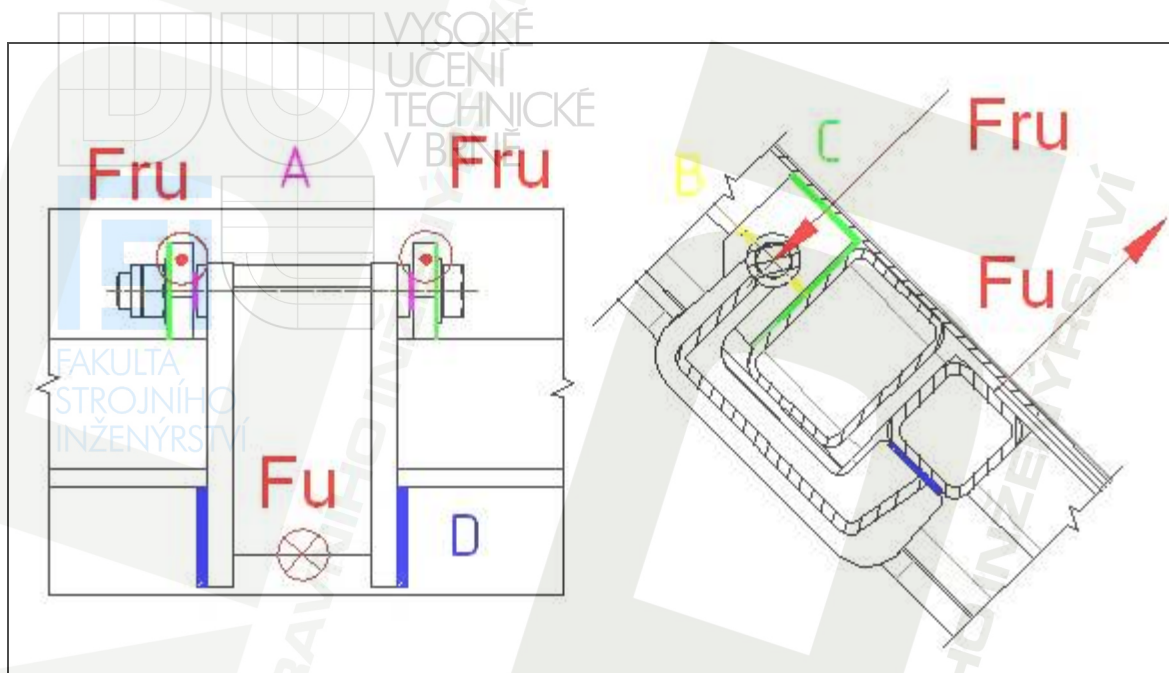
$$F_y = F_g * \cos 45^\circ = 185754 * \cos 45^\circ = 131348N \quad (20)$$

- počet uzlů (pantů + uzávěrů)

$$n = 8 + 6 = 14 \quad (21)$$

- reakční síla v uzlu

$$F_u = \frac{F_x}{n} = \frac{131348}{14} = 9382N \quad (22)$$



obr. 10.3 – detail pantu, silová rovnováha, kritické průřezy

- počet průřezů

$$o = 2$$

- reakční síla v uložení pantu

$$F_{ru} = \frac{F_u}{o} = \frac{9382}{2} = 4691\text{N} \quad (23)$$

10.1.1 Kontrola průměru šroubu na stříh

- dovolené napětí ve smyku pro střídavé namáhání[3] $\sigma_{DIII} = 50 \div 60 \text{ MPa}$ (materiál 12 040)

- minimální průřez v místech A

$$S_{\min A} = \frac{F_{ru}}{\sigma_{DIII}} = \frac{4691}{50} = 93,8\text{mm}^2 \quad (24)$$

- minimální průměr šroubu

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4 * S_{\min A}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 93,8}{\pi}} = 10,9\text{mm} \quad (25)$$

$$10,9 \text{ mm} < 13,55 \text{ mm} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Volím šroub M16 (pevnostní třída 8.8). Ten v pantu plní funkci čepu a jeho minimální průměr závitu je $d_3 = 13,55\text{mm}$ [3]. Takto velký šroub **má dostatečnou rezervu** materiálu, aby vydržel v těžkých podmínkách na korbě.

