



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PŘÍVĚS ZA TRAKTOR PRO PŘEPRAVU PALIVOVÉHO DŘEVA A SYPKÉHO MATERIÁLU

TRAILER FOR TRACTOR TO TRANSPORT FIREWOOD AND BULK MATERIAL

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MARTIN ŠETKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Šetka

který/která studuje v **magisterském navazujícím 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:

Přívěs za traktor pro přepravu palivového dřeva a sypkého materiálu

v anglickém jazyce:

Trailer for tractor to transport firewood and bulk materiál

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte konstrukční návrh jednonápravového nebržděného přívěsu za traktor. Přívěs by měl být schopen přepravovat palivové dříví a také sypké materiály.

Cíle diplomové práce:

Vypracujte technickou zprávu obsahující zejména:

- zdůvodněný konstrukční návrh řešení přívěsu
- základní funkční a kontrolní výpočty

Vypracujte výkresovou dokumentaci:

- výkres celkové sestavy
- výkres rámu přívěsu
- další výkresy dle vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

Neruda, J., a kol.:Harvestorové technologie lesní těžby, vyd. 1. Brno : Mendlova zemědělská a lesnická univerzita, 2008, 149 s., ISBN: 978-80-7375-146-3 (brož.).

BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnická Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6

GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988

Vedoucí diplomové práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 14.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem jednonápravového nebržděného sklopného přívěsu za traktor, určeného k převozu a sklopení partikulárních materiálů a palivového dřeva. Konstrukce přívěsu je založena na navrženém kinematickém schématu a na základních výpočtech, které jsou zkontrolovány MKP analýzou v programu Ansys Workbench. Výkresová dokumentace je vyhotovena v programu AutoCAD.

KLÍČOVÁ SLOVA

Přívěs za traktor, kinematické schéma, Cremonova metoda, MKP analýza

ABSTRACT

The Master's thesis deals with the engineering design of single-axle brakeless dump trailer for a tractor designed for transporting and dumping of particulate materials and firewood. The engineering design of the trailer is based on the proposed kinematic scheme and the basic calculations that are checked by FEM analysis in Ansys Workbench. The drawing documentation is done in AutoCAD.

KEYWORDS

Trailer for tractor, kinematic scheme, Cremon's method, FEM analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠETKA, M. *Přívěs za traktor pro přepravu palivového dřeva a sypkého materiálu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 30. května 2014

.....
Martin Šetka



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval lidem, kteří mi byli svými zkušenostmi a odbornými znalostmi nápomocni při vyhotovení diplomové práce, především pak vedoucímu diplomové práce Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. Dále bych chtěl poděkovat rodičům, prarodičům a svým blízkým za podporu při studiu.



OBSAH

Úvod	10
1 Cíle práce, požadované parametry	12
1.1 Cíle diplomové práce	12
1.2 Požadované parametry	12
2 Konstrukční návrh	14
2.1 Návrh kinematického schématu sklápěcího mechanismu	14
2.2 Konstrukční návrh ramene hydrauliky	20
2.3 Konstrukční návrh zadní klanice	24
2.4 Konstrukční návrh táhla	26
2.4.1 Kontrola táhla z hlediska vzpěrné stability	26
2.5 Konstrukční návrh korby	28
2.6 Konstrukční návrh podvozku	32
2.6.1 Síla působící na závěs traktoru	32
3 Zakoupené komponenty	34
3.1 Náprava, disky, pneumatiky	34
3.2 Závěsné oko	34
3.3 Opěrná noha	35
4 Pevnostní výpočet čepů	36
4.1 Výpočet čepu A – uložení rolny	36
4.1.1 Návrh průměru čepu A	36
4.1.2 Výpočet čepu na střiž	37
4.1.3 Kontrola podmínky HMM	37
4.1.4 Výpočet na otláčení bronzového pouzdra	38
4.1.5 Výpočet na otláčení ramene	38
4.2 Výpočet čepu B až G	39
5 Pevnostní analýza MKP	40
5.1 Pevnostní analýza spojených ramen hydrauliky	40
5.1.1 Zátěžový stav 1 – počátek vysýpaní	41
5.1.2 Zátěžový stav 2 – akcelerace ve stoupání	43
5.1.3 Zátěžový stav 3 – vodorovné klanice	44
5.2 Pevnostní analýza zadní klanice	45



5.2.1	Zátěžový stav 1 – akcelerace ve stoupání	46
5.3	Pevnostní analýza podvozku	47
5.3.1	Zátěžový stav 1 – nezrychlená jízda	48
5.3.2	Zátěžový stav 2 – brzdění	50
5.3.3	Zátěžový stav 3 – průjezd zatáčkou	51
5.3.4	Zátěžový stav 4 – sklápění	53
5.4	Pevnostní analýza spodního rámu korby	54
5.4.1	Zátěžový stav 1 – počátek sklápění	55
5.4.2	Zátěžový stav 2 – akcelerace ve stoupání	56
5.4.3	Zátěžový stav 3 – vodorovné klanice	57
6	Výsledné parametry přívěsu za traktor	58
	Závěr	59
	Použité informační zdroje	60
	Seznam použitých zkratk a symbolů	61
	Seznam příloh	62



ÚVOD

V názvu diplomové práce je použito označení přívěs, definice přívěsu říká: přívěs je přípojné vozidlo, ze kterého není přeneseno žádné svislé zatížení na tažné vozidlo [3]. Dle uvedené definice se tedy technicky jedná o návěs, zvoleno je rozdílné označení z toho důvodu, že pro malá tažná jednonápravová zařízení se běžně v praxi využívá právě termín přívěs – viz přívěsné vozíky. V pokračování diplomové práce je tedy volen a používán termín přívěs za traktor.

Výstupem této diplomové práce by měl být konstrukční návrh sklopného jednonápravového nebrzděného přívěsu za traktor. Konstrukce musí umožňovat převoz palivového dřeva (primárně kráceného na 1 metr) a rovněž jeho sklopení. Přívěs by měl být schopen přepravit 5 prostorových metrů rovnáných dřeva. Další požadavek je, aby s přívěsem bylo možné přepravovat různé druhy partikulárních materiálů. Bude se jednat o kusovou výrobu, při návrhu by tedy měl být kladen důraz na využívání normálií. Vlek nebude provozován na pozemních komunikacích. Zadavatel by dále chtěl, není to ale nutnost, aby se pro konstrukci využily dva přímočaré hydromotory (blíže popsané v následující kapitole), které zadavatel vlastní.

V současné době se na trhu nevyskytují přívěsy za traktor určené primárně pro převoz metrového palivového dřeva. Najdou se přívěsy, které vznikly kusovou výrobou a nejsou určeny pro provoz po pozemních komunikacích. Příklady těchto přívěsů jsou na následujících obrázcích.



Obr. 1, 2 Přívěsy pro přepravu děleného dřeva [5], [6]

Základní schéma konstrukce přívěsu na obrázku 1 je vyhovující, tzn. klanice na přední a zadní straně. Nevyhovující je ovšem to, že zadní klanice jsou uchyceny pevně k základnímu rámu, při nainstalovaném sklápěcím mechanismu by se dřevo nevysypalo. Dalším nedostatkem je vysoká nákladová hrana, která při ručním nakládání dřeva snižuje přepravní kapacitu. Na dalším obrázku je ukázka podobného řešení přívěsu, ovšem se sníženou nákladovou hranou.



Přívěsy či návěsy za traktor pro přepravu partikulárních materiálů se vyrábějí v různých provedeních. Společným rysem těchto přívěsů bývá využití teleskopických přímočarých hydromotorů pro vyvolání sklápěcího pohybu. Toto řešení je pro mnou navrhovanou konstrukci nevhodné ze dvou důvodů, nebyly by využity již zmíněné dva přímočaré hydromotory a pracovní pohyb teleskopického přímočarého hydromotoru by se těžce využíval pro sklápění zadních klanic.



Obr. 3, 4 Přívěsy pro přepravu partikulárního materiálu od společnosti Marshall [7]

Lze tedy říci, že navrhovaná konstrukce by měla plnit funkci přívěsů na obrázcích 1,2 a zároveň funkci přívěsů na obrázcích 3, 4, plus musí být navržený přívěs schopen palivové dřevo sklopit.



1 CÍLE PRÁCE, POŽADOVANÉ PARAMETRY

1.1 CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Vypracujte technickou zprávu obsahující zejména:

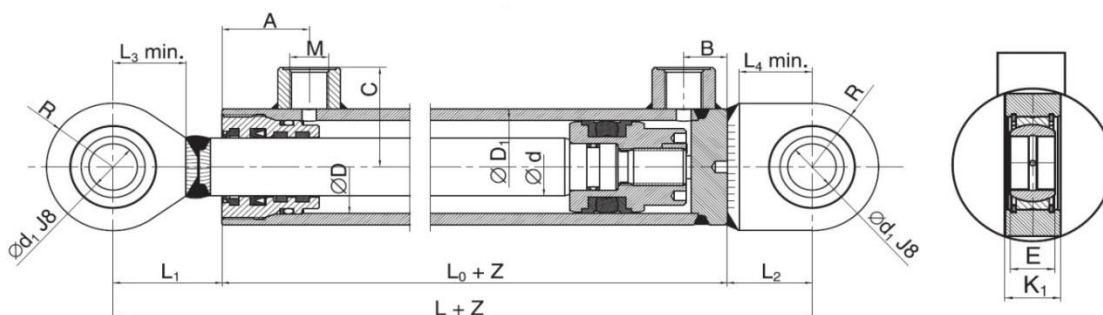
- zdůvodněný konstrukční návrh řešení přívěsu
- základní funkční a kontrolní výpočty

Vypracujte výkresovou dokumentaci:

- výkres celkové sestavy
- výkres rámu přívěsu
- další výkresy dle vedoucího DP

1.2 POŽADOVANÉ PARAMETRY

Maximální celkové rozměry	délka	4800 mm
	šířka	2200
Rozměry korby	minimální šířka	1150 mm
	minimální objem	1,5 m ³
Hmotnosti	max. hmotnost přívěsu	1200 kg
	min. užitečná hmotnost	2500 kg
Ostatní	min. přepravní kapacita	5 prmr
	min. sklopný úhel korby	40 °
	výška závěsného oka	450 mm
Přímočarý hydromotor	jmenovitý tlak	20 MPa
	maximální tlak	25 MPa
	pracovní rychlost	0,5 ms ⁻¹



Obr. 5 Přímočarý hydromotor [4]



Tab. 1 Rozměry přímočarého hydromotoru

D ₁ [mm]	D [mm]	d ₁ [mm]	d [mm]	L [mm]	Z [mm]	A [mm]	B [mm]	K ₁ [mm]
95	80	35	40	545	255	60	45	22

Vypočet tlačné síly F_{tl} přímočarého hydromotoru

$$F_{TL} = p_j \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 20 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \quad [N] \quad (1)$$

$$F_{TL} = \underline{100531 N}$$

Kde: p_j = 20 MPa, jmenovitý tlak přímočarého hydromotoru [4]

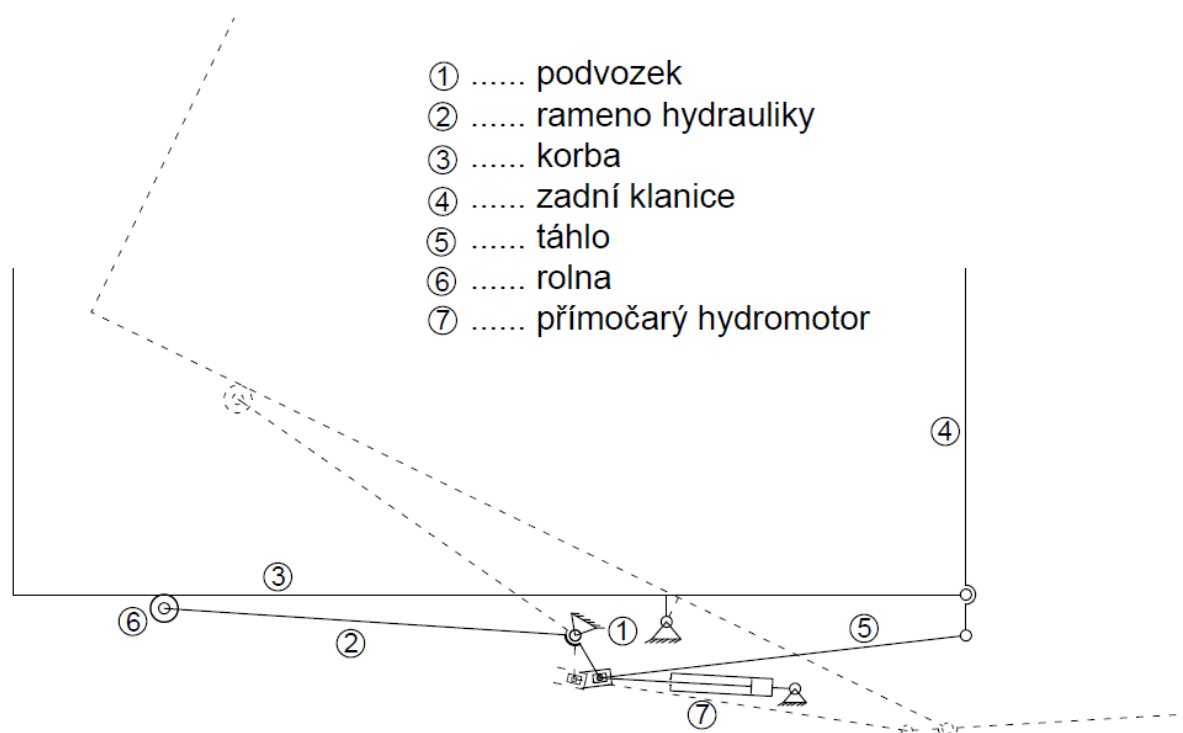
D = 80 mm, vnitřní průměr přímočarého hydromotoru [4]



2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

2.1 NÁVRH KINEMATICKÉHO SCHÉMATU SKLÁPĚCÍHO MECHANISMU

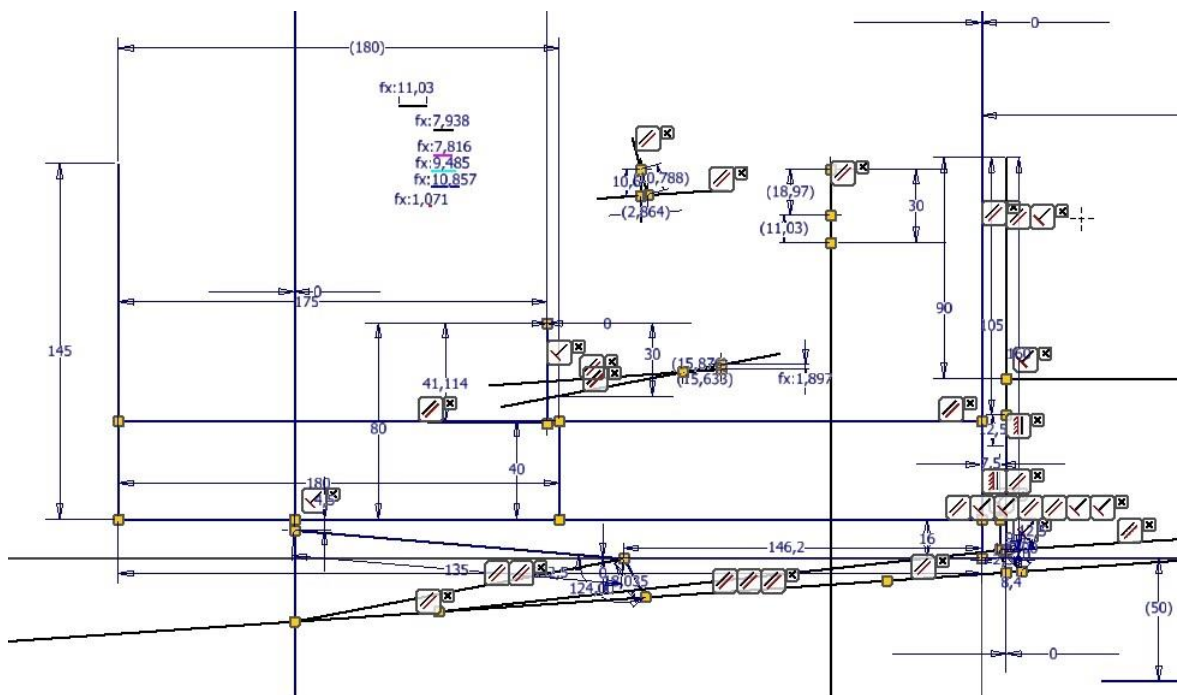
Jak již bylo zmíněno v úvodu, bylo by přínosné využít pro návrh konstrukce sklápěcího mechanismu dva přímočaré hydromotory. Rovněž by bylo vhodné využít jejich pracovního pohybu pro sklápění zadních klanic, a tím umožnit vyklopení dřeva. S ohledem na tyto dvě skutečnosti byl vytvořen návrh kinematického schématu sklápěcího mechanismu.



Obr. 6 Kinematické schéma sklápěcího mechanismu

Přímočarý hydromotor tlačí do ramene hydrauliky, tím dochází k odvalování rolny po korbě a zároveň ke sklápění korby. Spolu s tímto dochází vlivem tlaku nákladu ke sklápění zadní klanice (úhel sklopení zadní klanice je řízen táhlem), což umožní vysypání dřeva. Vazba mezi táhlem a ramenem hydrauliky umožňuje, aby se po opření klanic o povrch mohla korba dále sklápět. Rovněž tato vazba umožňuje snadné vyjmutí zadních klanic spolu s táhly kvůli převozu partikulárního materiálu. Mimo podvozku a korby se ostatní prvky budou vyskytovat na reálném mechanismu dvakrát – levá a pravá strana.

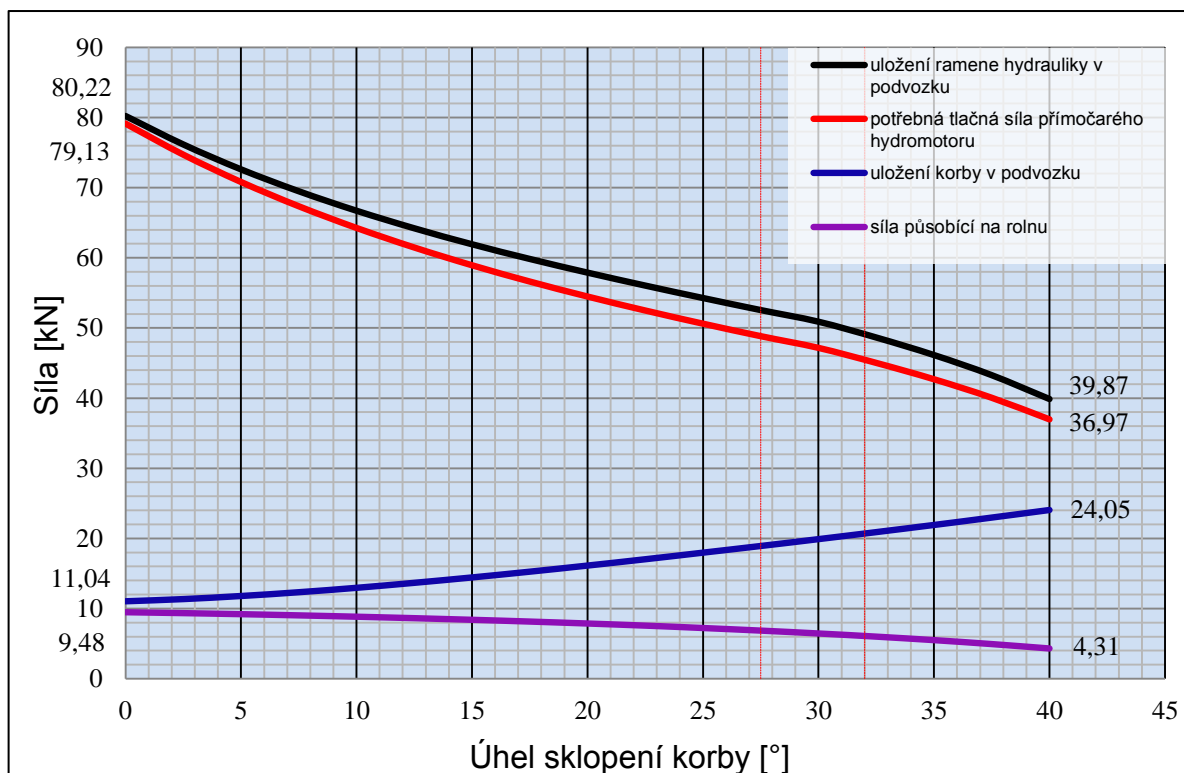
Dále bylo nutné navrhnout rozměry jednotlivých prvků schématu tak, aby byly dodrženy požadované parametry, aby se zadní klanice opřely o povrch dřívce, než se korba plně sklopí a aby průběhy sil v sklápěcím mechanismu dosahovaly únosných hodnot. Za tímto účelem byl pro kinematické schéma sklápěcího mechanismu vytvořen a parametricky vyjádřen Cremonův obrazec. Cremonův obrazec je obtížné ilustrovat, jedná se o změť úseček, přímků, kót a vazeb. Obrázek 7 je tedy spíše jen pro doplnění.



Obr. 7 Parametrické vyjádření Cremonovy metody

Pro určení průběhu sil týkajících se ramene hydrauliky a korby byla zvolena zatěžující síla F_G = rovna 30000 N - síla od hmotnosti korby plus užitečné hmotnosti. Graf 1 znázorňuje průběhy těchto sil v závislosti na úhlu sklopení korby.

Graf 1 Závislost vybraných sil na úhlu sklopení korby





Průběhy sil v grafu 1 jsou vyobrazeny pro případ, kdy je převáženo palivové dřevo. Je to z důvodu, že při tomto stavu je mechanismus více namáhán než při převozu partikulárního materiálu. Dále jsou průběhy sil uvedeny pro případ, kdy během sklápění nedojde k vyklápění zadních klanic, a tudíž nedojde k vysypání palivového dřeva, to je důvodem růstu síly působící na čep uložení korby v podvozku. Tento jev by mohl nastat pouze v případě defektu mechanismu nebo pokud by došlo k zaklínění dřeva. První svislá červená úsečka (čárkovaně) znázorňuje úhel, při kterém jsou zadní klanice ve vodorovné poloze, druhá svislá úsečka znázorňuje úhel, při kterém jsou zadní klanice opřeny o povrch. V reálné situaci by tedy průběhy sil měly za těmito svislicemi klesající charakter. Hodnoty sil v grafu 1 jsou vyděleny dvěma, týkají se tedy jedné strany přívěsu - jednoho ramene hydrauliky. Pouze hodnota síly působící na uložení korby v podvozku je zobrazena pro celé uložení.

Tabulka 2 udává hodnoty sil pro jednotlivé úhly sklopení korby. Barevné zvýraznění odpovídá barvám křivek v grafu 1.

Tab. 2 Hodnoty sil v mechanismu pro jednotlivé úhly sklopení

Úhel sklopení korby [°]	0	5	10	15	20	25	30	35	40
F_{RH} [kN]	80,22	72,61	66,71	61,93	57,89	54,27	50,89	46,14	39,87
F_{TLP} [kN]	79,13	70,81	64,26	58,94	54,48	50,61	47,16	42,69	36,97
F_{KO} [kN]	11,04	11,79	12,96	14,44	16,13	17,97	19,90	21,92	24,05
F_{ROL} [kN]	9,48	9,20	8,84	8,40	7,87	7,23	6,45	5,50	4,31

Kde: F_{RH} je síla působící na čep uložení ramene hydrauliky v podvozku, $F_{RH} = 80,22$ kN
 F_{TLP} je potřebná tlačná síla přímočarého hydromotoru, $F_{TLP} = 79,13$ kN
 F_{KO} je síla působící na čepy uložení korby v podvozku, $F_{KO} = 24,05$ kN
 F_{ROL} je síla působící na čep uložení rolny v rameně hydrauliky, $F_{ROL} = 9,48$ kN

Přívěs je navrhován především za traktor Zetor proxima 70. Pracovní tlak hydrauliky tohoto traktoru je 19 MPa [11]. Pokud budeme uvažovat ztráty v hydraulice 15 %, vyjde nám pracovní tlak $P_{j2} = 16,15$ MPa. Dosazením této hodnoty do rovnice 1 dostáváme novou hodnotu tlačné síly přímočarého hydromotoru F_{TL2} :

$$F_{TL2} = P_{j2} \cdot S = P_{j2} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 16,15 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \quad [N]$$

$$F_{TL2} = 81179 \text{ N}$$

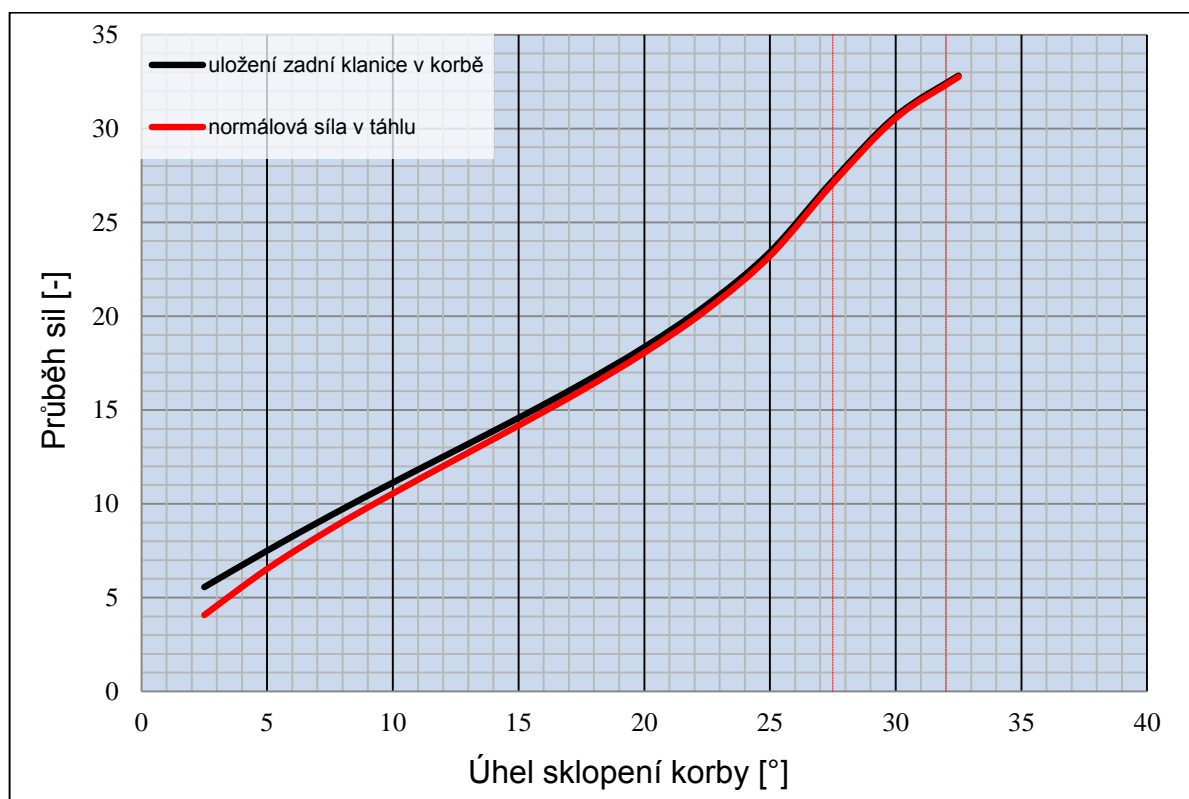
$$F_{TL2} > F_{TLP}$$

Z porovnání hodnoty tlačné síly hydromotoru a potřebné tlačné síly hydromotoru vidíme, že navržené schéma vyhovuje parametrům výše popsaného přímočarého hydromotoru.

