FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrh ochranného rámu kabiny ROPS na vozidle Tatra Phoenix

Design of ROPS rollcage for Tatra Phoenix vehicle

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2020

Bc. Václav JANUŠKA

Studijní program:	N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor:	2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Vedoucí práce:	Ing. Jan Baněček PhD.

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Januška** Jméno: **Václav** Osobní číslo: **459885**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh ochranného rámu kabiny ROPS na vozidle Tatra Phoenix

Název diplomové práce anglicky:

Design of ROPS rollcage for Tatra Phoenix vehicle.

Pokyny pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh rámu ROPS pro vozidlo Tatra Phoenix Euro6. Vytvořte CAD model rámu a proveďte nezbytné výpočty v souladu s rozměrovými omezeními a příslušnými předpisy.
Fáze projektu:
1) Zpracujte rešerši předpisů pro rámy ROPS v aplikacích nosiče, resp. tahače zemědělských nástaveb.
2) Vyšetřete zástavbová omezení konstrukce a navrhněte optimalizované konstrukční řešení rámu.
3) Sestavte výpočtový MKP model ochranného rámu včetně montáže šroubovými spoji na rám vozidla.
4) Proveďte plasticitní napěťově – deformační analýzu konstrukce rámu, odpovídající homologační zkoušce dle příslušného předpisu EU 1322.
5) Proveďte modální analýzu navržené konstrukce rámu ROPS.

Seznam doporučené literatury:

Podklady:
- CAD modely rámu a kabiny, (případně jako vzor geometrie stávající konstrukce ROPS Euro6)
- Norma ČSN EN ISO 3471, norma AS 2294.2-1997
- Homologační zkouška ochranné konstrukce ROPS pro vozidla řady T158 E6 – traktor, protokol dynamické zkušebny DZ 36/16
- Certifikační protokoly TÜV SÜD Czech, s. r. o., Praha

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jan Baněček, Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **27.04.2020** Termín odevzdání diplomové práce: **15.07.2020**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Jan Baněček, Ph.D.	doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis vedoucí(ho) práce	podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	podpis děkana(ky)

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Anotační záznam

Jméno autora:	Bc. Václav Januška
Název práce:	Návrh ochranného rámu kabiny ROPS na vozidle Tatra Phoenix
Anglický název:	Design of ROPS rollcage for Tatra Phoenix vehicle
Rozsah práce:	
	60 stran
	53 obrázky

Akademický rok:	2019/2020
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Vedoucí práce:	Ing. Jan Baněček PhD.

Klíčová slova:	Tatra Phoenix, agrotahač, agrovůz, traktor, ROPS, ochranný rám
Key words:	Tatra Phoenix, ROPS, agriculture machinery, Rollover cage, protection frame

Abstrakt

Diplomová práce mapuje legislativní požadavky na ochranné rámy ROPS pro zemědělské stroje. Z nich vybírá požadavky příslušných norem, které se vztahují k zamýšlené aplikaci, tady rámu ROPS pro agrovůz Tatra Phoenix. Cílem práce je na základě těchto požadavků vytvořit konstrukční návrh. Práce obsahuje popis procesu tvorby návrhu i popis MKP simulací, kterými byla dimenze návrhu prověřována.

Abstract

The diploma thesis describes legislative requierements for ROPS protective frames used by agriculture machinery. From them, it selects the requirements of the relevant standards, which relate to the intended application, the ROPS frame for the Tatra Phoenix agricultural vehicle. The goal of tihs thesis is develop design, which meets requirements. The thesis contains a description of the design process and a description of FEM simulations, which were used to verify the design.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: “Návrh ochranného rámu kabiny ROPS na vozidle Tatra Phoenix” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jež tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 15.7.2020

…….....

(podpis autora)

Poděkování

Rád bych poděkoval hlavnímu konzultantovi Ing. Dušanu Otiskovi, za oponenturu, diskuze nad mými návrhy konstrukčních řešení a věnovaný čas. Dále vedoucímu práce Ing. Janu Baněčkovi PhD., Ing. Milanu Davidovi, Ing. Zdeňku Dvorskému a Ing. Pavlu Januškovi za rady a připomínky, které mi při práci pomohly. Chtěl bych též srdečně poděkovat svým rodičům za podporu po celou dobu studia.

Obsah

1 Úvod 11
2 Rámy 11
3 Zemědělská vozidla 12
4 KOBIT ROPS 14
5 Legislativa 15
5.1.1 „Definice 15
5.1.2 Chráněný prostor 15
5.1.2.1 Hmotnost 16
5.1.3 Prostředky pro zkoušky vodorovným zatěžováním 16
5.1.4 Prostředky pro zkoušky tlakem 17
5.1.5 Podmínky zkoušky 17
5.1.6 Pořadí zkoušek 17
5.1.6.1 Podélné zatížení 17
5.1.6.2 První zkouška tlakem 17
5.1.6.3 Zatížení zboku 18
5.1.6.4 Druhá zkouška tlakem 18
5.1.6.5 Druhé podélné zatěžování 18
5.1.7 Zkoušení 18
5.1.7.1 Zkoušky vodorovným zatěžováním zezadu a zboku 18
5.1.7.2 Zkoušky tlakem zezadu 19
5.1.7.3 Podmínky přijatelnosti 19
5.1.8 Shrnutí důležitých bodů normy 20
6 Homologační zkouška 21
7 Výběr výchozího vozidla 22
8 Metodika testování modelu pomocí MKP 23
9 Materiálové vlastnosti 25
10 Konstrukce 26
11 První návrh ROPS 01VJ 28
12 Druhý návrh ROPS 02VJ 30
12.1 Výpočtové kontroly 31
12.1.1 Statické zatížení 32
12.1.2 Deformační energie 33
12.2 Zhodnocení druhého návrhu 34
13 Třetí návrh ROPS VJ25 35

13.1 Výpočtové kontroly 38
13.1.1 Okrajové podmínky 38
13.1.2 Celkový test samotného rámu ROPS 43
13.1.2.1 Metodika simulace 43
13.1.2.2 Výsledky 44
13.1.2.3 Závěry testu samotného rámu ROPS 46
13.1.3 Simulace homologační zkoušky 46
13.1.3.1 Přípravné práce 46
13.1.3.2 Okrajové podmínky simulace 50
13.1.3.3 Výsledky 52
13.1.3.4 Modální analýza 54
13.2 Zhodnocení třetího návrhu ROPS VJ25 56
14 Závěr 57
15 Zdroje 58
16 Seznam obrázků 59
17 Seznam příloh 60

Seznam zkratek

CAD – Computer aided design (používáno ve spojení CAD model)

ČR – Česká republika

Def. – Deformační (používáno v souvislosti s deformační energií)

DZ – Dynamická zkušebna

EHK – Evropská hospodářská komise

EU – Evropská unie

FOPS – Falling objects protective structure

MKP – Metoda konečných prvků

OP – Okrajová podmínka

ROPS – Rollover protective structure

ZL – Zkušební laboratoř

1 Úvod

Automobily Tatra potkáváme dnes a denně. Nákladní vozy s vysokou průchodností terénem, dlouhou životností a značnou spolehlivostí se uplatňují v širokém spektru nejen domácího průmyslu. S rozvojem mechanizace zemědělství se však Tatra stala i nedělitelnou součástí agrární krajiny. Od počátku dvacátého století, kdy v klasické valníkové koncepci tyto automobily zajišťovaly především dopravu plodin a strojů, se požadavky zemědělců začaly stupňovat a stroje více specializovat. Za první snahu postavit Tatru zemědělcům na míru se dá považovat projekt Tatra Agro, který v pobočném závodě Tatry v Trnavě probíhal v osmdesátých letech. Výsledkem byl automobil postavený na podvozku, tenkrát čerstvé novinky, Tatry 815. Tento vůz umožňoval vybavení širokou paletou zemědělských nástaveb. Od mnoha typů kontejnerů na svoz zemědělských plodin, cisterny, až po rozmetadla hnoje. Výroba byla ukončena v roce 1990. Na tento program se Tatra rozhodla nepřímo navázat v roce 2013, kdy představila Tatru Phoenix ve verzi agrotahač, interně též zvaný Tatraktor. Jedná se o vozidlo postavené na základě Tatry Phoenix, které je homologováno v kategorii T, tedy traktor. Tato úprava má mnoho legislativních výhod, hlavním benefitem těchto vozidel však je jejich konstrukční uzpůsobení specifickým požadavkům zemědělství. Možností, jak vozidlo vybavit je mnoho, všechny úpravy ale mají jedno společné. Homologační předpis nařizuje každé takové vozidlo mimo jiné vybavit ochranným rámem při převrácení, takzvaným rámem ROPS. Cílem této diplomové práce je tento rám navrhnout a následně konstrukci podrobit simulaci, která bude reprezentovat homologační zkoušky, a tak správnou dimenzi rámu ověřit.

2 Rámy

Primárním úkolem ochranného rámu je chránit obsluhu stroje. V případě pracovních strojů a traktorů je často součástí konstrukce střechy. U malých traktorů provozovaných například na vinicích je tvořen kovovým profilem skruženým do oblouku, ukotveným za sedadlem řidiče. V případě nákladních automobilů, což je náš případ, se konstrukce kotví do podvozkového rámu vozu v místě za budkou řidiče. Zde se budeme zabývat výhradně rámem ROPS určeným pro zemědělské stroje. Pro úplnost a celkový přehled o problematice se však chvíli zastavme u rámů obecně. Existují základní dva typy rámů: ROPS a FOPS. ROPS z anglického „Roll Over Protective Structure“, tedy ochranný rám při převrácení. A rám FOPS – „Falling Objects Protective Structure“ ochrana proti padajícím předmětům. Rám ROPS chrání obsluhu stroje v případě, že dojde k jeho převrácení tím, že zabrání deformaci životního prostoru. Funguje na principu ochranné klece, známé například ze závodních speciálů. Rám FOPS chrání obsluhu proti padajícím předmětům. Tyto rámy se montují na pracovní stroje, u kterých se předpokládá manipulace s materiály, které mohou při pádu zranit obsluhu stroje, či stroj poškodit. Typicky se jedná o bagry, rypadla, dumpery, nákladní automobily a další. Výrazná poptávka po vybavení nákladního vozu rámem FOPS je v povrchových dolech.

Hlavním kritériem zvolení typu rámu pro konkrétní stroj je typ stroje a místo jeho budoucího provozování. Požadavky na ochranu obsluhy stroje určuje legislativa v podobě norem, národních předpisů a směrnic Evropské hospodářské komise. Pro zemědělská vozidla typu traktor je požadován, nařízením Evropské hospodářské komise číslo 1322/2014, rám ROPS.

3 Zemědělská vozidla

S nástupem moderního, velkoobjemového zemědělství postupně rostou požadavky i na zemědělské stroje. Trend se dá obecně shrnout do zvyšování kapacity, výkonů strojů a rychlosti přepravy stále větších objemů nákladu. Jedním z produktů těchto požadavků je všestranné zemědělské vozidlo, které kombinuje výhody nákladního automobilu a traktoru. Vyšší přepravní rychlost i kapacita těmto vozům umožňují nejen efektivněji asistovat při sklizni plodin, ale i převážet větší objemy nákladu rychleji a dále než standartní traktor s návěsem či vlečkou. Díky variabilitě výměnných nástaveb, vybavení hydraulickými a vzduchovými okruhy mohou zastávat též mnoho dalších prací, dříve dedikovaných pouze specializovaným strojům. Většinu našeho trhu s těmito vozy obsadila Tatra, výrobě agrovozů se však věnují i některé zahraniční automobilky a je tedy možné za účelem rozšíření znalostí problematiky prozkoumat i jejich produkci.

Agrovozy, které mají podobu upravených sériových nákladních vozů, či tahačů, vyrábí většina velkých výrobců nákladních automobilů zejména v zemích na západ od nás. S těmito vozy se díky bohaté distribuční síti můžeme setkat i v ČR. Důležité je však tyto vozy rozdělit na vozidla kategorie N a T. Ne všechny agrovozy jsou homologovány v kategorii T. Jedná se o silniční vozy kategorie N, mírně upravené pro potřeby zemědělství. Tyto vozy se často na pole ani nepodívají, jejich práce spočívá v dopravě sklizených plodin do zemědělských závodů po veřejných komunikacích, případně polních cestách, tedy nenáročném terénu. Nakládka sklizených plodin pak probíhá na okraji pole, případně příjezdové cestě. Obecně se dá říci, že pokud vozidlo není vybaveno rámem ROPS, nejedná se o traktor, tedy vozidlo kategorie T. Většina těchto vozů tedy traktorem není, rámem nejsou vybaveny, a proto jejich další zkoumání nemá pro tuto práci přínos.

Agrovozy homologované v kategorii T, je v zásadě možné rozdělit do dvou základních skupin. První z nich jsou agrotahače. Jedná se o vozy malé celkové délky, osazené točnicí pro připojení návěsu. Vozy jsou vybaveny hydraulickými a vzduchovými rozvody, nápravy jsou osazeny koly se speciálními pneumatikami s hrubým vzorkem. Tyto pneumatiky jsou konstruované pro pohyb po zemědělské půdě tak, aby ji zbytečně nehutnily a zároveň si vozidlo zachovalo své jízdní vlastnosti na poli i veřejných komunikacích. V segmentu agrotahačů kategorie T je na českém trhu Tatra jediným dodavatelem. Jsou stavěny na základě Tatry T158 Phoenix Euro5 (Obr. 1) a Tatry T158 Phoenix Euro6. Technických odlišností mezi oběma verzemi je více, pro nezaujatého pozorovatele je však hlavním rozdílem jiná budka řidiče. Vozidla jsou dvou nebo tří nápravová. V případě třínápravové verze bývá poslední náprava řiditelná. Hmotnosti těchto vozů (bez návěsu) se pohybují od dvaceti do dvaceti sedmi tun.

Obr. 1- Agrotahač Tatra Phoenix Euro5. Foto: AGRO ART SVK [1]

Druhou kategorií jsou nosiče zemědělských nástaveb. Jedná se o stroje vycházející ze sériové podoby běžných nákladních vozů. Hlavní konstrukční odlišností od klasického nákladního vozu je vybavení rámem ROPS, již zmiňované zemědělské pneumatiky a možnost vyměňovat nesené nástavby. V této kategorii již nalezneme i konkurenční vozy. Jako typického zástupce jmenujme IVECO Trakker Traktor (Obr. 2). Vůz je osazen rámem ROPS a dle slov výrobce umožňuje vybavení širokou paletou nástaveb. Od základní verze třístranného sklápěče až po cisterny či velkoobjemový návěs. Společnost nabízí zákazníkům konfiguraci vozu na míru.

Obr. 2 – Nosič zemědělských nástaveb IVECO Trakker. Foto: AGROTEC [2]

Tatra nabízí hned několik konfigurací podvozků s různými rozvory. Všechny vozy jsou opět založeny na modelové řadě Tatra T158 Phoenix ve verzích Euro5 a Euro6 (Obr. 3). Vozy jsou vybavovány rozličnými nástavbami, dle specifikace zákazníka. Případně jsou nástavby vyměnitelné. Maximální technicky přípustné hmotnosti vozů se pohybují v rozmezí 30 000 kg až 36 000 kg.

Obr. 3 – Nosič zemědělských nástaveb Tatra Phoenix Euro6. Foto: Martin King [3]

Na tomto místě je vhodné si připomenout jeden fenomén českého trhu. V ČR existuje několik společností, které se specializují na přestavbu nákladních automobilů na „traktory“. Tato přestavba spočívá většinou pouze ve vybavení automobilu ochranným rámem a vyřízení úředního procesu schvalování homologace typu T. Většina těchto schvalování probíhá takzvaně na výjimku přes ministerstvo dopravy. Cílem je využití legislativních výhod, které má vozidlo typu T oproti vozidlu typu N2. Individuální proces schvalování těchto vozidel do provozu probíhá jinými procesy a za dozoru jiných autorit než homologační zkouška dle EHK1322. Těmito přestavbami a rámy při nich využívanými se proto nebudu v této práci zabývat.

4 KOBIT ROPS

KOBIT Jičín je česká společnost, která se zabývá výrobou širokého spektra nástaveb na nákladní automobily, zejména na komunální a hasičská vozidla. Mezi jinými ale vyrábí traktorové nástavby. Právě zde vznikla spolupráce mezi KOBIT a Tatrou při vývoji tatrovácké řady agrovozů. KOBIT vyvinul a Tatře dodává rámy ROPS, kterými Tatra svoje vozy v současnosti vybavuje (Obr. 4).

Obr. 4 - ROPS spolčenosti KOBIT na agrotahači Tatra Phoenix Euro6. Foto: IPEX [4]

Konstrukce je ukázkou klasického řešení rámu ROPS. Jedná se o sestavu dvou velkých svařenců. Ty jsou tvořeny z tenkostěnných obdélníkových profilů, doplněných žebry a výztuhami z plechů. Zadní svislý masivní svařenec je ukončen dvěma přírubami, pomocí kterých je ROPS přišroubován na podélníky rámu vozu. Každá příruba je kotvena osmi šrouby M30 se šestihrannou hlavou. Jedná se o klasický svěrný spoj dvou desek. Jedna je součástí rámu ROPS, druhá je jako protikus navařena na podélník vozu. Vodorovný rošt svými rozměry zasahuje nad budku vozu. Jelikož je rošt v kolizním stavu s obálkou pohybu budky při jejím zvedání, je rošt umístěn na čepech dovolujících jeho zvednutí. Samotný rošt je pro obsluhu těžký, hmotnost činí sto kilogramů. Navíc je umístěn ve výšce více jak tří metrů, což obsluze značně komplikuje jakoukoliv manipulaci s ním. Sestava je proto doplněna o hydraulický válec a systém aretačních čepů, které společně dovolují vyklopení roštu a jeho následnou fixaci. Celá konstrukce rámu ROPS váží 516 kg. Jelikož rám úspěšně prošel homologačním procesem a je běžnou součástí výbavy agrovozů Tatra, je vhodnou inspirací pro budoucí konstrukční návrh. Ambicí samozřejmě je, aby nový návrh dosahoval lepších parametrů než původní. Svařence by bylo vhodné zjednodušit a celou konstrukci odlehčit. Bylo by vhodné hledat takové geometrické řešení, které by nevyžadovalo sklápění předního roštu. Pokud takové řešení není možné, snažit se alespoň nahradit hydraulické ovládání mechanickým. Například pomocí páky, či pohybových šroubů. Ušetřením hydraulických součástek by se celý ROPS zlevnil a zjednodušila se jeho montáž i údržba.

5 Legislativa

Nařízení evropské hospodářské komise EU1322/2014 (dále jen „norma“ a „nařízení“) definuje podobu a zkoušení rámu ROPS pro použití na zemědělských strojích [8].