10.1.2 Kontrola držáku pantu na tah

- minimální průřez v místech B

$$S_{\min B} = b * (v - d) = 10 * (45 - 17) = 280\text{mm}^2 \quad (26)$$

- napětí v tahu v místě min. průřezu B

$$\sigma_B = \frac{F_{ru}}{S_{\min B}} = \frac{4691}{280} = 16,8\text{MPa} \quad (27)$$

- dovolené napětí v tahu pro střídavé namáhání[3] $\sigma_{DIII} = 45 \div 70 \text{ MPa}$ (materiál 11 373)

$$16,8 \text{ MPa} < 45 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Držák pantu je navržen **dostatečně velký** a ani zeslabení průřezu dírou pro šroub nezvyšuje napětí v materiálu nad dovolenou mez.

10.1.3 Kontrola svaru držáku pantu

Kontrola všech svarů je provedena dle normy ČSN 05 0120 [10]. Podle této normy se počítají svarové spoje konstrukcí z uhlíkové oceli o pevnosti 370 ÷ 520 MPa. Pevnost svaru bude minimálně stejně velká jako pevnost svařovaného materiálu. Držák pantu bude přivařen k jácklu v místě C z obou stran (obr. 10.3). Z obrázku je vidět, že sváry jsou namáhány na smyk.

- výška svaru

$$a = 5 \text{ mm}$$

- tloušťka svaru

$$t = \frac{a}{0,7} = \frac{5}{0,7} = 7,1 \text{ mm} \quad (28)$$

- délka svaru

$$l_s = 45 \text{ mm}$$

- výpočtová délka svaru

$$l_v = l_s - 1,5 * t = 45 - 1,5 * 7,1 = 34,4 \text{ mm} \quad (29)$$

- smykové napětí kolmé na směr svaru

$$\tau_{\perp} = \frac{F_u}{4 * a * l_v} = \frac{9382}{4 * 5 * 34,4} = 13,6 \text{ MPa} \quad (30)$$

- délka svaru

$$l_s = 70 \text{ mm}$$

- výpočtová délka svaru

$$l_v = l_s - 1,5 * t = 70 - 1,5 * 7,1 = 59,4 \text{ mm} \quad (31)$$

- smykové napětí rovnoběžné na směr svaru

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_u}{4 * a * l_v} = \frac{9382}{4 * 5 * 59,4} = 7,9 \text{ MPa} \quad (32)$$

- převodní součinitel svarového spoje

$$\alpha_{\tau_{\perp}} = 0,75$$

$$\alpha_{\tau_{\parallel}} = 0,65$$

- součinitel tloušťky koutového svaru

$$\beta = 1,3 - 0,03 * t = 1,3 - 0,03 * 7,1 = 1,09 \quad (33)$$

- mez kluzu v tahu [3]

$$\sigma_{kt} = 186 \text{ MPa}$$

- podmínka pevnosti koutových svarů

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}}{\alpha_{\tau_{\perp}}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{\alpha_{\tau_{\parallel}}}\right)^2} \leq \beta * \frac{\sigma_{kt}}{n} \quad (34)$$

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{13,6}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{7,9}{0,65}\right)^2} \leq 1,09 * \frac{186}{1,5} \quad (35)$$

$$21,8 \text{ MPa} \leq 135,2 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Svar v místě C (obr. 10.3) **splňuje** pevnostní podmínku pro koutové svary.