Určení průběhu sil pro zadní klanici a táhlo hydrauliky je obtížnější, neboť je nutné uvažovat jejich vyklápění. Zvolena byla tedy jednotková zatěžující síla s působišťem, které bylo nutné přemísťovat v závislosti na úhlu sklopení. Výsledkem je následující graf 2, který znázorňuje průběh sil v uložení zadní klanice a táhlu.



Graf 2 Závislost vybraných sil na úhlu sklopení korby



Z průběhu sil v grafu 2 je patrné, že během sklápění dochází k růstu obou sil. Jako první kritické místo byl zvolen okamžik, kdy je úhel sklopení korby 0° , traktor s přívěsem stojí ve stoupání 11° a dojde k akceleraci traktoru zrychlením $a = 2,5 \text{ ms}^{-2}$. Uvažujeme-li zatížení užitečnou hmotností, pak je síla působící na jednu zadní klanici F_{KL} :

$$F_{KL} = \frac{m_u \cdot a_t}{2} + \frac{\sin(11^\circ) \cdot m_u \cdot g}{2} \quad [N] \quad (2)$$

$$F_{KL} = \frac{2500 \cdot 2,5}{2} + \frac{\sin(11^\circ) \cdot 2500 \cdot 9,81}{2} = 5465 \text{ N}$$

$$F_{KL} = \underline{5465 \text{ N}}$$

Kde: $m_u = 2500 \text{ kg}$, užitečná hmotnost přívěsu

$a_t = 2,5 \text{ ms}^{-2}$, zrychlení traktoru

$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$, tíhové zrychlení

Dosažením síly F_{KL} do Cremonova obrazce při úhlu sklopení 0° dostáváme hodnoty sil:

$$F_{ZK1} = \underline{39976 \text{ N}}$$

$$F_{TH1} = \underline{34536 \text{ N}}$$

Kde: F_{ZK1} je síla působící na čep uložení zadní klanice v podvozku; pro 1. stav; [N]

F_{TH1} je normálová síla v táhlu, rovněž to je síla působící na čep uložení táhla v zadní klanici a síla působící na vazbu mezi táhlem a ramenem hydrauliky; pro 1. stav; [N]



Jako 2. zatěžující stav bylo zvoleno místo, kde jsou zadní klanice ve vodorovné poloze, tzn. při úhlu sklopení korby $27,5^\circ$. Při dalším sklápění sice podle grafu 2 dochází stále k růstu sil, ovšem za předpokladu zatěžování konstantní silou. V reálné situaci by se (při překonání vodorovné polohy) zatěžující síla razantně snížila, neboť by došlo k vysypání většiny palivového dřeva.

Pro určení zatěžující síly od nákladu, pro vodorovnou polohu zadních klanic, byla vymodelována v programu Autodesk Inventor hranice dřeva odpovídající svým tvarem a velikostí plně naloženému přívěsu. Jako materiál bylo použito dřevo s objemovou hmotností 600 kg/m^3 . Převodový poměr mezi jednotkou prmr (prostorový metr rovnaný) a m^3 dřeva činí 0,8, tedy hmotnost hranice m_{hr} je:

$$m_{hr} = Pk \cdot 0,8 \cdot \rho_d \quad [kg] \quad (3)$$

$$m_{hr} = 5 \cdot 0,8 \cdot 600 = 2400 \text{ kg}$$

$$m_{hr} = \underline{2400 \text{ kg}}$$

Kde: $Pk = 5$ prmr, požadovaná přepravní kapacita

$\rho_d = 600 \text{ kg/m}^3$, objemová hmotnost dřeva použitého ve vymodelované hranici

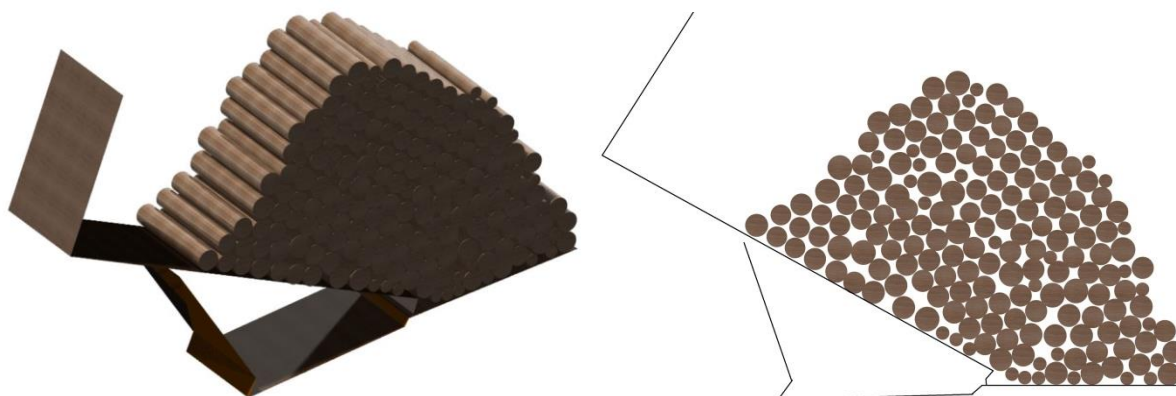
Z výsledku rovnice 3 vidíme, že se hmotnost vymodelované hranice blíží užitečné hmotnosti přívěsu, což bylo cílem. V reálném provozu bude přívěsem převáženo hlavně měkké dřevo na vzduchu vyschlé, jako je například borovice a smrk.

Tab. 3 Objemové hmotnosti vybraných dřevin [2]

Dřevina	Objemová hmotnost dřeva [kg/m^3]		
	čerstvé	na vzduchu vyschlé	uměle dosušené
Borovice lesní	700	520	510
Buk	990	720	570
Dub letní a zimní	1000	760	660
Habr	1080	820	720
Lípy	730	520	420
Smrk	740	470	440

V tabulce 3 můžeme vidět, že objemové hmotnosti borovice a smrku (na vzduchu vyschlé) jsou nižší než zvolená objemová hmotnost. Reálné zatížení přívěsu bude tedy nižší.

Po vymodelování hranice dřeva byly jednotlivé klády přeskládány do tvaru odpovídajícího sklápěcímu mechanismu v poloze s vodorovnými zadními klanicemi (úhel sklopení $27,5^\circ$). Tvar byl poněkud nadsazen, aby vyšlé zatížení bylo spíše vyšší.



Obr. 8 Hranice dřeva umístěná do sklápěcího mechanismu při úhlu sklopení 27,5°

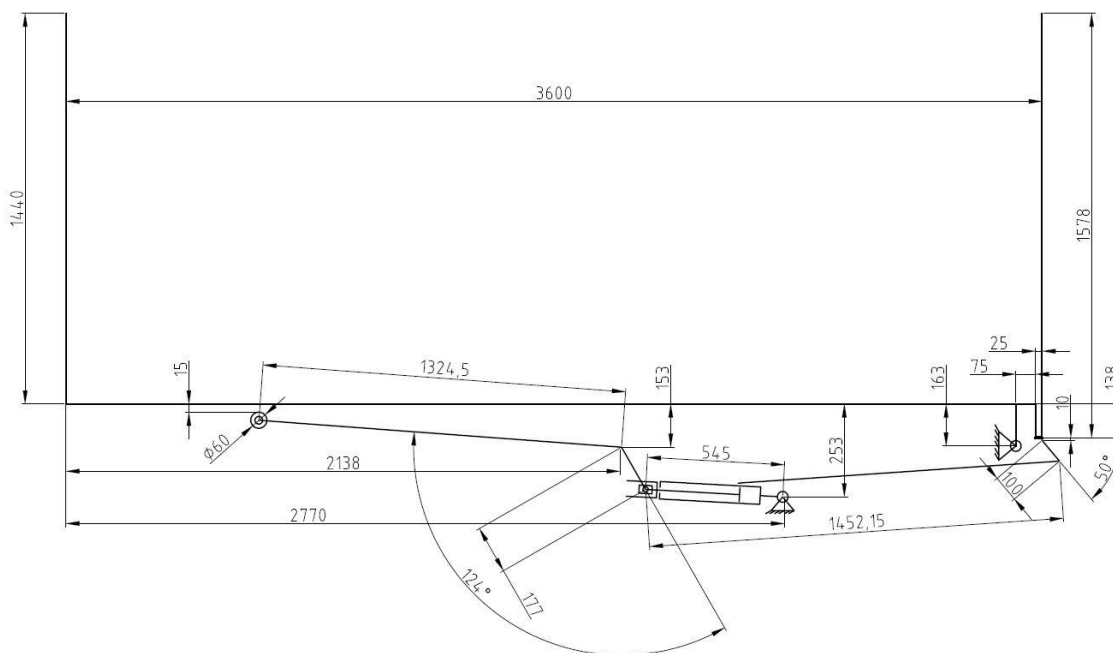
V dalším kroku byla z hranice odstraněna ta část, která přímo netlačí na zadní klanice. U zbylé části byla poté pomocí programu Autodesk Inventor zjištěna hmotnost a poloha těžiště. Síla působící na klanice vyšla nižší než síla F_{KL} , ovšem působí při jiné poloze zadních klanic, proto byla zanesena do Cremonova obrazce, z čehož vyšly síly pro 2. zatěžovací stav:

$$F_{ZK2} = \underline{35339\text{ N}}$$

$$F_{TH2} = \underline{35131\text{ N}}$$

$$\underline{F_{ZK1} > F_{ZK2}; F_{TH2} > F_{TH1}}$$

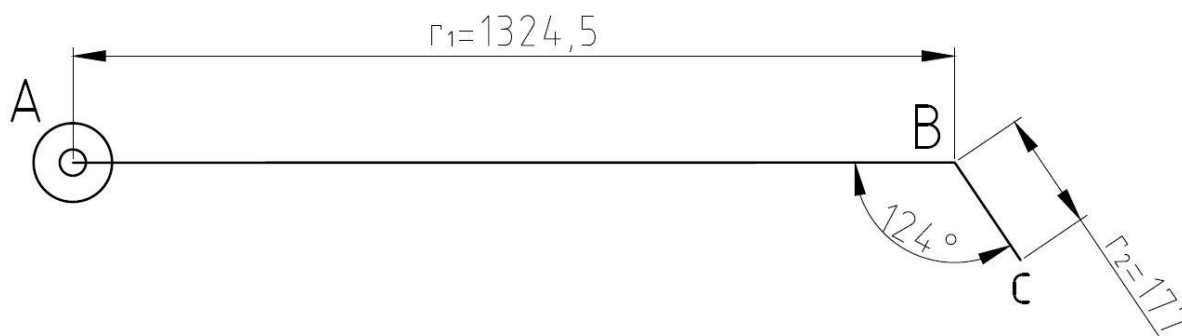
Z výše uvedeného vyplývá, že pro další výpočty bude uvažována síla F_{KL} , dále síla F_{ZK1} , která působí na čep uložení zadní klanice v podvozku. Síla F_{TH2} bude uvažována pro výpočet čepu uložení táhla v zadní klanici a pro výpočet vzpěrné stability táhla. Při výpočtu vazby mezi táhlem a ramenem hydrauliky (MKP metodou) budou brány v potaz obě síly F_{TH1} i F_{TH2} , neboť každá z nich působí při jiné poloze ramene hydrauliky.



Obr. 9 Konečné rozměry sklápěcího mechanismu



2.2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH RAMENE HYDRAULIKY



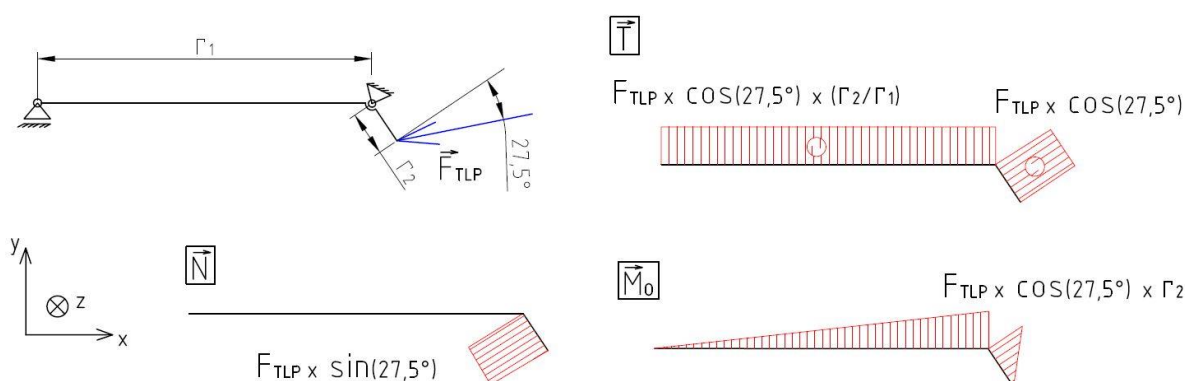
Obr. 10 Označení ramene hydrauliky

Čep A – uložení rolny v rameni hydrauliky

Čep B – uložení ramene hydrauliky v podvozku

Čep C – uložení PČH v rameni hydrauliky

Prutové předpoklady splňuje pouze rameno r_1 , pro nějž je zvolen uzavřený obdélníkový profil s vnějšími rozměry 100 x 50 mm, materiálem 11 523 s minimální mezí kluzu 333 MPa [1]. Rameno r_2 je tvořeno výpalky z plechů ze stejné oceli.



Obr. 11 Výsledné vnitřní účinky pro rameno hydrauliky

Z výsledných vnitřních účinků bylo pro zvolený průřez profilu určeno ohybové a smykové napětí. Smykové napětí činí pouhých 1,4 % ohybového napětí, průřez je tedy navržen z napětí ohybového.

Maximální ohybový moment M_{Omax} pro rameno r_1 :

$$M_{Omax} = F_{TLP} \cdot \cos(27,5^\circ) \cdot r_2 \quad [Nm] \quad (4)$$

$$M_{Omax} = 79130 \cdot \cos(27,5^\circ) \cdot 0,177 = 12423 \text{ Nm}$$

$$M_{Omax} = \underline{12423 \text{ Nm}}$$



Z podobnosti trojúhelníků:

Tab. 4 Hodnoty ohybových momentů v ramenu r_1

r_1 [mm]	150	300	450	600	750	900	1050	1200	1324,5
M_O [Nm]	1407	2814	4221	5627	7034	8441	9848	11255	12423

Dle [1] pro materiál 11 523 je dovolené napětí pro míjivý ohyb $\sigma_{doh} = 150$ MPa.

$$\sigma_{doh} = \frac{M_{Omax}}{W_{ozRH}} = > W_{ozRH} = \frac{M_{Omax}}{\sigma_{doh}} \quad [m^3] \quad (5)$$

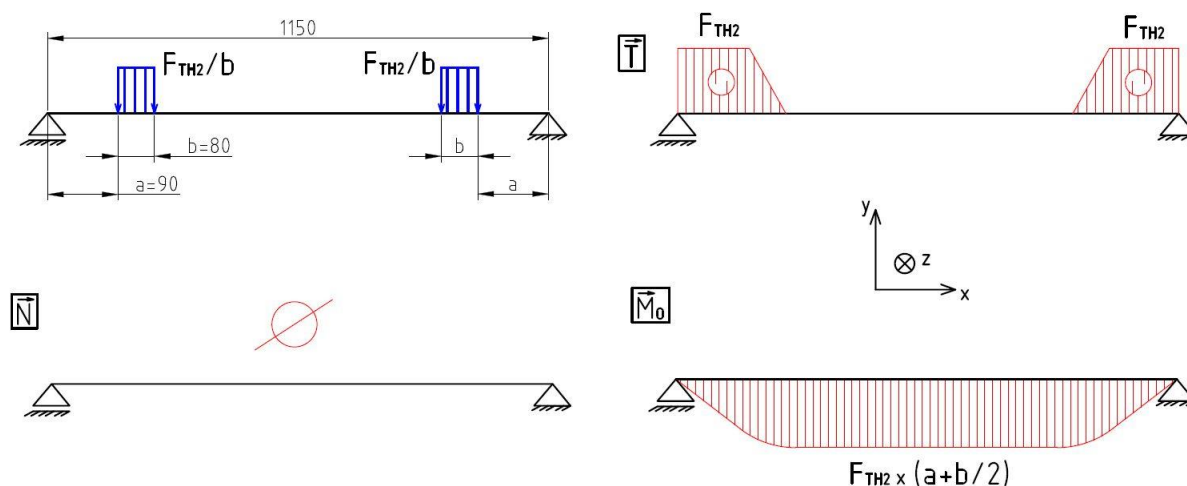
Tab. 5 Hodnoty modulů průřezu v ohybu

r_1 [mm]	150	300	450	600	750	900	1050	1200	1324,5
M_O [Nm]	1407	2814	4221	5627	7034	8441	9848	11255	12423
W_{Oz} [cm ³]	9,38	18,76	28,14	37,52	46,90	56,27	65,7	75,03	82,82

Kde: W_{Oz} je modul průřezu v ohybu k ose z pro danou součást; [m³]

Pokud by celé rameno r_1 bylo tvořeno jedním profilem, bylo by nutné počítat s nejvyšším potřebným modulem průřezu, takovýto profil by byl ovšem příliš rozměrný. Pro rameno r_1 byl zvolen uzavřený obdélníkový profil 100 x 50 x 8 s modulem průřezu $W_{Oz} = 39,25$ cm³. Jak je vidět v tabulce 5, tato hodnota bude dostatečná do vzdálenosti 600 mm od osy čepu A. Od této vzdálenosti bude profil vyztužen dvěma výpalky z plechů o tloušťce 10 mm, jejichž výška bude u čepu B dosahovat 140 mm. Modul průřezu pro tyto dvě výztuhy s tloušťkou 10 mm a výškou 140 mm se rovná 65,33 cm³. Navržená konstrukce bude kontrolována pevnostní analýzou v programu Ansys Workbench.

Pro přenos silových účinků mezi táhly a rameny hydrauliky je nutné obě ramena navzájem propojit, tento spoj by mohl být realizován pomocí dlouhého čepu uložení přímočarých hydromotorů v ramenech hydrauliky. Průměr zmíněného čepu je ovšem daný průměrem oka přímočarého hydromotoru – 35 mm. Táhlá působí na tento čep výše určenou maximální silou F_{TH2} , vyvolaný ohybový moment je pro čep o průměru 35 mm příliš velký. Konstrukce spojení ramen hydrauliky je tedy navržena tak, že ramena jsou spojena pevně trubkou (kruhový průřez je nutný z hlediska funkce prvku), kterou je navíc veden dlouhý čep uložení přímočarých hydromotorů v ramenech hydrauliky. Na trubce spojující ramena jsou navařeny kroužky vymezující axiální pohyb táhel. Jako materiál pro propojovací trubku je volena vysokopevnostní ocel 15 230,7 s dobrou svařitelností, využívající se pro výrobu bezešvých trubek, a která je vhodná pro velmi namáhané svařované konstrukce [1].



Obr. 12 Výsledné vnitřní účinky pro propojení ramen hydrauliky

Z výsledných vnitřních účinků bylo pro zvolený průřez profilu určeno ohybové a smykové napětí. Smykové napětí činí 6,2 % ohybového napětí, průřez je tedy navržen z napětí ohybového.

Maximální ohybový moment M_{Omax} :

$$M_{Omax} = F_{TH2} \cdot \left(a + \frac{b}{2}\right) \quad [Nm] \quad (6)$$

$$M_{Omax} = 35131 \cdot \left(0,09 + \frac{0,08}{2}\right) = 4567 \text{ Nm}$$

$$M_{Omax} = \underline{4567 \text{ Nm}}$$

Dle [1] pro slitinové oceli je dovolené napětí pro míjivý ohyb $\sigma_{doh} = 375 \text{ MPa}$.

$$W_{Oz} = \frac{M_{Omax}}{\sigma_{doh}} \quad [m^3]$$

$$W_{Oz} = \frac{4567}{375000000} = \underline{1,22 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3}$$

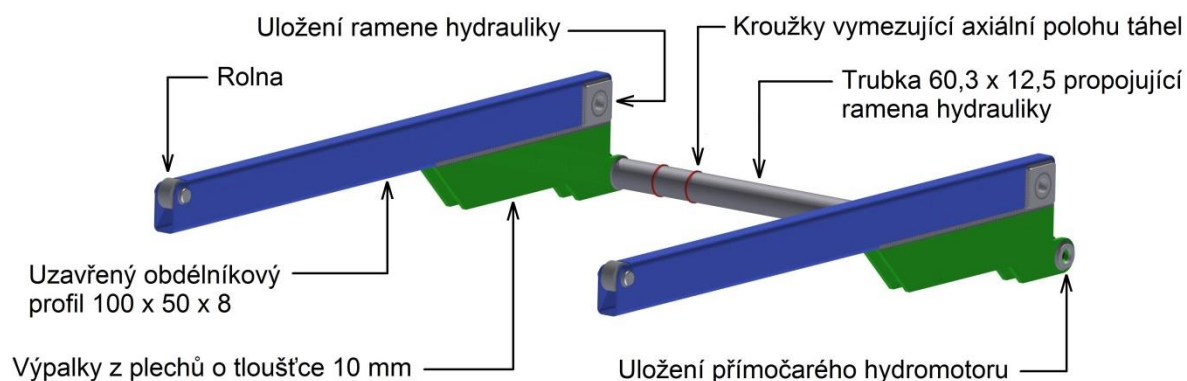
Podle vypočítaného modulu průřezu v ohybu je jako propojovací prvek ramen hydrauliky volena hladká bezešvá trubka 60,3 x 12,5 s modulem průřezu v ohybu W_{Oz} :

$$W_{Oz} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D_{tr}^4 - d_{tr}^4}{D_{tr}}\right) \quad [Nm] \quad (7)$$

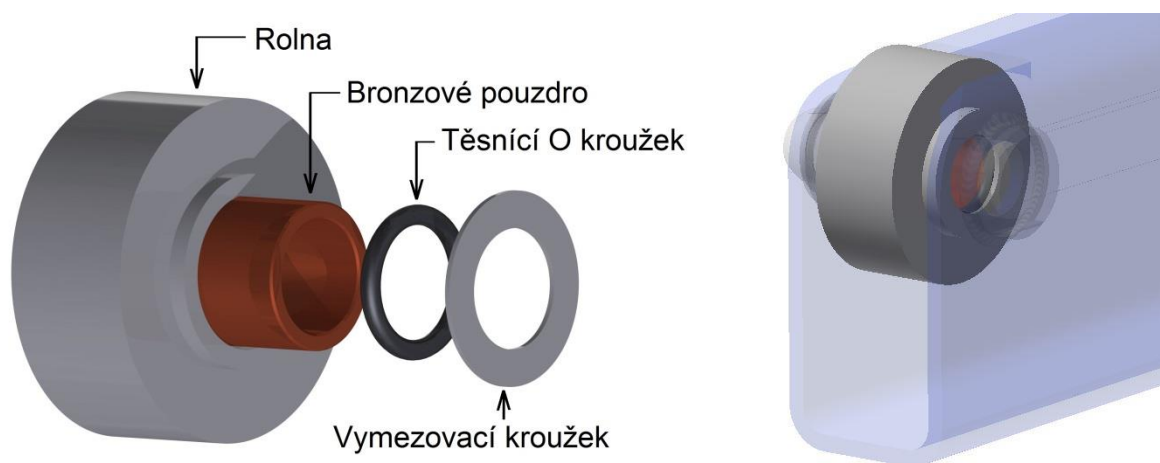
$$W_{Oz} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{0,0603^4 - 0,0319^4}{0,0603}\right) = \underline{1,90 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3}$$



Důkladnější pevnostní výpočet bude proveden v následující kapitole pomocí programu Ansys Workbench. Vyšlé hodnoty poté povedou k případným konstrukčním modifikacím.



Obr. 13 Konstrukční návrh propojených ramen hydrauliky

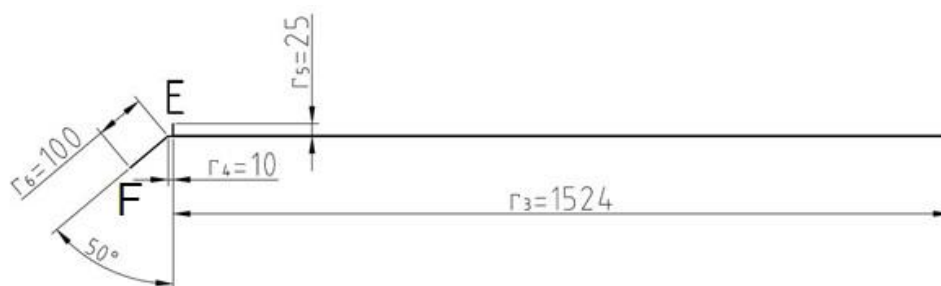


Obr. 14 Konstrukční návrh rolny

Pro snížení tření v uložení rolny je v rolně nalisované bronzové pouzdro. Na obou stranách jsou umístěny těsnící kroužky kruhového průřezu plus vymezovací kroužky, které plní funkci vymezovací a zajišťují polohu těsnících kroužků.