Hlavní teze normy:

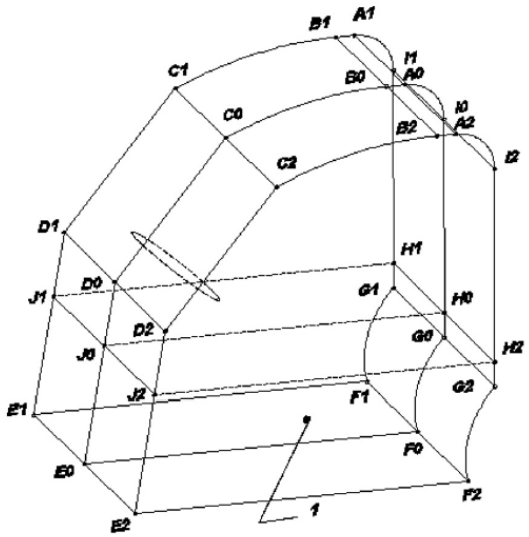
- ROPS musí být konstruován tak, aby v celém cyklu zatěžování nebyl narušen chráněný prostor
- zatěžování probíhá pomocí tuhých nosníků, jejichž rozměry jsou dány
- rám musí vyhovět na zatěžování tlakem a při bočním a podélném zatěžování musí pohltit definovanou deformační energii

Dále cituji z Nařízení Evropské hospodářské komise EU1322/2014, příloha VIII, strana 78:

5.1.1 „Definice

5.1.2 Chráněný prostor

Chráněný prostor (Obr. 5) je vymezen ve vztahu ke vztažné rovině a vztažnému bodu sedadla SIP (ekvivalentně „R bod“). Vztažná rovina je svislá rovina, podélná k traktoru, procházející vztažným bodem sedadla a středem volantu. Rozměry chráněného prostoru definuje nařízení nákresem a tabulkou rozměrů. Jednotlivé vzdálenosti jsou vztaženy, k volantu, bodu SIP a vztažné rovině.[1]



Obr. 5 - Chráněný prostor dle EU 1322/2014

[1] *Poznámka: Nařízení pracuje s premisou klasické koncepce traktoru. Tedy budky určené pro jednu osobu. To mimo jiné znamená, že vztažná rovina je totožná s podélnou rovinou traktoru. Taktéž střed volantu, bod SIP a rovina svislé symetrie sedačky leží v podélné rovině traktoru. U agrovozu toto neplatí již z principu, neboť sedadlo řidiče je zde umístěno po vzoru budky nákladního automobilu po levé straně. To ovšem není s nařízením v rozporu, neboť jak bylo zmíněno výše, vztažná rovina se určuje podle středu volantu a bodu SIP. Tato myšlenka aplikována na budku agrovozu tedy umisťuje chráněný prostor excentricky k podélné rovině vozu, laicky řečeno „kolem“ sedačky řidiče a volantu.*

5.1.2.1 Hmotnost

Maximální přípustná hmotnost je taková hmotnost, kterou výrobce prohlásil za maximální technicky přípustnou a vyznačil tuto na výrobním štítku, a/nebo v příručce pro obsluhu.

Hmotnost bez závaží je hmotnost traktoru bez zatěžujících zařízení. Traktor musí být v provozním stavu s plnými nádržemi, obvody a chladičem, ochranná konstrukce zahrnuje plášť a jakékoliv tažné zařízení nebo dodatečné konstrukční části předního pohonu nezbytné pro normální použití. Obsluha není zahrnuta.[2]

Referenční hmotnost značená M, je hmotnost zvolená výrobcem pro výpočet vstupní energie a tlakových sil, které mají být použity při zkouškách. Nesmí být menší, než je hmotnost bez závaží a musí být dostatečná, aby se zajistilo, že hmotnostní poměr nepřesáhne 1,75.

Hmotnostní poměr P je dán vztahem:

$$P = \frac{Maximální\ přípustná\ hmotnost}{Referenční\ hmotnost} < 1{,}75$$

5.1.3 Prostředky pro zkoušky vodorovným zatěžováním

Pro ověření, že chráněný prostor nebyl během zkoušky narušen se použijí tyto prostředky:

Materiály, zařízení a prostředky připevnění pro zajištění toho, že podvozek traktoru je pevně připevněn k zemi a je podpírán nezávisle na pneumatikách

Musí být přijata opatření, aby zátěž mohla být rovnoměrně rozložena kolmo ke směru zatěžování

Nosník, jehož délka nesmí být menší než 250 mm ani větší než 700 mm a použijí se přesné násobky 50 mm mezi těmito délkami. Nosník musí mít ve svislém směru délku 150 mm

Hrany nosníku, které jsou ve styku s ochrannou konstrukcí musí být zaobleny s poloměrem zaoblení nejvýše 50 mm

Musí být použity kardanové nebo jim rovnocenné klouby, které zajistí, aby zatěžovací zařízení neuvádělo ochrannou konstrukci do otáčivého pohybu nebo do posuvného pohybu v jiném směru, než ve směru zatěžování

Zařízení pro měření síly a deformace ve směru zatěžování, relativně k podvozku traktoru. Aby byla zajištěna přesnost, měří se kontinuálně. Měřící zařízení musí být umístěno tak, aby zaznamenávalo sílu a deformaci v bodě zatížení a podél jeho čáry

[2] *Poznámka: opět narážíme na fakt, že nařízení vychází z předpokladu klasického traktoru. Pro náš případ agrovozu lze prohlásit, že hmotnost bez závaží odpovídá pohotovostní hmotnosti vozidla.*

5.1.4 Prostředky pro zkoušky tlakem

Pro ověření, že chráněný prostor nebyl během zkoušky narušen se použijí tyto prostředky:

Materiály, zařízení a prostředky připevnění pro zajištění toho, že podvozek traktoru je pevně připevněn k zemi a je podpírán nezávisle na pneumatikách

Zařízení pro použití síly působící svisle dolů na ochrannou konstrukci, včetně nosníku o šířce 250 mm

Zařízení pro měření celkové síly

5.1.5 Podmínky zkoušky

Ochranné konstrukce musí splňovat výrobní specifikace a musí být připevněny k podvozku vhodného modelu traktoru způsobem, který předepsal výrobce.

Soustava se připevní k základové desce tak, aby prvky, které spojují soustavu se základovou deskou, se pod zatížením ve vztahu vůči ochranné konstrukci významně nedeformovaly. Soustava nesmí mít při zatížení žádnou podporu, než je podpora vyplývající z počátečního připevnění.

Ochranná konstrukce se vybaví přístroji, které jsou nutné k získání potřebných údajů o síle a deformaci

Veškeré zkoušky se provádějí na téže ochranné konstrukci. Mezi jednotlivými částmi zkoušky se nesmí provádět žádné opravy nebo vyrovnávání kteréhokoliv prvku.

Po dokončení všech testů musí být změřeny a zaznamenány trvalé deformace ochranné konstrukce

5.1.6 Pořadí zkoušek

Zkoušky se provádí v tomto pořadí:

5.1.6.1 Podélné zatížení

U kolového traktoru s alespoň 50% jeho hmotnosti na zadní nápravě a u pásových traktorů se podélné zatěžování provádí zezadu. U ostatních traktorů se podélné zatěžování provádí zepředu.

5.1.6.2 První zkouška tlakem

První zkouška tlakem se provádí na stejném konci ochranné konstrukce, na kterém byla provedena zkouška podélným zatěžováním.[3]

[3] *Norma používá termín „zkouška tlakem“. Tento pojem může být poněkud matoucí, neboť není specifikováno, kterým směrem tlak působí. V dalším textu práce tedy používám termín „svislé zatěžování“, který myšlenku normy vystihuje lépe.*

5.1.6.3 Zatížení zboku

V případě použití náhradního sedadla nebo nesymetrické pevnosti ochranné konstrukce se zatěžování zboku provádí na té straně, která může nejpravděpodobněji vést k narušení chráněného prostoru.

5.1.6.4 Druhá zkouška tlakem

V případě konstrukce s dvěma sloupky se může druhá zkouška tlakem provést ve stejném bodě jako první.

5.1.6.5 Druhé podélné zatěžování

se provádí u traktorů vybavených skládacími nebo sklopnými ochrannými konstrukcemi, pokud nastane jedna nebo více z těchto situací:

- dočasné sklopení pro zvláštní provozní podmínky
- konstrukce určené ke sklopení pro údržbu

5.1.7 Zkoušení

5.1.7.1 Zkoušky vodorovným zatěžováním zezadu a zboku

Zařízení použité na ochrannou konstrukci musí být rozloženo stejnoměrně prostřednictvím nosníku, kolmo ke směru působení zatížení. Nosník může být opatřen zařízením, které nosníku brání v posunutí do stran. Míra zatížení musí být taková, aby mohla být považována za statickou. Během působení zatížení se síla a deformace zaznamenávají jako průběžný záznam k zajištění přesnosti měření. Po začátku zatěžování se zatížení nesmí snížit, dokud zkouška není dokončena. Směr zatížení nesmí překročit tyto hodnoty: při nulovém zatížení +/- 2° pod vodorovnou rovinou, během zkoušky (pod zatížením) 10° nad a 20° pod vodorovnou rovinou.

Podélné zatěžování
Zatížení se aplikuje vodorovně a rovnoměrně ke střední rovině traktoru. Pokud zatížení působí zezadu, podélné zatížení a boční zatížení se použijí na různých stranách střední roviny traktoru. Pokud zatížení působí zepředu, musí být na téže straně jako boční zatížení.

Zatížení se aplikuje na nejvyšší příčný konstrukční prvek ochranné konstrukce. To je na tu část, která by v případě nehody, při níž se traktor převrátí, pravděpodobně první narazila na zem.

Bod působení zatížení leží ve vzdálenosti rovné jedné šestině šířky horní části ochranné konstrukce od vnějšího rohu. Šířka ochranné konstrukce je vzdálenost mezi dvěma přímkami, které jsou rovnoběžné se střední rovinou traktoru a dotýkají se vnějších krajních bodů ochranné konstrukce ležících ve vodorovné rovině procházející nejvyššími body příčných konstrukčních prvků horní části ochranné konstrukce.

Podélné zatěžování se přeruší, jakmile:

- Energie pohlcená ochrannou konstrukcí je rovna potřebnému množství přivedené energie $E_{IL1} = 1{,}4\ M$ nebo větší.
- Ochranná konstrukce naruší chráněný prostor nebo přestane chráněný prostor ochraňovat.

Boční zatěžování

Boční zatížení se použije vodorovně a v úhlu 90° ke střední rovině traktoru. Použije se na horní okraj ochranné konstrukce v bodě $(160 - a_h)$ mm před vztažným bodem sedadla.

Pro traktory s otočným sedadlem řidiče se zatížení použije na horní okraj ochranné konstrukce a uprostřed mezi oběma vztažnými body sedadla.

V případě ochranné konstrukce se dvěma sloupky se boční zatěžování použije na nejhornější konstrukční prvek na boku bez ohledu na pozici vztažného bodu sedadla.

Boční zatěžování se přeruší jakmile:

- Energie pohlcená ochrannou konstrukcí je rovna potřebnému množství přivedené energie $E_{IL2} = 1{,}75\ M$ nebo větší.
- Ochranná konstrukce naruší chráněný prostor nebo přestane chráněný prostor ochraňovat.

5.1.7.2 Zkoušky tlakem zezadu

Přítlačný nosník se položí přes nejhornější zadní konstrukční prvky, takže výslednice tlakových sil leží ve svislé vztažné rovině traktoru. Působí se tlakovou silou F, přičemž

$F = 20M$

Působení této síly pokračuje ještě nejméně 5 s od okamžiku, kdy se pohybu ochranné konstrukce pozorovaným prostým okem ustálí.

5.1.7.3 Podmínky přijatelnosti

Aby byla konstrukce přijata, musí během zkoušek a po jejich dokončení splňovat tyto podmínky:

Žádná část nesmí během jakékoli fáze zkoušky dostat do chráněného prostoru. Žádná součást nesmí během zkoušky narazit do sedadla. Kromě toho nesmí být chráněný prostor mimo oblast chráněnou ochrannou konstrukcí. Pro tento účel se předpokládá, že tento případ nastane, když po převrácení traktoru ve směru, ze kterého působí zkušební zatížení, některá část chráněného prostoru přijde do stylu s rovinou země.“

Konec citace.

5.1.8 Shrnutí důležitých bodů normy

Během testu nesmí ochranná konstrukce narušit chráněný prostor.

Rovina země nesmí procházet chráněným prostorem.

Pozice chráněného prostoru je dána polohou SIP bodu (R bod).

Pro výpočet velikosti zatěžujících sil a deformačních energií se volí referenční hmotnost.

Poměr mezi maximální technicky přípustnou hmotností a referenční hmotností je menší než 1,75.

Tlačný člen pro svislé zatěžování je široký 250 mm a dlouhý přes celou šíři ochranné konstrukce.

Tlačný člen pro boční zatěžování má rozměry 150 mm x 40 mm, třetí rozměr v intervalu 250 mm až 700 mm.

Tlačný člen pro zadní zatěžování má rozměry 150 mm x 40 mm, třetí rozměr v intervalu 250 mm až 700 mm.

Tlačný člen na svislé zadní zatěžování je umístěn na nejzadnější části ochranné konstrukce.

Tlačný člen na svislé přední zatěžování je umístěn na části ochranné konstrukce, která je nejvíce vepředu.

Tlačný člen pro boční vodorovné zatěžování je na konstrukci umístěn ze strany řidiče (vlevo) a to tak, že pravá hrana obrysu tlačného členu leží v nejzadnější ploše ochranné konstrukce.

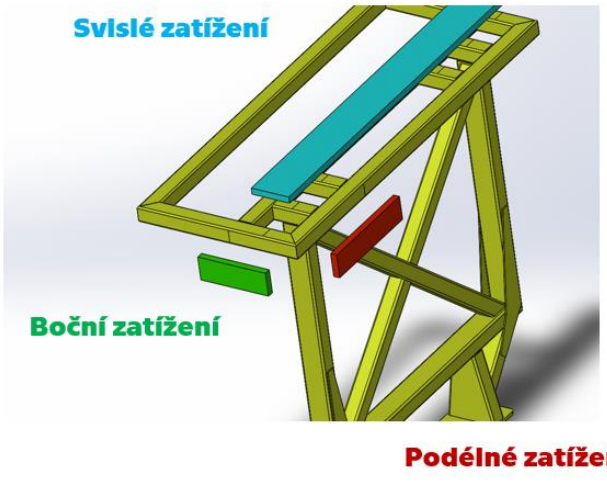
Tlačný člen pro zadní vodorovné zatěžování je umístěn na nejzadnější ploše ochranné konstrukce na polovině řidiče (vlevo) a to tak, že levá hrana tlačného členu je kolineární s levou hranou obrysu ochranné konstrukce.

Při svislém zatěžování působí síla daná vzorcem: F = 20M.

Pro vodorovné zatěžování zezadu musí být pohlcena deformační energie daná vzorcem: $E_{IL1} = 1{,}4\ M$.

Pro vodorovné zatěžování zboku musí být pohlcena deformační energie daná vzorcem: $E_{IL2} = 1{,}75\ M$.

Jednotlivé mody zatěžování jsou aplikovány v sekvenci: vodorovné zatěžování zezadu, první svislé zatěžování, vodorovné zatěžování zboku, druhé svislé zatěžování (Obr. 6).

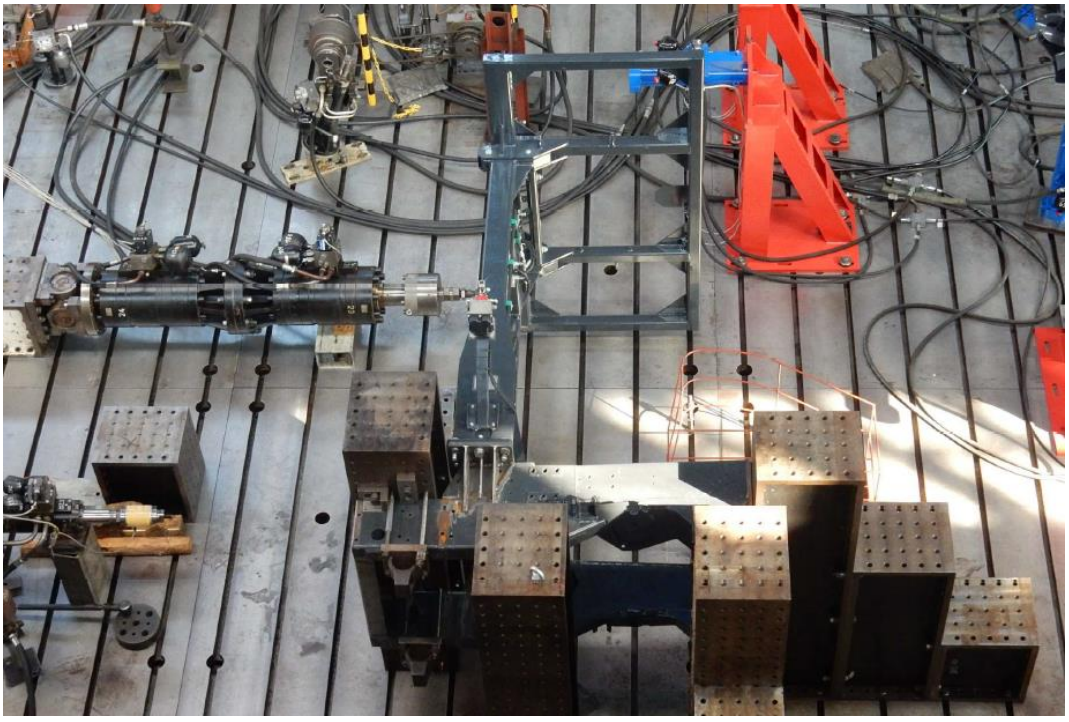


Obr. 6 - Schéma působení zatížení

6 Homologační zkouška

Průběh zkoušky je definován nařízením EU1322/2014. Zkoušku provádí TÜV SÜD Czech Praha. Některé zkušebny však na základě dohody s TÜV mohou testy provádět samy. Komisař TÜV pak následně provedení testu zkontroluje a pokud byly splněny všechny náležitosti normou požadované, homologaci udělí. Tatra tuto dohodu s TÜV SÜD má. Homologační protokol tedy vydává TÜV SÜD na základě měření provedeného v Tatře. Na dynamické zkušebně společnosti Tatra proběhla v roce 2016 homologační zkouška rámu ROPS od výrobce KOBIT Jičín (Obr. 7). Konstrukce vyhověla. Z protokolu měření lze zjistit konkrétní podobu zkoušky.