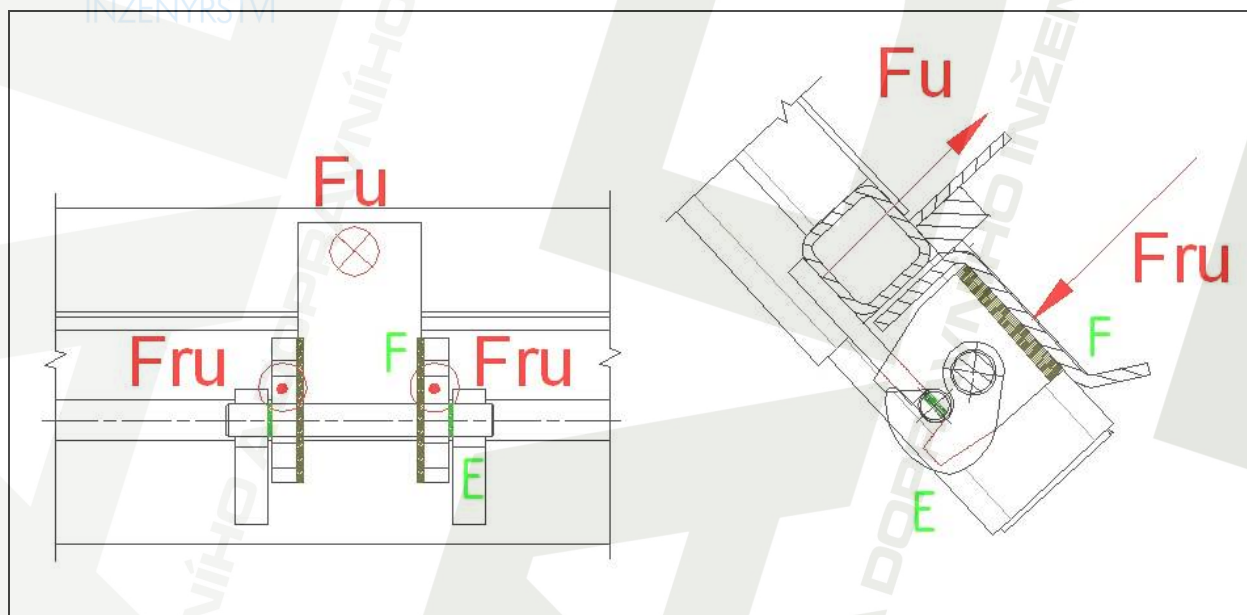
10.1.4 Kontrola svaru pantu a bočnice

Jedná se o svary v obr. 10.3 označené jako místo D. Tento svar není třeba kontrolovat, protože je namáhán na tlak.

10.2 Zavírání bočnice

10.2.1 Kontrola svaru zavírání bočnice

Kontrola všech svárů je provedena dle normy ČSN 05 0120 [10]. Podle této normy se počítají svarové spoje konstrukcí z uhlíkové oceli o pevnosti $370 \div 520$ MPa. Pevnost svaru bude minimálně stejně velká jako pevnost svařovaného materiálu. Zavírání bude přivařeno k jácklu v místě F z obou stran (obr. 10.4). Z obrázku je vidět, že sváry jsou namáhány na smyk.



obr. 10.4 – detail uzávěru, silová rovnováha, kritické průřezy

- výška svaru

$$a = 5 \text{ mm}$$

- tloušťka svaru

$$t = \frac{a}{0,7} = \frac{5}{0,7} = 7,1 \text{ mm} \quad (36)$$

- délka svaru

$$l_s = 70 \text{ mm}$$

- výpočtová délka svaru

$$l_v = l_s - 1,5 * t = 70 - 1,5 * 7,1 = 59,4 \text{ mm} \quad (37)$$

- smykové napětí kolmé na směr svaru

$$\tau_{\perp} = \frac{F_u}{4 * a * l_v} = \frac{9382}{4 * 5 * 59,4} = 7,9 \text{ MPa} \quad (38)$$

- smykové napětí rovnoběžné na směr svaru

$$\tau_{\parallel} = 0 \text{ MPa} \quad (39)$$

- převodní součinitel svarového spoje

$$\alpha_{\tau_{\perp}} = 0,75$$

$$\alpha_{\tau_{\parallel}} = 0,65$$

- součinitel tloušťky koutového svaru

$$\beta = 1,3 - 0,03 * t = 1,3 - 0,03 * 7,1 = 1,09 \quad (40)$$

- mez kluzu v tahu [3]

$$\sigma_{Kt} = 186 \text{ MPa}$$

- podmínka pevnosti koutových svarů

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{\alpha_{\tau\parallel}}\right)^2} \leq \beta * \frac{\sigma_{Kt}}{n} \quad (41)$$

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{7,9}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{0}{0,65}\right)^2} \leq 1,09 * \frac{186}{1,5} \quad (42)$$

$$10,5MPa \leq 135,2MPa \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Svar v místě F (obr. 10.4) **splňuje** pevnostní podmínku pro koutové svary.

10.2.2 Kontrola čepu uzávěru bočnice

V tomto případě se jedná o kontrolu čepu na stříh v kritických místech E.