2.3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZADNÍ KLANICE

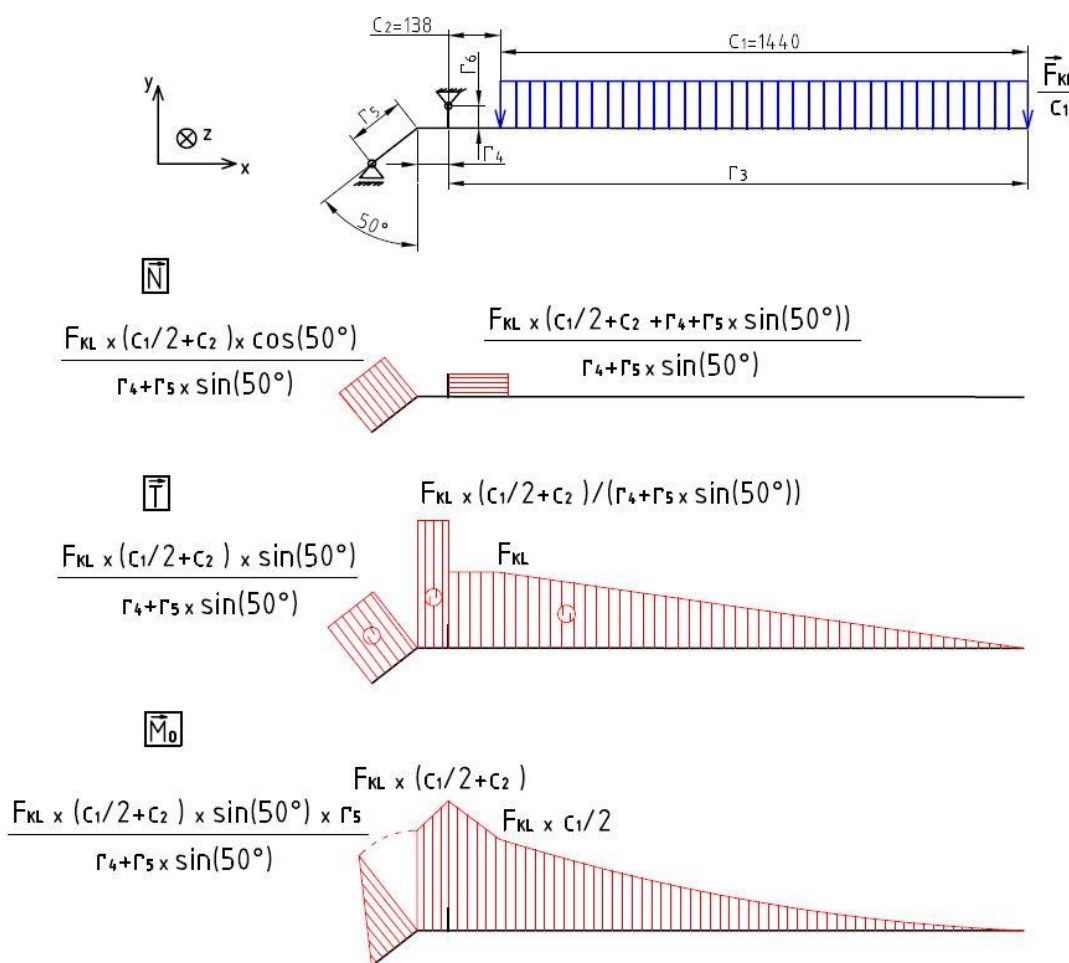


Obr. 15 Označení zadní klanice

Čep E – uložení zadní klanice v korbě

Čep F – uložení táhla v zadní klanici

Prutové předpoklady splňuje pouze rameno r_3 , pro nějž je zvolen typ profilu UPE, materiál ocel 11 523 s minimální mezí kluzu $R_e = 333$ MPa [1]. Ramena r_4 a r_6 navazují na rameno r_3 , jsou tedy ze stejného profilu i materiálu. Rameno r_5 tvoří výpalky z plechu o tloušťce 10 mm, materiál ocel 11 523 s minimální mezí kluzu 333 MPa [1].



Obr. 16 Výsledné vnitřní účinky pro zadní klanici



Opět bylo pro zvolený průřez profilu určeno ohybové a smykové napětí. Smykové napětí činí pouhá 1,1 % ohybového napětí, průřez je tedy navržen z napětí ohybového.

Maximální ohybový moment M_{Omax} pro rameno r_3 :

$$M_{Omax} = F_{KL} \cdot \left(\frac{c_1}{2} + c_2 \right) \quad [Nm] \quad (8)$$

$$M_{Omax} = 5465 \cdot \left(\frac{1,440}{2} + 0,138 \right) = 4689 \text{ Nm}$$

$$M_{Omax} = \underline{4689 \text{ Nm}}$$

Tab. 6 Hodnoty ohybových momentů v ramenu r_3

r_1 [mm]	200	400	600	800	1000	1200	1400	1578
M_O [Nm]	76	304	683	1214	1898	2733	3935	4689

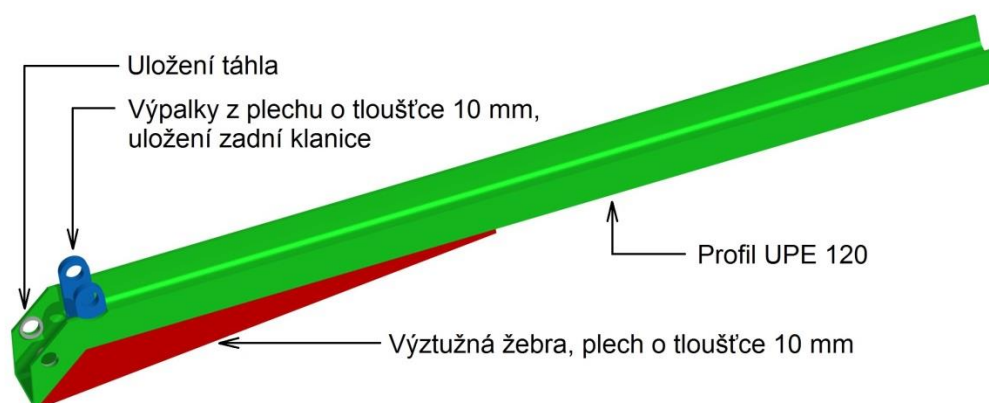
Dle [1] pro materiál 11 523 je dovolené napětí pro míjivý ohyb $\sigma_{doh} = 150 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{doh} = \frac{M_{Omax}}{W_{OzRH}} = > W_{OzRH} = \frac{M_{Omax}}{\sigma_{doh}} \quad [m^3]$$

Tab. 7 Hodnoty modulů průřezu v ohybu

r_1 [mm]	200	400	600	800	1000	1200	1400	1578
M_O [Nm]	76	304	683	1214	1898	2733	3935	4689
W_{Oz} [cm ³]	0,51	2,02	4,55	8,10	12,65	18,22	26,23	31,26

Profil s dostatečným modulem průřezu pro celý rozsah ohybového momentu by byl příliš rozměrný. Pro ramena r_3 , r_4 a r_5 je tedy volen otevřený profil UPE 120 s modulem průřezu v ohybu k „slabší“ ose $W_{Oz} = 13,8 \text{ cm}^3$. Z tabulky 7 je patrné, že tento profil je dostatečný do vzdálenosti 1 m od horního okraje zadní klanice. Od této vzdálenosti bude profil vyztužen žebry z plechu o tloušťce 10 mm. Kontrolní pevnostní výpočet bude opět proveden v následující kapitole MKP metodou pomocí programu Ansys Workbench. Vyšší hodnoty poté povedou k případným konstrukčním modifikacím.

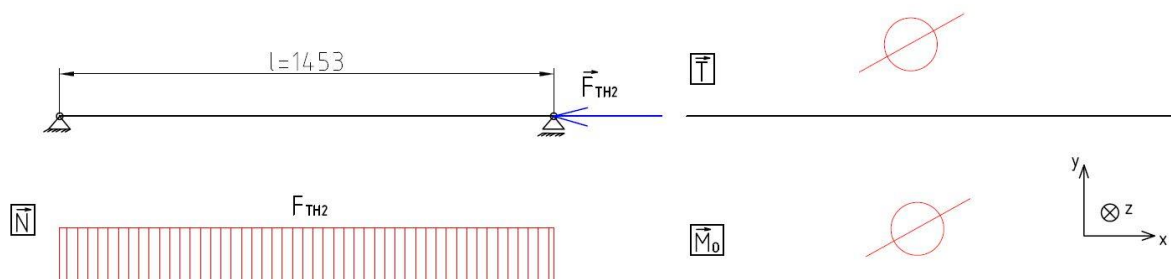


Obr. 17 Konstrukční návrh zadní klanice



2.4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH TÁHLA

Táhlo zadní klanice je nejvíce namáháno v situaci, kdy přívěs stojí ve stoupání a dojde k akceleraci, tedy výše určenou silou F_{TH2} . Jako profil je volena kruhová tyč, materiál konstrukční ocel 11 523 s minimální mezí kluzu 333 MPa [1].



Obr. 18 Výsledné vnitřní účinky pro táhlo

Dle [1] pro materiál 11 523 je dovolené napětí pro mĕjivý tlak $\sigma_{dtl} = 110$ MPa.

$$\sigma_{dtl} = \frac{F_{TH2}}{S_{táh}} = \frac{F_{TH2}}{\frac{\pi \cdot d_{táh}^2}{4}} \Rightarrow d_{táh} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{TH2}}{\sigma_{dtl} \cdot \pi}} \quad [mm] \quad (9)$$

$$d_{táh} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35131}{110 \cdot \pi}} = 20,17 \text{ mm}$$

$$d_{táh} = \underline{20,17 \text{ mm}} \Rightarrow \text{voleno } d_{táh} = 34 \text{ mm}$$

Kde: $S_{táh}$ je obsah plochy příčného průřezu táhla; [mm²]

$d_{táh}$ je průměr kruhové plochy příčného průřezu táhla; [mm]

2.4.1 KONTROLA TÁHLA Z HLEDISKA VZPĚRNÉ STABILITY



Obr. 19 Redukovaná délka táhla

Podle způsobu uložení táhla se musí délka táhla $l = 1452$ mm přepočítat na redukovanou délku l_{red} . Pro typ uložení táhla:



$$l_{red} = l = 1452 \text{ mm} \quad (10)$$

Mezní štíhlostní poměr λ_m :

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e \cdot 0,8}} \quad [-] \quad (11)$$

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11}}{333 \cdot 10^6 \cdot 0,8}} = 88,20$$

$$\lambda_m = 88,20$$

Kde: $R_e = 333 \text{ MPa}$, minimální mez kluzu pro materiál táhla
 $E = 210000 \text{ MPa}$, modul pružnosti v tahu pro materiál táhla

Na základě skutečné štíhlosti prutu λ se určí postup kontroly vzpěrné stability:

- výpočet podle Eulera ($\lambda > \lambda_m$)
- výpočet podle Tetmajera ($\lambda \leq \lambda_m$)

$$\lambda = l_{red} \cdot \sqrt{\frac{S_{táh}}{J_{táh}}} = l_{red} \cdot \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_{táh}^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_{táh}^4}{64}}} = l_{red} \cdot \sqrt{\frac{16}{d_{táh}^2}} = \frac{4 \cdot l_{red}}{d_{táh}} \quad [-] \quad (12)$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot 1452}{34} = 170,82$$

$\lambda = \underline{170,82} > \lambda_m = \underline{88,20} \Rightarrow$ **výpočet podle Eulera**

Kde: $J_{táh}$ je kvadratický moment táhla; [mm^4]

Výpočet kritické normálové síly $K_{táh}$:

$$K_{táh} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{táh}}{l_{red}^2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \frac{\pi \cdot d_{táh}^4}{64}}{l_{red}^2} \quad [N] \quad (13)$$

$$K_{táh} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot \frac{\pi \cdot 0,034^4}{64}}{1,452^2} = 64487 \text{ N}$$

$$K_{táh} = \underline{64487 \text{ N}}$$

Pro zvolenou bezpečnost $k_{táh} = 1,5$ dostáváme maximální dovolenou normálovou sílu $F_{táhmax}$:



$$F_{táhmax} = \frac{K_{táh}}{k_{táh}} = \frac{64487}{1,5} = 42991 \text{ N} \quad (14)$$

$$F_{táhmax} = \underline{42991 \text{ N}} > F_{TH2} = \underline{35131 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$



Obr. 20 Konstrukční návrh táhla

Zakončení táhla je zahnuto směrem nahoru, a to z toho důvodu, aby při provozu bylo sníženo riziko „zapíchnutí“ táhla do povrchu vozovky. Zakončení je rovněž řešeno tak, aby usnadňovalo instalaci táhla na propojení ramen hydrauliky.

2.5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH KORBY

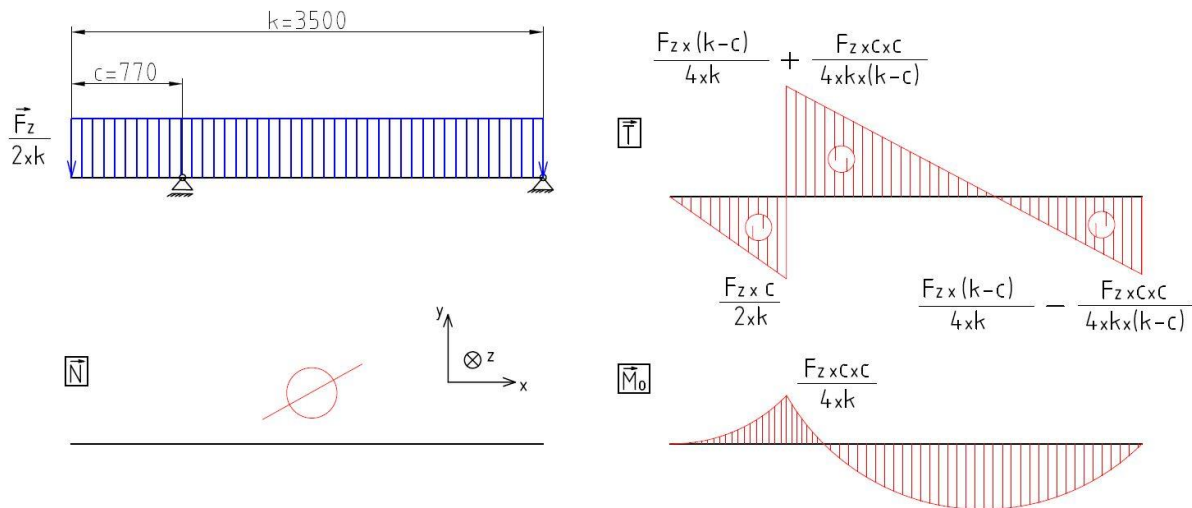
Při konstrukčním návrhu korby se vycházelo z praxí ověřené korby podobných rozměrů se stejnou užitečnou hmotností – 2500 kg.



Obr. 21 Funkční přívěs za traktor s užitečnou hmotností 2500 kg



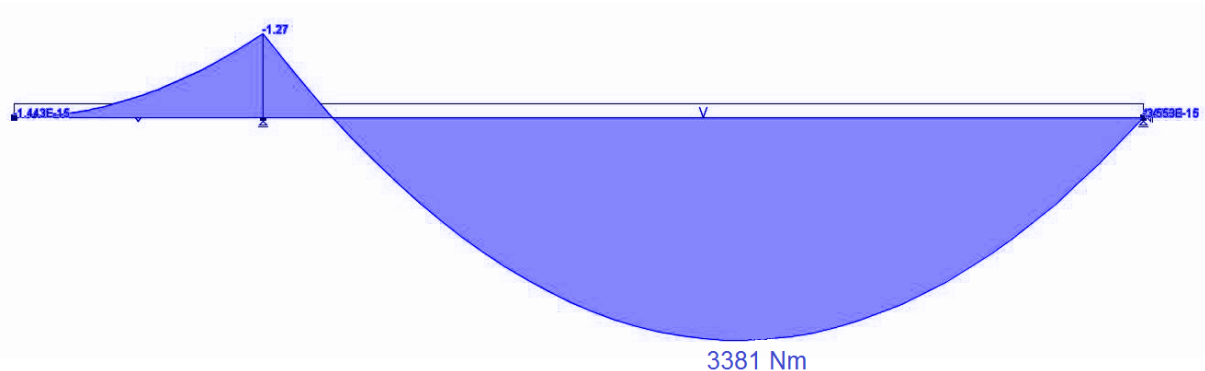
Navrhovaný přívěs za traktor je ovšem sklápěn rozdílným způsobem než přívěs na obrázku 22. Navržený systém sklápění vyžaduje, aby na dně korby (strana směrem k povrchu vozovky) byly umístěny kolejnice, po kterých se bude odvalovat rolna. Kolejnice budou také plnit funkci zpevnění korby. Pro kolejnici je volen rovnoramenný profil L, materiál ocel 11 523 s minimální mezí kluzu 333 MPa [1].



Obr. 22 Výsledné vnitřní účinky pro kolejnici na korbě

Obrázek 22 ukazuje výsledné vnitřní účinky pro kolejnici v okamžiku, kdy dojde k nepatrnému nadzdvihnutí korby, rolna se v tomto okamžiku stává posuvnou vazbou. Liniové zatížení je voleno jako polovina síly F_z na délku kolejnice.

Pro zvolený profil bylo určeno smykové a ohybové napětí. Smykové napětí činí pouhá 2 % napětí ohybového, průřez je navržen z napětí ohybového. Maximální ohybový moment v kolejnici byl zjištěn pomocí programu MaFoDem.



Obr. 23 Maximální ohybový moment v programu MaFoDem

$$M_{Omax} = \underline{3381 \text{ Nm}}$$



Dle [1] pro materiál 11 523 je dovolené napětí pro míjivý ohyb $\sigma_{doh} = 150 \text{ MPa}$.

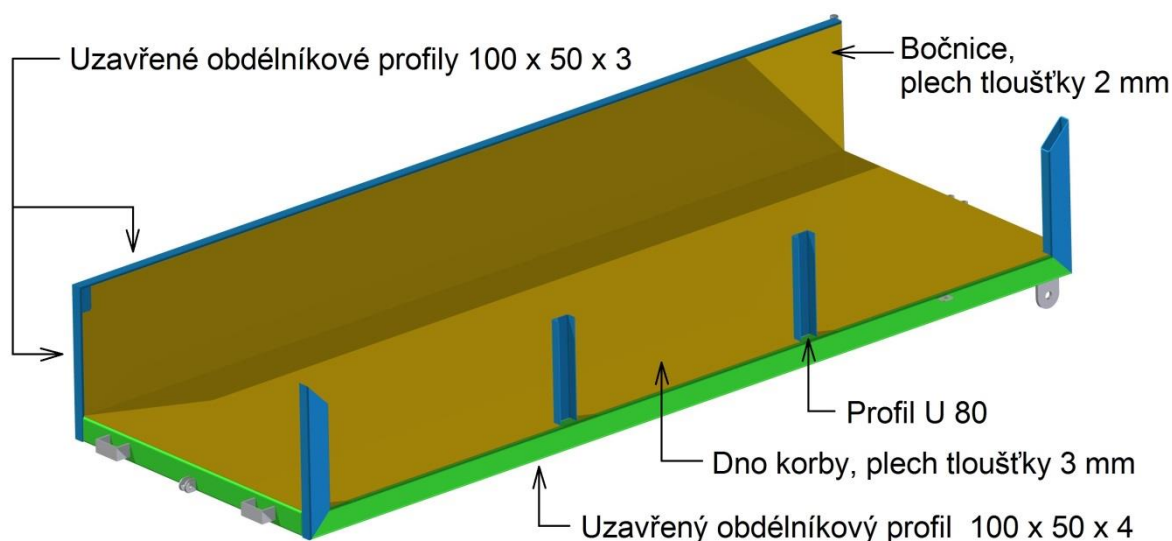
$$W_{oz} = \frac{M_{Omax}}{\sigma_{doh}} \quad [m^3]$$

$$W_{oz} = \frac{3381}{150000000} = 2,25 \cdot 10^{-5} m^3$$

$$W_{oz} = \underline{2,25 \cdot 10^{-5} m^3}$$

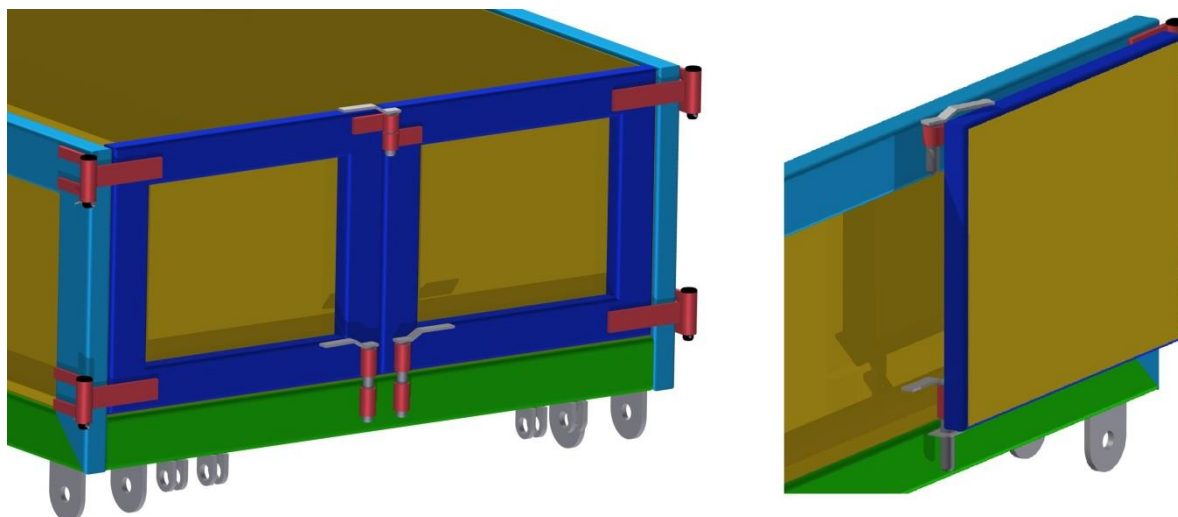
Dle výsledného modulu průřezu v ohybu W_{oz} je pro kolejnice volen rovnoramenný profil **L 100 x 100 x 12** s modulem průřezu v ohybu 29749 mm^3 .

Samotná korba je mimo kolejnic tvořena uzavřenými obdélníkovými profily z oceli 11 373 s minimální mezí kluzu 186 MPa [1] a plechy o tloušťkách 2 a 3 mm z oceli 11 373. Pro spodní část rámu korby jsou použity profily o rozměru $100 \times 50 \times 4$ a pro zbytek rámu profily $100 \times 50 \times 3$. Dno korby tvoří plech o tloušťce 3 mm, bočnice pak plech o tloušťce 2 mm. Bočnice jsou vyztuženy profily U 80. Plech dna korby sahá přes celý spodní rám korby, jsou v něm pouze výřezy na svislé profily – viz následující obrázek. Bočnice jsou přivařeny k vnitřním stranám svislých profilů.



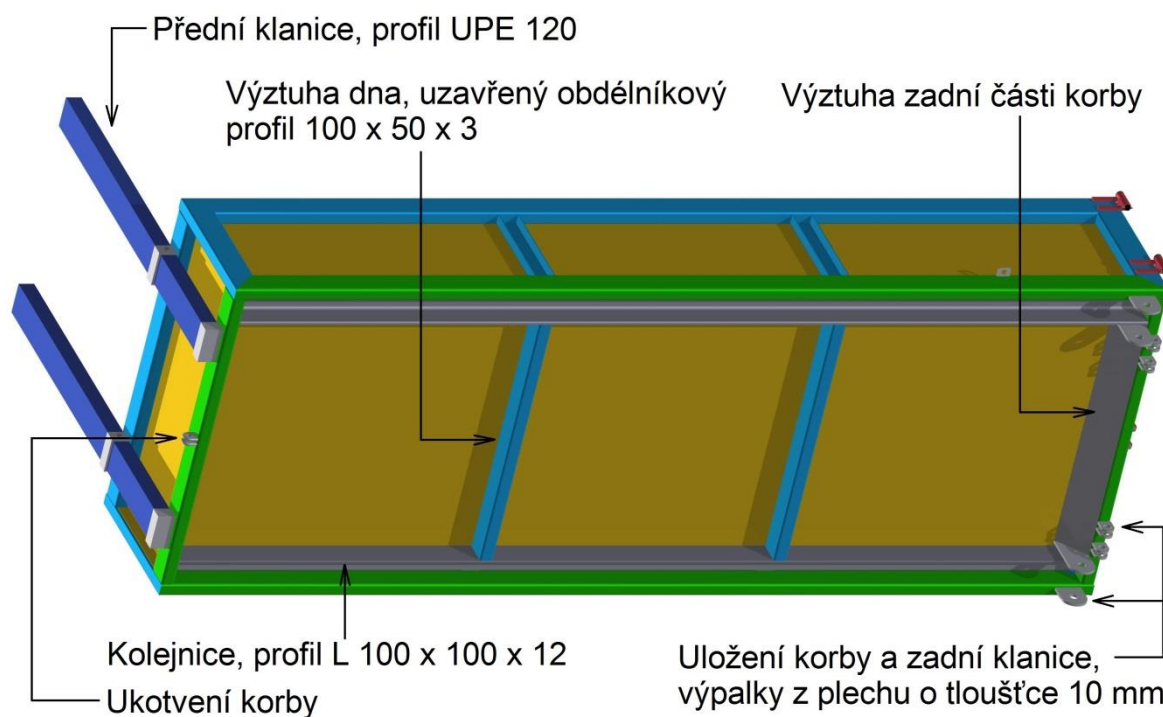
Obr. 24 Konstrukční návrh korby

Dvířka korby jsou dvojitá, tvořena obdélníkovými profily $80 \times 40 \times 3$ a plechem o tloušťce 2 mm. Panty dvířek jsou vyrobeny z trubky, silného plechu a čepu. Zajištění dvířek v zavřené poloze je pomocí tří kolíků, dva na spodní hraně a jeden na horní. V případě nainstalování zadních klanic se dvířka korby zajistí kolíkem k bočnicím.



Obr. 25 Konstrukční návrh dvířek korby

Na přední straně korby se nachází uložení předních klanic, je tvořeno pouzdry z plechu o tloušťce 5 mm. Svislý pohyb klanic je zajištěn čepy - klanice jsou snadno vyjímatelné. Dále je na přední straně korby umístěno kotvení korby, které zamezuje nechtěnému sklápění a fixuje příčný pohyb korby. Na zadní části korby je umístěno její uložení a zároveň uložení zadních klanic – obě uložení jsou tvořena výpalky z plechů o tloušťce 10 mm.



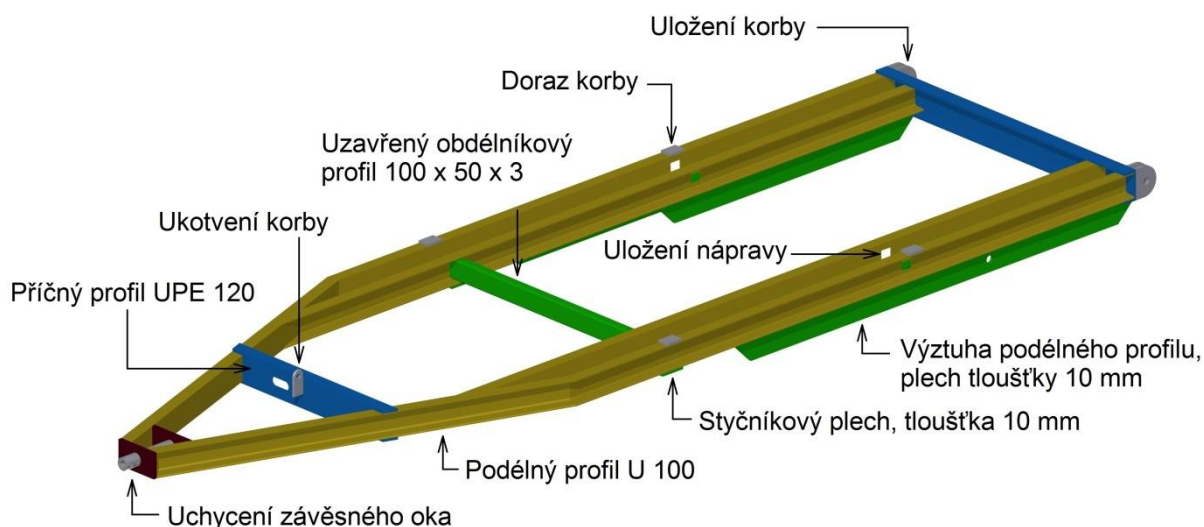
Obr. 26 Konstrukční návrh korby



2.6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH PODVOZKU

Pro konstrukční návrh podvozku přívěsu jsou voleny otevřené U či UPE profily z oceli 11 373 s minimální mezí kluzu 186 MPa [1]. Dále je užito plechu tloušťky 10 mm a 13 mm z oceli 11 523 s minimální mezí kluzu 333 MPa [1].