Rám ROPS je šrouby upevněn na zkušební rám vozu. Tento zkušební rám je vytvořen zkrácením skutečného rámu vozidla, čímž je zajištěna geometrická a materiálová shodnost oblasti, na kterou bude ROPS upnut. Chráněný prostor je reprezentován drátěným modelem odpovídajících rozměrů. Tento model zaujímá pozici definovanou normou. Součástí zkoušené sestavy není ani budka vozu, ani sedadlo řidiče. Zkušební rám je dále upevněn pomocí tuhých ocelových trámů k podlaze zkušebny v poloze „naležato“. Jelikož zkušební síly jsou řádově vyšší než gravitační síla působící na jednotlivá tělesa, je toto otočení sestavy přípustné, ke zkreslení výsledků nedochází. Tato konfigurace zkušební sestavy je možná, byla konzultována s komisaři TÜV SÜD. Norma definuje velikosti tlačných členů použitých při zkoušce, přičemž u některých rozměrů ponechává rozptyl hodnot a dovoluje zkušebně dle jejího uvážení stanovit přesnou hodnotu v tomto daném intervalu. Zkušební síly jsou vyvolávány hydraulickým válcem. Mody zatěžování jsou prováděny v sekvenci: podélné, svislé, boční, druhé svislé. Mezi jednotlivými mody je konstrukce odlehčena a dochází k přestavení aparatury. Tlačné členy pro boční a podélné zatěžování jsou ke konstrukci bodově přivařeny. Tyto svary pouze fixují členy na místě a zabraňují tak jejich upadnutí, zároveň však konstrukci nezpevňují. Tlačné členy jsou zhotoveny z konstrukční oceli, cílem je jejich minimální deformace. Na tlačném členu je upevněn mezikus, který je stranou přiléhající na tlačný člen rovný, zatímco druhá strana je vybavena adaptérem, do kterého zapadne koncovka hydraulického pístu.



Obr. 7 - Zkouška rámu KOBIT ROPS na zkušebně Tatra z roku 2016. Foto: Tatra

Regulačními členy obsluha řídí výsuv pístu. Pomocí aparatury je možné sledovat v reálném čase hodnotu výsuvu pístu a okamžitou hodnotu síly, kterou píst působí. Výpočetní program z těchto hodnot, podle metodiky dané normou, zobrazí dosaženou deformační energii. Tento výpočet taktéž probíhá v reálném čase. Během celého experimentu má obsluha hydraulického válce k dispozici všechny tyto hodnoty. Test je obsluhou ukončen v okamžiku, kdy hladina deformační energie dosáhne požadované úrovně. V případě svislého zatěžování se deformační energie nesleduje, neboť norma požaduje pouze dosažení hodnoty působící síly. Zkouška je ukončena po absolvování všech čtyř modů zatížení.

7 Výběr výchozího vozidla

Hlavními parametry pro konstrukci rámu ROPS jsou rozměry a hmotnost osazovaného vozidla. Vycházejme ze základních konfigurací, které Tatra pro agrovozy používá. V době, kdy jsem rešerše prováděl (jaro 2019), Tatra svoje vozy osazovala budkou interně značenou jako „Euro5“. Již v té době ale bylo jasné, že v horizontu několika let se přejde k osazovaní budkou novější, označovanou jako „Euro6“[4]. V mezidobí je pravděpodobné, že se používání obou budek bude pro jednotlivé vozy překrývat. Vycházejme tedy z předpokladu, že rám musí být kompatibilní s oběma typy budek. Z tohoto pohledu se naštěstí nejedná o výraznou komplikaci, neboť novější budka je faceliftem té předchozí s tím, že maximální rozměry zůstaly zachovány. Pro návrh tedy budeme volit budku Euro6. V nabídce se nachází čtyři typy podvozků. Pro agrotahače jsou to verze 4x4 a 6x6, pro nosiče nástaveb 6x6 a 8x6. Vozidlo 8x6 má nápravy osazeny v konfiguraci jedna přední a tři zadní. Celkové rozměry vozidel pro návrh ROPS nehrají roli, důležitá jsou zástavbová omezení plynoucí z rozměrů budky a umístění připojovacích přírub pro rám ROPS. Tyto údaje získáme z CAD modelu vozu, který je součástí zadání práce. Velikosti zatěžujících sil pro homologační test se odvíjí od hmotnosti vozidel. Tyto hodnoty získáváme z projekčních dat. Agrotahač v konfiguraci 4x4 má hmotnost 24 tuny, tahač 6x6 pak váží 27 tun. Nosič zemědělských nástaveb 6x6 dosahuje třiceti tun. Nejtěžším vozem je pak čtyřnápravový nosič zemědělských nástaveb, jehož maximální technicky přípustná hmotnost činí 36 000 kg. Jelikož přední část rámu vozu, kde se nachází budka a připojovací příruby pro ROPS, je u všech zmiňovaných vozů identická, je zaručena kompatibilita rámu ROPS pro všechna tato vozidla. Pro určení zatěžujících sil a deformačních energií, tedy uvažujme hmotnost 36 tun.

Pro úplnost dodejme, že v portfoliu Tatry můžeme nalézt i vozidlo v konfiguraci 8x8 pro nesení velkoobjemových cisteren. Jedná se o těžký terénní automobil s maximální hmotností 40 tun. Toto vozidlo je sice formálně zařazeno mezi zemědělská vozidla, ale s homologací na vozidlo typu T pro něj není počítáno. Jedná se o naprosto okrajový segment, kterého byly vyrobeny jednotky kusů. Rám montovaný na tento vůz by musel při homologaci snést výrazně vyšší zatěžování, a pokud bychom chtěli jedním typem rámu vybavit všechny vozy z portfolia, pro všechny ostatní by byl značně předimenzovaný. Při navrhování rámu ROPS tedy již s tímto vozem nepočítám.

[4] *Rozdíl mezi budkami Euro5 a Euro6 je vidět na obrázcích v kapitole 2 (Obr. 1 a Obr. 3)*

8 Metodika testování modelu pomocí MKP

Pro simulování homologační zkoušky je klíčové znát přesné parametry a postupy, jakými reálná zkouška fyzicky probíhá. Fyzickou podobu jsem popsal v kapitole 6. Podívejme se nyní na konkrétní hodnoty, které musí splnit nová konstrukce (Obr. 8).

	EU 1322	traktory			
Mmax	maximální přípustná hmotnost		36 000	kg	vyplnit
M	referenční hmotnost		21000	kg	zvolit
<1,75	poměr Mmax/M		1,714285714	OK	
			velikost síly [N]	energie [J]	
	vodorovné zatěžování	podélné	min 0,8 Fmax	1,4*M	
		boční	min 0,8 Fmax	1,75*M	
	zkouška tlakem	zezadu	20*M	není požadavek	
		zepředu	20*M	není požadavek	
	číselně		velikost síly [N]	energie [J]	
	vodorovné zatěžování	podélné		29400	*130 000 N
		boční		36750	*275 000N
	zkouška tlakem	zezadu	420000	není požadavek	
		zepředu	420000	není požadavek	
	Fmax je síla při dosažení požadované energie				

Obr. 8 - Tabulka výpočtu zatěžujících sil a deformačních energií dle EU1322

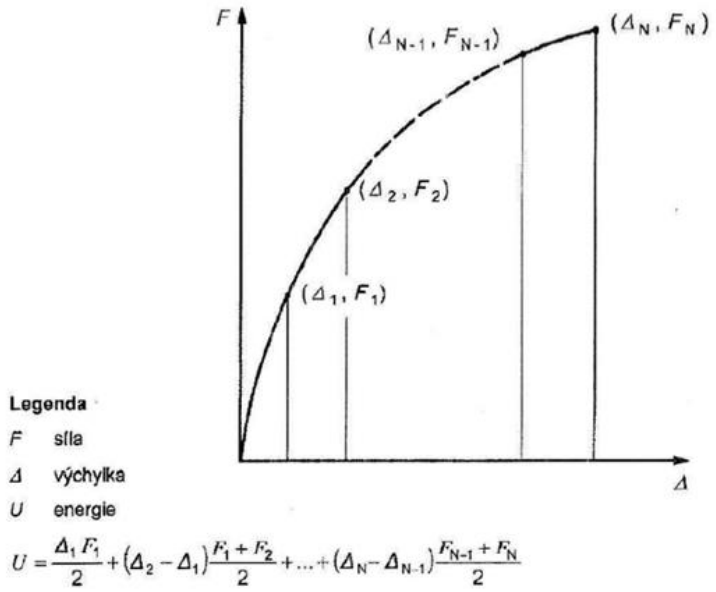
V souladu s normou EU1322/2014 a prostředky používanými na zkušebně společnosti Tatra definuji:

- Pro zkoušení zatížení zboku bude použit tlačný člen o rozměrech 150 mm x 450 mm x 40 mm.
- Pro zkoušení zatížení zezadu bude použit tlačný člen o rozměrech 150 mm x 700 mm x 40 mm.
- Pro zkoušení svislého zatížení (zkouška tlakem) bude použit tuhý nosník o rozměrech 250 mm x 250 mm x 2 500 mm.
- Při zatěžování zboku je nutné dosáhnout deformační energie o velikosti 29 400 J.
- Při zatěžování zezadu je nutné dosáhnout deformační energie o velikosti 36 750 J.
- Při svislém zatěžování zezadu je nutné působit silou o velikosti 420 000 N.
- Svislé zatěžování se provádí při testu dvakrát, a to v obou případech zezadu.

Základní informací je, že pro svislé zatížení je požadována síla, zatímco pro boční a zadní musí konstrukce pohltit deformační energii. Pro návrh dimenze je deformační energie tak abstraktní pojem, že lze jen těžko podobu konstrukce zvolit tak, aby kritériu odpovídala. Pro první přiblížení tedy konstrukci budu dimenzovat na sílu pro všechny tři mody zatěžování. Jelikož mám k dispozici data z protokolu homologační zkoušky původního ROPS rámu, mohu jednoduše zjistit velikosti sil, které byly naměřeny při dosažení deformační energie při tomto testu. Problém tkví v tom, že původní KOBIT ROPS je určen pro vozidlo o nižší hmotnosti, konkrétně 30 000 kg (náš případ je pro vozidlo o hmotnosti 36 000 kg). To znamená, že hodnoty z původní zkoušky jsou menší, než hodnoty požadované pro nový návrh. Rozhodl jsem se tedy hodnoty sil z protokolu násobit koeficientem, který bude reflektovat poměr mezi hmotnostmi původního vozu a vozu pro můj návrh.

Tímto postupem jsem stanovil sílu pro boční zatížení na F1 = 275 0000 N a pro zadní zatížení F2 = 130 000 N. Pro svislé zatížení velikost síly definuje přímo norma, deformační energie není požadována, tedy F3 = 420 000 N. Pro první návrh geometrie jsem se též rozhodl konstrukci zatěžovat jednotlivými mody zvlášť, tedy vždy z výchozího stavu. To samozřejmě neodpovídá homologační zkoušce, kde jednotlivé mody zatěžování následují v sekvenci po sobě, to však zatím zanedbám.

Druhým krokem je pak takto navrženou konstrukci podrobit testování, jehož výstupem bude hodnota deformační energie konstrukcí pohlcené. K tomuto účelu jsem vypracoval následující metodiku. Norma přímo definuje vzorec a způsob výpočtu deformační energie. Energie je z matematického hlediska integrálem plochy pod křivkou funkce závislosti deformace na působící síle. Norma tento vztah poněkud zjednodušuje pro výpočet a definuje ho takto (Obr. 9):



Obr. 9 - Výpočet deformační energie dle EU1322. Ilustrace: Předpis EHK 1322 [8]

Při fyzickém testu jsou odečítány hodnoty výsuvu pístu a síly, ty následně počítač dosadí do tohoto vzorce a vrátí hodnotu deformační energie Toto se však velmi jednoduše dá nasimulovat i ve virtuálním světě. Pomocí okrajových podmínek výpočtu definujeme působící sílu jako lineárně vzrůstající během deseti časových kroků. To znamená, že známe její hodnotu v každém tomto časovém bodě. Zároveň můžeme z výsledků zjistit výchylku zadní plochy tlačného členu v příslušné ose pohybu. Tato výchylka odpovídá deformaci konstrukce v místě působení síly. Taktéž odpovídá výsuvu hydraulického válce, který bude měřen a pro výpočet použit při fyzickém testu. Dle výše zmíněného vzorce pak můžeme zjistit deformační energii v jednotlivých krocích a sečtením jednotlivých hodnot získat celkovou deformační energii. Iteračně je pak nutné "trefit" správnou hodnotu síly tak, abychom dosáhli požadované hodnoty energie. Zde si ukažme případ výpočtu touto metodou na výpočtu starší verze konstrukce (Obr. 10):

krok	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	suma E
síla (kN)	0	12,5	25	37,5	50	62,5	75	87,5	100	112,5	125	
výchlyka x (mm)	0	8,2	16,4	24,64	32,92	41,42	51,67	65,69	86,17	141,79	326,64	
energie (J)	0	51,25	153,75	257,5	362,25	478,125	704,6875	1139,125	1920	5909,625	21950,94	32927,25

Obr. 10 - Příklad výpočtu deformační energie

Pro druhý krok návrhu jsem opět aplikoval zatížení pro jednotlivé mody zvlášť. Teprve ve třetím, závěrečném kroku návrhu jsem nasimuloval celý proces homologační zkoušky. V tomto případě opravdu jednotlivé mody zatěžování následují za sebou v sekvenci definované normou. Praktickou aplikaci těchto postupů představím v následujících kapitolách při popisu tvorby jednotlivých návrhů.

9 Materiálové vlastnosti

V úloze simulace homologačního testu je žádoucí co nejvěrněji napodobit reálné chování materiálů a tím výsledky simulace co nejvíce přiblížit skutečnému stavu dílů při zkoušení. Jedním z požadavků testu je sledovat hodnotu deformační energie pohlcené při zatěžování. V konstrukci bude také v oblastech značné velikosti docházet k překračování meze kluzu, plastizaci materiálu a trvalým deformacím. Je jasné, že na mapování těchto procesů nelze vystačit se základním MKP výpočtem v oboru lineárního chování materiálu. Možností, jak simulovat chování materiálu nad mezí kluzu, je hned několik. Po dohodě s konzultanty jsem se rozhodl materiál modelovat pomocí bilineární náhrady tahového diagramu [6]. Tato teorie pracuje s náhradou křivky tahového diagramu lomenou čárou (Obr. 11). V oblasti od nulové deformace do meze kluzu je závislost mezi napětím a deformací lineární stejně jako ve skutečném tahovém diagramu. V oblasti nad mezí kluzu bilineární diagram pokračuje další přímkou, která svírá s osou x úhel označovaný jako E_T , tečný modul. Zavedením tečného modulu bilineární model reflektuje plastické zpevnění, ke kterému v reálném materiálu dochází. Bilineární model je přibližnou náhradou chování materiálu, nicméně pro naše účely je dostatečný. Jejími devízami oproti náhradě multilineární je menší náročnost na výpočetní čas a možnost materiálový model složit z tabelovaných hodnot materiálů, bez nutnosti provádět tahové zkoušky vzorků. Výpočet podle níže uvedené rovnice, jsem pak prováděl pro všechny materiály a takto určený tečný modul dosadil do okrajových podmínek každé provedené MKP simulace. Tabulky s konkrétními číselnými hodnotami budou uvedeny v následujících kapitolách. Vlastnosti materiálů jsem čerpal z materiálových listů. Zdroje materiálových listů jsou uvedeny v příloze 1. Simulace probíhaly v softwaru ANSYS. Pro všechny materiály použité při MKP simulacích bylo zvoleno stejné Poissonovo číslo $\mu = 0{,}3$ a v tabulkách materiálových vlastností pro jednotlivé úlohy již nebude uváděno. Simulace probíhaly v režimu velkých posunutí. Hlavními výstupy z MKP analýz jsou napěťové a deformační mapy. Jedná se o redukovaná napětí dle hypotézy HMH (von Mises) a celkovou deformaci.

$$E_T = \frac{R_m - R_e}{\varepsilon - \varepsilon_{Re}}$$

$$po\ úpravě\quad E_T = \frac{R_m - R_e}{\frac{A}{100} - \frac{R_e}{E}}$$

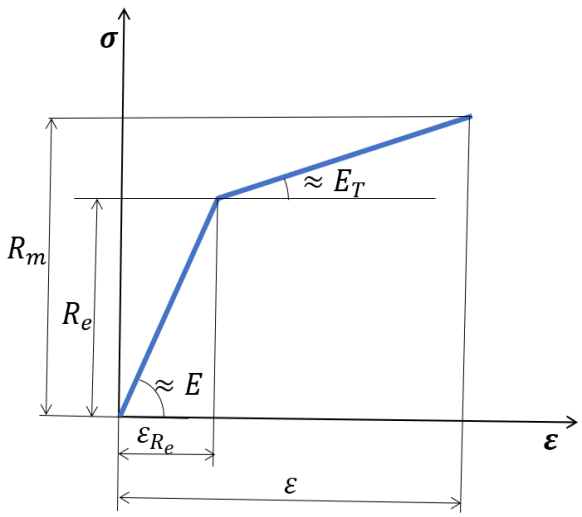
kde

R_e $-mez\ kluzu\ (tabelovaná\ hodnota\ )$

$R_m - mez\ pevnosti\ (tabelovaná\ hodnota)$

$A - tažnost\ (tabelovaná\ hodnota)$

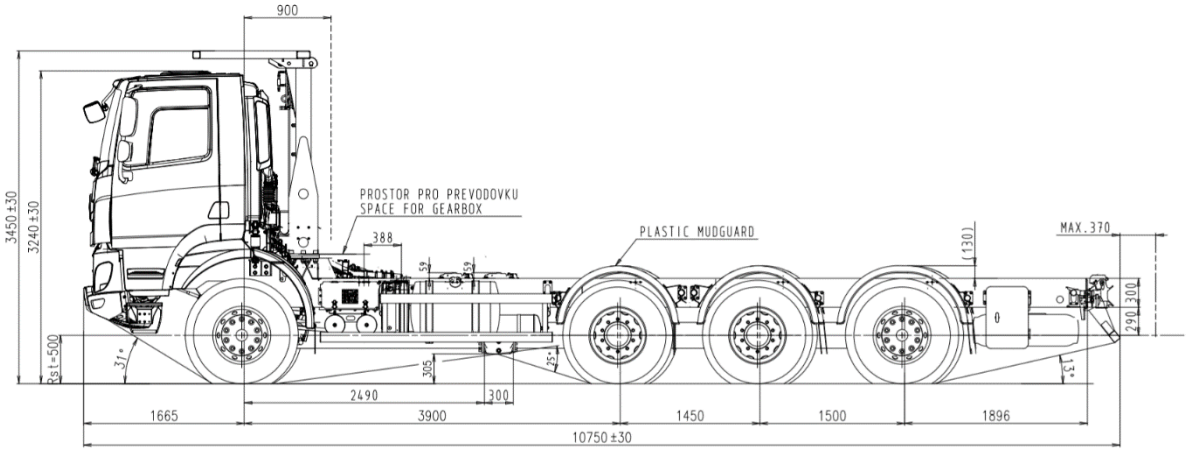
$E - modul\ pružnosti\ (tabelovaná\ hodnota)$