- napětí ve smyku v místě průřezu E

$$\tau_E = \frac{F_U}{2 * S_{\min E}} = \frac{9382}{2 * \frac{\pi * d_{\min E}^2}{4}} = \frac{9382}{2 * \frac{\pi * 16^2}{4}} = 23,3MPa \quad (43)$$

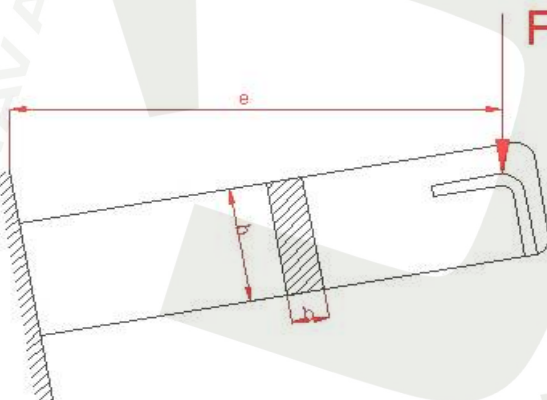
- dovolené napětí ve smyku pro střídavé namáhání[3] $\sigma_{DIII} = 30 \div 45 MPa$ (materiál 11 373)

$$23,3 MPa < 30 MPa \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Čep uzávěru bočnice **vyhovuje** podmínce bezpečnosti a nepřesahuje dovolené napětí.

10.3 Vnitřní schodek

Zde se jedná o kontrolu vnitřních schodků, umístěných na přední čelo vpravo (z pohledu směru jízdy). Je provedena kontrola na ohyb nosné části. Uvažuji statické zatížení cca 120 kg těžkou osobou. Aby byla bezpečnost zvýšena, volím zatížení schodku 1800 N.



- zatížení schodku
- vyložení schodku
- šířka materiálu
- výška materiálu

$$F_z = 1800 N$$

$$e = 140 mm$$

$$b = 4 mm$$

$$h = 40 mm$$

obr. 10.5 – detail schodku

- napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_z * e}{2 * \frac{b * h^2}{6}} = \frac{1800 * 140}{2 * \frac{4 * 40^2}{6}} = 118,1 \text{ MPa} \quad (44)$$

- dovolené napětí v ohybu pro statické namáhání[3] $\sigma_{DIII} = 120 \div 175 \text{ MPa}$ (materiál 11 373)

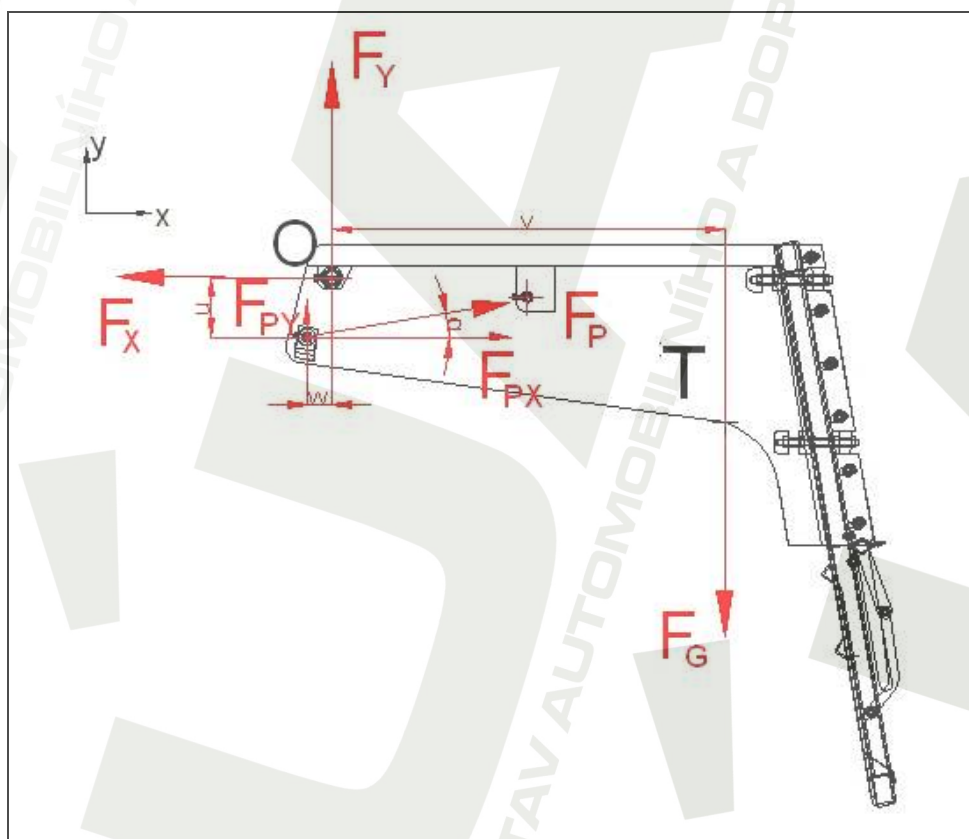
$$118,1 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Vnitřní schodek **vyhovuje** podmínce bezpečnosti a nepřesahuje dovolené ohybové napětí.