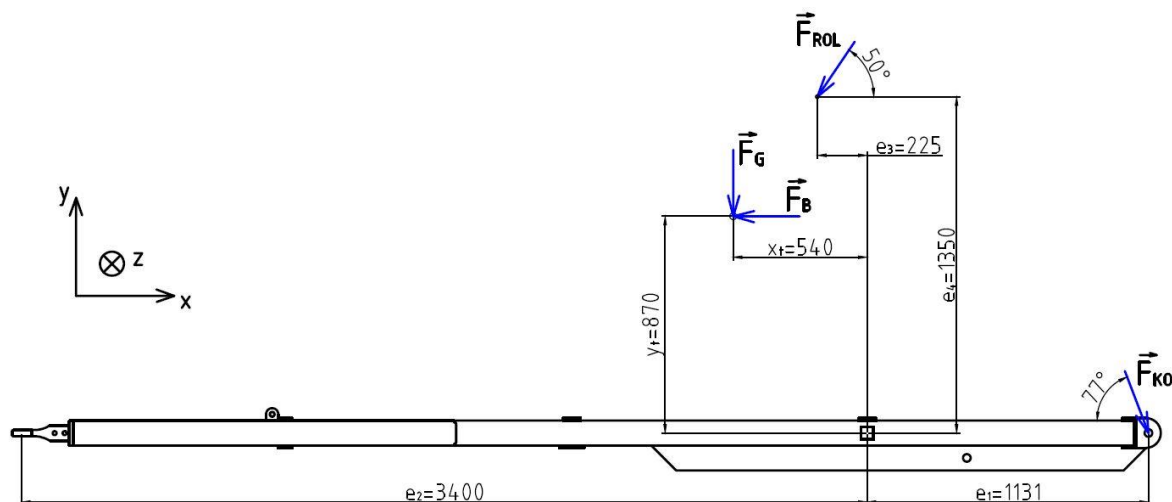
Návrh podvozku bylo nutné koncipovat tak, aby umožňoval uchycení sklápěcího mechanismu a samozřejmě korby. Rám je tvořen čtyřmi hlavními podélnými profily U 100, ty vnější poté přecházejí v oj, jejíž úhel rozevření je volen s ohledem na rozměry traktoru. Dále je podvozek tvořen dvěma příčnými profily UPE 120. Podélné profily slouží k uložení sklápěcího mechanismu a jsou v nich vyříznuty otvory pro protáhnutí nápravy. Zezdola jsou podélné profily vyztuženy výpalky z plechu o tloušťce 10 mm. V horizontální rovině přečnávají profily U120 přes profily U 100, korba tedy dosedá pouze na profily U 120. Výhodou tohoto řešení je lepší dosednutí korby při ukládání nečistot. Pro lepší rozložení váhy korby s nákladem jsou na podélné profily navařeny opěrné destičky. Na předním příčném profilu je umístěno oko sloužící k ukotvení korby, brání tedy nechtěnému sklápění a pohybu korby do stran. Oj, jak již bylo zmíněno, je tvořena vnějšími podélnými profily U 100, úhel rozevření oje je 42° a délka 1030 mm. Pro uložení závěsného oka je na konci oje trubka, která prochází dvěma ocelovými plechy o tloušťce 13 mm. Oj také slouží k uchycení opěrné nohy.



Obr. 27 Konstrukční návrh podvozku

2.6.1 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA ZÁVĚS TRAKTORU

Velikost svislého statického zatížení závěsu se odvíjí od rozměrů přívěsu a především od umístění nápravy. Náprava byla umístěna tak, aby zatížení na závěs vyvolané při plném naložení a brzdění bylo přibližně stejné jako zatížení na závěs při maximálním úhlu sklopení korby – působení síly F_{RoL} a síly F_{Ko} .



Obr. 28 Síly působící na podvozek při plném naložení – brzdění a sklápění

$$F_G = (m_u + m_k) \cdot g \quad [N] \quad (15)$$

$$F_G = (2500 + 500) \cdot 9,81 \doteq \underline{30000 N}$$

$$F_B = m_u \cdot a_B \quad [N] \quad (16)$$

$$F_B = 2500 \cdot 4 = \underline{10000 N}$$

Kde: F_G je síla působící v těžišti vyvolaná užitečnou hmotností a hmotností korby; [N]

F_B je síla vyvolaná zpomalením a_B ; [N]

$m_k = 500$ kg, hmotnost korby určená pomocí programu Autodesk Inventor

$a_B = 4$ ms⁻², maximální zpomalení (voleno)

$$F_{Z1} = \frac{F_g \cdot x_t}{e_2} + \frac{F_B \cdot y_t}{e_2} \quad [N] \quad (17)$$

$$F_{Z1} = \frac{29430 \cdot 0,540}{3,400} + \frac{10000 \cdot 0,870}{3,400} = \underline{7324 N}$$

$$F_{Z2} = \frac{F_{KO} \cdot \sin(77^\circ) \cdot e_1}{e_2} - \frac{2 \cdot F_{ROL} \cdot (\sin(50^\circ) \cdot e_3 + \cos(50^\circ) \cdot e_4)}{e_2} \quad [N] \quad (18)$$

$$F_{Z2} = \frac{24500 \cdot \sin(77^\circ) \cdot 1,131}{3,400} - \frac{2 \cdot 4310 \cdot (\sin(50^\circ) \cdot 0,225 + \cos(50^\circ) \cdot 0,135)}{3,400}$$

$$F_{Z2} = \underline{7284 N}$$

Kde: F_{Z1} je svislá síla působící na závěs při zpomalení a_B ; [N]

F_{Z2} je svislá síla působící na závěs při sklápění (úhel sklopení 40 °); [N]

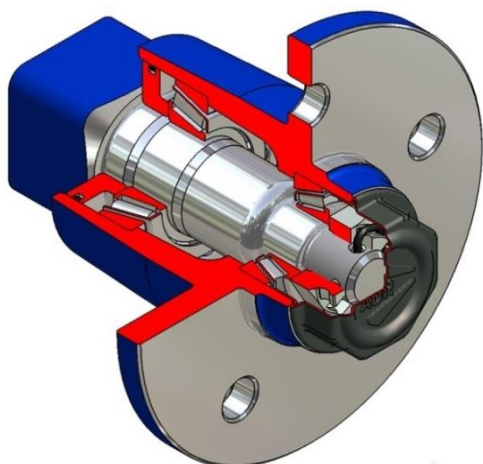
Dovolené svislé statické zatížení pro etážový závěs traktoru Zetor Proxima činí 2000 kg [11]. Navržený přívěs této hodnoty nedosahuje.



3 ZAKOUPENÉ KOMPONENTY

3.1 NÁPRAVA, DISKY, PNEUMATIKY

Vybraná náprava je od společnosti ADR. Rozchod nápravy (od náboje k náboji) 1700 mm a nosnost 3900 kg. Průřez nosníku je čtvercový a jeho rozměr pro danou nosnost činí 50 mm. Na roztečné kružnici o průměru 205 mm se nachází 6 šroubů M18 x 1,5. Konstrukce nápravy od společnosti ADR umožňuje snadnou demontáž nábojů, a tím umožnění provlečení nápravy vyříznutými otvory v podélných nosnících rámu přívěsu [9]. K dané nosnosti, rozteči a počtu šroubů byly vybrány disky 9 x 15,3" od společnosti KOLTICO. Pneumatiky byly zvoleny z kategorie pneumatiky pro vozy od společnosti Mitas, typ Mitas IM-04 12.5/80-15.3 14PR se zesílenou bočnicí a zvýšenou odolností proti průrazu a opotřebením. Nosnost pneumatiky při rychlosti 30 km/h činí 2790 kg [8].



Obr. 29 Náprava od společnosti ADR [8]



Obr. 30 Pneu Mitas IM-04 [12]

3.2 ZÁVĚSNÉ OKO

Tažné oko bylo vybíráno od společnosti VAPP. Kritériem výběru byla nosnost, otvor oka a uchycení na oj. Zvoleno bylo závěsné oko DIN 50 mm KNOTT.



Obr. 31 Závěsné oko od společnosti VAPP [9]; model závěsného oka



3.3 OPĚRNÁ NOHA

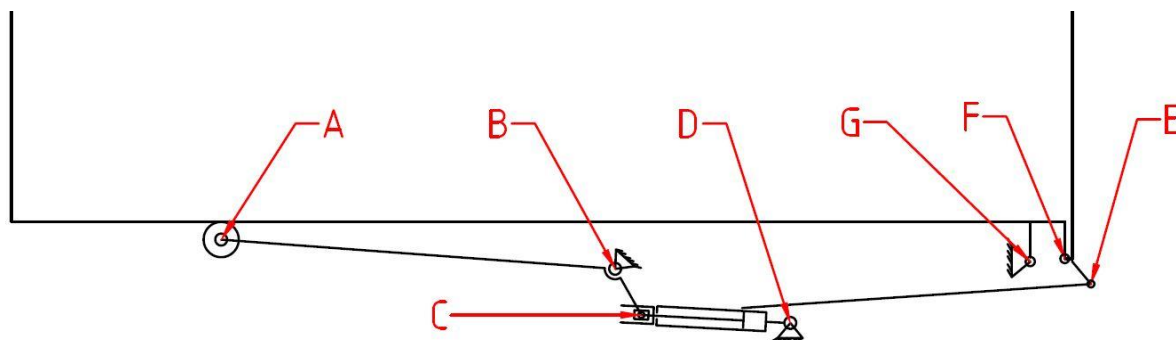
Z umístění nápravy a opěrné nohy vyplývá, že nosnost opěrné nohy by měla dosahovat 1000 kg. Toto kritérium spolu s konstrukcí byly zásadní při výběru opěrné nohy. Zvolen byl produkt Opěrná noha SF 60/19/280. Opěrná noha se montuje na přírubu, na níž lze opěrnou nohu volně otáčet a aretovat v pracovní svislé poloze nebo v přepravní vodorovné poloze.

- max. povolené zatížení: 1300 kg
- max. výsuv: 240 mm (+/- 10 mm)
- výška na střed příruby: 280 mm (+/- 10 mm) zasunutá
- celková výška: 415 mm (+/- 10 mm); [10]



Obr. 32 Opěrná noha SF 60/19/280 [10]; model opěrné nohy

4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET ČEPŮ



Obr. 33 Označení čepů v mechanismu

Tab. 8 Zatěžující síly čepů v navržené konstrukci

Označení čepu	A	B	C	D	E	F	G
Maximální síla na čep [N]	F_{ROL}	F_{RH}	F_{TLP}	F_{TLP}	F_{TH2}	F_{ZK1}	F_{KO}
	9480	80220	79130	79130	35131	39976	24050

Tab. 9 Vlastnosti materiálů pro mĭjivý stav zatěřžování [1]

Materiál	Cínový bronz	11 373	11 523	11 700
Dovolené ohybové napětí σ_{do} [MPa]	-	90	150	200
Dovolený tlak na otláčení p_{do} [MPa]	20	50	50	50
Dovolené smykové napětí τ_{do} [MPa]	-	50	70	100

4.1 VÝPOČET ČEPU A – ULOŽENÍ ROLNY

Materiál ramene r_1 – ocel 11 373

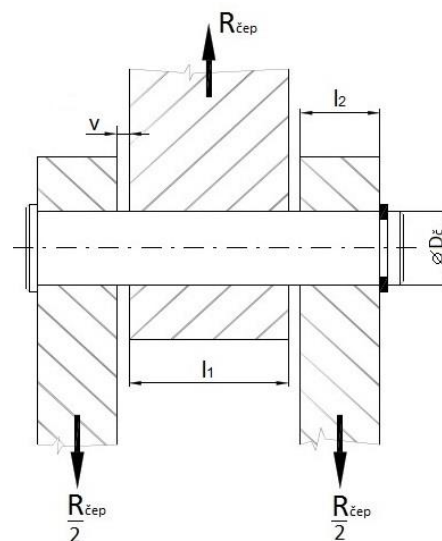
Materiál pouzdra – cínový bronz

Materiál čepu A – 11 700

4.1.1 NÁVRH PRŮMĚRU ČEPU A

$$M_{Ox} = \frac{R_{\check{c}ep}}{8} \cdot (2 \cdot l_{2x} + l_{1x} + 2 \cdot v_x) \quad [Nm] \quad (20)$$

Kde: $R_{\check{c}ep}$ je max. síla působící na čep, viz tab. 6; [N]



Obr. 34 Obecné uložení čepu

M_O je ohybový moment v čepu; [Nm]

X je označení příslušného čepu

$$M_{OA} = \frac{F_{ROL}}{8} \cdot (2 \cdot l_{2A} + l_{1A} + 2 \cdot v_X) \quad [Nm]$$

$$\sigma_{OA} = \frac{M_{OA}}{W_{OA}} = \frac{4 \cdot F_{ROL} \cdot (2 \cdot l_{2A} + l_{1A} + 2 \cdot v_X)}{\pi \cdot d_{\check{c}A}^3} \leq \sigma_{do} \quad (19)$$

$$\Rightarrow d_{\check{c}A} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F_{ROL} \cdot (2 \cdot l_{2A} + l_{1A} + 2 \cdot v_X)}{\pi \cdot \sigma_{do}}} \quad [m]$$

$$d_{\check{c}A} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 9480 \cdot (2 \cdot 0,0125 + 0,025 + 2 \cdot 0,006)}{\pi \cdot 345 \cdot 10^6}} = 0,016 \text{ m}$$

$$d_{\check{c}A} = \underline{0,016 \text{ m}} \Rightarrow \text{volen průměr } d_{\check{c}A} = \mathbf{20 \text{ mm}}$$

Kde: σ_{OA} je ohybové napětí v čepu A; [MPa]

W_{OA} je modul průřezu v ohybu pro čep A; [m³]

$d_{\check{c}A}$ je průměr čepu A; [mm]

4.1.2 VÝPOČET ČEPU NA STŘIH

$$\tau_{SA} = \frac{F_{ROL}}{2 \cdot S_{\check{c}A}} = \frac{2 \cdot F_{ROL}}{\pi \cdot d_{\check{c}A}^2} \quad [MPa] \quad (20)$$

$$\tau_{SA} = \frac{2 \cdot 9480}{\pi \cdot 0,02^2} = 15,1 \text{ MPa}$$

$$\underline{\tau_{SA} = 15,1 \text{ MPa} < \tau_{do} = 100 \text{ MPa}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: τ_{SA} je napětí ve smyku pro čep A; [MPa]

$S_{\check{c}A}$ je plocha příčného průřezu čepu A; [m²]

4.1.3 KONTROLA PODMÍNKY HMH

$$\sigma_{redA} = \sqrt{\sigma_{oA}^2 + 3 \cdot \tau_{SA}^2} \leq R_e \quad [MPa] \quad (21)$$



$$\sigma_{redA} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot F_{ROL} \cdot (2 \cdot l_{2A} + l_{1A} + 2 \cdot v_X)}{\pi \cdot d_{\zeta A}^3}\right)^2 + 3 \cdot \tau_{SA}^2} \leq R_e$$

$$\sigma_{redA} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 9480 \cdot (2 \cdot 0,0125 + 0,025 + 2 \cdot 0,006)}{\pi \cdot 0,02^3}\right)^2 + 3 \cdot 15,1 \cdot 10^{12}} \leq R_e$$

$$\sigma_{redA} = 93,8 \text{ MPa} < 390 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: σ_{redA} je redukované napětí dle podmínky HMH pro čep A; [MPa]
 $R_e = 390 \text{ MPa}$, minimální mez kluzu pro materiál čepu - ocel 11 700

4.1.4 VÝPOČET NA OTLAČENÍ BRONZOVÉHO POUZDRA

$$p_{1A} = \frac{F_{ROL}}{d_{\zeta A} \cdot l_{1A}} \quad [\text{MPa}] \quad (22)$$

$$p_{1A} = \frac{9480}{0,02 \cdot 0,025} = 18,96 \text{ MPa}$$

$$\underline{p_{1A} = 18,96 \text{ MPa} < p_{do} = 20 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}}$$

Kde: p_{1A} je stykový tlak pro část uložení s délkou l_1 ; [MPa]

4.1.5 VÝPOČET NA OTLAČENÍ RAMENE

$$p_{2A} = \frac{F_{ROL}}{2 \cdot d_{\zeta A} \cdot l_{2A}} \quad [\text{MPa}] \quad (23)$$

$$p_{2A} = \frac{9480}{2 \cdot 0,02 \cdot 0,0125} = 18,96 \text{ MPa}$$

$$\underline{p_{2A} = 18,96 \text{ MPa} < p_{do} = 50 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}}$$

Kde: p_{2A} je stykový tlak pro část uložení s délkou l_2 ; [MPa]

4.2 VÝPOČET ČEPU B AŽ G

Vzhledem ke stejnému algoritmu, jako při výpočtu čepu A, není uveden celý postup. Výsledky jsou sdruženy v následující tabulce.

Tab. 10 Výpočet čepů B až G

Čep	B		C		D		E		F		G			
$R_{\text{čep}}$	80220		79130		79130		35131		39976/2		24050/4		[N]	
l_1	66		22		22		94		15		10		[mm]	
l_2	18		10		44		17,5		10		10		[mm]	
v	2		4		4		0		0		2,5		[mm]	
M_O	1123,1		494,6		494,6		527,0		87,5		26,3		[Nm]	
$d_{\text{č}}$	32,13		24,44		24,44		24,96		13,72		9,19		[mm]	
$d_{\text{č volen}}$	45		35		35		30		30		30		[mm]	
σ_O	σ_{do}	92	200	117	200	117	200	199	200	33	200	10	200	[MPa]
τ_S	τ_{do}	20	100	41	100	41	100	25	100	14	100	4	100	[MPa]
σ_{red}	R_e	98	390	137	390	137	390	203	390	41	390	12	390	[MPa]
p_1	p_{do}	24	50	-	-	-	-	12	50	44	50	20	50	[MPa]
p_2	p_{do}	38	50	-	-	-	-	45	50	33	50	10	50	[MPa]
		Vyhovuje		Vyhovuje		Vyhovuje		Vyhovuje		Vyhovuje		Vyhovuje		

Z tabulky 8 je patrné, že všechna navržená čepová spojení vyhovují. Čepy uložení přímočarých hydromotorů nejsou kontrolovány na otláčení, protože jsou jejich průměry dány průměrem oka PČH. Přímocharé hydromotory jsou vyráběny tak, aby při případném překročení dovoleného tlaku došlo k deformaci oka PČH. Čepy uložení přímočarých hydromotorů se tedy kontrolují z hlediska dovoleného ohybového napětí. Mírně se lišil výpočet ohybového momentu u čepu F, protože jeho uložení neodpovídá tomu obecnému, ohybový moment byl určen pomocí výsledných vnitřních účinků pro dané uložení.

5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA MKP

MKP analýza je provedena v programu Ansys Workbench, do níž je převeden model z programu Autodesk Inventor. Metodou konečných prvků jsou kontrolovány součásti: spojená ramena hydrauliky, zadní klanice, podvozek a dolní rám korby.

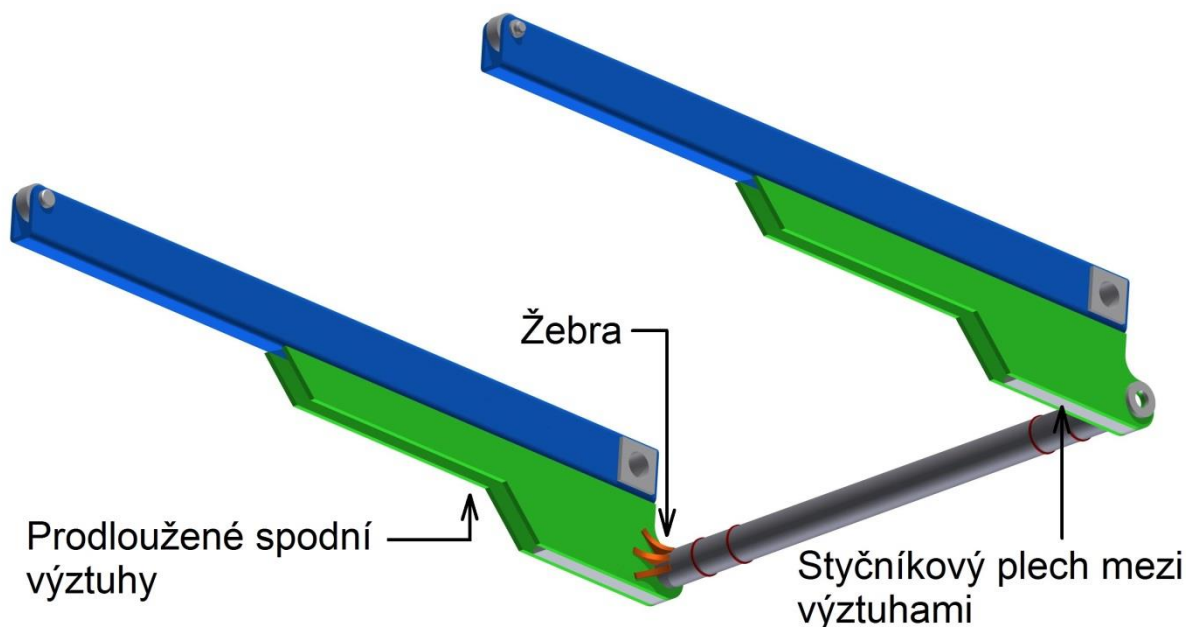
Vstupní údaje o materiálu: - hustota 7850 kg/m^3
- modul pružnosti v tahu 210 GPa
- Poissonův poměr $0,3$

Před převodem modelu do programu Ansys Workbench byly vymazány různá zaoblení, zkosení a otvory, které nemají na výpočet téměř vliv a znesnadňovaly by tvorbu sítě.

Síť byla tvořena jako objemová. Před tvorbou sítě byl vždy model rozřezán na soubor menších objemů, což vede ke zkvalitnění sítě. Maximální velikost prvků byla nastavena pomocí funkce sizing na 10 mm . Při tvorbě sítě bylo využíváno především zmíněné funkce sizing, dále funkce mapovaná síť a funkce sweep. Tloušťkám jednotlivých profilů byly přiřazovány 2 až 4 elementy.

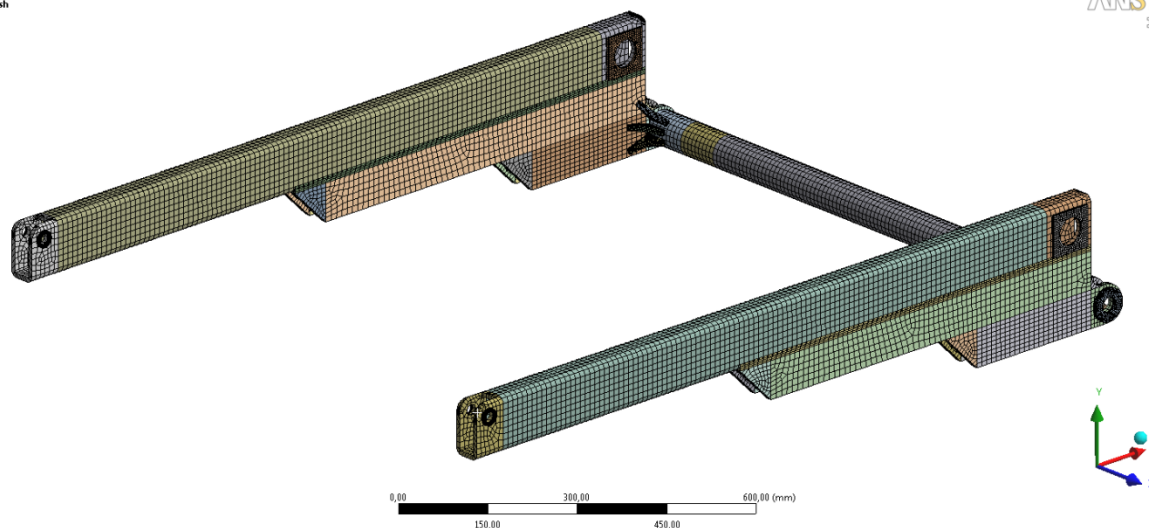
5.1 PEVNOSTNÍ ANALÝZA SPOJENÝCH RAMEN HYDRAULIKY

Výsledky pevnostní analýzy stávajícího konstrukčního návrhu vedly k úpravě konstrukce.



Obr. 35 Upravená konstrukce spojených ramen hydrauliky

Mesh

ANSYS
13.0

Obr. 36 Vytvořená síť na upravených spojených ramenech hydrauliky

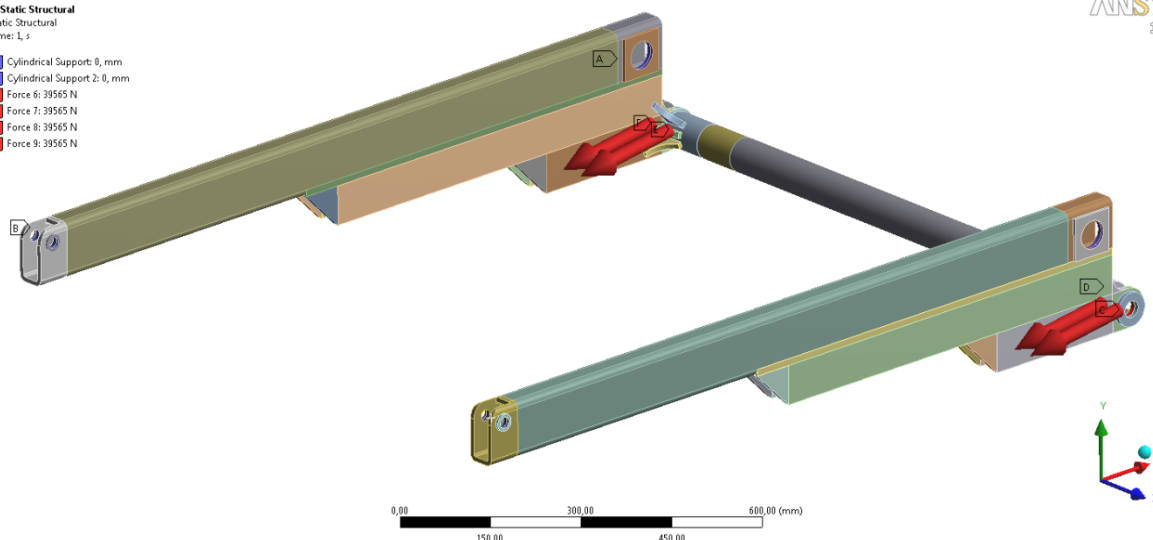
5.1.1 ZÁTĚŽOVÝ STAV 1 – POČÁTEK VYSÝPANÍ

Tento zátěžový stav nastává při počátku sklápění plně naloženého přívěsu. Na čepy C působí síla, jejíž velikost a směr byly určeny Cremonovou metodou – $F_{TLP} = 79130$ N.