Obr. 11 Bilineární náhrada tahového diagramu. Ilustrace: Jan Řezníček [7]

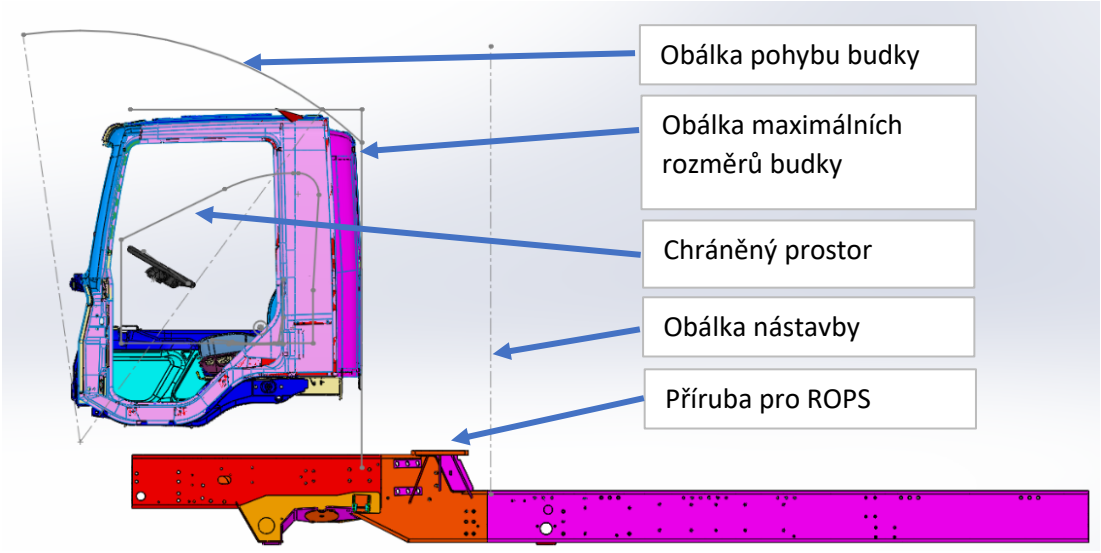
10 Konstrukce

Z rešeršních prací jasně vyplynulo, že pro pokrytí co možná největšího portfolia zemědělských vozů se jeví jako ideální základ vozidlo typu T158 – 8P6T43.390 (Obr. 12). Jedná se o čtyřnápravové vozidlo s krátkou budkou DAF Euro6. Maximální technicky přípustná hmotnost činí 36 000 kg, pohotovostní hmotnost 12 100 kg. Při konstrukci je nutné dodržet požadavky definované normou EU1322 a zástavbová omezení daná výchozí podobou vozidla.



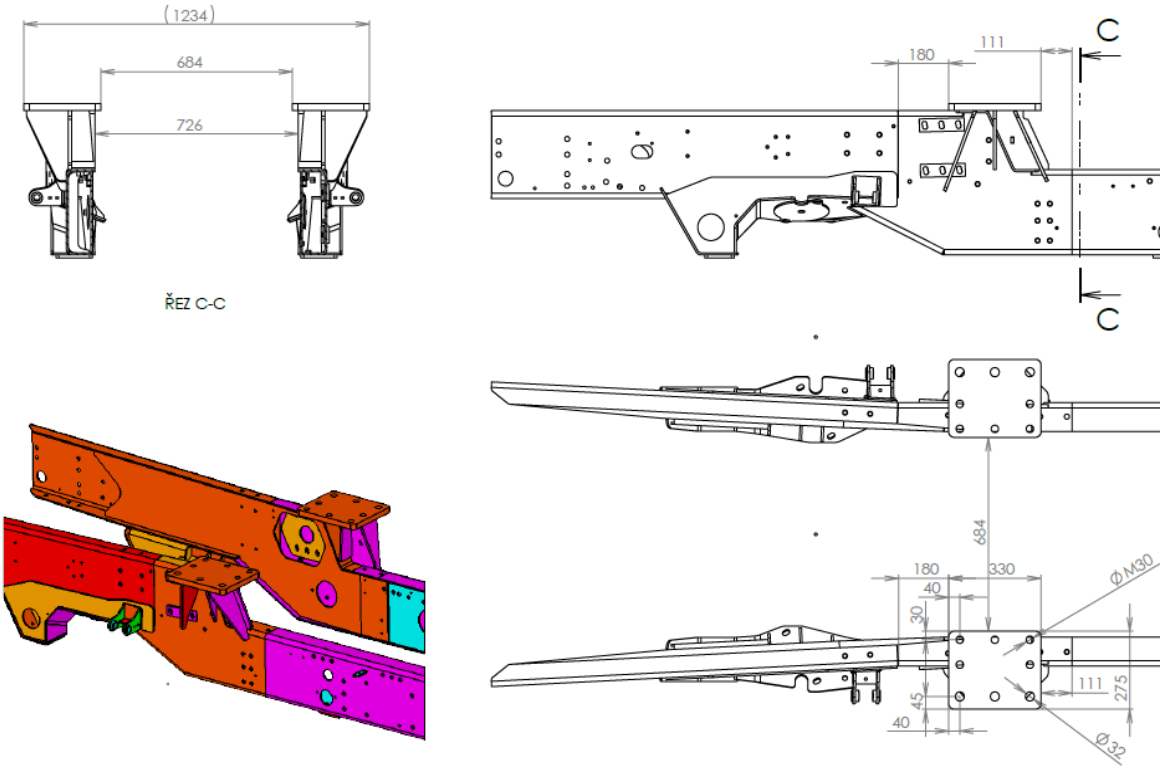
Obr. 12 - Projekční výkres vozu T158-8P6T43.390. Ilustrace: Tatra

Při pohledu na projekční výkres, na němž je znázorněn i původní rám ROPS od firmy KOBIT, lze jednoduše vypozorovat tři základní prvky, které konstrukci ROPS omezují (Obr. 13). První je podjezdná výška, neboť ROPS je nejvyšším bodem celého vozidla. Druhým je zadní obálka nástavby vozidla. Zde naznačena svislou přerušovanou čarou. Tato rovina je umístěna ve vzdálenosti 900 mm od osy první nápravy. Třetím a nejdůležitějším omezením je pozice budky vozidla. Tato však není pouze statická, u budky se počítá s jejím sklápěním pro zajištění přístupu k motoru. Konstrukce rámu ROPS tedy musí být uzpůsobena tak, aby nebyl s budkou v kolizi v žádné její pozici. Celou situaci ovšem poněkud zjednodušuje fakt, že při tvorbě návrhu budu vycházet z CAD modelu rámu vozidla, který obsahuje kotevní příruby rámu ROPS. Pozice desky příruby je daná celkovou koncepcí vozu a pro nový návrh by měla být zachována (Obr. 14). Připouští se jen malé zásahy do konstrukce, takové, které nepovedou k významnému posunutí ROPS rámu, jež by vedlo ke kolizním stavům s okolní zástavbou.



Obr. 13 - Zástavbová omezení - schéma

Jelikož se přírubová deska nachází v místě schodu podélníku, je nutné ji z jedné strany vypodložit. Současné konstrukční řešení toho dosahuje pomocí žeber. Přírubová deska částečně leží na podélníku, a to i v místech, kdy je potřeba míti šroubový spoj. To znamená, že není možné zespodu umístit matici. Z tohoto důvodu je celkově pět otvorů v desce řešeno jako závitová díra. Zbylé tři otvory se nachází v místech, kde je pro matici místo a kotvení tedy probíhá klasickým řešením dvojice šroub – matice. Samotná deska má tloušťku 25 mm, výztužná žebra jsou tlustá 10 mm. Žebra jsou zhotovena pomocí technologie laserového vypalování, což umožňuje pro podobu žeber volit i složitější tvar obrysu. Deska kvůli závitovým dírám musí projít procesem obrábění.

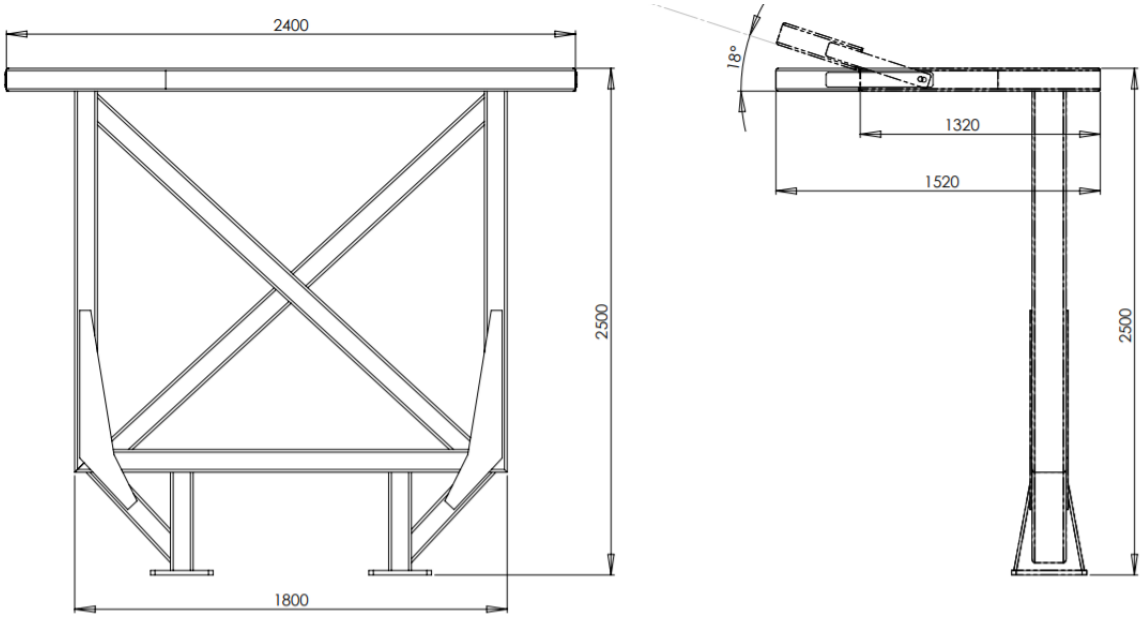


Obr. 14 - Původní připojovací příruba - schéma

Využitím původní desky příruby jako připojovacího bodu jsou bezpečně dodrženy vzdálenosti od zadní části budky a zároveň od omezující roviny nástavby. Jediným problémem zůstává vyvarovat se zasažení do obálky pohybu budky při sklápění.

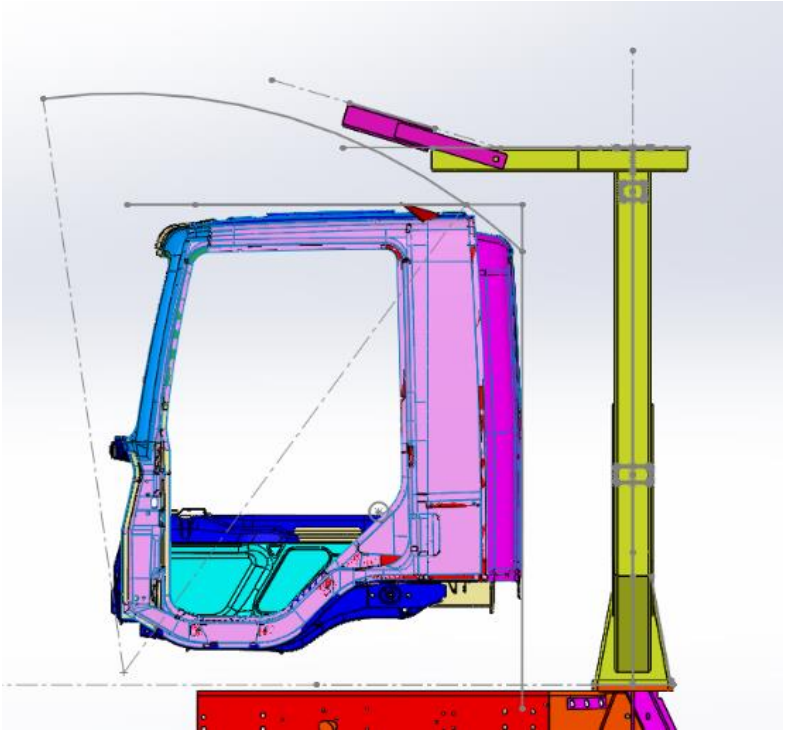
11 První návrh ROPS 01VJ

Při tvorbě tohoto návrhu jsem kopíroval rozměry původní KOBIT konstrukce. Vycházel jsem z prosté úvahy: pokud dodržím rozměry, bude u návrhu automaticky zajištěno splnění všech geometrických podmínek. Zároveň bylo mojí ambicí konstrukci vylepšit. První změnou bylo zkrácení pohyblivé části vodorovného roštu, tak aby se sklápěla jen ta část, která je v kolizi s pohybem budky (Obr. 18). To umožní konstrukci odlehčit a zbavit se hydraulického ovládání pohybu roštu. Z předpisu je známo, v jakých pozicích a jak velkými tlačnými členy působí zkušební síly. Je tedy vhodné konstrukční prvky rámu umístit strategicky tak, aby konstrukce jako celek těmto zatížením odolala co nejlépe. Svislé sloupy byly posunuty do pozice, kde jsou jak bočním, tak zadním zatížením namáhány téměř čistě na ohyb. Tím je umožněno eliminovat nepříznivé stavy namáhání, zejména krut svislé části rámu, který excentricita působící síly způsobuje. Správná dimenze návrhu byla ověřována zatížením zkušebními silami metodikou, jež byla popsána výše.

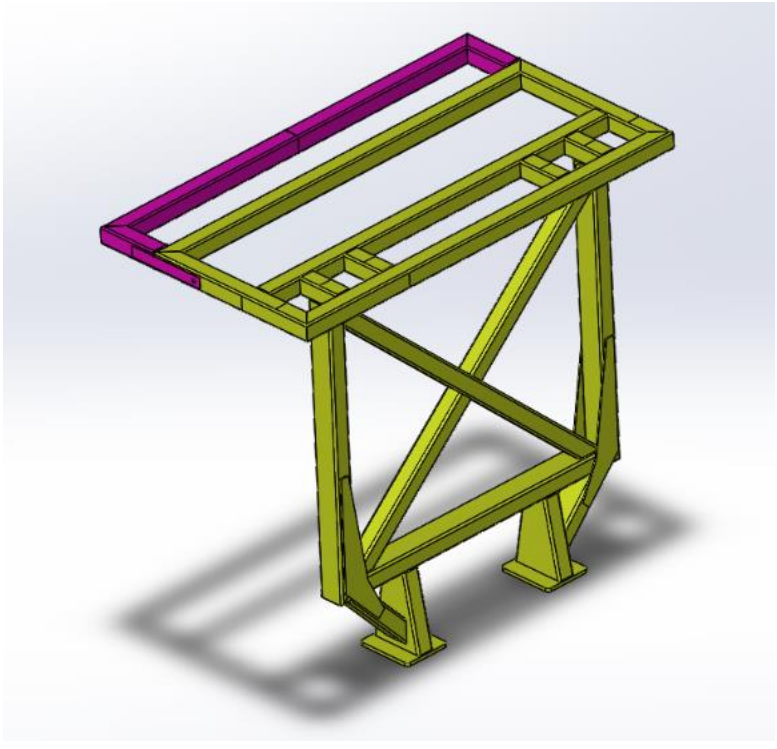


Obr. 15 - Konstrukční návrh ROPS 01VJ - schéma

Konstrukce (Obr. 15 a Obr. 16) je tvořena svařencem z uzavřených profilů, doplněných žebry a výztuhami z plechových výpalků. Zadní čtverec je tvořen z obdélníkové trubky, zavětrovací kříž a vodorovný rošt jsou pak z trubek čtvercových. Nohy mají při pohledu zboku tvar useknutého trojúhelníku. Tento díl vznikne podélným rozříznutím obdélníkové trubky a následným doplněním plechem do požadovaného tvaru. Toto rozšíření by mělo pomoci zajistit stabilitu při zadním zatěžování.



Obr. 16 - ROPS 01VJ

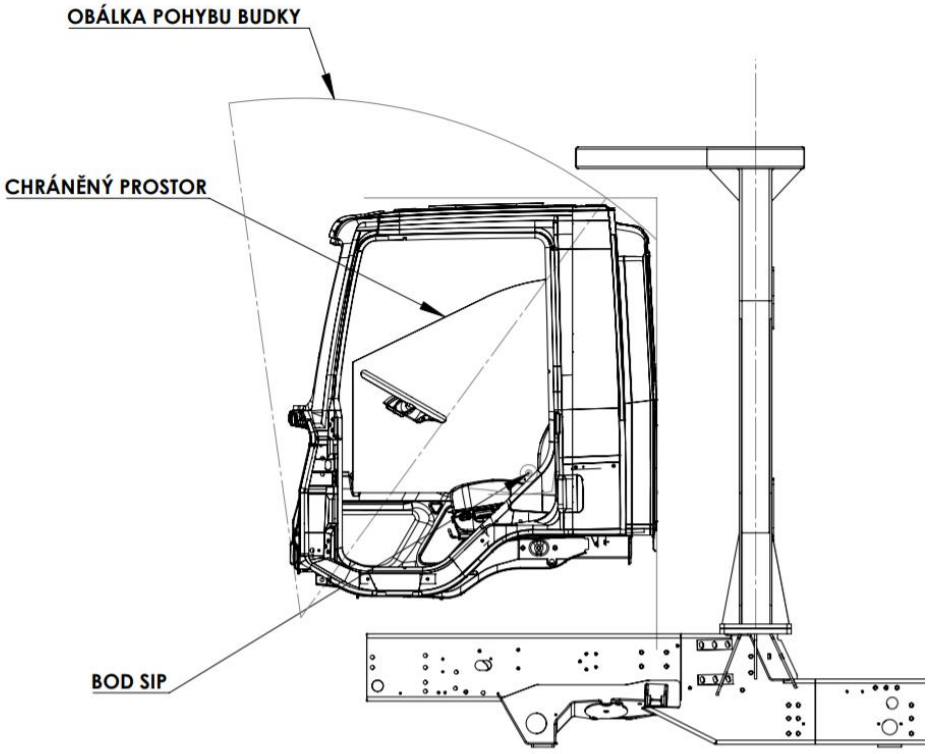


Obr. 17 - ROPS 01VJ - model

Koncept se následně ukázal jako nevyhovující, zejména z důvodu náročnosti na výrobu, navíc se ve spodních rozích nepřiměřeně koncentrovalo napětí, což by mohlo vést k praskání těchto uzlů. Pro další návrhy zůstal téměř beze změn zachován vodorovný rošt, jehož konstrukční řešení se ukázalo jako velmi vhodné. Vše ostatní bylo výrazně přepracováno.