10.4 Zadní čelo

10.4.1 Zadní čelo v přepravní poloze

V této podkapitole je proveden výpočet síly, která musí být překonána silou přímočarého hydromotoru. Vzhledem k tomu, že úhel α je malý, lze předpokládat, že potřebná síla pro zvedání bude značně vysoká. Umístění těžiště ramen se zadním čelem bylo určeno pomocí programu Inventor, stejně tak i hmotnost a vzdálenosti mezi důležitými body.



obr. 10.6 – detail ramen a zadního čela, silová rovnováha

Hodnoty zjištěné v Inventoru:

- vzdálenosti středů čepů
- hmotnost zadního čela a zdvižných ramen
- úhel natočení pístnice od osy x
- tíhová síla od čela a ramen
- složka síly PHM v ose x
- složka síly PHM v ose y
- momentová rovnováha okolo bodu 0

$$u = 155 \text{ mm}$$

$$w = 64,5 \text{ mm}$$

$$v = 996 \text{ mm}$$

$$m_{\zeta} = 236,25 \text{ kg}$$

$$\alpha = 10,15^{\circ}$$

$$F_G = m_{\zeta} * g = 236,25 * 9,81 = 2317,6 \text{ N} \quad (45)$$

$$F_{PX} = F_P * \cos \alpha \quad (46)$$

$$F_{PY} = F_P * \sin \alpha \quad (47)$$

$$(48)$$

$$\sum M_o = 0$$

$$F_G * v + F_{PY} * w - F_{PX} * u = 0$$

$$F_G * v + F_P * \sin \alpha * w - F_P * \cos \alpha * u = 0$$

$$(49)$$

$$F_P = \frac{-F_G * v}{w * \sin \alpha - u * \cos \alpha}$$

$$F_P = \frac{2317,6 * 996}{64,5 * \sin 10,15^{\circ} - 155 * \cos 10,15^{\circ}}$$

$$F_P^i = 16347,1 \text{ N}$$

$$F_{PX} = 16347,1 * \cos 10,15^{\circ} = 16091,3 \text{ N}$$

$$F_{PY} = 16347,1 * \sin 10,15^{\circ} = 2880,8 \text{ N}$$

- minimální síla PHM

10.4.2 Zadní čelo ve zvednuté poloze

Zadní čelo je maximálně zvednuté. Je tedy nutné spočítat sílu, kterou musí vyvinout PHM, aby udržely čelo ve stabilizované poloze.

Hodnoty zjištěné v Inventoru:

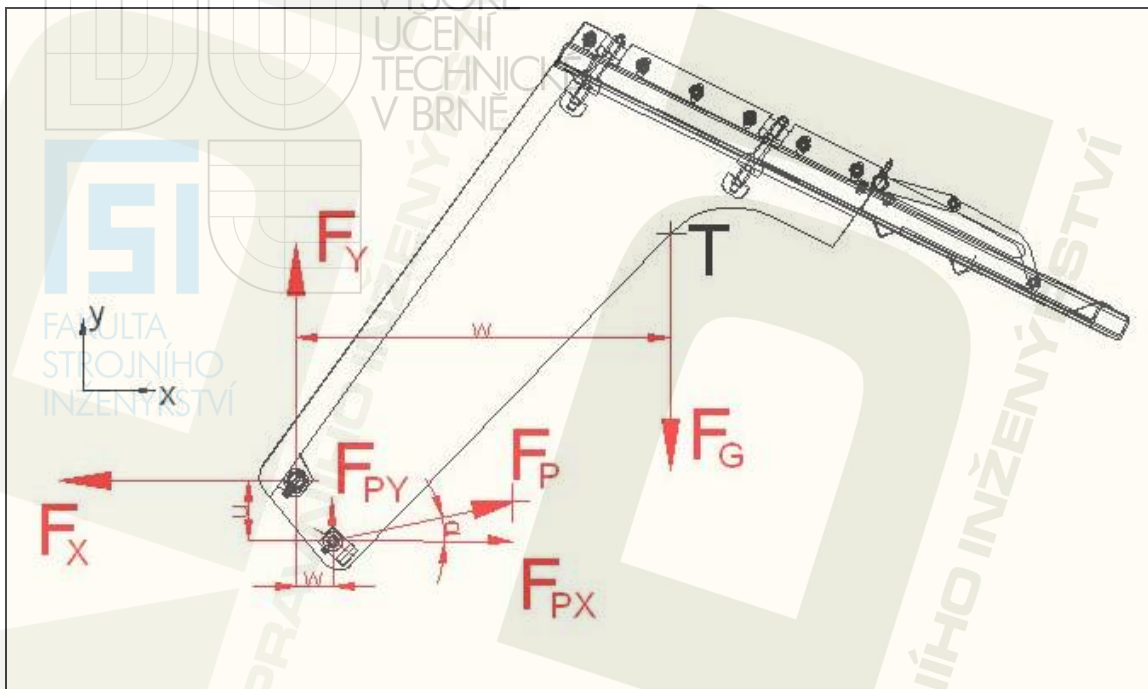
- vzdálenosti středů čepů
- úhel natočení pístnice od osy x

$$u = 110 \text{ mm}$$

$$w = 126 \text{ mm}$$

$$v = 672 \text{ mm}$$

$$\alpha = 8,90^{\circ}$$



obr. 10.7 – detail ramen a zadního čela, silová rovnováha

- momentová rovnováha okolo bodu 0

(50)

$$\sum M_o = 0$$

$$F_G * v - F_{PY} * w - F_{PX} * u = 0$$

$$F_G * v - F_P * \sin \alpha * w - F_P * \cos \alpha * u = 0$$

- minimální síla PHM

(51)

$$F_P = \frac{F_G * v}{w * \sin \alpha + u * \cos \alpha}$$

$$F_P = \frac{2317,6 * 672}{126 * \sin 8,90^\circ + 110 * \cos 8,90^\circ}$$

$$F_P^{II} = 12151,3N$$

Z výpočtů zadního čela vyplývá, že největší síla, kterou musí PHM vyvinout je na počátku zdvihu. PHM musí překonat sílu 16 347,1 N, což je asi 16,35 kN. V kapitole 5.5.3, která se zabývá volbou hydromotorů, jsou zvoleny 2 přímočaré hydromotory, z nichž každý vyvine sílu 44 kN (při pracovním tlaku 20 MPa). PHM jsou tedy bohatě naddimenzovány a čelo s rameny by měly bez problémů ovládat. Důvodem je, že ne všechny traktory dokáží vyvinout tlak 20 MPa. Síla PHM je tím pádem menší. Dalším z důvodů je již dlouhodobé a ověřené používání PHM se stejnými parametry. Nakonec je třeba uvést, že váha zadního čela se může ještě dále zvětšovat, např. přimontováním nástavku nebo šnekového dopravníku.

11 Závěr

Diplomová práce řeší problematiku výměnných systémů nástaveb, zejména sklápěcích korb. V úvodní části je pojednáno o typech nástaveb a různých způsobech jejich odstavování. V rešeršní části jsou poměrně detailně rozebrány jednotlivé typy sklápěcích korb a jejich hlavní i méně významné části. Velká pozornost byla věnována zadním čelům a způsobům jejich otevírání.