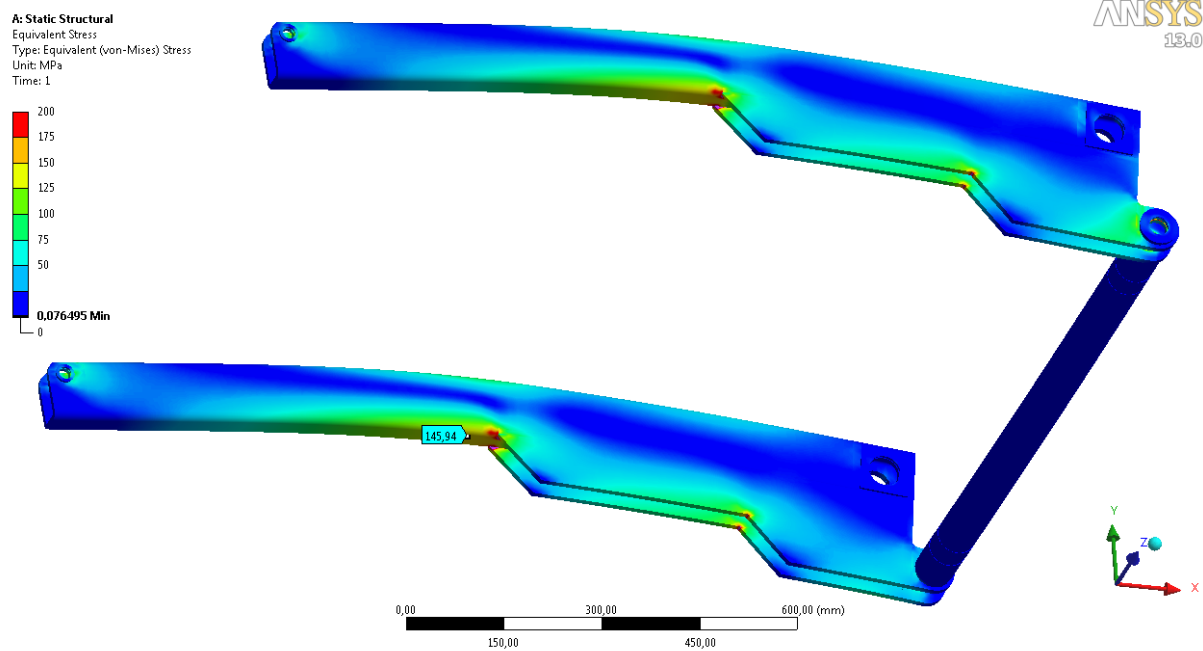
Válcové ploše v místě čepu A je pomocí válcové podpory odebrán radiální posuv, válcové ploše v místě čepu B je pomocí válcové podpory umožněna pouze rotace kolem osy z . Síla F_{TLP} je pomocí zatížení Force přenesena na válcové plochy v místě čepu C. Zatížení a vazby jsou znázorněny na následujícím obrázku.

A: Static Structural
Static Structural
Time: 1, s

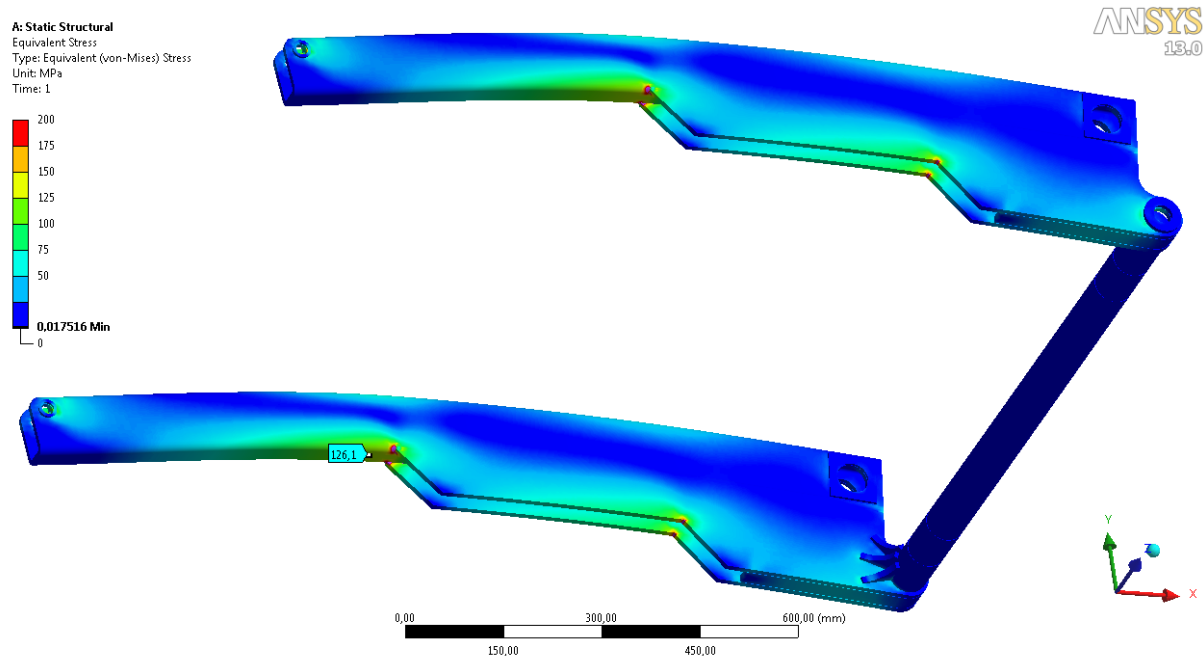
- A Cylindrical Support: 0, mm
- B Cylindrical Support Z: 0, mm
- C Force 6: 39565 N
- D Force 7: 39565 N
- E Force 8: 39565 N
- F Force 9: 39565 N

ANSYS
13.0

Obr. 37 Zatížení a vazby spojených ramen hydrauliky pro zátěžový stav 1



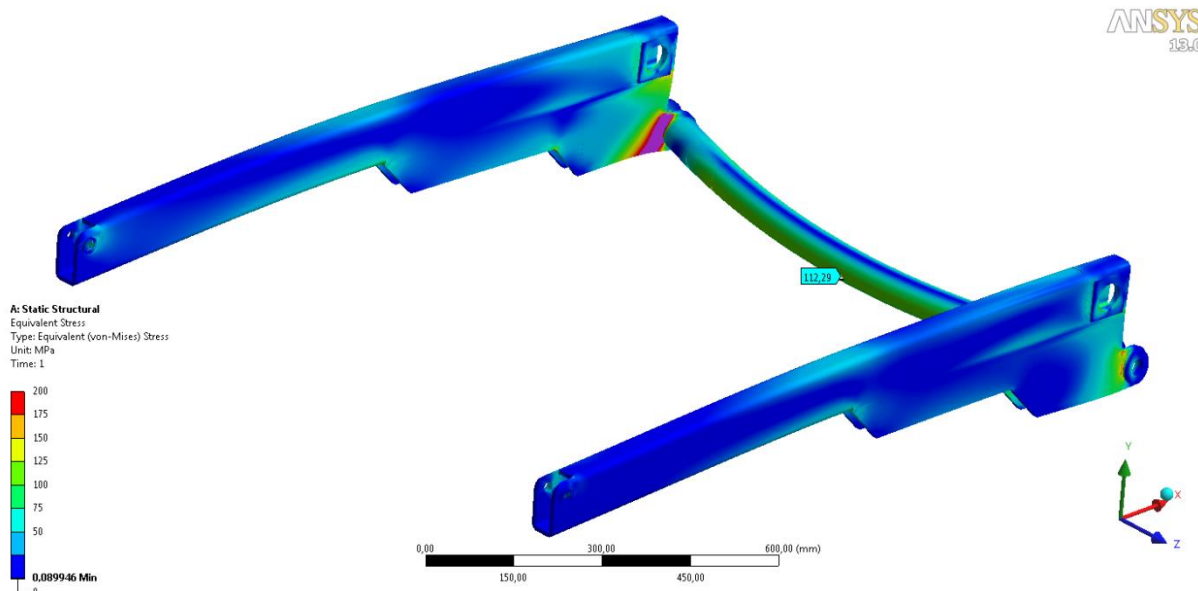
Obr. 38 Rozložení napětí (dle HMM) na neupravené konstrukci při zátěžovém stavu 1; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí - 146 MPa; měřítko deformace 32:1, maximální deformace - 1,47 mm



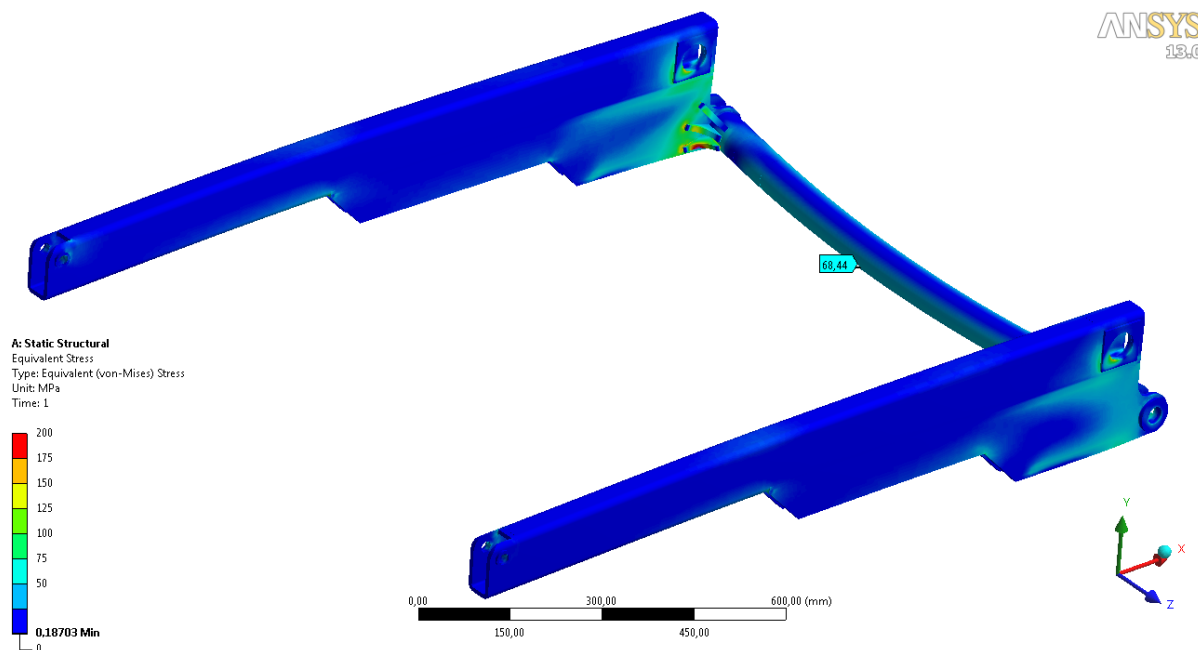
Obr. 39 Rozložení napětí (dle HMM) na upravené konstrukci při zátěžovém stavu 1; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí - 126 MPa; měřítko deformace 42:1, maximální deformace - 1,12 mm

5.1.2 ZÁTĚŽOVÝ STAV 2 – AKCELERACE VE STOUPÁNÍ

Tento stav je charakterizován působením síly $F_{TH1} = 34536$ N na propojovací trubku v místech kontaktů s táhly. Vazby jsou řešeny stejně jako v předchozím případě. Síly jsou zadány opět pomocí zatížení Force, směr působení síly je znám z Cremonovy metody.



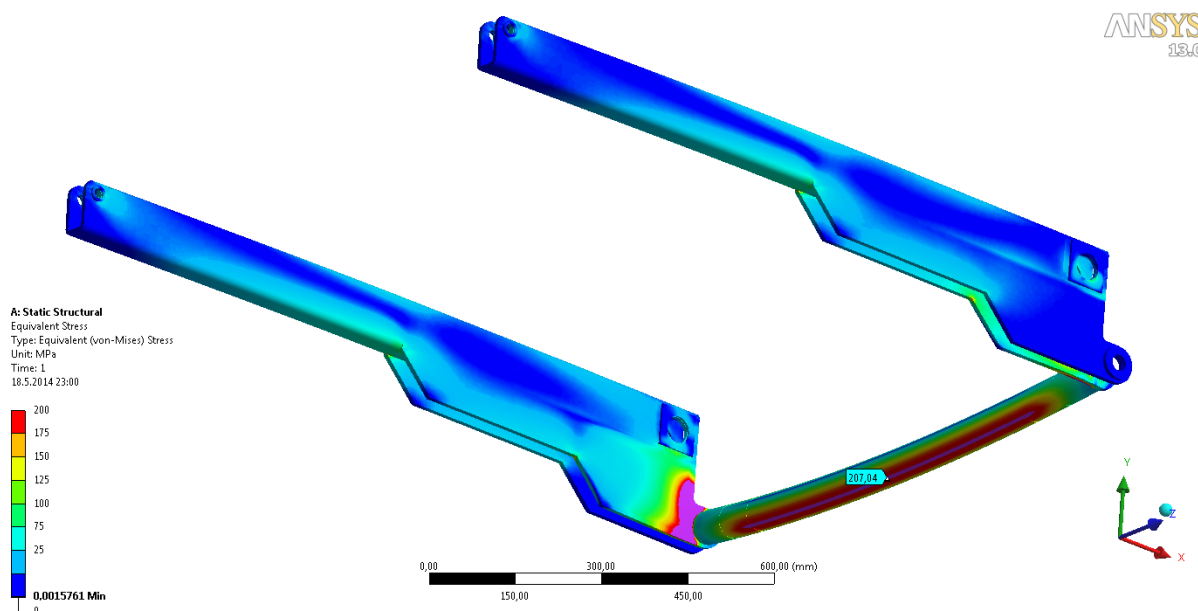
Obr. 40 Rozložení napětí (dle HMH) na upravené konstrukci při zátěžovém stavu 2; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí - 272 MPa; měřítko deformace 32:1, maximální deformace – 3,16 mm



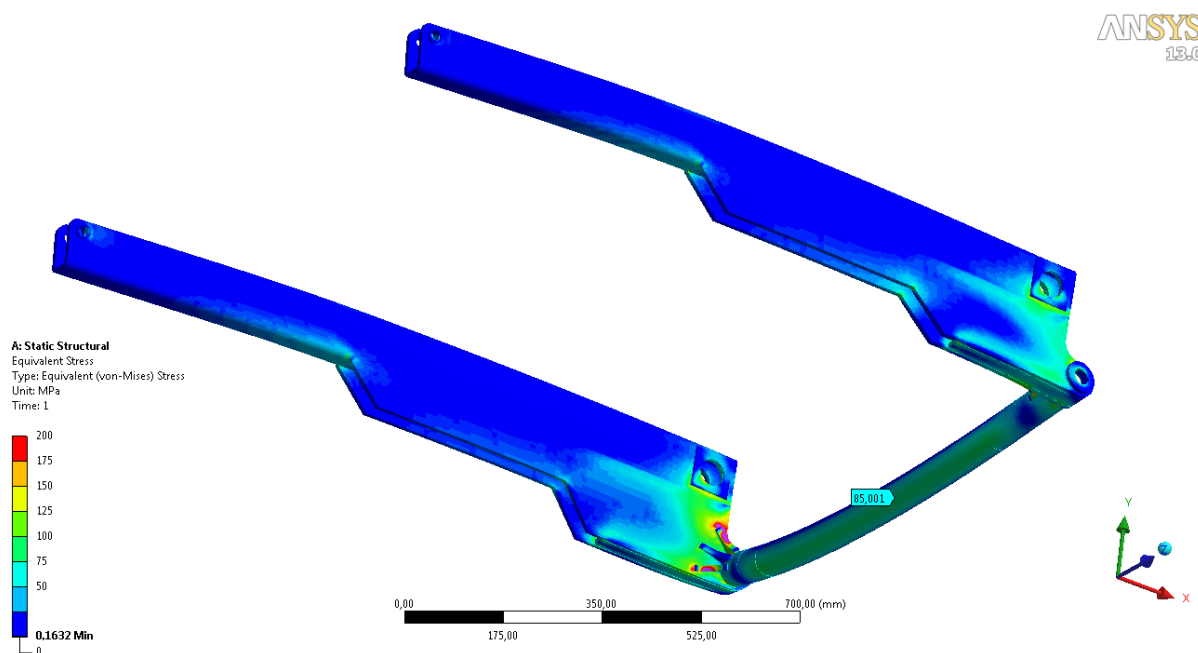
Obr. 41 Rozložení napětí (dle HMH) na upravené konstrukci při zátěžovém stavu 2; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí - 212 MPa; měřítko deformace 25:1, maximální deformace – 2,00 mm

5.1.3 ZÁTĚŽOVÝ STAV 3 – VODOROVNÉ KLANICE

Tento stav je charakterizován působením síly $F_{TH2} = 35131$ N na propojovací trubku v místech kontaktů s táhly. Zadání vazeb a sil jako v předchozích případech. Směr síly znám z Cremonova obrazce.



Obr. 42 Rozložení napětí (dle HMM) na neupravené konstrukci při zátěžovém stavu 3; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí - 315 MPa; měřítko deformace 21:1, maximální deformace – 5,09 mm



Obr. 43 Rozložení napětí (dle HMM) na upravené konstrukci při zátěžovém stavu 3; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí - 253 MPa; měřítko deformace 50:1, maximální deformace – 2,26 mm

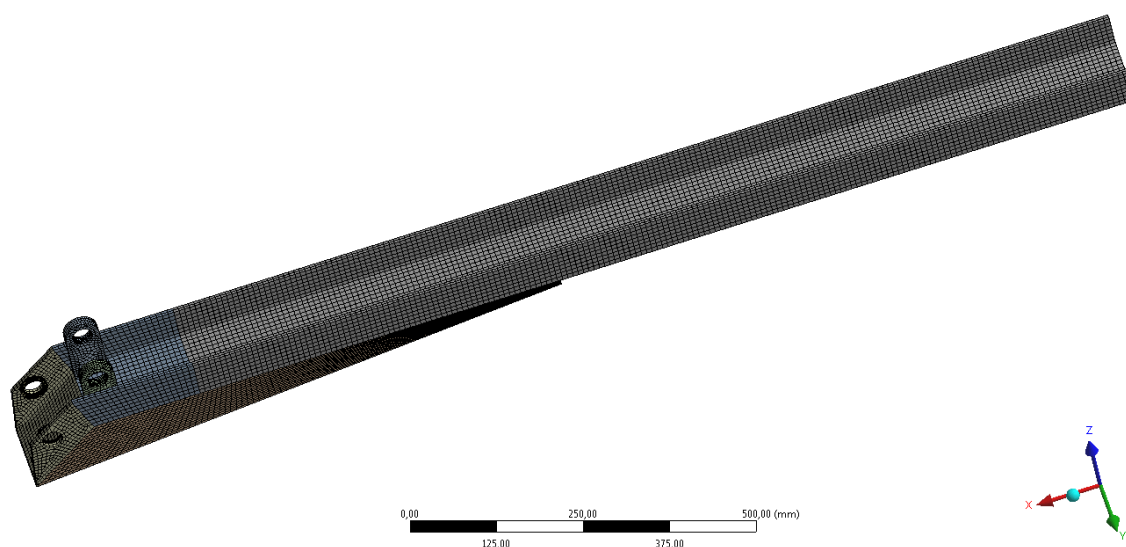
Rozložení napětí pro jednotlivé zátěžné stavy odpovídá předpokladům, lze tedy uvažovat, že pevnostní výpočet spojených ramen hydrauliky proběhl správně. Při odečítání maximálních napětí nebyly brány v potaz špičková napětí vznikající v místech styku součástí.

Po konstrukční úpravě došlo k výrazným změnám rozložení napětí. Při zátěžovém stavu 1 pokleslo napětí v kritickém místě (za konci výztuh) o 14 %. Lepšímu průběhu napětí v z. stavech 2 a 3 výrazně dopomohla žebra a styčnickový plech mezi výztuhami. Deformace v z. stavu 1 poklesla o 1,16 mm, v z. stavu 2 dokonce o 2,83 mm. V obou z. stavech se nachází maximální napětí na žebrech, ani v jednom případě nedošlo k překročení minimální meze kluzu pro materiál žeber – ocel 11 523 s minimální mezí kluzu 333 MPa. Nejvyšší napětí na propojovací trubce bylo zaznamenáno pro neupravenou konstrukci v z. stavu 3, což koresponduje s výpočtem v kapitole 2.2. Po konstrukční úpravě dosahuje maximální napětí na propojovací trubce hodnoty 85 MPa, jako materiál propojovací trubky je tedy možné zvolit méně nákladnou ocel, např. ocel 11 523. Do výpočtu nebyl zahrnut dlouhý čep uložení přímočarých hydromotorů, který přispěje k celkovému snížení napětí při zátěžových stavech 2 a 3.

5.2 PEVNOSTNÍ ANALÝZA ZADNÍ KLANICE

Mesh

ANSYS
13.0



Obr. 44 Vytvořená síť na modelu zadní klanice

5.2.1 ZÁTĚŽOVÝ STAV 1 – AKCELERACE VE STOUPÁNÍ

Při tomto zátěžném stavu je zadní klanice namáhána nejvíce, je proto jediným zátěžovým stavem. Charakterizován je působením síly $F_{KL} = 5465$ N, která je přepočítána na tlak:

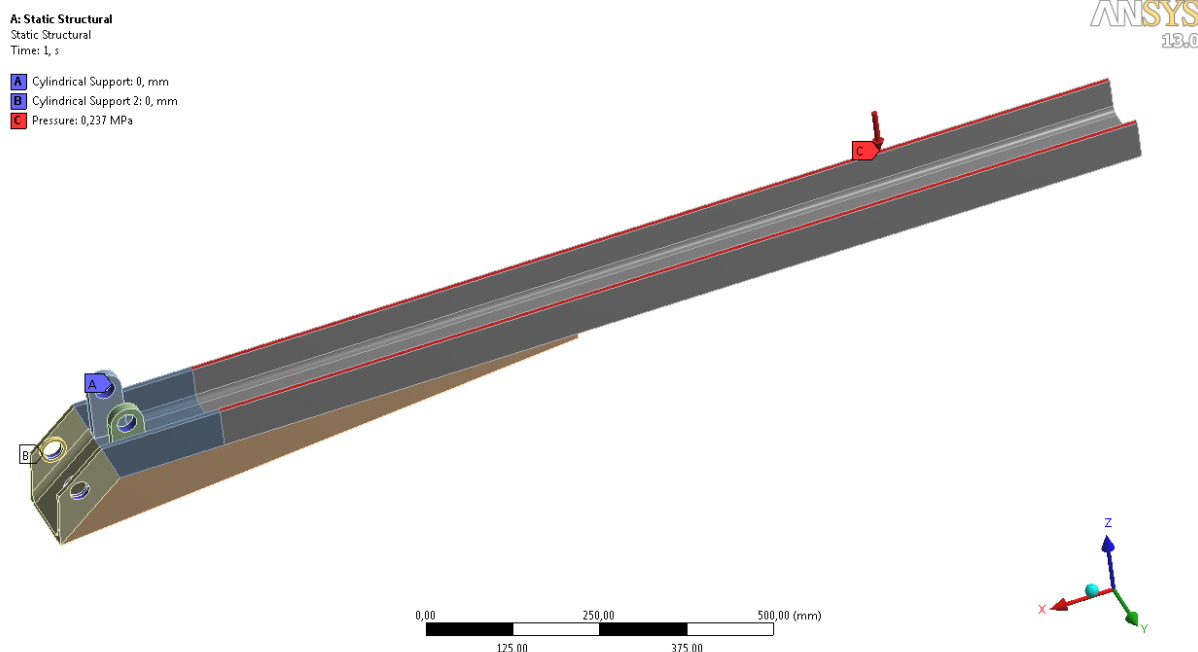
$$p_{kl} = \frac{F_{KL}}{S_{KL} \cdot 2} = \frac{F_{KL}}{c_1 \cdot h_p \cdot 2} \quad [MPa] \quad (24)$$

$$p_{kl} = \frac{5465}{1440 \cdot 8 \cdot 2} = 0,237 \text{ MPa}$$

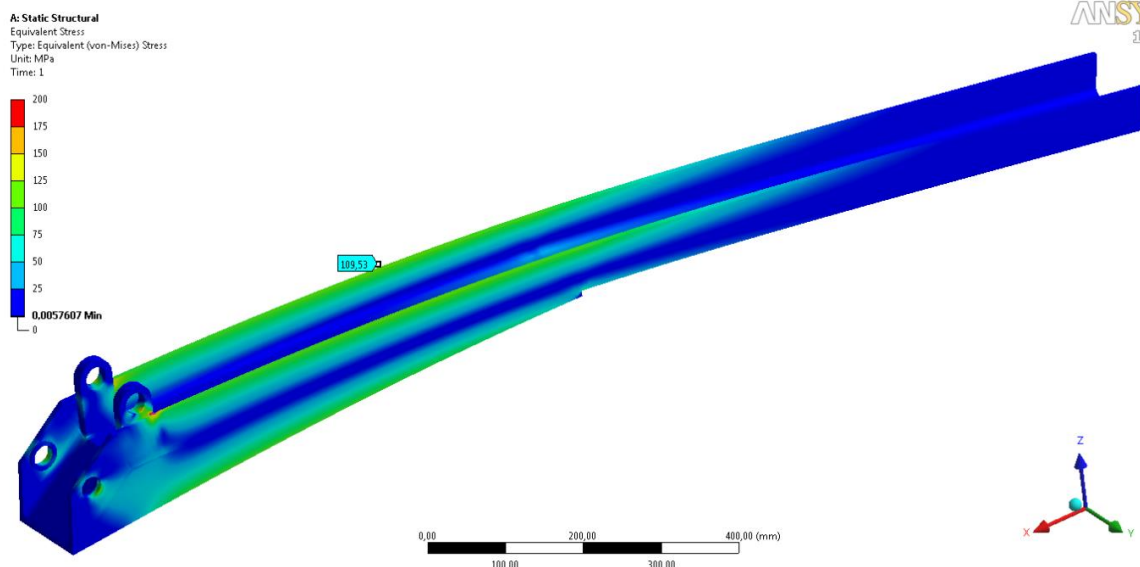
$$p_{kl} = \underline{0,237 \text{ MPa}}$$

Kde: S_{KL} je plocha, na kterou působí síla F_{KL} ; [mm²]
 c_1 je část zadní klanice, na kterou působí síla F_{KL} ; [mm]
 h_p je výška pásnice profilu tvořícího zadní klanici; [mm]

Pomocí zatížení Pressure je výsledný tlak p_{kl} aplikován na příslušné plochy. Vazby jsou uskutečněny válcovými podporami. Válcové ploše v místě čepu E je odebrán radiální posuv a válcové ploše v místě čepu F je odebrán posuv radiální i axiální.