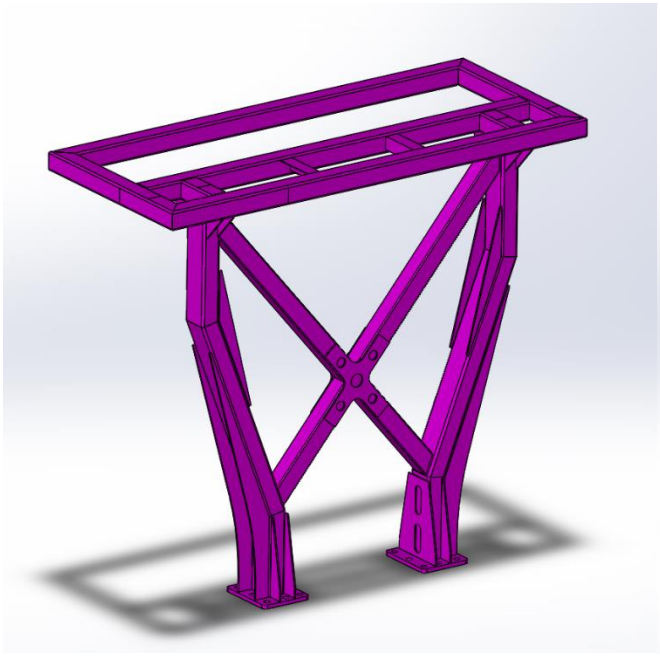
12 Druhý návrh ROPS 02VJ

V této fázi práce jsem se po dohodě s konzultanty rozhodl zaměřit na variantu pevného roštu. Při tvorbě druhého návrhu jsem využil dat získaných při testování návrhu prvního. Zachoval jsem umístění prvků tak, aby bylo eliminováno nepříznivé namáhání, zejména krut. Celková výška zůstala stejná, taktéž jsem zachoval podobu vodorovného roštu, včetně profilů, které jej tvoří. Došlo pouze k mírným změnám vodorovných výztuh v zadní části roštu. Vrchní rošt si zachoval původní rozměr tak, aby zakryl celý půdorys budky. Je dbáno na to, aby při jejím sklápění ke kolizi s rámem nedocházelo (Obr. 18). Pozice příruby i její podoba zůstaly beze změny. Rám ROPS váží 420 kg.

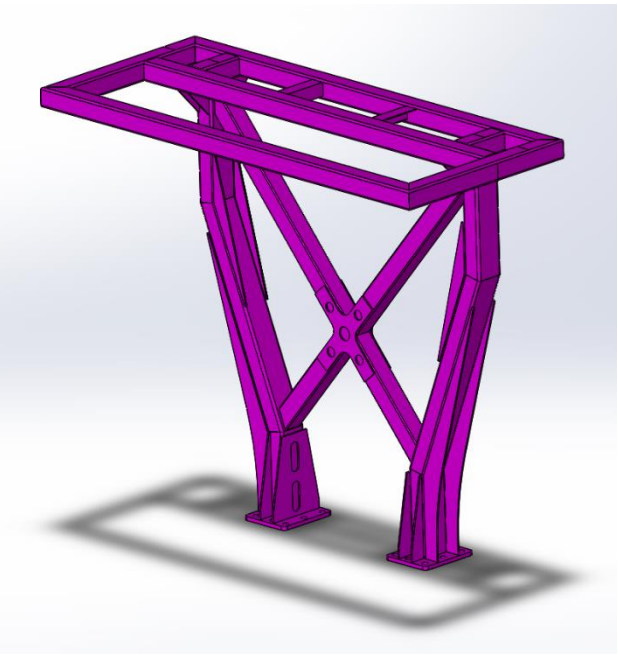


Obr. 18 - Umístění ROPS na vozidle - návrh ROPS 02VJ

Velkou změnou naopak prošla svislá část ROPSu. Jelikož jsem chtěl zachovat koncepci, kde bych minimalizoval namáhání na krut, byla horní pozice svislého sloupu dána. Zároveň je však pozicí přírub stejně pevně dáno i místo připojení těchto sloupů k rámu vozu. Tento rozpor nebylo možné vyřešit jiným způsobem než oba svislé konce spojit střední, šikmou částí. Touto úpravou vznikla struktura podobná písmenu Ypsilon (Obr. 20). Tyto sloupy jsou zhotoveny z obdélníkových trubek. Pro zvládání bočního zatížení je konstrukce zavětrována křížem ze čtvercových trubek. Největší ohybový moment se při zadním zatěžování vyskytuje v místě připojení sloupů k přírubě. Toto místo bylo tedy vyztuženo žebry z plechu. Další, poměrně masivní, výztuhy jsou navařeny na nohy konstrukce v místech zlomů mezi svislými a šikmými částmi. Tyto prvky pomáhají zvětšit namáhaný průřez a tím umožnit konstrukci lépe zvládat ohybový moment. Při namáhání zboku zvyšují tato žebra stabilitu konstrukce. Plechové záplaty byly využity i pro přeplátování místa křížení zavětrovacího kříže. V místech přeplátování je pro lepší spojení plechu a profilu využito kruhových koutových svarů. To umožní lepší spojení obou dílců. To by mělo při zatížení přispět k eliminaci odchlipování plechu od profilu.



Obr. 19 - ROPS 02VJ, pohled zezadu

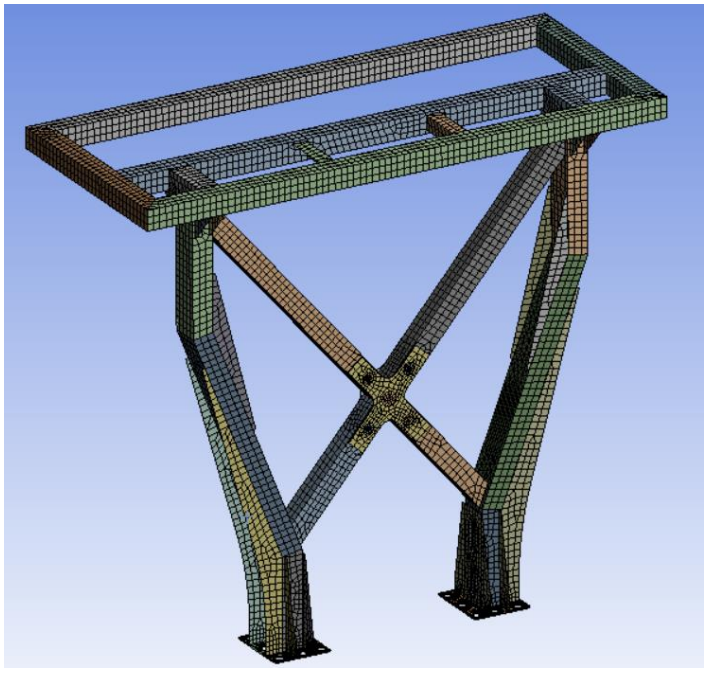


Obr. 20 - ROPS 02VJ, pohled zepředu

12.1 Výpočtové kontroly

Působící síly byly aplikovány na tlačné členy dané normou (vizte kapitoly 5.1.8 a 8). Konstrukce byla podrobena každému zatěžování zvlášť, a to vždy z výchozího, tedy nezdeformovaného stavu. Okrajové podmínky, společné pro všechny mody zatížení:

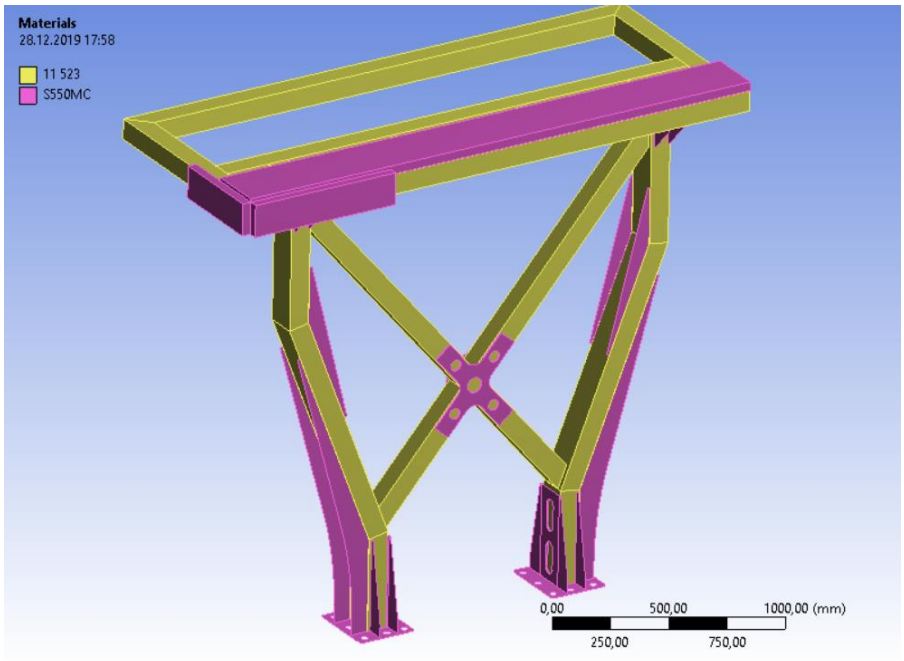
- Fixní vazby na deskách přírub.
- Vazba typu „bonded“ mezi tlačným členem a prvkem, na který doléhá. Tato vazba spojí uzly sítí obou těles v místech, kde se tělesa dotýkají.
- Materiálové vlastnosti (Obr. 22, Obr. 23).
- Profily modelovány jako skořepiny, čtvercový element sítě, velikost: 30 mm (Obr. 21).



Obr. 21 - Výpočtová síť

díl	TĚLESA	materiál	Re (MPa)	Rm (MPa)	E (MPa)	A (%)	E_T (MPa)
tlačný člen	tlačný člen - svisle	S550MC	550	680	210000	14	946,3
tlačný člen	tlačný člen -boční	S550MC	550	680	210000	14	946,3
tlačný člen	tlačný člen - zadní	S550MC	550	680	210000	14	946,3
ROPS	tr.obd. 100x100x5	11 523	355	595	210000	22	1099,4
ROPS	L 70x70x7	11 523	355	595	210000	22	1099,4
ROPS	výztuhy - plech 8mm	S550MC	550	680	210000	14	946,3
ROPS	tr. obd. 150x100x6	11 523	355	595	210000	22	1099,4
ROPS	příruba ROPS 20mm	S550MC	550	680	210000	14	946,3

Obr. 22 – Tabulka materiálových vlastností



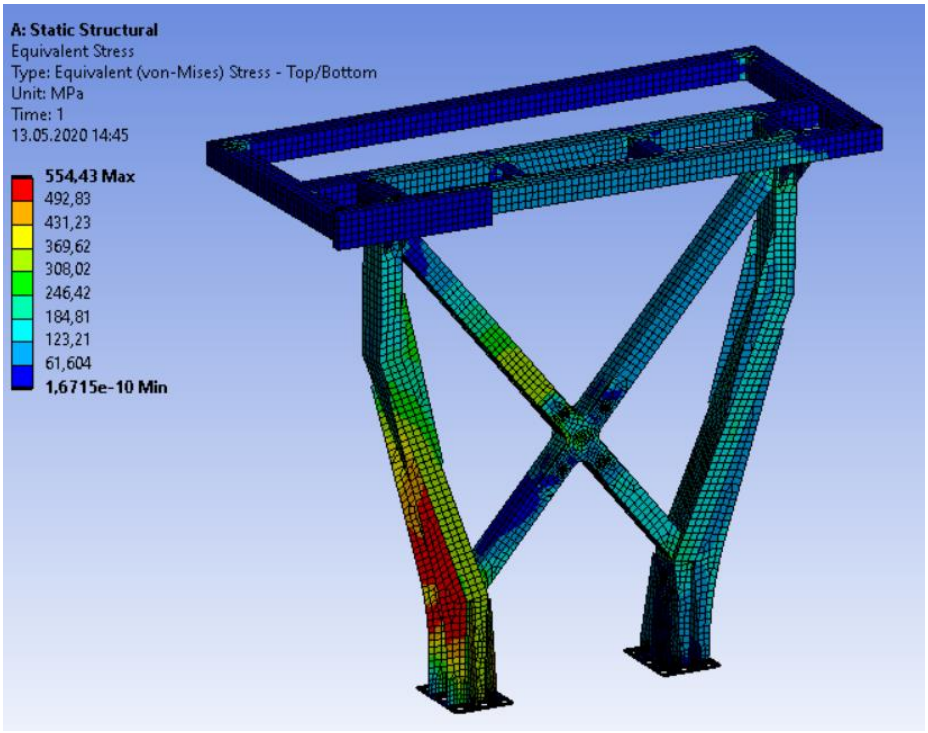
Obr. 23 - Zobrazení těles podle materiálů

12.1.1 Statické zatížení

Výsledná podoba druhého návrhu vychází z dimenzování na za zatěžující síly. Konstrukce byla zatěžována svislou silou o velikost 420 kN, dále boční silou 275 kN a konečně silou zezadu o velikosti 130 kN. Žebra a výztuhy byly do konstrukce začleněny na základě výsledků průběžných MKP analýz. Oblouková žebra ve spodním zlomu sloupů jsou odpovědí na ohybový moment vyvozený silou při zadním zatěžování. Vnitřní trojúhelníková žebra ve druhém zlomu pak pomáhají ztužit konstrukci při zatěžování zboku. Svislé zatěžování působí konstrukci nejmenší potíže. Výztužný kříž a vhodně umístěná žebra mají za následek, že dochází jen k malým deformacím a dosažená napětí jsou malá. Pod svislým napětím se konstrukce neohýbá, napětí jsou tlaková, a tudíž málo nebezpečná. Zásadní otázkou je kritérium vzpěrné stability konstrukce. I zde však dostáváme uspokojivou hodnotu koeficientu bezpečnosti vůči kritické síle ve chvíli ztráty stability k = 4,7. Z pohledu statického zatěžování konstrukce tedy s rezervou vyhovuje.

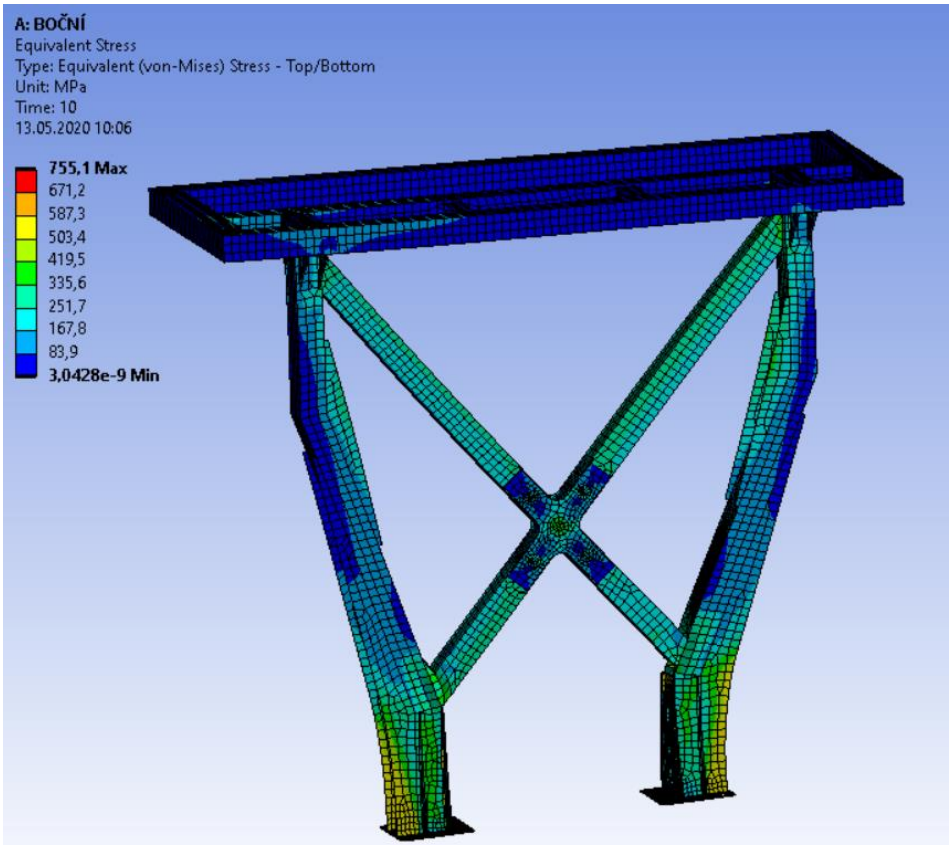
12.1.2 Deformační energie

Dalším krokem bylo ověření, zda konstrukce pohltí požadovanou deformační energii při bočním a zadním namáhání. Zde se poprvé ukázal problém, který na dlouhé hodiny zaměstná každého, kdo se kdy bude návrhem konstrukce rámu ROPS zabývat. Jak se ukázalo, můj předpoklad jakéhosi automatického splnění kritéria deformační energie v případě, kdy konstrukce vyhoví na statické namáhání, byl nesprávný. Na konstrukci jsem aplikoval metodiku výpočtu deformační energie popsanou v kapitole 8.
Pro zadní zatížení jsem působení síly rozložil do deseti časových kroků s rovnoměrnými přírůstky síly mezi těmito kroky. Okrajová podmínka fixní vazby na deskách přírub zůstala stejná. Požadovaná hodnota deformační energie je 29 400 J. Při dosažení síly 130 kN (Obr. 24) byla zjištěna deformační energie o výši 17 kJ. Při pokusech o vyšší hodnotu síly konstrukce kolabuje. Nejslabší části se ukazuje být stabilita výztužných žeber ve spodní části sloupů, která se bortí. Pro zadní zatížení tedy konstrukce nevyhovuje.