V další části se již zabývám vlastním koncepčním návrhem. Korba je navržena tak, aby přesně zapadala na daný podvozek a splňovala požadavky firmy ZDT s.r.o. Zvýšenou pozornost jsem věnoval volbě hlavních podélníků, což jsou základní nosné prvky korby. Při návrhu zdvižných ramen byly zpracovány dvě rozdílné studie, z nichž byla nakonec zvolena ta druhá (ramena umístěna vedle korby).

Navrženou korbu jsem pevnostně analyzoval. Kritická místa byla vhodně opravena a optimalizována. Kontrolní napěťová a deformační analýza byla provedena v devíti různých zatěžovacích stavech, popsanych také v této práci. Komentář ke konkrétním dosaženým výsledkům je v kapitole 9. Lze konstatovat, že napětí v žádném ze zatěžových stavů nepřesáhlo hodnotu návrhové pevnosti ani dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele. Poslední kapitola je věnována kontrolním analytickým výpočtům dílčích částí (panty, uzávěry, zadní čelo), které také vyhovují dovoleným hodnotám. K diplomové práci je přiložena výkresová dokumentace – hlavní sestava a požadované podsestavy s kusovníky. V práci je dosaženo všech cílů stanovených v zadání.

Vzhledem k tomu, že korba byla analyzována staticky, doporučil bych další pevnostní analýzu při dynamickém zatěžování. Pro mě osobně by bylo zajímavé porovnání mých výsledků s reálným měřením přímo na korbě nebo s výsledky v jiném MKP programu (např. I-Deas). Dalším problémem, který by bylo vhodné zkoumat a řešit, jsou možnosti snížení hmotnosti celé korby. Celá korba váží okolo 4100 kg. Ubíráním materiálu na méně namáhaných místech lze hmotnost snížit. Aby hmotnost navržené korby odpovídala podobným skutečně vyráběným korbám, bylo by třeba hmotnost snížit o 10% – 20%.

12 Seznam použitých zdrojů

Literatura

- [1] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J.: *Mechanika těles - Pružnost a pevnost*, Nakladatelství VUT Brno, 1992, 284s., ISBN80-214-0468-X
- [2] ŠPIČKA, J.: *Logistika dopravy a manipulace*, Scientia, Praha 2000
- [3] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*, Scientia, Praha 2000, 985s.
- [4] NOVÁK, O., HOŘEJŠÍ, J.: *Statistické tabulky pro stavební praxi*, SNTL, Praha 1968, 478 s.
- [5] PTÁČEK, P., KAPLÁNEK, A.: *Přeprava nákladu v silniční dopravě*, CERN, Brno 2002, ISBN80-7204-257-2
- [6] ČSN 73 1401:1998. Navrhování ocelových konstrukcí. Praha: Český normalizační institut, 1998. 136 s.
- [7] ČSN EN ISO 4254-1:2005. Zemědělské stroje – Bezpečnost – Část 1: Všeobecné požadavky. Praha: Český normalizační institut, 2006. 35s.
- [8] Zákon 56/2001 Sb. O podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 10. leden 2001
- [9] Vyhlášky 341/2002 Sb. O schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 11. červenec 2002
- [10] ČSN 05 0120:1971. Výpočet svarových spojů a strojních konstrukcí. Praha: Vydavatelství ÚNM, 1976. 39 s.
- [11] Nabídkový katalog: Hydraulika DS. Dunajská Streda f(SK)

Webové stránky

- [12] Webové stránky firmy Feron a.s. – <http://www.ferona.cz> , (cit. 29. 3. 2010)
- [13] Webové stránky firmy Bergmann GmbH – <http://www.l-bergmann.de> , (cit. 25. 3. 2010)
- [14] Webové stránky firmy Annaburger GmbH – <http://www.annaburger.de> , (cit. 25. 3. 2010)
- [15] Webové stránky firmy Krampe GmbH – <http://www.krampe.de> , (cit. 26. 3. 2010)
- [16] Webové stránky firmy Farmtech d.o.o. – <http://www.farmtech.si> , (cit. 26. 3. 2010)
- [17] Webové stránky firmy ZDT spol. s r.o. – <http://www.zdt.cz> , (cit. 26. 3. 2010)
- [18] Webové stránky firmy Joskin S.A. – <http://www.joskin.com> , (cit. 26. 3. 2010)
- [19] Webové stránky firmy Maraton GmbH – <http://www.maraton.at> , (cit. 28. 3. 2010)
- [20] Webové stránky firmy WTC Písečná s.r.o. – <http://www.wtc-pisečna.eu>, (cit. 28. 3. 2010)
- [21] Webové stránky firmy prodejce zemědělské techniky Strom – <http://www.staton.cz> , (cit. 28. 3. 2010)
- [22] Webové stránky firmy Vaia – <http://www.vaia.nl> , (cit. 26. 3. 2010)