Obr. 45 Zatížení a vazby zadní klanice pro zátěžový stav 1

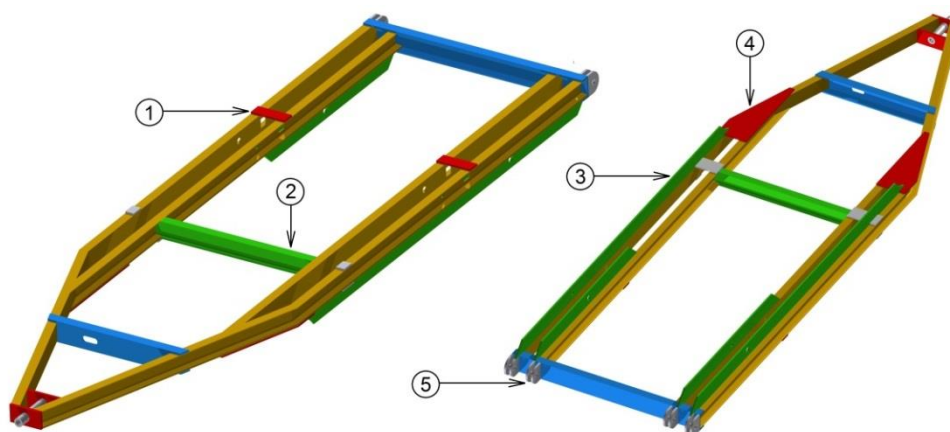


Obr. 46 Rozložení napětí (dle HMM) na zadní klanici při zátěžovém stavu 1;
 rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí – 110 MPa;
 měřítko deformace 15:1, maximální deformace – 11,38 mm

Vyšší průběh a hodnoty napětí odpovídají předpokladům a korespondují s výpočty v kapitole 2.3. Maximální hodnota deformace na konci zadní klanice je 11,38 mm. Tato hodnota je poměrně vysoká, v praxi bude ale hranice dřeva na přívěsu vždy stažena upínacími pásy, deformace a napětí by tedy měly být nižší. Výsledky analýzy je možno považovat za dostatečné.

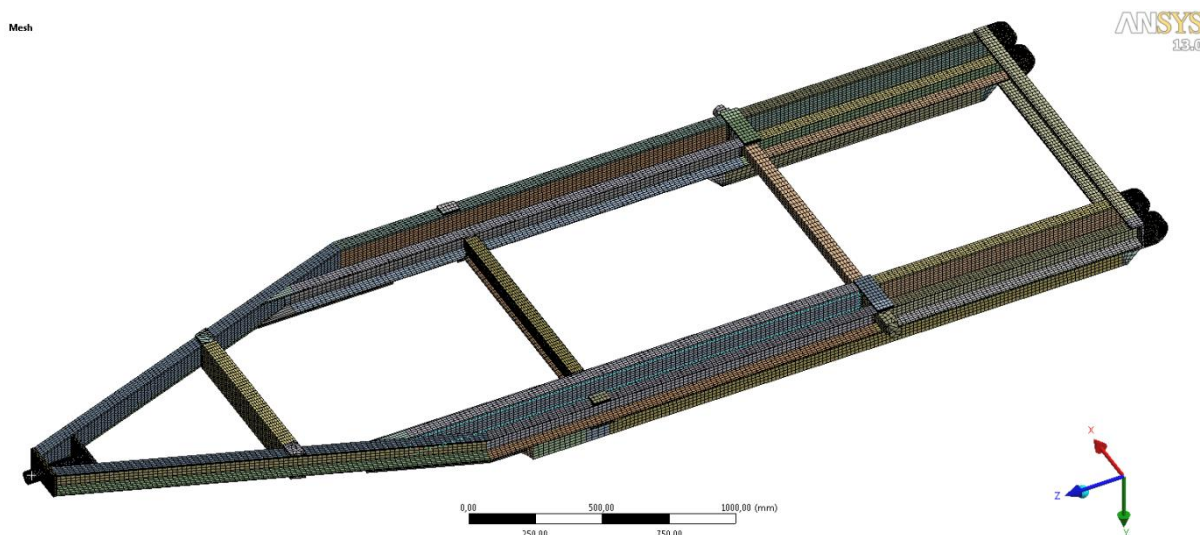
5.3 PEVNOSTNÍ ANALÝZA PODVOZKU

Nejprve byla provedena pevnostní analýza stávajícího konstrukčního návrhu pro všechny zatěžující stavy. Vyšlé hodnoty napětí byly příliš vysoké, bylo tedy nutné přistoupit ke konstrukčním úpravám.



Obr. 47 Konstrukční úprava podvozku

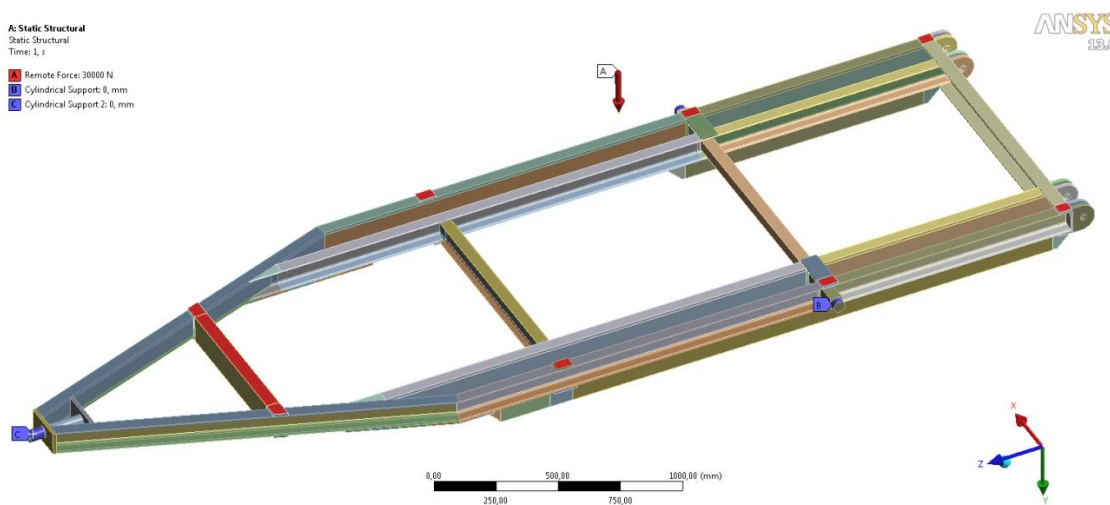
- 1 – doraz korby nad uložením nápravy je protažen přes oba podélné profily
- 2 – příčná výztuha tvořená uzavřeným profil nahrazena profilem tvaru I
- 3 – výztuha vnějšího podélného profilu prodloužena
- 4 – zpevnění v oblasti přechodu vnějších podélných profilů v oj
- 5 – přidáno uložení korby kvůli lepšímu rozložení síly mezi všechny podélné profily



Obr. 48 Vytvořená síť na modelu upraveného podvozku

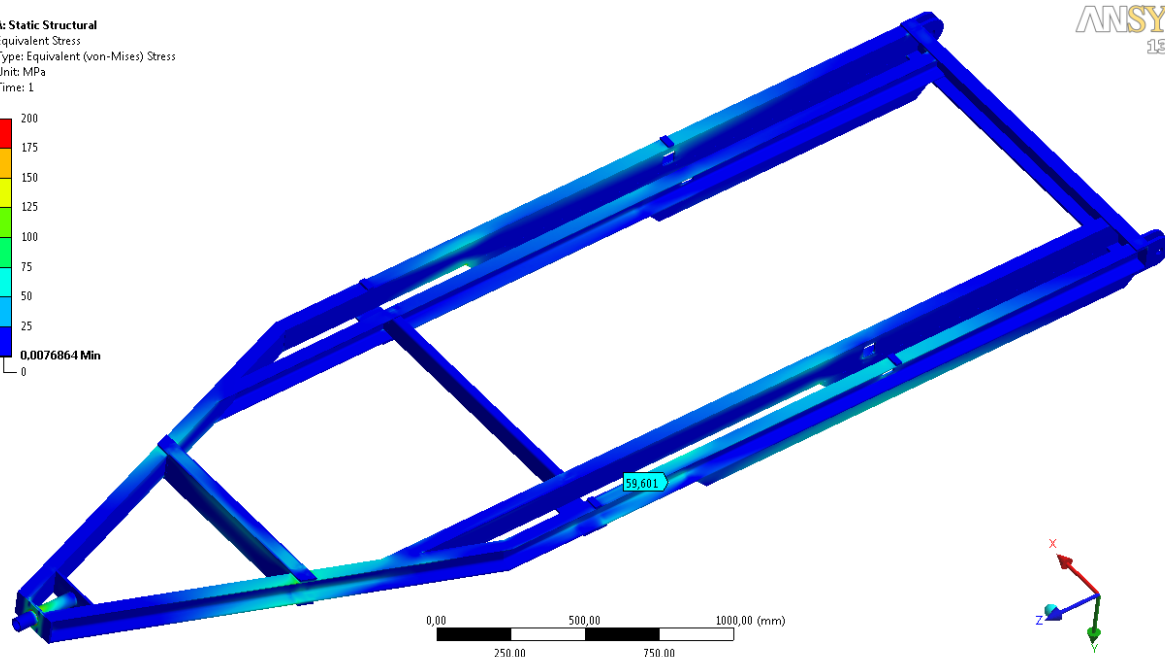
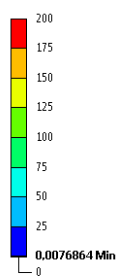
5.3.1 ZÁTĚŽOVÝ STAV 1 – NEZRYCHLENÁ JÍZDA

Stav je charakterizován působením síly F_G určené v kapitole 2.6.1. Působišťem této síly je těžiště korby se dřevem, jehož poloha byla rovněž uvedena v kapitole 2.6.1. Zadání síly F_G do výpočtu je provedeno pomocí zatížení Remote Force. Vymodelována je i náprava, jelikož plní funkci zpevnění a zavazbení modelu. Ve výsledcích je náprava zneviditelněna. Válcovým plochám nápravy je odebrán radiální i axiální posuv. Válcové ploše trubky (uchycení závěsného oka) je odebrán posuv radiální.



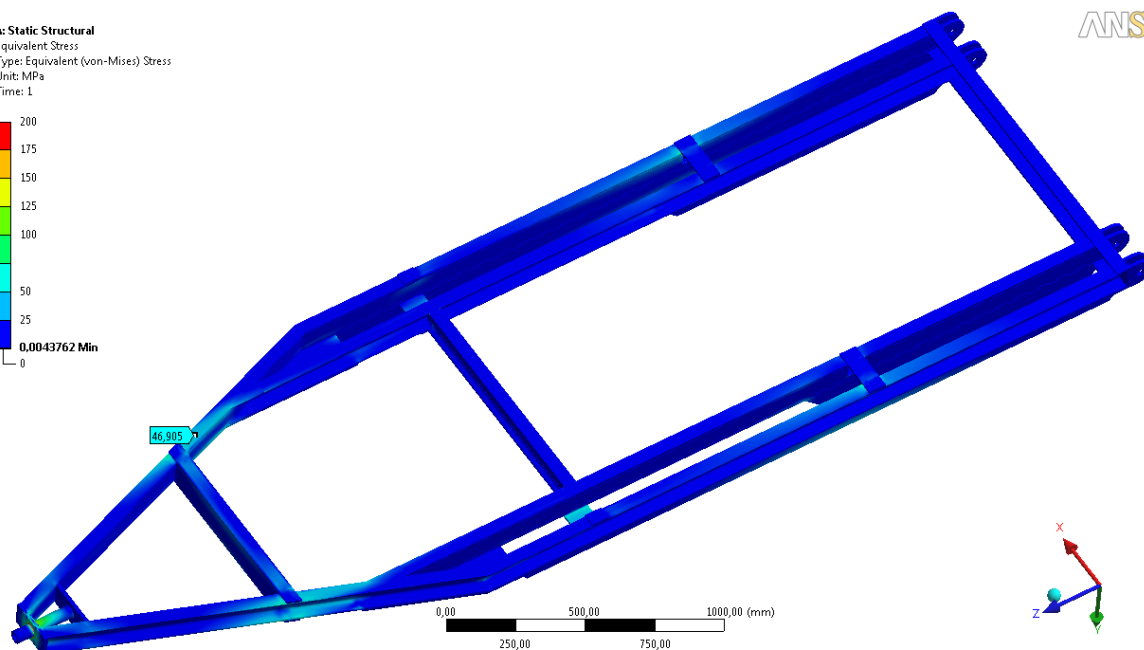
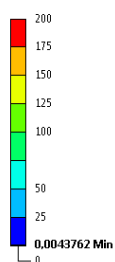
Obr. 49 Zatížení a vazby upraveného podvozku pro zátěžový stav 1

A: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1



Obr. 50 Rozložení napětí (dle HMH) na neupraveném podvozku při zátěžovém stavu 1; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí – 60 MPa; měřítko deformace 1:1, maximální deformace – 3,47 mm

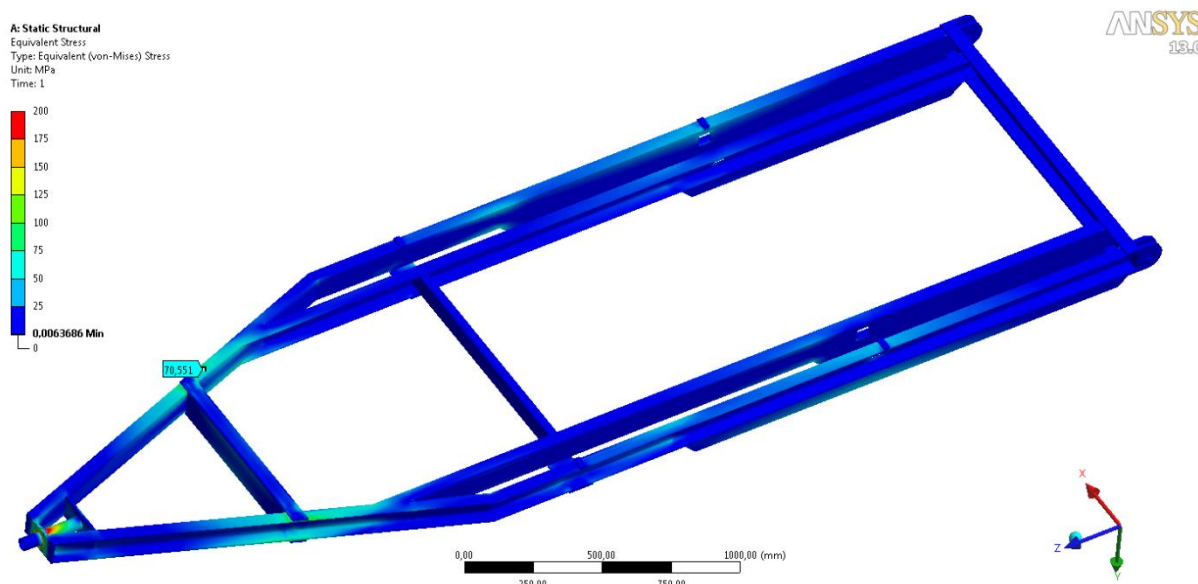
A: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1



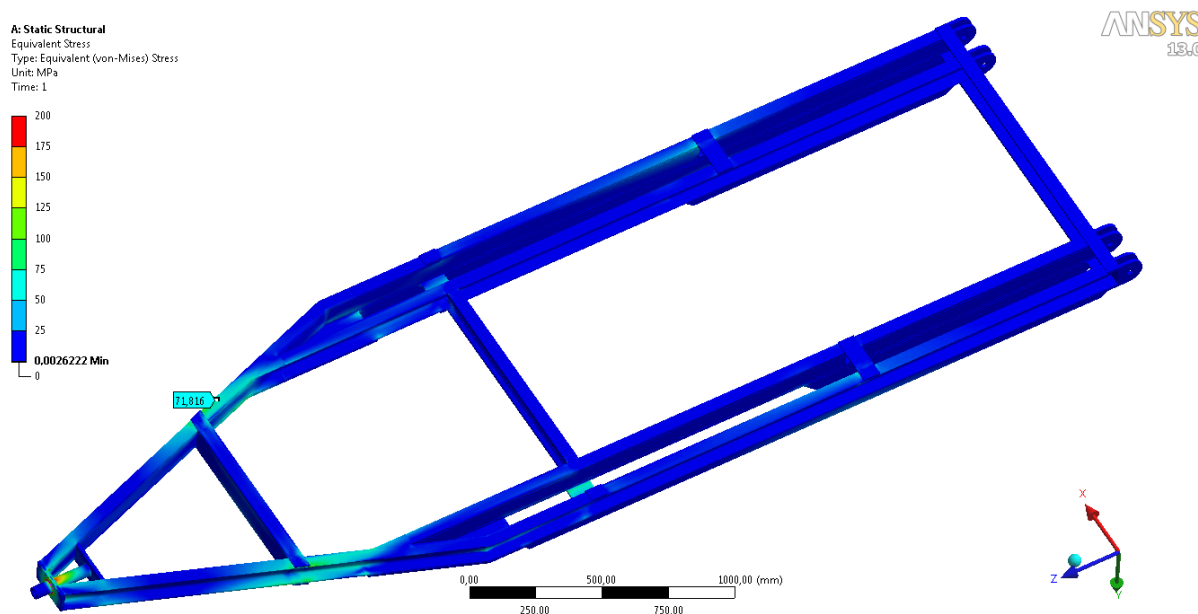
Obr. 51 Rozložení napětí (dle HMH) na upraveném podvozku při zátěžovém stavu 1; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí – 47 MPa; měřítko deformace 1:1, maximální deformace – 2,95 mm

5.3.2 ZÁTĚŽOVÝ STAV 2 – BRZDĚNÍ

Stav je charakterizován působením sil F_G a F_B určenými v kapitole 2.6.1. Působíštěm těchto sil je těžiště, jehož poloha byla rovněž uvedena v kapitole 2.6.1. Zadání vazeb a zatížení do výpočtu je provedeno stejným způsobem jako v zátěžovém stavu 1.



Obr. 52 Rozložení napětí (dle HMM) na neupraveném podvozku při zátěžovém stavu 2; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí – 71 MPa; měřítko deformace 1:1, maximální deformace – 4,56 mm



Obr. 53 Rozložení napětí (dle HMM) na upraveném podvozku při zátěžovém stavu 2; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí – 72 MPa; měřítko deformace 1:1, maximální deformace – 3,74 mm

5.3.3 ZÁTĚŽOVÝ STAV 3 – PRŮJEZD ZATÁČKOU

Při tomto zatížení působí na podvozek síla F_G a odstředivá síla F_{ODS} vyvolaná průjezdem zatáčkou. Síla F_{ODS} :

$$F_{ODS} = a_{dos} \cdot (m_u + m_k) = \frac{v_t^2}{r_z} \cdot (m_u + m_k) \quad [N] \quad (25)$$

$$F_{ODS} = \frac{(20 \div 3,6)^2}{12} \cdot (2500 + 500) = 7716 \text{ N}$$

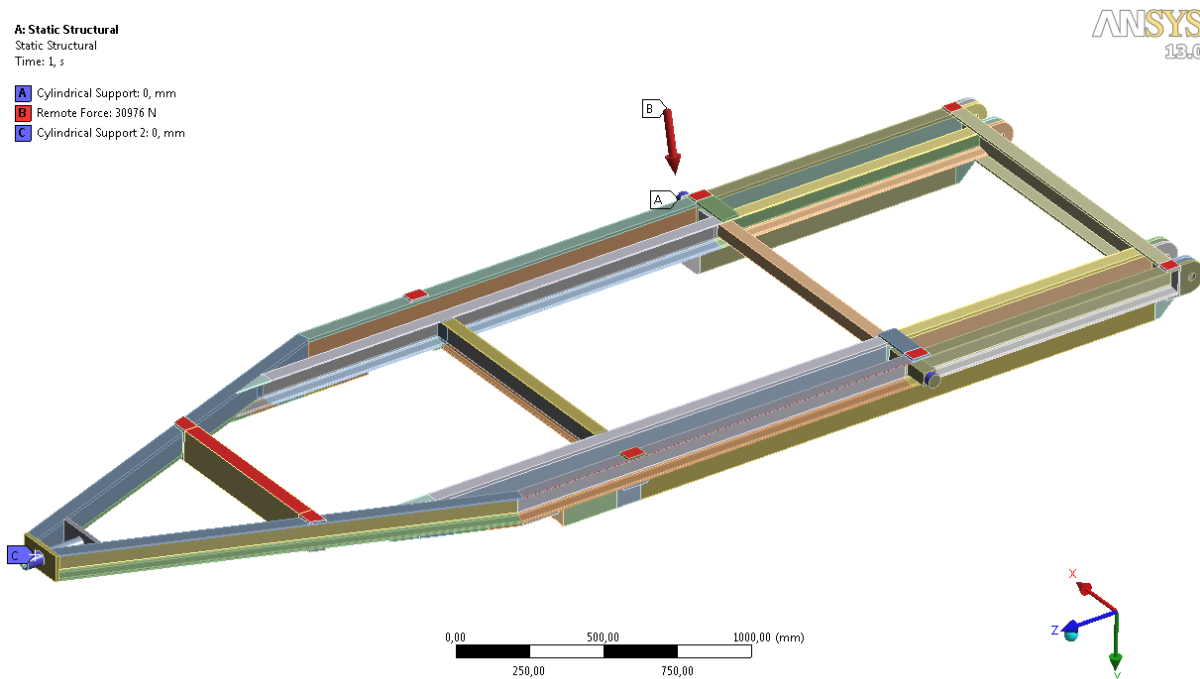
$$F_{ODS} = \underline{7716 \text{ N}}$$

Kde: a_{dos} je dostředivé zrychlení; [ms^{-2}]

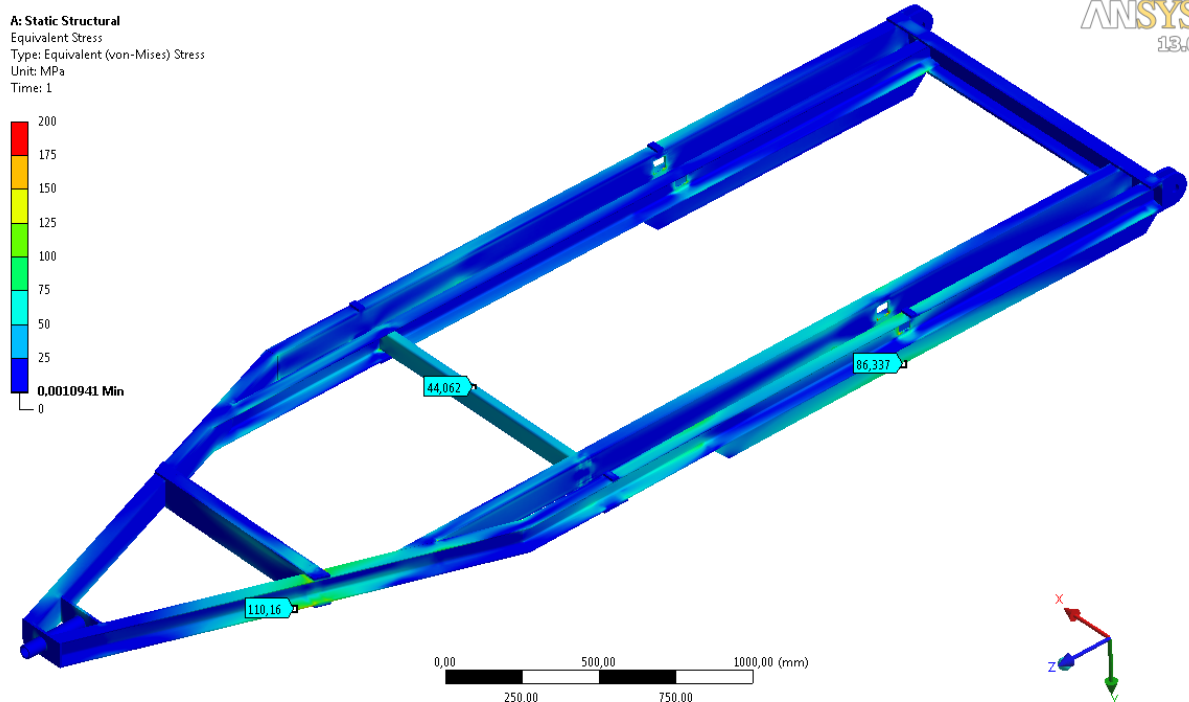
$r_z = 12 \text{ m}$, minimální poloměr směrového oblouku [13]

$v_t = 20 \text{ km/h}$, maximální rychlost pro průjezd zatáčkou o poloměru r_z [13]

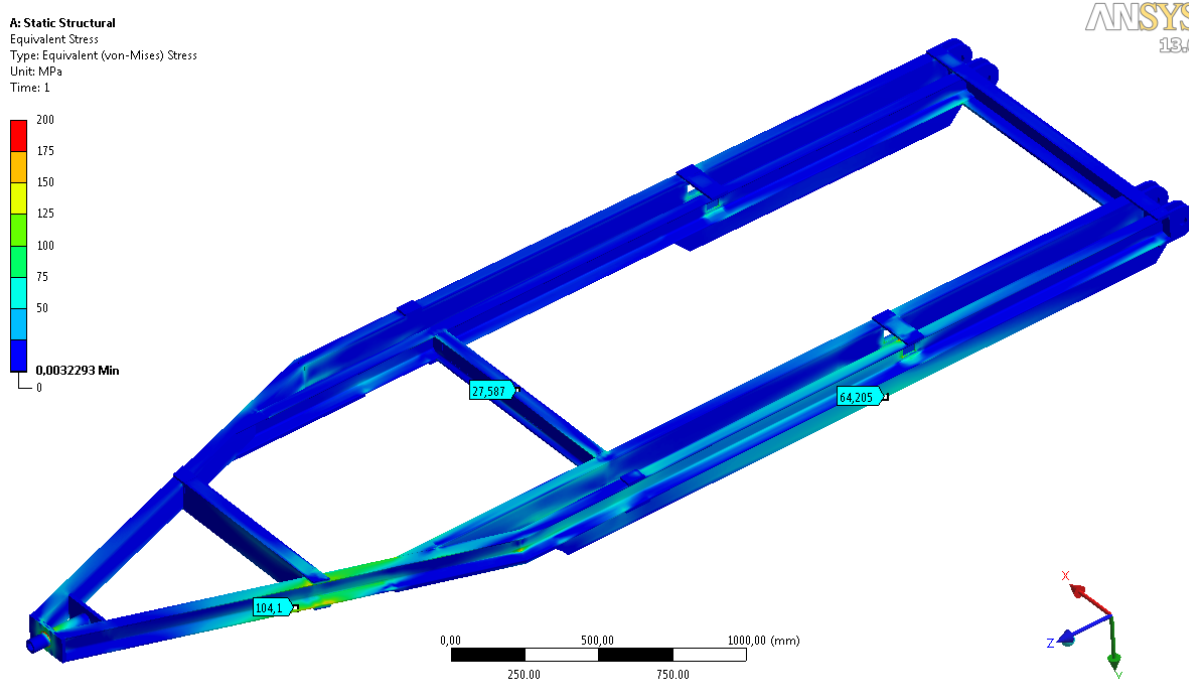
Zadání vazeb a zatížení do výpočtu je provedeno stejným způsobem jako v zátěžném stavu 1 a 2.