Obr. 24 - Zatížení zezadu, redukované napětí

Boční zatížení probíhalo obdobně. Na boční tlačný člen byla aplikována síla, jejíž velikost lineárně roste. Požadovaná hodnota deformační energie činí 36 750 J. Výsledky byly bohužel tristní. Při dosažení síly, na kterou byla konstrukce navržena, tedy F = 275 kN, činila deformace ve směru působení síly pouhých 8,56 mm, což znamená velikost deformační energie 1 214 J. To je o řád méně, než požadovaná hodnota. Iteračně jsem tedy sílu zvětšoval až do kolapsu konstrukce. Nejvyšší naměřenou hodnotou byla síla 450 kN, při deformaci 25,5 mm. U takto vysoké síly je však nutno konstatovat, že konstrukce je extrémně zatížená (Obr. 25), některé oblasti přesahují hodnotu meze pevnosti a kritická místa vyčerpávají tažnost. Problematická jsou zejména místa napojení zavětrovacího kříže do hlavních sloupů. V uzlu prvního zlomu se trubky kříže na jedné straně zabodávají do stěny nohy, naproti stěnu naopak trhají. Dále je vhodné připomenout, že maximální síla, kterou dokáže hydraulický válec na zkušebně vyvinout, činí 500 kN. Konstrukce nevyhovuje, neboť je přetížená, hodnota deformační energie 7 677 J ani zdaleka nedosahuje požadované výše.



Obr. 25 - Zatížení zboku silou 450 kN, redukované napětí

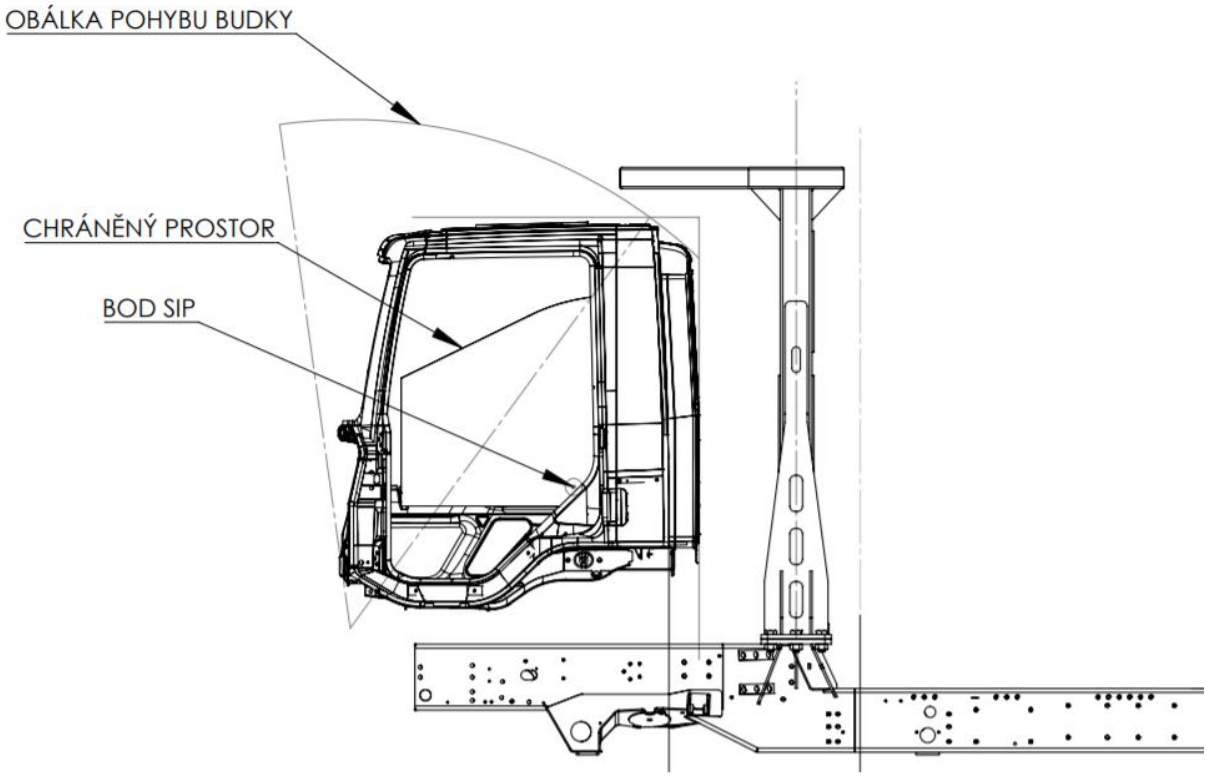
12.2 Zhodnocení druhého návrhu

Konstrukce je robustní, při zatěžování bylo prokázáno, že snese vysoká zatěžování. V případě bočního zatížení byly všechny kontroly na přijatelných hodnotách do síly 380 kN, při svislém namáhání pak nebyl problém atakovat hranici 500 kN. U zadního zatížení bylo možné bezpečně dosáhnout hranice 130 kN. Složitost výroby by se dala srovnat s původním ROPS od firmy KOBIT. Hmotnost oproti tomuto rámu klesla téměř o 100 kg. Z tohoto pohledu je konstrukce vynikající. Jediným, zato však zásadním problémem zůstává neschopnost pohltit při testech deformační energii. Nejvíce patrný je tento problém při bočním zatěžování. Při rostoucí síle se konstrukce deformuje jen velmi mírně. Vzhledem k tomu, že deformační energie je součinem deformace a síly, potřebujeme při veliké síle velkou deformaci. U této koncepce toto chování nenajdeme. Zavětrovací kříž konstrukci značně ztužuje, což má za následek, že síla roste do astronomických výšek, zatímco konstrukce se pohne jen o malé desítky milimetrů. Následně, vlivem velkých hodnot napětí vyvozených silou, selže. Konstrukce je příliš tuhá a požadavkům homologační zkoušky **nevyhovuje.**

13 Třetí návrh ROPS VJ25

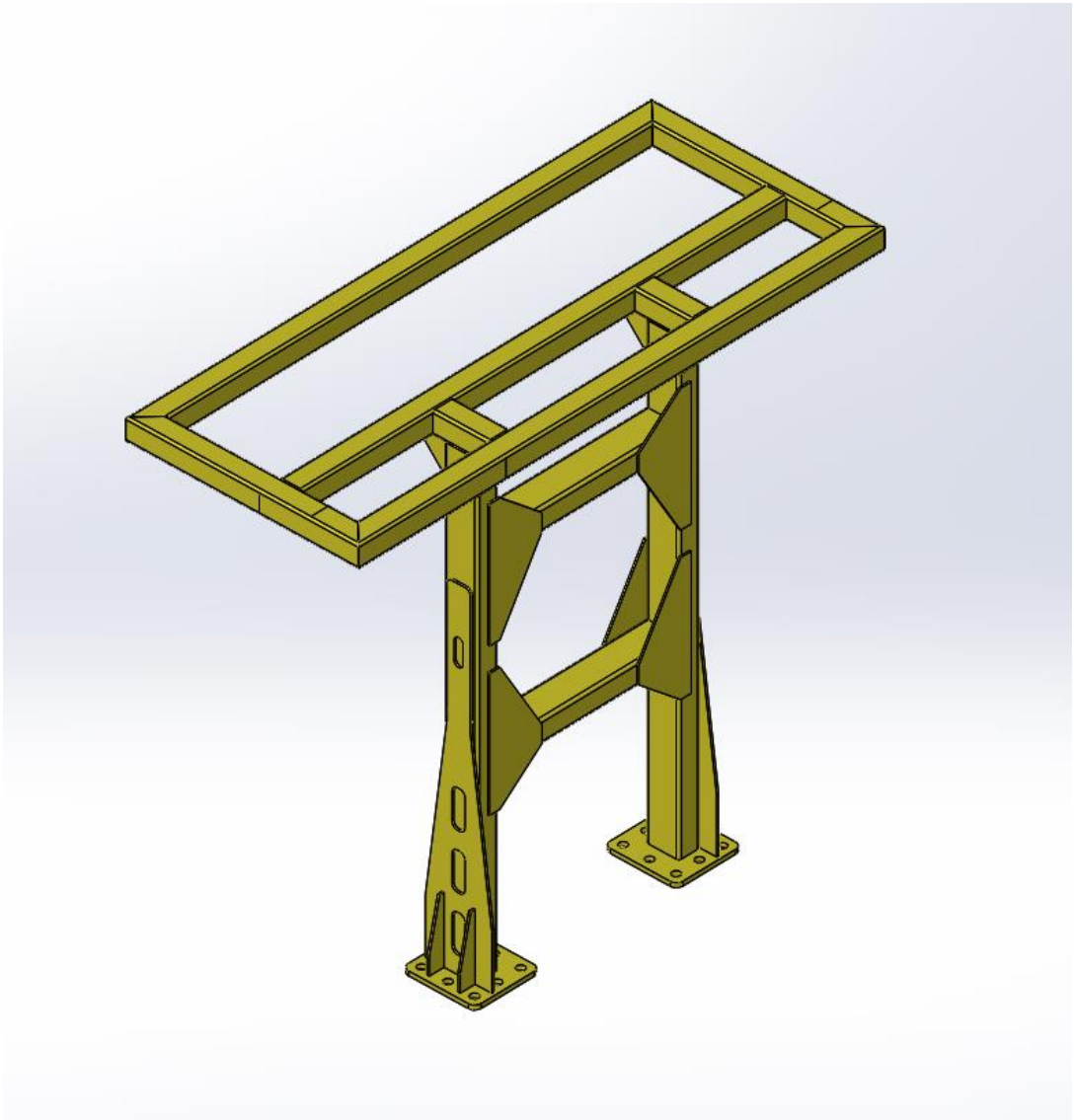
Poučen výsledky předchozího návrhu, dospěl jsem k závěru, že je nutné zásadním způsobem změnit koncepci. Původní myšlenka zástavby prvků tak, aby byly namáhány pokud možno na čistý ohyb, v případě zadního zatěžování padla. Konstrukčně složitý uzel dvojitě zalomených sloupů jen vytvářel lokálně velmi tuhé oblasti, což mělo za následek, že se napětí posouvalo a projevilo se plastickým kloubem v místech, kde toto lokální zpevnění končí. Dále se ukázalo, že krutové namáhání, kterému jsem se snažil vyhnout, může být naopak pro dosažení větší deformace příznivé. Natočením celé konstrukce totiž získáme další cenné milimetry, pro větší deformační energii tolik potřebné. Další změny jsem se po mnoha iteracích pokusů rozhodl provést ve svislé části konstrukce. Jak již bylo řečeno dříve, bylo nutné konstrukci v bočním směru dovolit deformování. Toho bylo možné dosáhnout zmenšením tuhosti v tomto směru. Z těchto důvodů jsem byl donucen opustit koncepci zavětrovacího kříže, neboť se mi nepodařilo nalézt takovou konfiguraci, která by požadavkům odpovídala. Hlavním problémem opět bylo lokální zpevnění v oblasti kříže a následné plastické klouby v oblastech, kde prvky kříže končily. Nepomohly ani styčníkové plechy, to vedlo zpět na příliš tuhou konstrukci. Po mnoha provedených testech se ukázal jako nejlepší řešení tvar písmene H se dvěma vodorovnými příčkami.

Celková výška rámu ROPS, stejně jako délka roštu zůstaly zachovány z předchozího návrhu. Stejně jako vzdálenosti mezi rámem a budkou. Umístění ROPSu na rámu vozu se neměnilo (Obr. 26). Samotný rám ROPS váží 388 kg, včetně svarů.



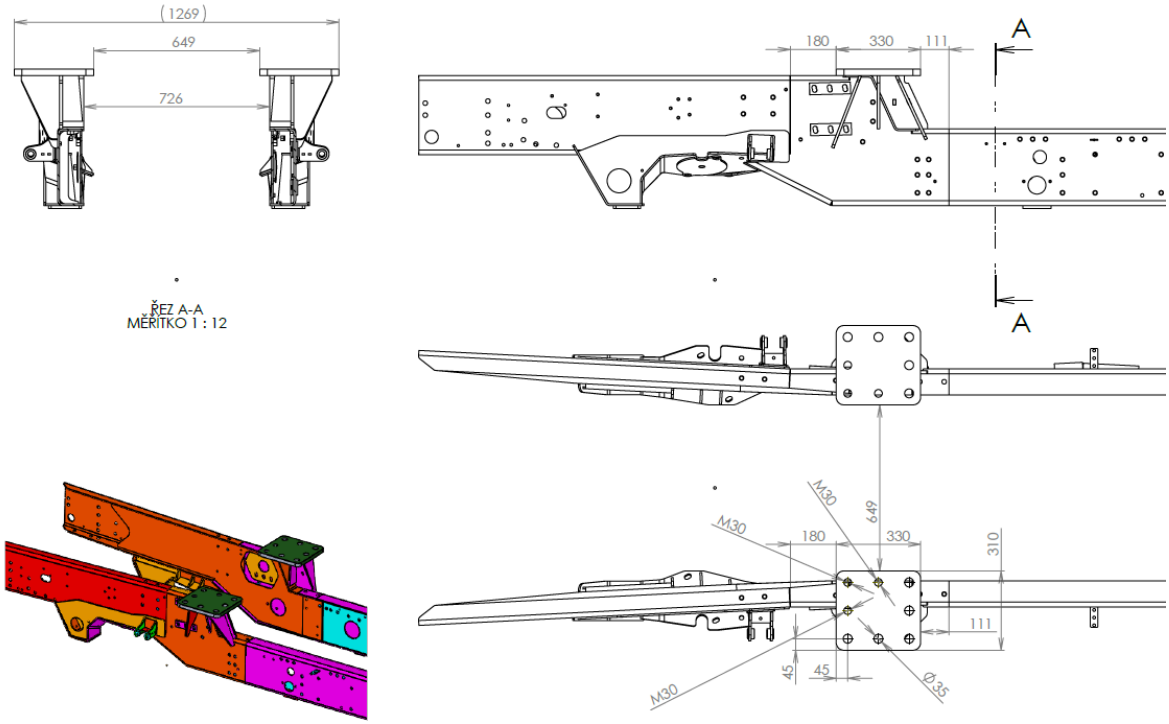
Obr. 26 - Umístění na vozidle - třetí návrh ROPS VJ25

Podoba roštu je téměř nezměněna, vyloučil jsem akorát výztuhy z profilu L. Rošt svařený ze čtvercových trubek si zachoval rozměry předchozího návrhu. Hlavním konstrukčním prvkem svislé části jsou dva rovné sloupy z obdélníkové trubky. Ke ztužení konstrukce v bočním směru slouží dvě vodorovné příčky ze stejného profilu. Zkušené oko konstruktéra jistě namítne, že při vhodnějším umístění těchto vzpěr by bylo možné dosáhnout daleko vyšší tuhosti. Požadavek na pohlcení deformační energie jde ovšem přesně opačným směrem, v podstatě nás nutí konstrukci záměrně oslabit. Pro tento účel jsou vodorovné příčky ideální. Pod zatížením zboku budou tyto prvky schopné přenést jen určité namáhání a poté se začnou bortit. Tímto způsobem vzniknou v místech spojení příček se sloupy imaginární čepy, které dovolí celé konstrukci mírné sklopení ve směru působení boční síly. Tím vznikne požadovaný posuv, pro velikost deformační energie důležitý. Proti přílišnému borcení příček působí strategicky rozmístěné prvky z plechů, které plní funkci výztuh a záplat. Mírnými úpravami prošla také deska příruby, neboť bylo nutné vyvarovat se kolizím. Pro upevnění na rám vozu bude použito 8 šroubů M30 na každém sloupu. Pro ověření dostatečné velikosti volného prostoru kolem šroubů jsem použil model 3/4‘‘ gola nástavce pro šroub M30 se šestihrannou hlavou.



Obr. 27 - ROPS VJ25 - schéma

Podoba kotevní části ROPS má přímou souvislost s kotevními uzly na podélnících vozu. Umístění všech osmi šroubů na přírubovou desku rámu ROPS tak, aby nedocházelo ke kolizím si vyžádalo změnu geometrie i na straně konstrukčních uzlů přírubových desek na rámu vozu (Obr. 28). Úpravy byly, dle požadavku zadání, minimální. Jedná se o drobné zvětšení přírubové desky a změně roztečí mezi dírami pro šrouby na těchto deskách.



Obr. 28 - Úprava přírubových desek na rámu vozu – ROPS VJ25

13.1 Výpočtové kontroly

Soustředil jsem se rovnou na výpočet deformační energie. Metodika byla pospána v kapitole 8. Výpočtové kontroly jsem rozdělil na tři části:

1) Kontrola každého modu zvlášť, vždy samotného ROPS z nezatíženého stavu.
2) Sekvence všech 3 modů zatěžování po sobě na samotném ROPS.
3) Sekvence všech 3 modů zatěžování na zkušební sestavě.

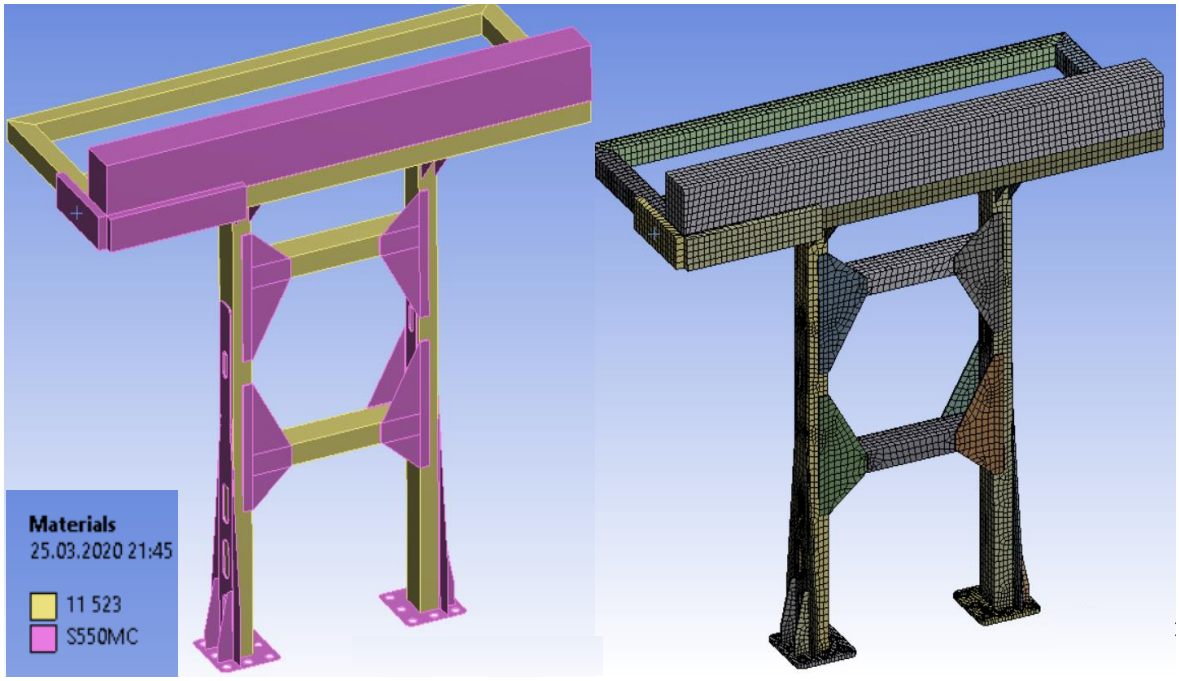
Toto postupné zpřesňování podoby testu umožní odladit chyby výpočtu, ale hlavně se postupně propracovat k finální podobě testu, která bude co nejvěrněji reprezentovat skutečný homologační test a jeho fyzickou podobu. Jako poslední test jsem provedl modální analýzu samotné konstrukce ROPS.