13 Seznam použitých zkratek

zkratka	v ýznam
AMC	Annaburger Machine Control (viz. obr. 2.12)
VON	Velkoobjemová nástavba
MKP	Metoda konečných prvků
PHM	Přímočarý hydromotor

14 Seznam použitých symbolů

symbol	název	jednotka	rozměr SI
a	výška sváru	m	m
a _B	brzdné zrychlení	m*s ⁻²	m*s ⁻²
a _O	odstředivé zrychlení	m*s ⁻²	m*s ⁻²
b	šířka	m	m
d _{min}	minimální průměr	m	m
e	vyložení schodků	m	m
F _b	síla na bočnici	N	kg*m*s ⁻²
F _c	síla na čelo	N	kg*m*s ⁻²
f _D	dovolené napětí s dynamickým součinitelem	Pa	kg*m ⁻¹ *s ⁻²
F _q	tíhová síla nákladu	N	kg*m*s ⁻²
F _G	tíhová síla zadního čela a ramen	N	kg*m*s ⁻²
F _p	síla PHM	N	kg*m*s ⁻²
F _{ru}	reakční síla v uložení pantu	N	kg*m*s ⁻²
F _s	síla na stěnu	N	kg*m*s ⁻²
F _u	reakční síla v uzlu	N	kg*m*s ⁻²
F _x	složka síly v ose x	N	kg*m*s ⁻²
F _y	složka síly v ose y	N	kg*m*s ⁻²
f _{vd}	hodnota návrhové pevnosti	Pa	kg*m ⁻¹ *s ⁻²
F _z	zátěžná síla	N	kg*m*s ⁻²
g	gravitační zrychlení	m*s ⁻²	m*s ⁻²
h	výška	m	m
h _T	výška těžiště	m	m
k _D	dynamický součinitel	-	-
l	délka	m	m
l _s	délka svaru	m	m
l _v	výpočtová délka svaru	m	m
m	hmotnost materiálů	kg	kg
m _č	hmotnost zadního čela a ramen	kg	kg
M _o	ohybový moment	N*m	kg*m ² *s ⁻²
n	počet uzlů	-	-
n	součinitel bezpečnosti	-	-
o	počet průřezů	-	-
p _b	tlak na bočnici	Pa	kg*m ⁻¹ *s ⁻²

symbol	název	jednotka	rozměr SI
p_c	tlak na čelo	Pa	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$
p_p	tlak na podlahu	Pa	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$
R_e	mez kluzu	Pa	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$
R_m	mez pevnosti	Pa	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$
S	plocha	m^2	m^2
S_{\min}	minimální průřez	m^2	m^2
\bar{s}	užitečná šířka	m	m
\bar{s}_1	užitečná šířka vpředu	m	m
\bar{s}_2	užitečná šířka vzadu	m	m
t	tloušťka svaru	m	m
u, v, w	vzdálenost	m	m
v	výška	m	m
V	objem	m^3	m^3
W_o	modul průřezu v ohybu	m^3	m^3
α	úhel natočení pístnice	°	°
α_r	převodní součinitel svarového spoje	-	-
β	součinitel tloušťky koutového svaru	-	-
γ_M	dílčí součinitel spolehlivosti materiálu	-	-
ρ	hustota materiálu	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
σ	napětí v určitém místě	Pa	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$
σ_D	dovolené napětí pro určité namáhání	Pa	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$
σ_{kt}	mez kluzu v tahu	Pa	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$
τ	smykové napětí	Pa	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$

15 Seznam příloh

Příloha 1 – fotografie realizace korby

16 Seznam výkresové dokumentace

číslo výkresu	formát	název
53C	A1	Vanová nástavba 3str
53C-01	A0, A0	Korba 3str
53C-02	A2	Bočnice
53C-03	A2	Zadní čelo
53C-05	A2	Hydraulický rozvod