Obr. 54 Zatížení a vazby upraveného podvozku pro zátěžový stav 3



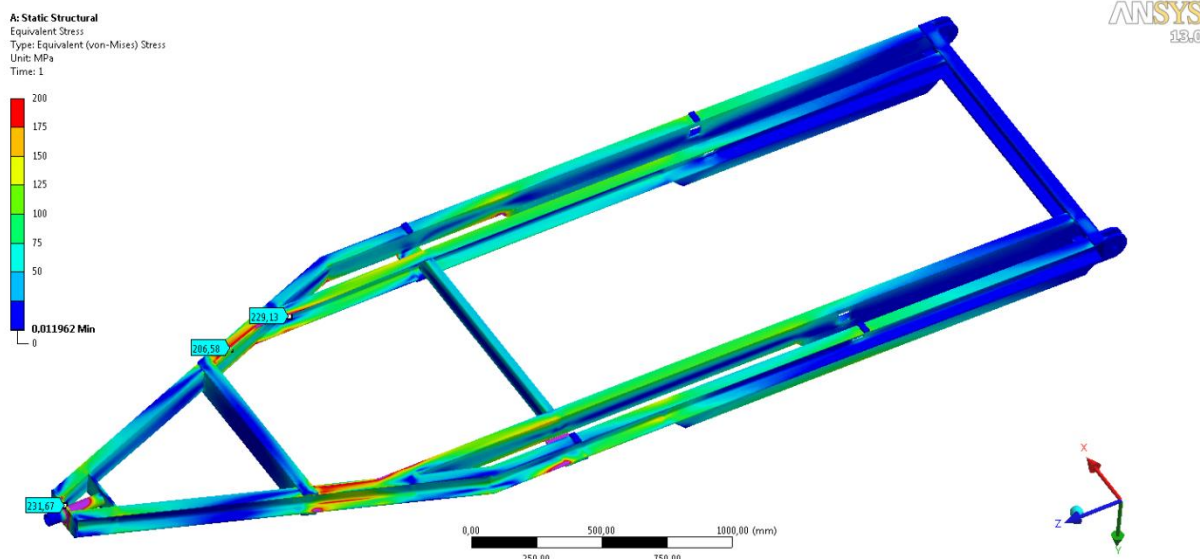
Obr. 55 Rozložení napětí (dle HMH) na neupraveném podvozku při zátěžovém stavu 3; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí – 110 MPa; měřítko deformace 1:1, maximální deformace – 4,93 mm



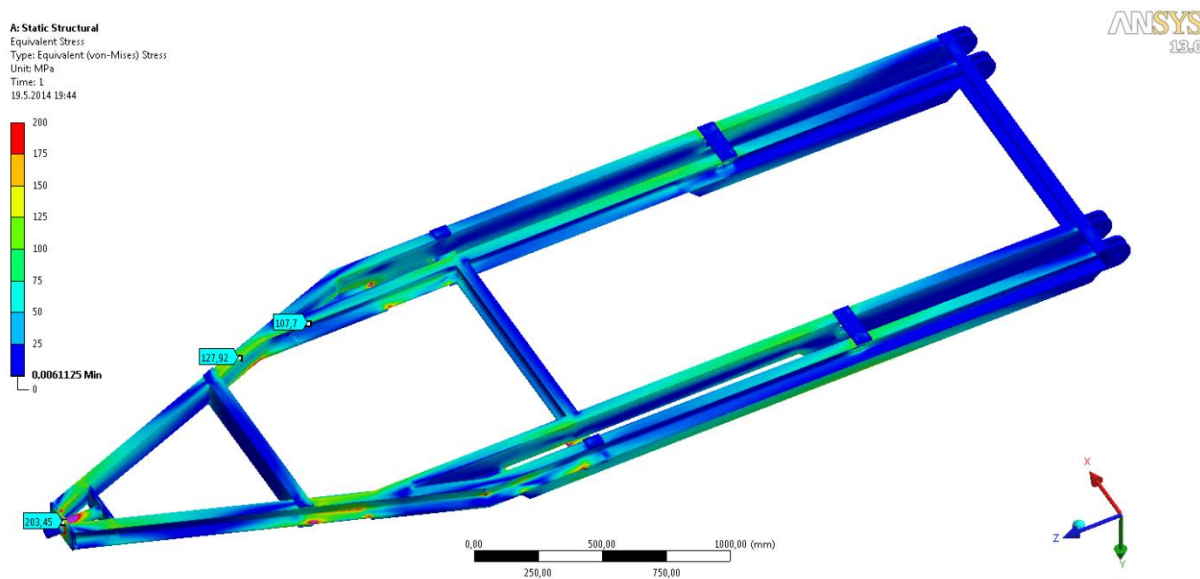
Obr. 56 Rozložení napětí (dle HMH) na upraveném podvozku při zátěžovém stavu 3; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí – 104 MPa; měřítko deformace 1:1, maximální deformace – 5,36 mm

5.3.4 ZÁTĚŽOVÝ STAV 4 – SKLÁPĚNÍ

Poslední zátěžový stav je dán působením síly $F_{K0} = 2405$ N na uložení korby v podvozku. Síla je aplikována pomocí zatížení Force na válcové plochy uložení korby v podvozku, směr síly je znám z Cremonova obrazce. Vazby jsou zadány stejně jako v předchozích případech.



Obr. 57 Rozložení napětí (dle HMM) na neupraveném podvozku při zátěžovém stavu 4; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí – 232 MPa; měřítko deformace 1:1, maximální deformace – 19,31 mm



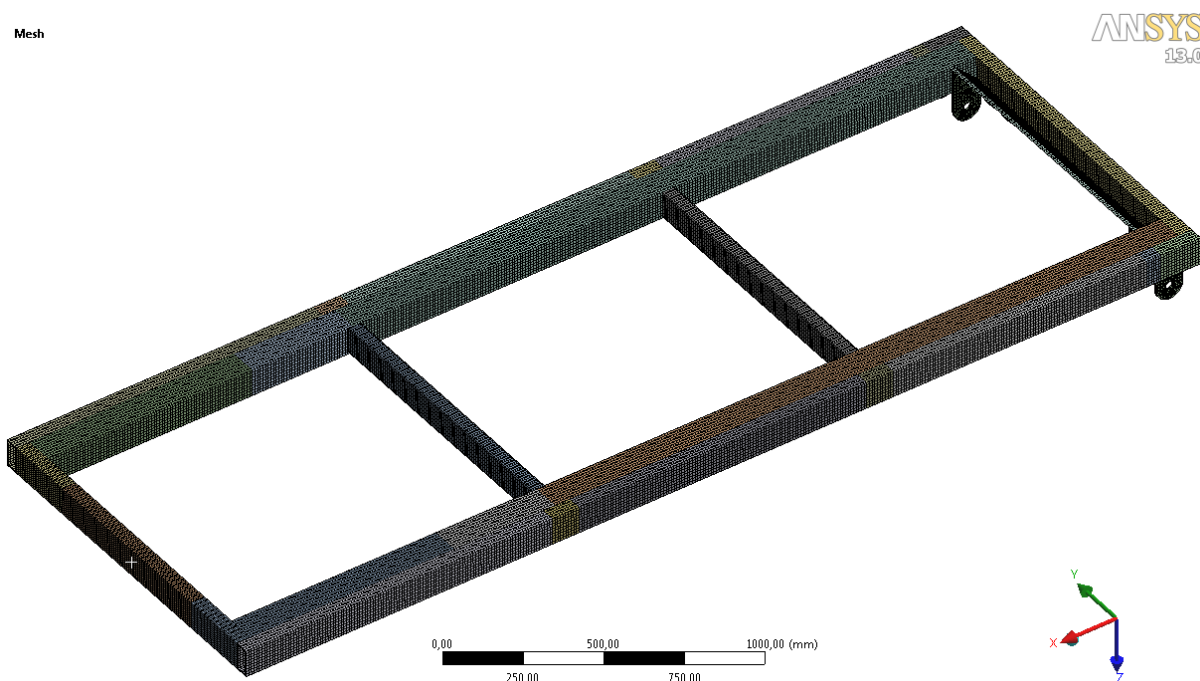
Obr. 58 Rozložení napětí (dle HMM) na upraveném podvozku při zátěžovém stavu 4; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí – 203 MPa; měřítko deformace 1:1, maximální deformace – 6,93 mm

Při odečítání maximálních hodnot napětí byla opět zanedbána místa se špičkami napětí v oblastech napojování prvků.

Konstrukční úprava vedla v prvních třech zátěžových stavech k mírnému snížení napětí a maximálních deformací. Příčná výtuh tvořená profilem tvaru I se při zátěžovém stavu 3 ukázala jako účinnější. Celkově jsou maximální napětí a maximální deformace při zátěžových stavech 1,2 a 3 na nízkých hodnotách.

Největší rozdíl mezi neupravenou a upravenou konstrukcí byl zaznamenán v zátěžovém stavu 4, který ale předpokládá sklápění plně naloženého přívěsu při nevysypávání dřeva. Tato situace může v praxi nastat jen velmi nepravděpodobně. Výraznému snížení napětí a deformace dopomohlo především přidání uložení korby v podvozku, což rozložilo síly do všech podélných profilů. Dále ke snížení namáhání v z. stavu 4 pomohlo prodloužení výtuh vnějších podélných profilů. Maximální napětí v zátěžovém stavu 4 se nachází na uložení závěsného oka. I když hodnota napětí nepřesahuje minimální mez kluzu, snížení by bylo možné dosáhnout využitím trubky se silnější stěnou a zvětšením tloušťky plechů, kterými trubka prochází.

5.4 PEVNOSTNÍ ANALÝZA SPODNÍHO RÁMU KORBY

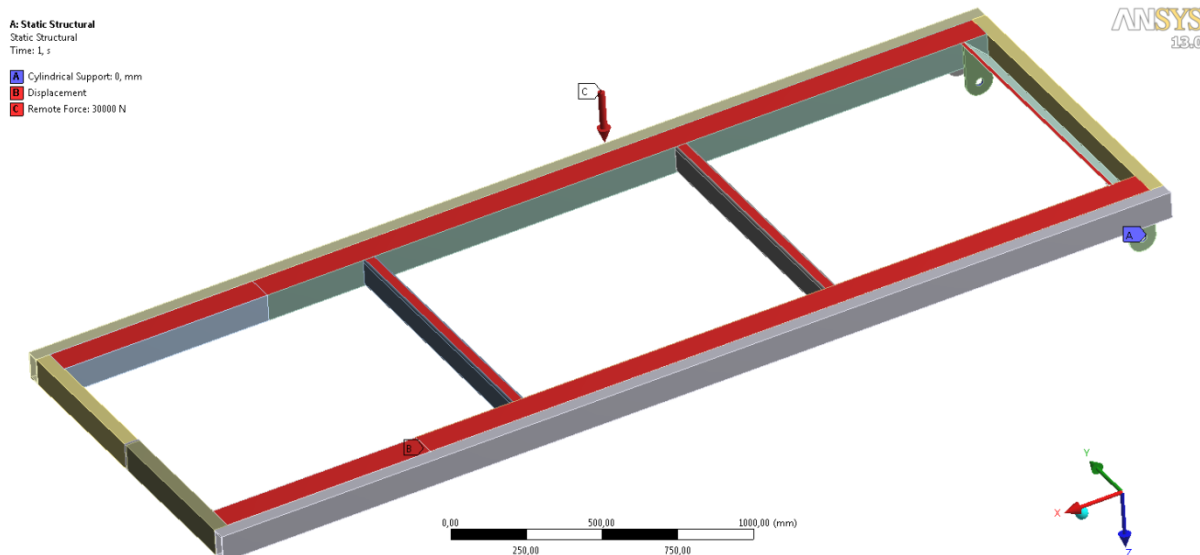


Obr. 59 Vytvořená síť na modelu spodního rámu korby

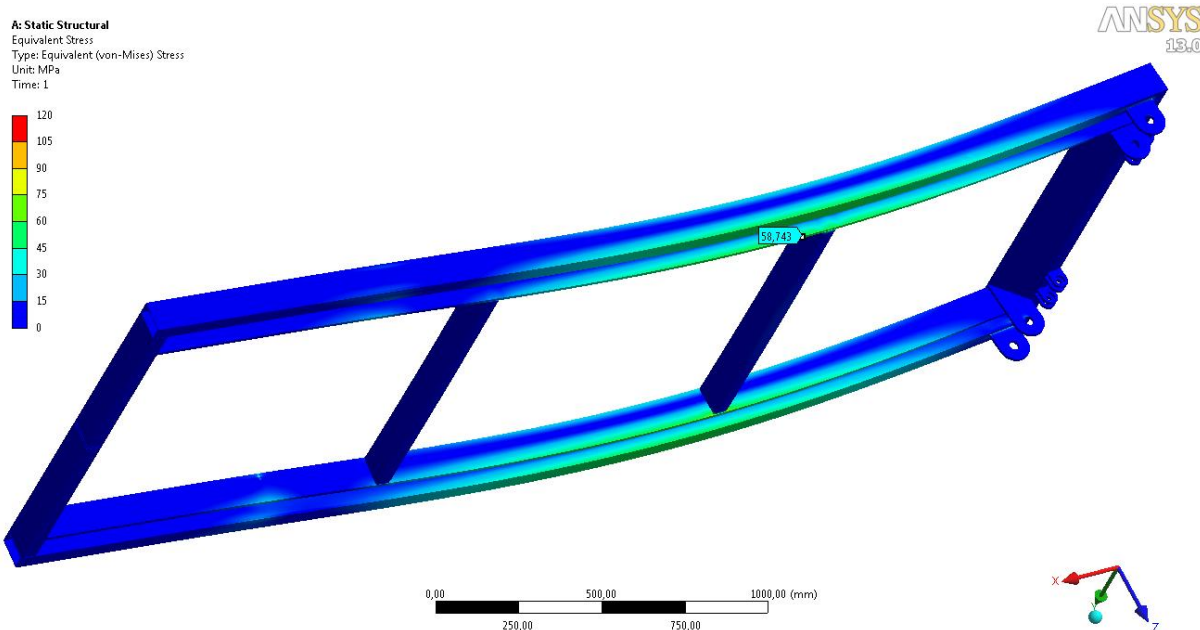


5.4.1 ZÁTĚŽOVÝ STAV 1 – POČÁTEK SKLÁPĚNÍ

Stav je dán působením síly $F_G = 30000$ N. Síla je zadána funkcí Remote Force jako zatížení na plochy kolejnic a příčných výtuh s působišťem v těžišti hranice dřeva. Válcovým plochám v místech čepů G je zakázán radiální i axiální posuv. Místům styku rolne s kolejnicemi je odebrán posuv v ose z .



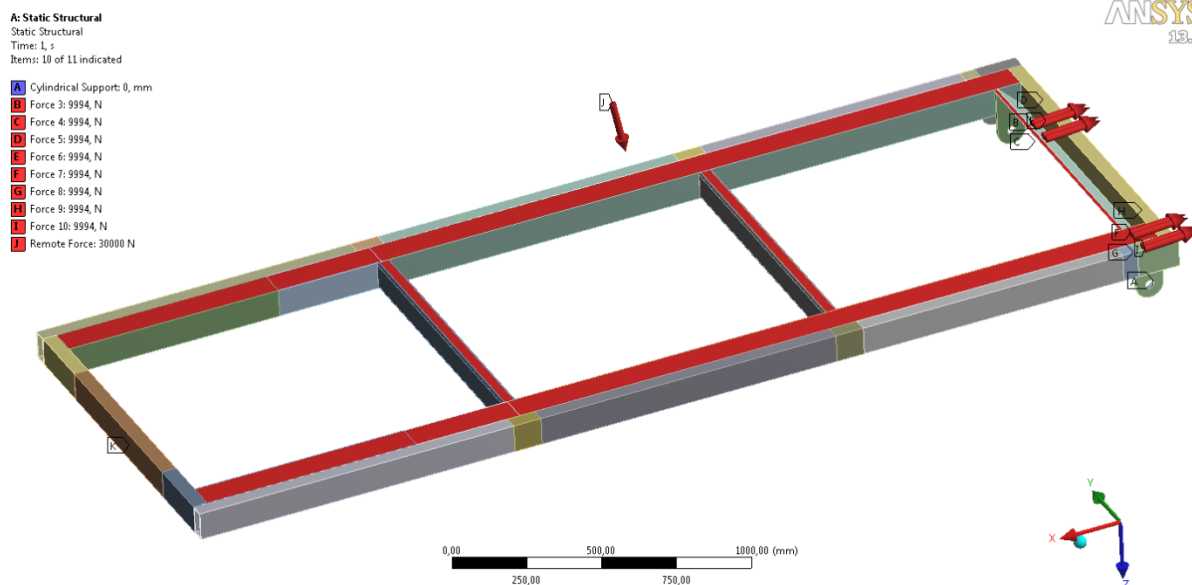
Obr. 60 Zatížení a vazby dolního rámu korby pro zátěžový stav 1



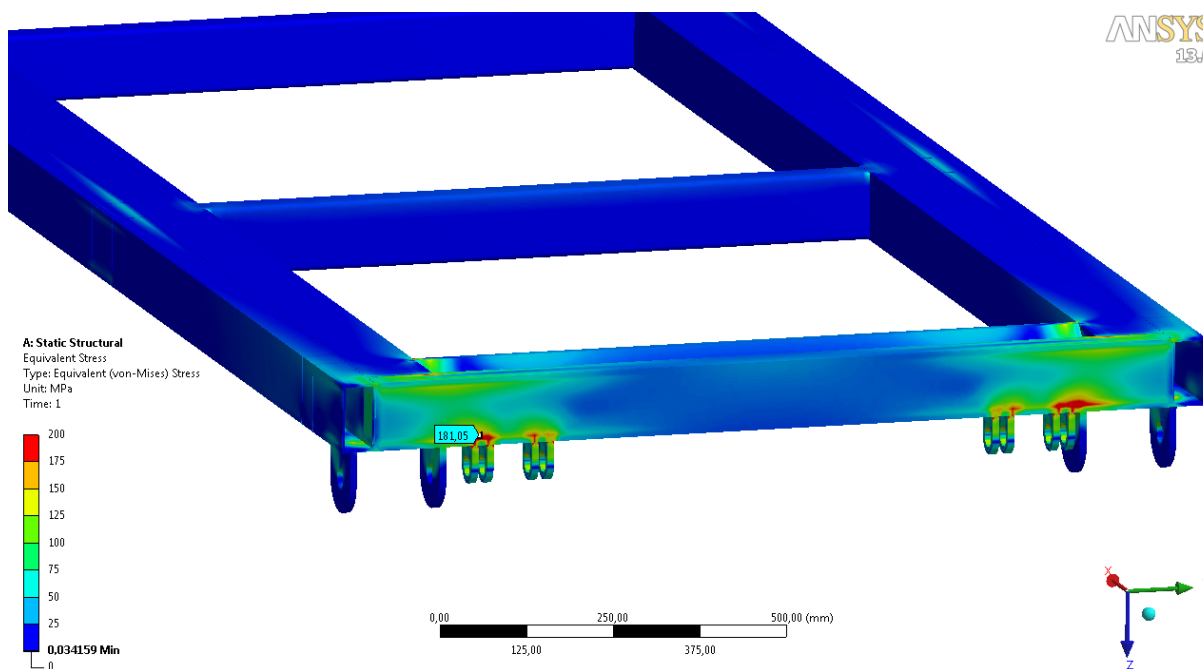
Obr. 61 Rozložení napětí (dle HMM) na dolním rámu korby při zátěžovém stavu 1; rozsah stupnice 0 – 120 MPa, maximální napětí – 59 MPa; měřítko deformace 29:1, maximální deformace – 3,36 mm

5.4.2 ZÁTĚŽOVÝ STAV 2 – AKCELERACE VE STOUPÁNÍ

Spodní rám je zatížen silou $F_G = 30000$ N a na uložení klanice působí síla $F_{ZK1} = 39976$ N. Síla F_Z je opět zadána zatížením Remote Force a pro zadání síly F_{ZK1} je použito funkce Force. Válcovým plochám v místech čepů G je zakázán radiální i axiální posuv. Kontaktním plochám korby s podvozkem je zakázán posuv v ose z pomocí podpory Displacement.



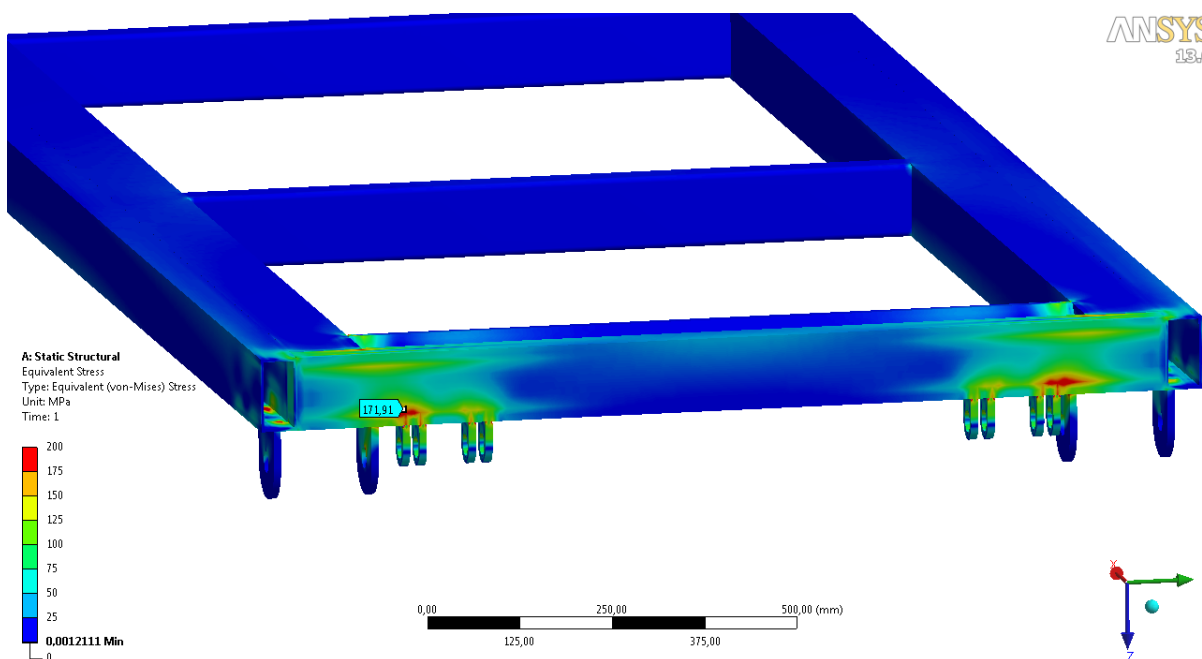
Obr. 62 Zatížení a vazby dolního rámu korby pro zátěžový stav 2



Obr. 63 Rozložení napětí (dle HMM) na dolním rámu korby při zátěžovém stavu 2; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí – 181 MPa; měřítko deformace 1:1, maximální deformace – 0,79 mm

5.4.3 ZÁTĚŽOVÝ STAV 3 – VODOROVNÉ KLANICE

Spodní rám je zatížen silou $F_G = 30000$ N a na uložení klanice působí síla $F_{ZK2} = 39976$ N. Síly zadány jako v předchozím případě. Směry působení sil určeny v Cremonově metodě. Válcovým plochám v místech čepů G je zakázán radiální i axiální posuv. Kontaktním plochám rolen s kolejnicemi je zakázán posuv v ose z pomocí podpory Displacement.



Obr. 64 Rozložení napětí (dle HMM) na dolním rámu korby při zátěžovém stavu 3; rozsah stupnice 0 – 200 MPa, maximální napětí – 172 MPa; měřítko deformace 1:1, maximální deformace – 1,45 mm

Zátěžový stav 1 bude v praxi běžně nastávat, dokonce se může stát, že zatěžující síla F_z bude o něco vyšší. Proto byl při konstrukci kladen důraz na to, aby vnikající napětí nedosahovalo vysoké úrovně. Výsledky pevnostní analýzy odpovídají předpokladům, nejvyšší napětí se nachází na spodní hraně kolejnice a dosahuje hodnoty 59 MPa, což je přijatelné.

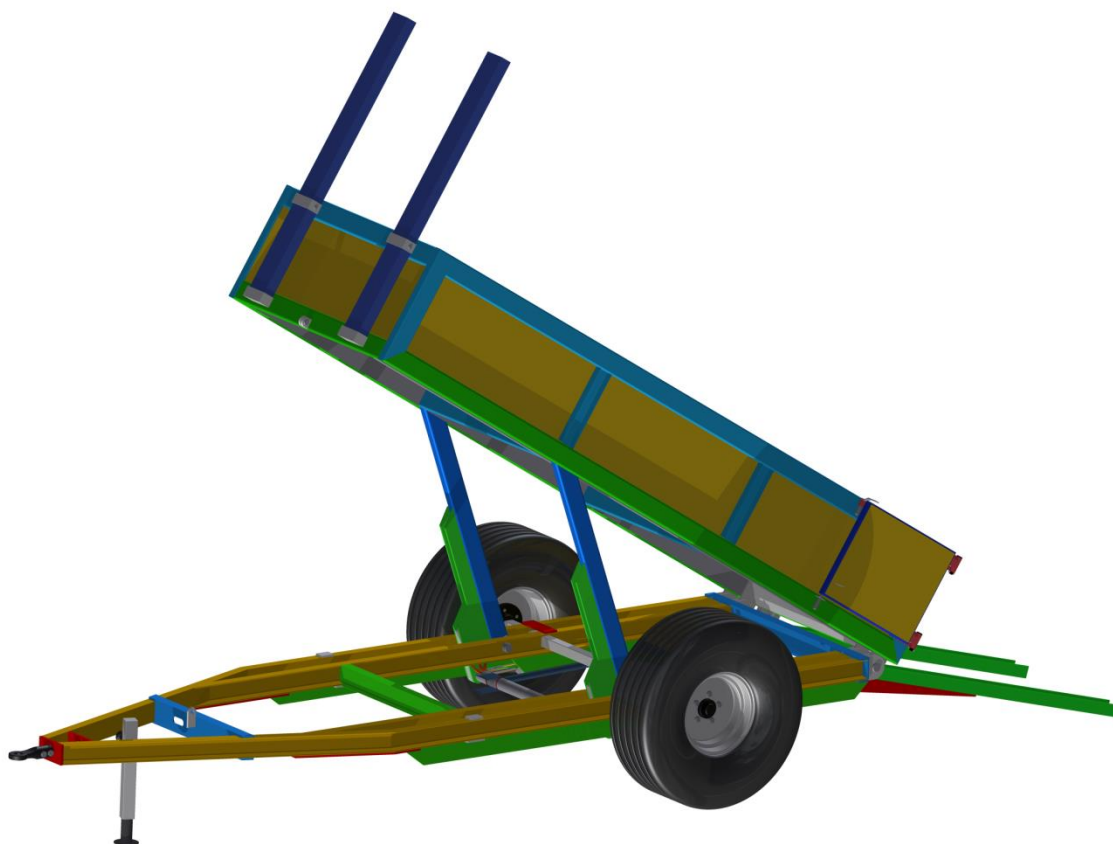
Zátěžové stavy 2 a 3 jsou poměrně nadsazený - při provozu bude dřevo staženo upínacími pásy a při sklápění dojde k vysypávání dřeva dřívě. I přesto vyšší maximální napětí nedosahují úrovně minimální meze kluzu materiálu, k čemuž dopomohl přidání plechu pro vyztužení zadní části korby.

Celkově výsledky pevnostní analýzy MKP metodou odpovídají předpokladům, lze je tedy považovat za obecně správné, ne však zcela přesné. Při zanedbání špičkových napětí nedošlo u žádného z výsledků k překročení minimální meze kluzu daného materiálu.