13.1.1 Okrajové podmínky

Při zatížení samotné konstrukce ROPS jsou okrajové podmínky pro všechny mody stejné, mění se pouze směr a velikosti zatěžujících sil. Model konstrukce je skořepinový, tlačné členy jsou objemová těla. Velikost čtvercových elementů: 30 mm, s lokálním zjemněním generovaným automaticky algoritmem programu. Přidělení materiálových vlastností ukazuje následující tabulka (Obr. 29).

díl	TĚLESA	materiál	Re (MPa)	Rm (MPa)	E (MPa)	A (%)	E_T (MPa)
tlačný člen	tlačný člen - svisle	S550MC	550	680	210000	14	946,3
tlačný člen	tlačný člen -boční	S550MC	550	680	210000	14	946,3
tlačný člen	tlačný člen - zadní	S550MC	550	680	210000	14	946,3
ROPS	jackel 100x100x5	11 523	355	595	210000	22	1099,4
ROPS	výztuhy -plech 10 mm	S550MC	550	680	210000	14	946,3
ROPS	jackel 150x100x6	11 523	355	595	210000	22	1099,4
ROPS	příruba ROPS 20 mm	S550MC	550	680	210000	14	946,3

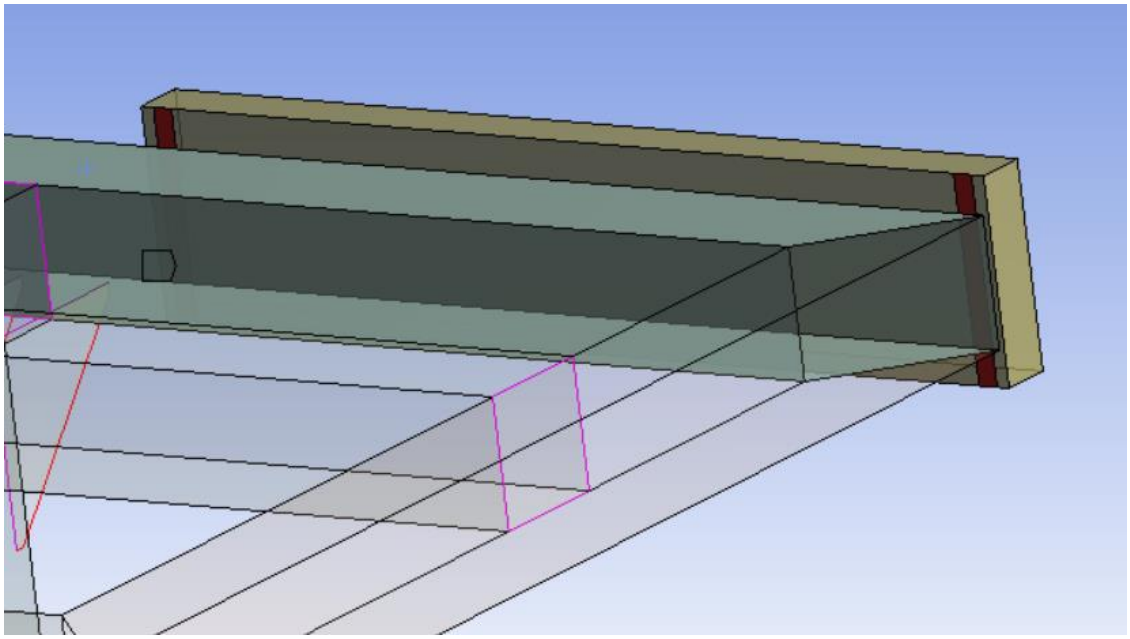
Obr. 29 - Tabulka použitých materiálů a jejich vlastností



Obr. 30 - Materiály podle barvy; síť modelu

Zatěžující síly se aplikují na vnější plochy tlačných členů, tedy na místo, kde bude v reálném testu působit hydraulický píst. Pro simulaci připojení tlačného členu ke konstrukci jsem musel přijít, oproti prosté vazbě typu „bonded“, s vylepšením. Jelikož na stejném modelu po provedení jednotlivých modu zatížení chci provádět simulaci celé zkoušky, je nutné na to model připravit již nyní. V případě testu všech modů jsou všechny tlačné prvky přítomné po celou dobu. Vazba bonded spojí uzly sítě v místě kontaktu, takže tělesa spojená touto vazbou se chovají jako sečtená. To má samozřejmě za následek nežádoucí zpevnění zkoušené konstrukce, které vede k výraznému zkreslení výsledků.

Řešení je celkem prosté, stačí se inspirovat fyzickým provedením testu. Na zkušebně technici problém řeší tak, že tlačné členy ke konstrukci bodově přivaří. Nosníky tak neupadnou, ale zároveň konstrukci nezpevňují. Ve virtuálním světě jsem postupoval obdobně. Na každém členu jsem definoval dvě plochy o šíři 15 mm. Tyto jsem pak spojil s konstrukcí vazbou bonded (Obr. 31). Na zbytek kontaktní plochy s konstrukcí jsem aplikoval třecí vazbu s koeficientem tření f = 0,15. To zajistí, že MKP úloha bude konvergovat, neboť tlačné členy budou po celou dobu za tyto malé plošky spojeny s konstrukcí, zároveň ji ale nebudou zpevňovat. Pro ověření jsem provedl několik testů, které hypotézu potvrdily.



Obr. 31 - Zobrazení ploch pro vazby typu bonded na příkladu tlačného členu pro zadní zatížení

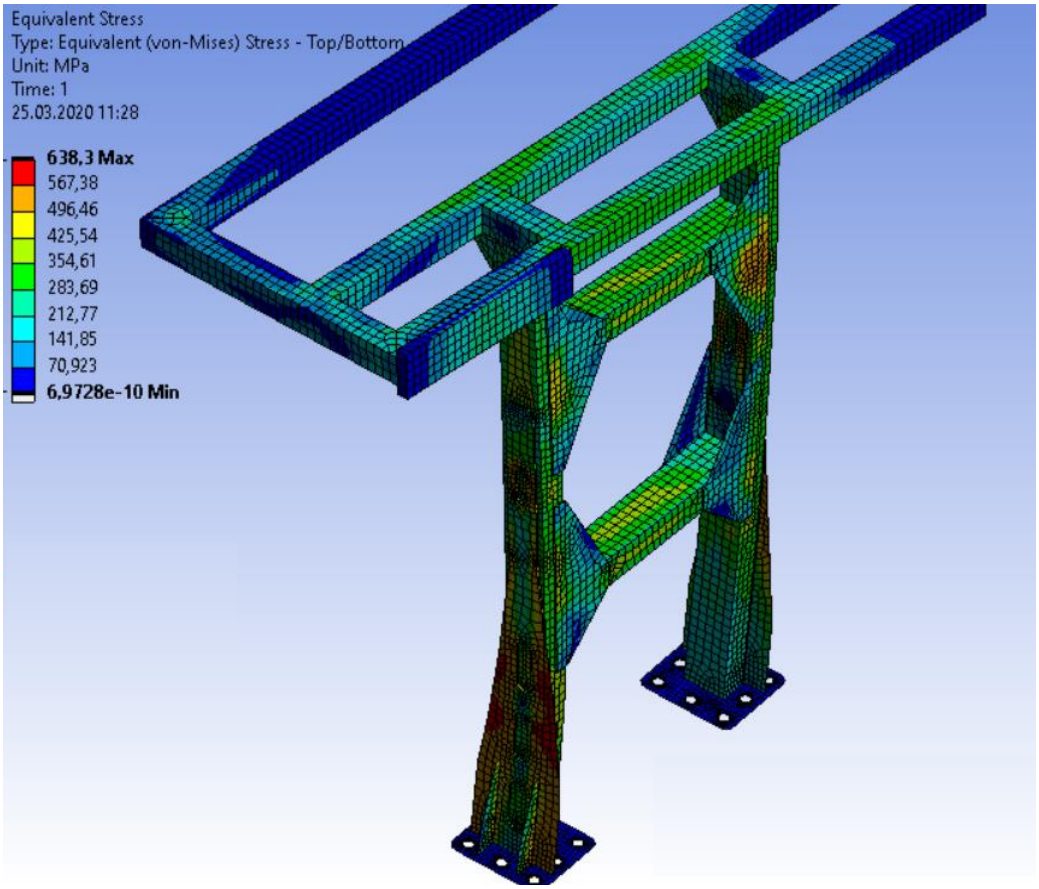
Podélné (zadní) zatížení

Plochy přírub připevněny fixní vazbou. Síla aplikována na zadní tlačný člen. Síla rozložena do deseti kroků, maximální velikost síly F = 130 kN. Požadovaná velikost deformační energie E = 29 400 J.

Výsledky:

krok	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	suma E
síla (kN)	0	13	26	39	52	65	78	91	104	117	130	
výchlyka x (mm)	0	8,7	17,5	26,3	35,1	44,2	54,3	66,7	85	123	293	
energie (J)	0	56,55	171,6	286	400,4	532,35	722,15	1047,8	1784,25	4199	20995	30195,1
				30 195>29 400		VYHOVUJE		29400				

Obr. 32 - Výpočet deformační energie - tabulka



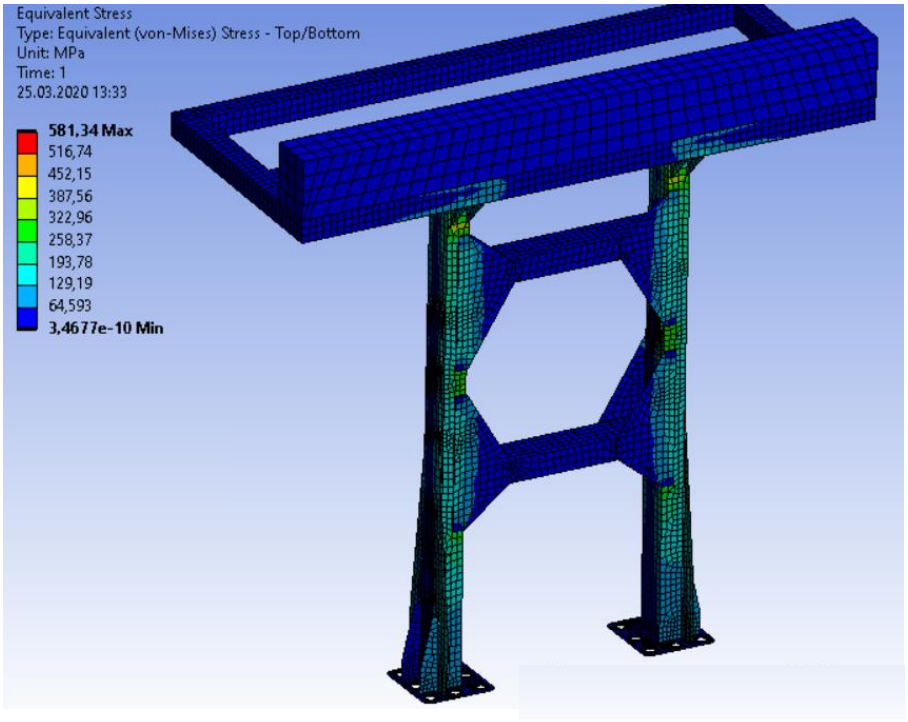
Obr. 33 - Podélné zatížení zezadu – redukované napětí

Zadní zatěžování je pro konstrukci vždy nejhorší. Nejvíce namáhaný je levý sloup (Obr. 33). Pomocí příček a prvků horního roštu se moment přenáší i na druhý sloup tak, aby sloup co nejvíce spolupůsobil. Podle mapy napětí se ukazuje důležitost lichoběžníkových plechů, které zpevňují uzly mezi sloupy a příčkami. Protažení těchto plechů ve svislém směru pak zejména u levého sloupu působí jako záplata, která brání vytvoření plastického kloubu na sloupu. Ukazuje se také účelnost bočního výztužného plechu, na jehož tažené straně se objevují vyšší hodnoty napětí. Nejvyšší hodnoty napětí, řádově kolem 590 MPa se nachází právě zde. Špičková hodnota napětí 638 MPa se nachází na konci trojúhelníkového žebra, které vyztužuje připojení sloupu k vodorovnému roštu. Hodnota nepřekračuje mez pevnosti materiálu žebra. Hodnota není nebezpečná, neboť i v případě poruchy materiálu v tomto místě nedojde k selhání konstrukce.

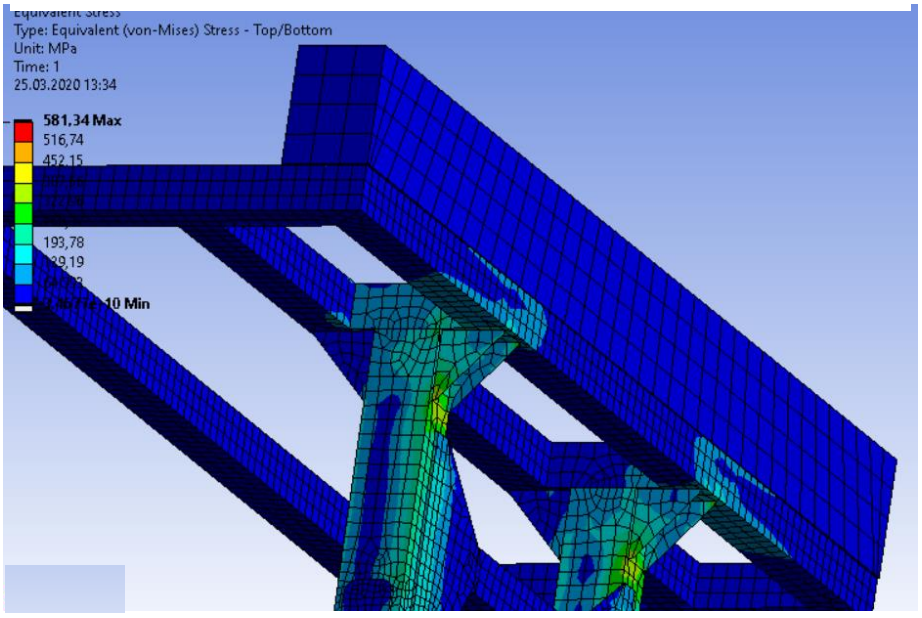
Svislé zatížení

Plochy přírub připevněny fixní vazbou. Síla o velikost F = 420 kN byla aplikována na svislý tlačný člen.

Výsledky:



Obr. 34 - Svislé zatížení – redukované napětí



Obr. 35 - Svislé zatížení - redukované napětí, detail

Zadní zatížení nepředstavuje pro konstrukci žádný problém. Hodnoty napětí (Obr. 34, Obr. 35) nepřekračují mez pevnosti, deformace je minimální. Konstrukce vyhoví i na vzpěr, koeficient bezpečnosti vůči kritické síle při ztrátě stability k = 4,67. Plastické klouby nevznikají. Tažnost materiálu nevyčerpána.

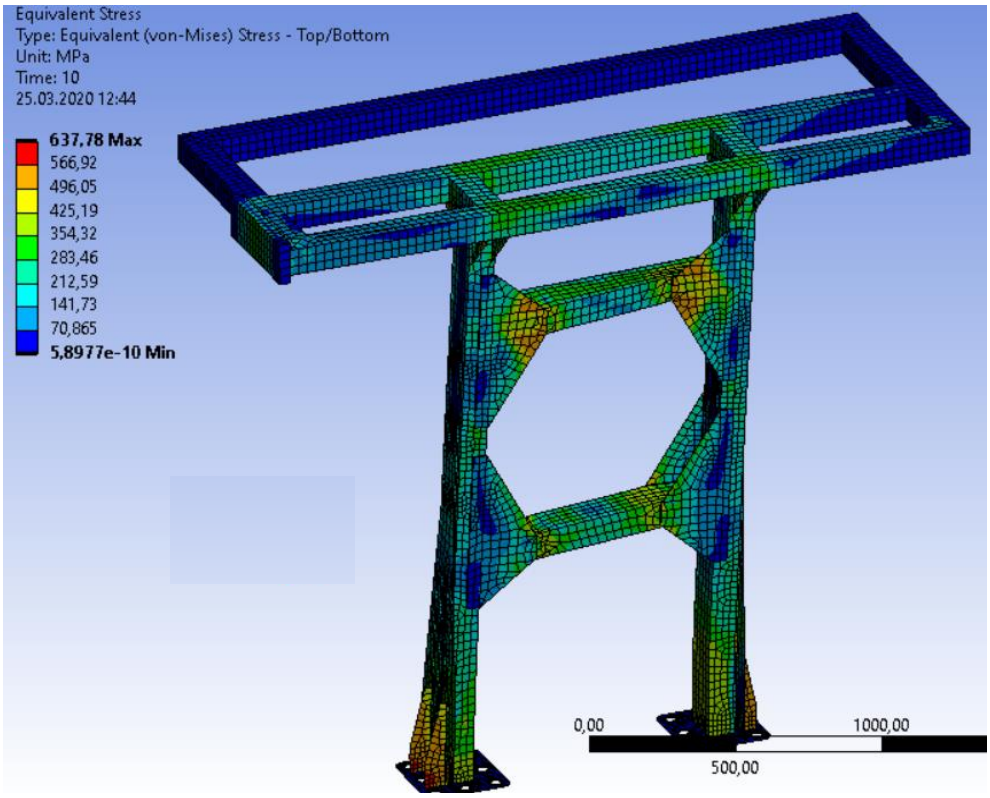
Boční zatížení

Plochy přírub připevněny fixní vazbou. Síla aplikována na boční tlačný člen. Síla rozložena do deseti kroků, maximální velikost síly F = 300 kN. Požadovaná velikost deformační energie E = 36 750 J.