6 VÝSLEDNÉ PARAMETRY PŘÍVĚSU ZA TRAKTOR

Celkové rozměry	délka	4775 mm
	šířka	2050
Rozměry korby	šířka	1196 mm
	objem	2,1 m ³
Hmotnosti	hmotnost korby	490 kg
	hmotnost přívěsu	1160 kg
	užitečná hmotnost	2500 kg
Ostatní	přepravní kapacita	5,2 prmr
	sklopný úhel korby	40 °
	výška závěsného oka	450 mm
	světlá výška	257 mm
	výška nákladové hrany	628 mm



Obr. 65 Přívěs za traktor v modifikaci pro převoz palivového dřeva, klanice opřeny o povrch

ZÁVĚR

Před začátkem práce bylo nutné učinit rozhodnutí, zda do konstrukčního návrhu přívěsu za traktor začlenit dva přímočaré hydromotory, které má zadavatel k dispozici. Vzhledem k poměrně vhodným parametrům a úspoře financí bylo rozhodnuto přímočaré hydromotory využít. Dále bylo nutné určit základní koncepci rámu. Zvoleno bylo řešení se sklápěním dozadu s klanicemi na přední a zadní straně přívěsu, z čehož vyplynul úkol navrhnout sklápěcí mechanismus, který by vyklonil zadní klanice, a tím umožnil vysypání dřeva.

Na začátku práce bylo vytvořeno kinematické schéma sklápěcího mechanismu, které umožňuje spolu se sklápěním korby vyklánět zadní klanice. Pro toto schéma byl sestaven a parametricky vyjádřen Cremonův obrazec, pomocí něhož byly přesně zjištěny hodnoty a směry jednotlivých sil v mechanismu. To vedlo k úpravám schématu, tak aby odpovídalo zadaným parametrům přívěsu a přímočarých hydromotorů.

Další kapitola práce se věnuje samotnému konstrukčnímu návrhu. Při návrhu jednotlivých částí přívěsu byl kladen důraz na celkovou jednoduchost, využívání normálíí a jednoduchou výrobu. Jednotlivé profily byly navrhovány převážně z dovoleného napětí v ohybu. Proveden byl také pevnostní výpočet všech čepových spojení.

Pevnostní analýza MKP v programu Ansys Workbench byla provedena pro spojená ramena hydrauliky, zadní klanice, podvozek a dolní rám korby. Pro jednotlivé části přívěsu byly určeny zátěžové stavy, které vycházely z průběhů sil určených Cremonovou metodou. Celkově výsledky pevnostní analýzy MKP metodou odpovídají předpokladům, kontrolu konstrukčního návrhu lze pokládat za vyhovující. Při zanedbání špičkových napětí nedošlo u žádného z výsledků k překročení minimální meze kluzu daného materiálu.

Výstupem práce je kompletní konstrukční návrh přívěsu za traktor, který umožňuje převoz a sklopení nejrůznějších partikulárních materiálů a také převoz a sklopení palivového dřeva kráceného na délku 750 – 1150 mm. Ze srovnání požadovaných a výsledných parametrů přívěsu je patrné, že konstrukční návrh vyhovuje zadání. Celkově je návrh konstrukce zkontrolován. Při důsledném dodržení výkresové dokumentace by v praxi neměly nastat problémy s funkcí mechanismu.

Přívěs za traktor není navržen pro provoz po pozemních komunikacích. Pokud by tomu tak mělo být, bylo by nutné osadit přívěs elektroinstalací a doplnit o mechanické zajištění zadních klanic proti vyklopení. Možné vylepšení přívěsu se skrývá v zajištění proti nežádoucímu sklápění. V této práci je řešeno s důrazem na jednoduchost – zajištění čepem, což ovšem vyžaduje vystoupení obsluhy před začátkem sklápění. Uvažovat by se dalo o využití hydraulického okruhu k zajištění korby (případně i zadních klanic) proti nežádoucímu sklápění.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky*. 2. uprav. a dopl.vyd. Praha: Scientia, 1999, 911 s. ISBN 80-718-3164-6.
- [2] NĚMEC, Josef. *Technická příručka lesnická*. 2. přeprac. vyd. Praha: SZN, 1964, 850 s.
- [3] ČSN EN 1853+A1. *Zemědělské stroje - Přípojná vozidla se sklápěcí karosérií - Bezpečnost*. Český normalizační institut, 2010.
- [4] *Hydraulics. Výrobní katalog přímočarých hydromotorů* [online]. 2009, 99s. [cit. 2011-01-20]. Dostupné z WWW: http://www.hydraulics.cz/Vyrobní_katalog_primocarych_hydromotoru.pdf
- [5] *Hyperinzerce: Vyvážecí soupravy* [online]. 11.7. 2013 [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: http://stroje.hyperinzerce.cz/vy vazeci-soupravy/inzerat/8004231-vlek-za-traktor-nabidka-domazlice/#.U3zU_fl_tic
- [6] *Český portál: Zemědělská technika, stroje* [online]. 5.2. 2012 [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://inzerce.ceskyportal.eu/stroje-pristroje/zemedelska-technika-stroje/inzerat-zetor-super-50-archiv-nabidka-jihocesky-kraj-ceske-budejovice-98/>
- [7] *Marshall: Agricultural Dumper Trailers* [online]. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://inzerce.ceskyportal.eu/stroje-pristroje/zemedelska-technika-stroje/inzerat-zetor-super-50-archiv-nabidka-jihocesky-kraj-ceske-budejovice-98/>
- [8] *ADR system: Nebžděné nápravy ADR* [online]. 2013 [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://www.adrnapravy.cz/nebrzdene.html>
- [9] VAPP: *Tažné kulové spojky, tažná oka, tažné koule* [online]. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://www.vapp.cz/eshop/tazne-spojky-a-oka/>
- [10] VAPP: *Opěrná kolečka a nohy* [online]. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://www.vapp.cz/eshop-detail/operna-noha-sf-60-19-280-bez-priruby/>
- [11] *Zetor: Traktor Zetor Proxima* [online]. 2009-2014 [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://www.zetor.cz/traktor-zetor-proxima>
- [12] *Mitas: Zemědělské pneumatiky*. 2013-2014, 120 s. Dostupné z: <http://www.mitas-tyres.com/?jazyk=cesky>
- [13] *Místní komunikace*. Dostupné z: http://fast10.vsb.cz/krajcovic/!kombinovane/!dopravni_a_vodni_stavby/pomucky_k_reseni/pdf/MISTNI_KOMUNIKACE_KOMBI.pdf. Příprava přednášek. Fakulta stavební VUT v Brně.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	označení kóty na trubce propojující ramena hydrauliky
a_B	[ms ⁻²]	maximální zpomalení traktoru
a_{dos}	[ms ⁻²]	dostředivé zrychlení při průjezdu zatáčkou
a_t	[ms ⁻²]	maximální zrychlení traktoru
b	[mm]	označení kóty na trubce propojující ramena hydrauliky
c	[mm]	označení kóty na jednotlivých prvcích
d_1	[mm]	průměr oka přímočarého hydromotoru
D	[mm]	vnitřní průměr přímočarého hydromotoru
$d_{čx}$	[mm]	průměr daného čepu
$d_{táh}$	[mm]	průměr kruhové plochy příčného průřezu táhla
d_{tr}	[mm]	vnitřní průměr trubky propojující ramena hydrauliky
D_{tr}	[mm]	vnější průměr trubky propojující ramena hydrauliky
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu pro materiál táhla
F_B	[N]	síla vyvolaná zpomalením a_B
F_G	[N]	síla vyvolaná užitečnou hmotností a a hmotností korby
F_{KL}	[N]	síla působící na zadní klanici
F_{KO}	[N]	síla působící na čepy uložení korby v podvozku
F_{ODS}	[N]	odstředivá síla působící na přívěs při průjezdu zatáčkou
F_{RH}	[N]	síla působící na čep uložení ramene hydrauliky v podvozku
F_{ROL}	[N]	síla působící na čep uložení rolny v rameně hydrauliky
$F_{táhmax}$	[N]	maximální dovolená normálová síla pro táhlo
F_{TH1}	[N]	normálová síla v táhlu pro 1. stav
F_{TH2}	[N]	normálová síla v táhlu pro 2. stav
F_{TL}	[N]	tlačná síla přímočarého hydromotoru
F_{TLP}	[N]	potřebná tlačná síla přímočarého hydromotoru
F_{TL2}	[N]	nová tlačná síla přímočarého hydromotoru
F_{Z1}	[N]	svislá síla působící na závěs při zpomalení a_B
F_{Z2}	[N]	svislá síla působící na závěs při sklápění (úhel sklopení 40 °)
F_{ZK1}	[N]	síla působící na čep uložení zadní klanice v podvozku pro 1. stav
F_{ZK2}	[N]	síla působící na čep uložení zadní klanice v podvozku pro 2. stav
g	[ms ⁻²]	tíhové zrychlení



h_p	[mm]	výška pásnice profilu tvořícího zadní klanici
$J_{táh}$	[mm ⁴]	kvadratický moment táhla
k	[mm]	délka kolejnice
$k_{táh}$	[-]	zvolená bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability pro táhlo
$K_{táh}$	[N]	kritická síla v táhlu
l	[mm]	délka táhla
l_1	[mm]	kóta v obecném uložení čepu
l_2	[mm]	kóta v obecném uložení čepu
l_{red}	[mm]	redukováná délka táhla
m_{hr}	[kg]	hmotnost hranice dřeva
m_k	[kg]	hmotnost korby
M_O	[Nm]	ohybový moment v čepu
M_{Omax}	[Nm]	maximální ohybový moment
m_u	[kg]	užitečná hmotnost přívěsu
p_{1X}	[MPa]	stykový tlak pro část uložení daného čepu s délkou l_1
p_{2X}	[MPa]	stykový tlak pro část uložení daného čepu s délkou l_2
p_j	[MPa]	jmenovitý tlak přímočarého hydromotoru
P_K	[m ³], (prmr)	požadovaná přepravní kapacita, (prostorový metr rovnaný)
p_{kl}	[MPa]	tlak na zadní klanici vyvolaný silou F_{KL}
r	[mm]	označení kóty na jednotlivých prvcích
r_z	[m]	minimální poloměr směrového oblouku
$R_{čep}$	[N]	maximální síla působící na čep
R_e	[MPa]	minimální mez kluzu materiálu v tahu
S_{cX}	[mm ²]	plocha příčného průřezu daného čepu
S_{KL}	[mm ²]	plocha, na kterou působí síla F_{KL}
$S_{táh}$	[mm ²]	obsah plochy příčného průřezu táhla
v	[mm]	kóta v obecném uložení čepu
v_t	[km/h]	maximální rychlost pro průjezd zatáčkou o poloměru r_z
W_{OX}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu pro daný čep
W_{oz}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu k ose z
X	[-]	označení příslušného čepu
λ	[-]	skutečná štíhlost prutu
λ_m	[-]	mezní štíhlostní poměr



ρ_d	[kg/m ³]	objemová hmotnost dřeva použitého ve vymodelované hranici
σ_{doh}	[MPa]	dovolené napětí pro míjivý ohyb
σ_{dtl}	[MPa]	dovolené napětí pro míjivý tlak
σ_{OX}	[MPa]	ohybové napětí v daném čepu
σ_{redX}	[MPa]	redukované napětí dle podmínky HMM pro daný čep
τ_{SX}	[MPa]	napětí ve smyku pro daný čep



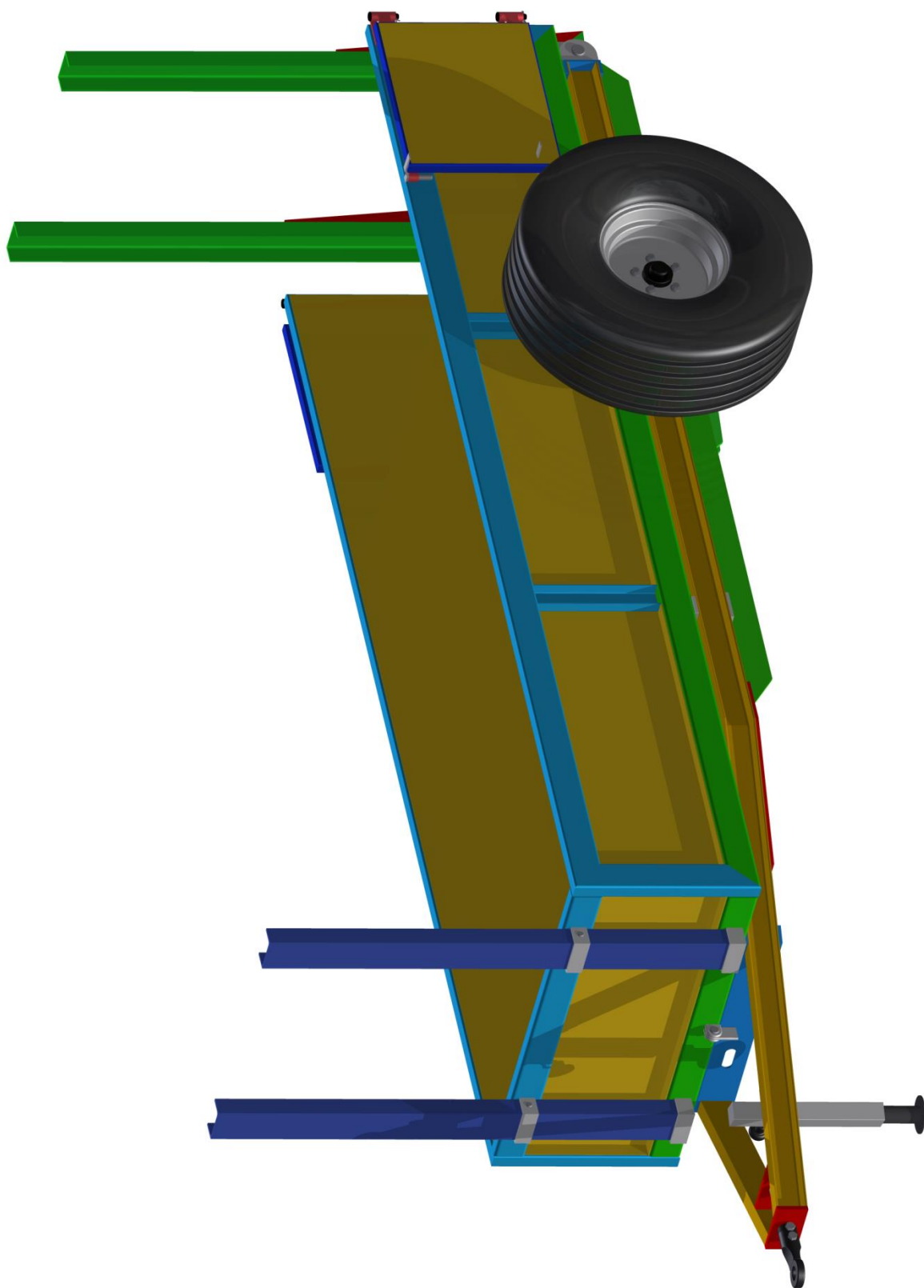
SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – přívěs za traktor v modifikaci pro převoz palivového dřeva, úhel sklopení 0°

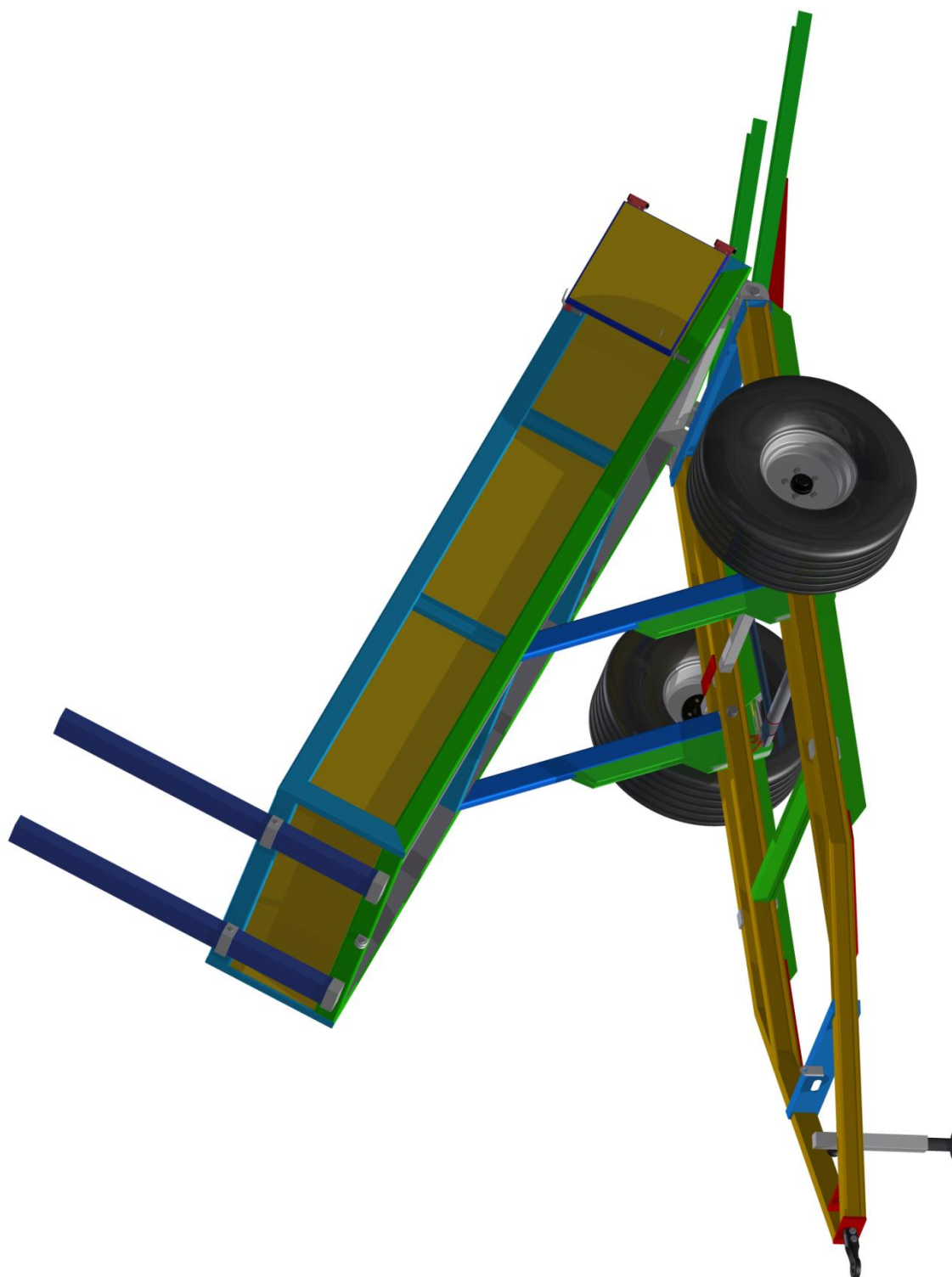
Příloha 2 – přívěs za traktor v modifikaci pro převoz palivového dřeva, zadní klanice opřeny o povrch

Příloha 3 – přívěs za traktor v modifikaci pro převoz sypkého materiálu, úhel sklopení 0°

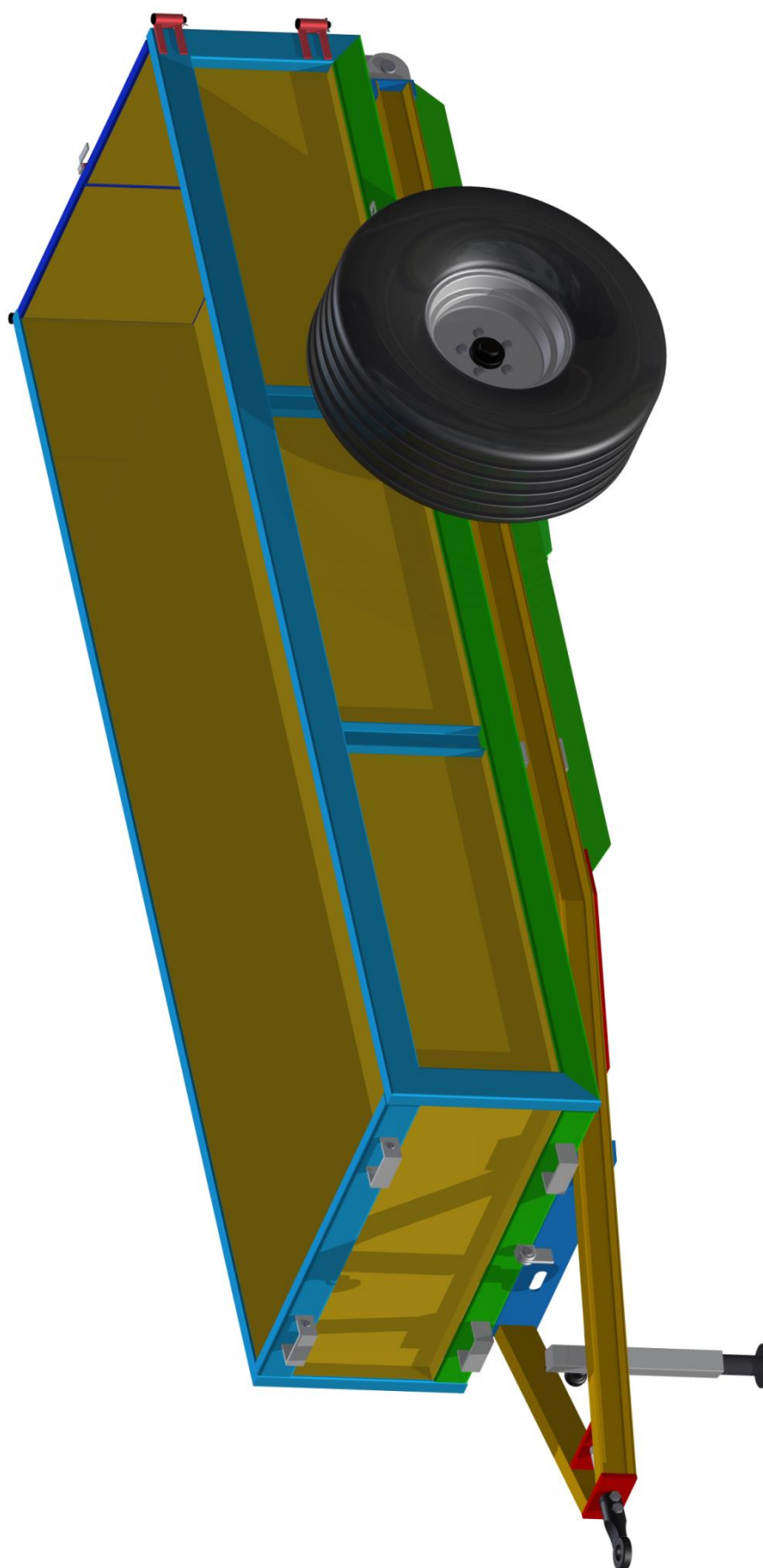
Příloha 4 – přívěs za traktor v modifikaci pro převoz sypkého materiálu, úhel sklopení 40°



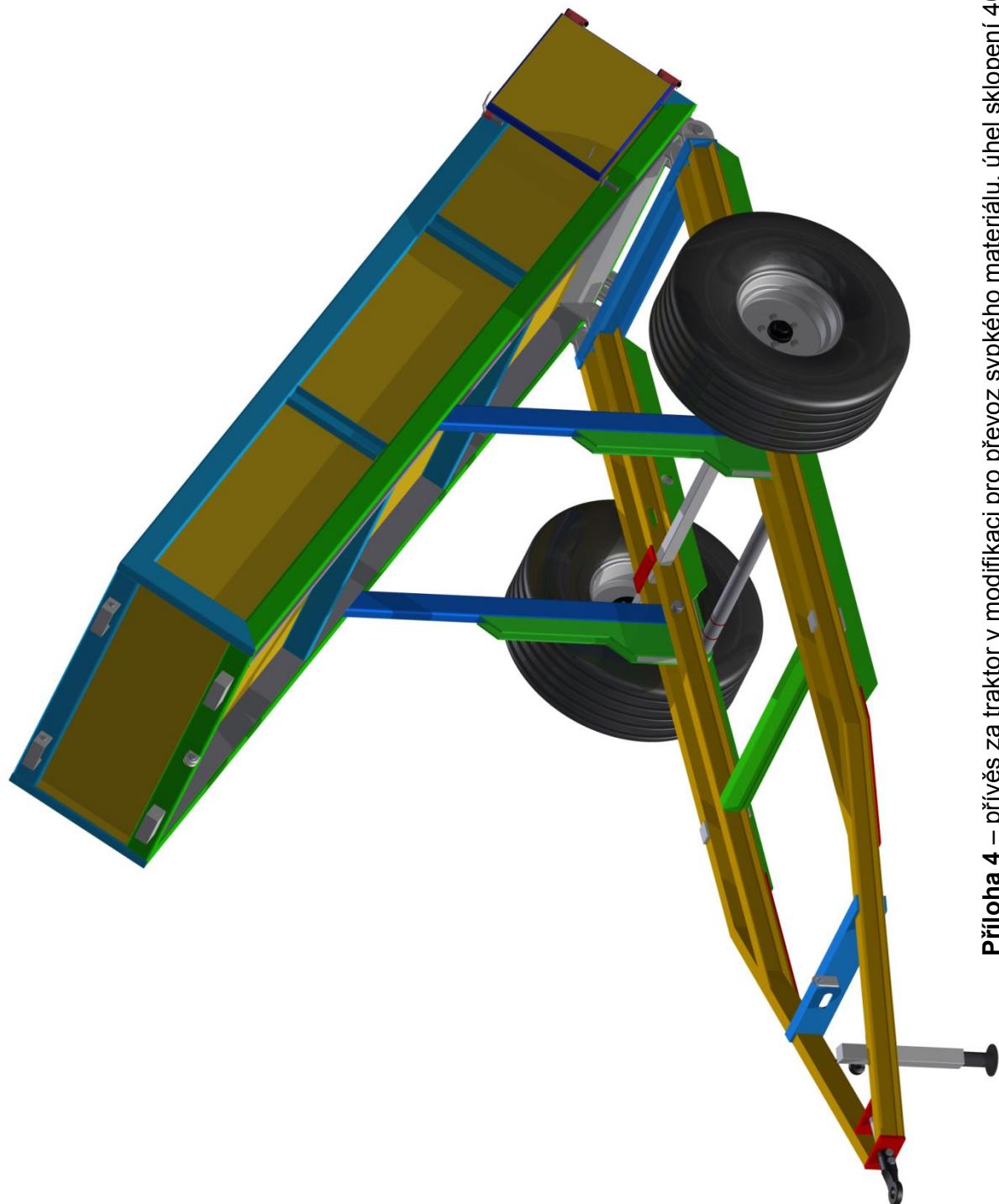
Příloha 1 – přívěs za traktor v modifikaci pro převoz palivového dřeva, úhel sklopení 0°



Příloha 2 – přívěs za traktor v modifikaci pro převoz palivového dřeva, zadní klanice opřeny o povrch



Příloha 3 – přívěs za traktor v modifikaci pro převoz sypkého materiálu, úhel sklopení 0°



Příloha 4 – přívěs za traktor v modifikaci pro převoz sypkého materiálu, úhel sklopení 40°