Výsledky:

krok	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	suma E
síla (kN)	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	
výchlyka x (mm)	0	2,29	4,58	6,87	9,2	11,65	14,48	17,93	24	37,79	136,9	
energie (J)	0	34,35	103,05	171,75	244,65	330,75	466,95	672,75	1365,75	3516,45	28246,35	**35152,8**
				35 000		vyhoví s podmínkou		36750				

Obr. 36 - Výpočet deformační energie - tabulka



Obr. 37 - Boční zatížení – redukované napětí

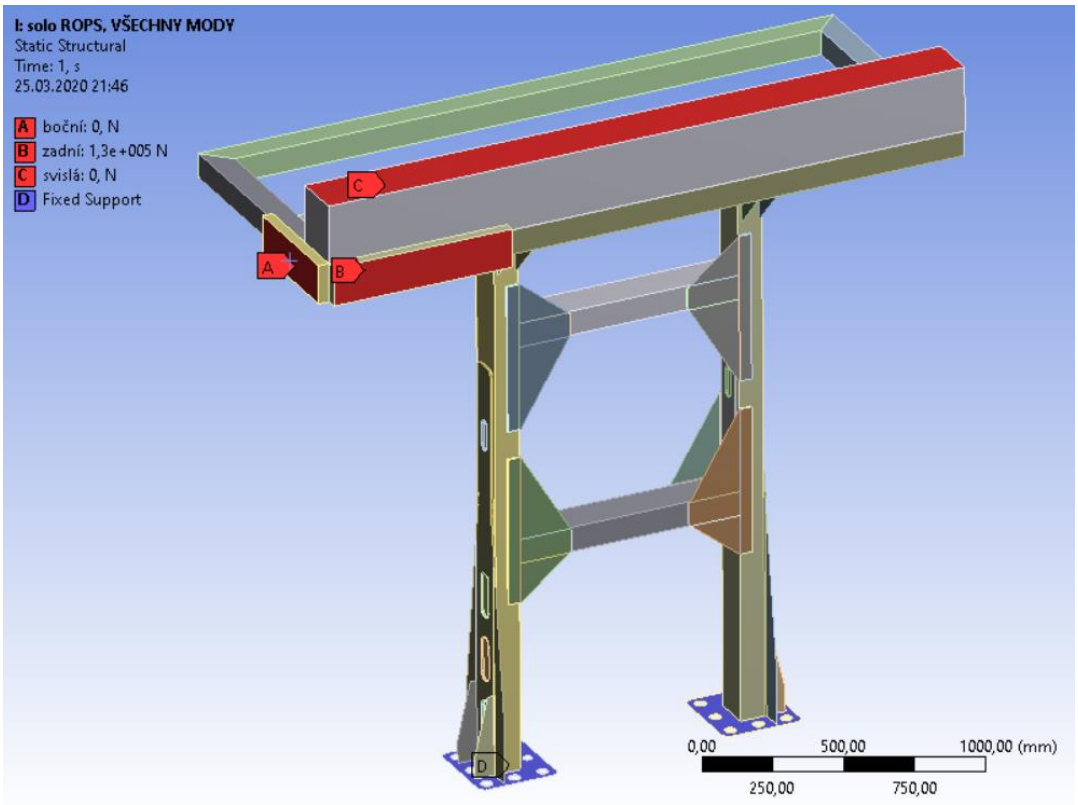
Nejvyšší hodnoty napětí nacházíme na trojúhelníkových výztuhách paty levého sloupu (Obr. 37). Tyto oblasti jsou namáhány na tah, proto je potřeba věnovat jim zvýšenou pozornost při dalších fázích návrhu. Dochází k výrazné deformaci vodorovných vzpěr. To je jejich účel, navrhnul jsem je jako absorbátory deformační energie. Dochází zde k plastizaci materiálu, deformace je trvalá. Přílišnému deformování vzpěr brání lichoběžníkové výztuhy v místech připojení na sloupy. Stabilitu neztrácí ani tyto vzpěry, ani rám jako celek. Koeficient bezpečnosti vůči kritické síle při ztrátě stability k = 3,59. Tažnost materiálu nevyčerpána, plastické klouby nezaznamenány. Pro dosažení požadované hladiny deformační energie je klíčová hodnota deformace při největší síle. Z testů provedených mimo záznam tohoto textu je známo, že pokud síla působí již na deformovanou konstrukci, je deformace o cca 10% větší. S ohledem na to, že boční zatěžování při homologačním zkoušení přichází na řadu jako třetí v pořadí, nemá cenu konstrukci nyní upravovat, ale případné změny provést až se znalostí výsledku celkového testu.

13.1.2 Celkový test samotného rámu ROPS

Při vyzkoušení konstrukce zatěžováním podle každého modu zvlášť bylo ověřeno, že zkušebnímu zatížení konstrukce odolává velmi dobře. Nyní přichází čas na zodpovězení otázky, jak bude konstrukce reagovat na zatěžování všemi mody v přímém sledu po sobě. Po jednotlivých modech zatěžování zůstává v konstrukci zbytkové napětí a deformace. Je tedy přirozené předpokládat, že při svislém a bočním zatěžování bude konstrukce reagovat jinak než dosud. Zmíněná zbytková napětí budou situaci zhoršovat. Naopak deformovaný tvar, který konstrukce získá po prvních dvou modech zatěžování, může pomoci při zatěžování zboku. Díky této zbytkové deformaci se změní geometrická dispozice celé konstrukce, v důsledku čehož získáme při stejné síle vyšší deformaci, a tedy i vyšší deformační energii než v případě zatěžování z výchozího stavu.

13.1.2.1 Metodika simulace

Simulace je rozdělena na 6 časových kroků (Obr. 39). Postupně na ROPS působí všechny tři síly ze zadaných směrů (dle normy EHK 1322). Po každém modu zatěžování následuje časový krok s nulovou silou, aby došlo k uvolnění konstrukce (odpovídá homologačnímu testu). Z předchozích testů víme, pro které hodnoty sil a deformací jsou splněny podmínky pro def. energii, proto stačí do jednotlivých kroků definovat pouze tyto velikosti sil. Není třeba znovu prověřovat deformační energii (ušetří to výpočetní čas). Pro zadní zatížení, kterým se v testu začíná, je situace nejjednodušší, neboť přesně odpovídá již provedenému testu. Pro svislé zatížení se nepožaduje def. energie. Pro boční zatížení je nutné odečíst deformaci na konci kroku 5 zmenšenou o deformaci kroku 4 (zatěžujeme již deformovanou konstrukci). Ostatní okrajové podmínky jsou stejné, jako v předchozích testech. Boční síla působí ve směru osy *x*, zadní v osy *y* a svislá v ose *z* (Obr. 38).



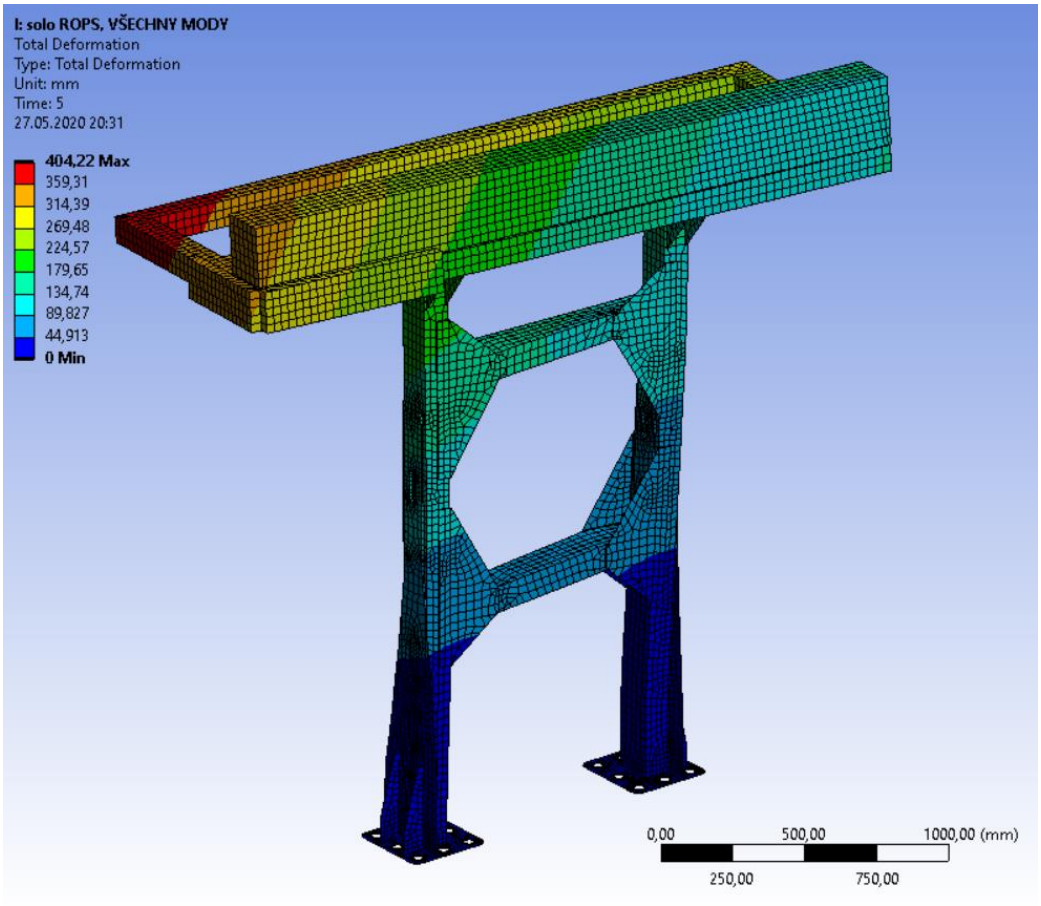
Obr. 38 - Okrajové podmínky výpočtu

13.1.2.2 Výsledky

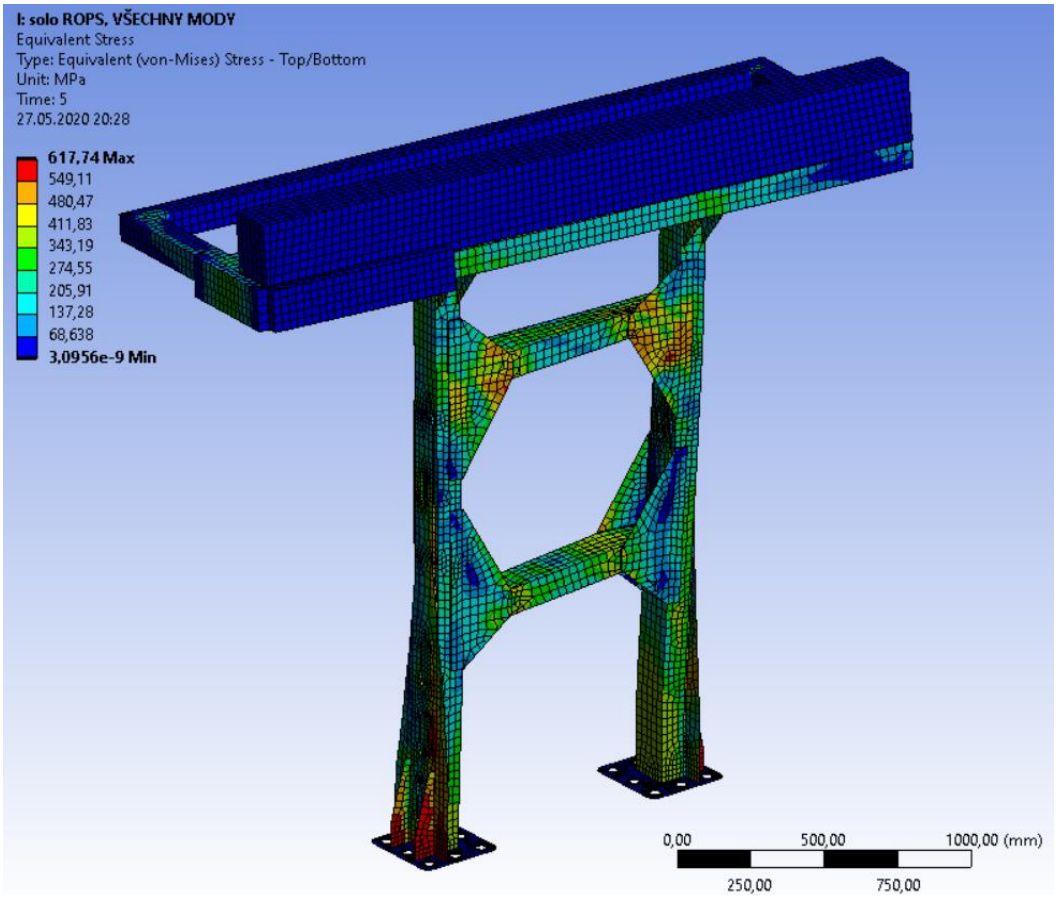
Zaměřme se nyní na stav konstrukce při nejhorším zatížení, tedy v časovém kroku číslo 5. V tento okamžik je konstrukce zatěžována boční silou o velikost 300 kN, zároveň už proběhly první dva mody zatěžování. Budeme se zajímat o napětí a deformaci. Podrobný popis stavu konstrukce ve všech šesti krocích je uveden v příloze číslo 1. Pro snadnější rozlišení mezi jednotlivými stavy zatěžování slouží přiložená tabulka (Obr. 39).

krok	zadní síla	svislá síla	boční síla	**stav sestavy**
0	0	0	0	volná
1	**130 kN**	0	0	zatížení zezadu
2	0	0	0	uvolnění
3	0	**420 kN**	0	zatížení shora
4	0	0	0	uvolnění
5	0	0	**300 kN**	zatížení zboku
6	0	0	0	uvolnění

Obr. 39 - Tabulka rozvrhu zatěžování



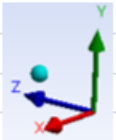
Obr. 40 - Výsledek - celková deformace na konci kroku 5



Obr. 41 - Výsledek – redukované napětí na konci kroku 5

Posunutí tlačných členů

Při zatěžování zezadu (krok 1) se horní rošt vlivem krutového namáhání sloupů otáčí kolem svislé osy. Tím dochází ke změně výchozí pozice bočního tlačného členu. Tento posun je nutné podchytit, aby při výpočtu def. energie nedošlo ke zkreslení. Boční síla koná práci v průběhu kroku 5, v tomto úseku sledujeme boční deformační energii. V kroku 6 následuje odlehčení. Hodnota posunutí ve směru osy x na konci kroku 4 určuje zbytkovou deformaci před bočním zatěžováním. Porovnáním hodnot (Obr. 42) zjišťujeme, že boční síla způsobila posunutí 159 mm. Pro krok 5 měla boční síla velikost 300 kN. Pokud se podíváme zpět na test samotného bočního zatížení, vidíme, že deformační energie byla téměř splněna pro 300 kN při 139 mm deformace. Jelikož je deformace nyní větší, lze se důvodně domnívat, že podmínka deformační energie zde bude splněna. Ověření bude provedeno v celkovém testu.

posunutí bočního členu v ose x		
	krok	boční (mm)
	0	0
	1	-24,95
	2	-15,44
	3	-15,53
	4	**-15,37**
	5	**-174,32**
	6	-143,91

Obr. 42 - Tabulka hodnot posunutí bočního tlačného členu

13.1.2.3 Závěry testu samotného rámu ROPS

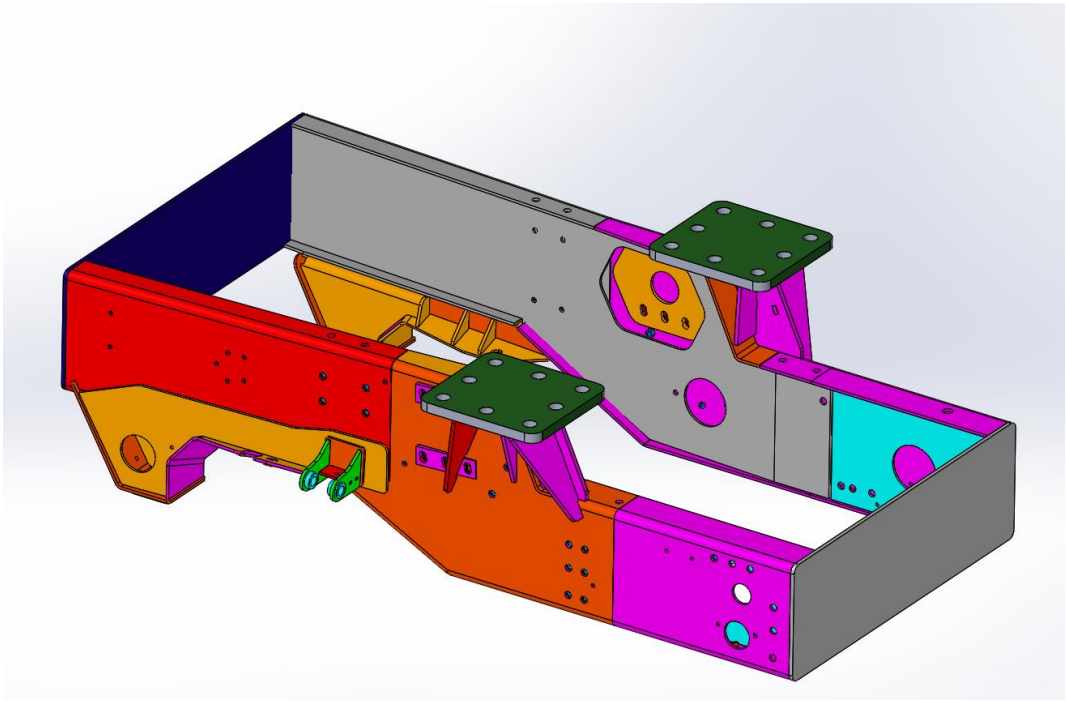
Byl potvrzen předpoklad, který počítal s větší deformací při bočním zatížení, pokud následuje po ostatních modech zatíženích. Také bylo potvrzeno, že již deformovaný rám se dále deformuje snadněji. Dovolená hodnota napětí překročena nebyla. Tažnost matriálu překročena nebyla. Nejvíce "trpí" vodorovné příčky při bočním zatížení. Jejich výrazná deformace je však žádoucí, neboť pohltí většinu deformační energie. Rám se deformuje, zejména při boční zatížení velmi značně, až na hranu svých možností. Zbytková deformace po celém testu je významná, do chráněného prostoru však nezasahuje. Pro další práce je počítáno s tím, že podélníky auta svojí deformací pomohou k dosažení potřebné deformační energie při menších silách.

13.1.3 Simulace homologační zkoušky

V předchozích krocích jsem prováděl simulace jednotlivých zkušebních modů zatížení. Nejdříve separátně, posléze i v sekvenci, vždy však na samotné konstrukci rámu ROPS. Jak již však bylo zmíněno v předchozích kapitolách, fyzická homologační zkouška probíhá na maketě rámu automobilu. Do výsledků se tak promítne i chování podélníků vozu, šroubového spoje a dalších zúčastněných konstrukčních celků. Přistupme tedy nyní k simulaci skutečné homologační zkoušky. Data z této simulace získaná nám s velkou přesností předpoví chování zkoušeného rámu při fyzickém testu na zkušebně.

13.1.3.1 Přípravné práce

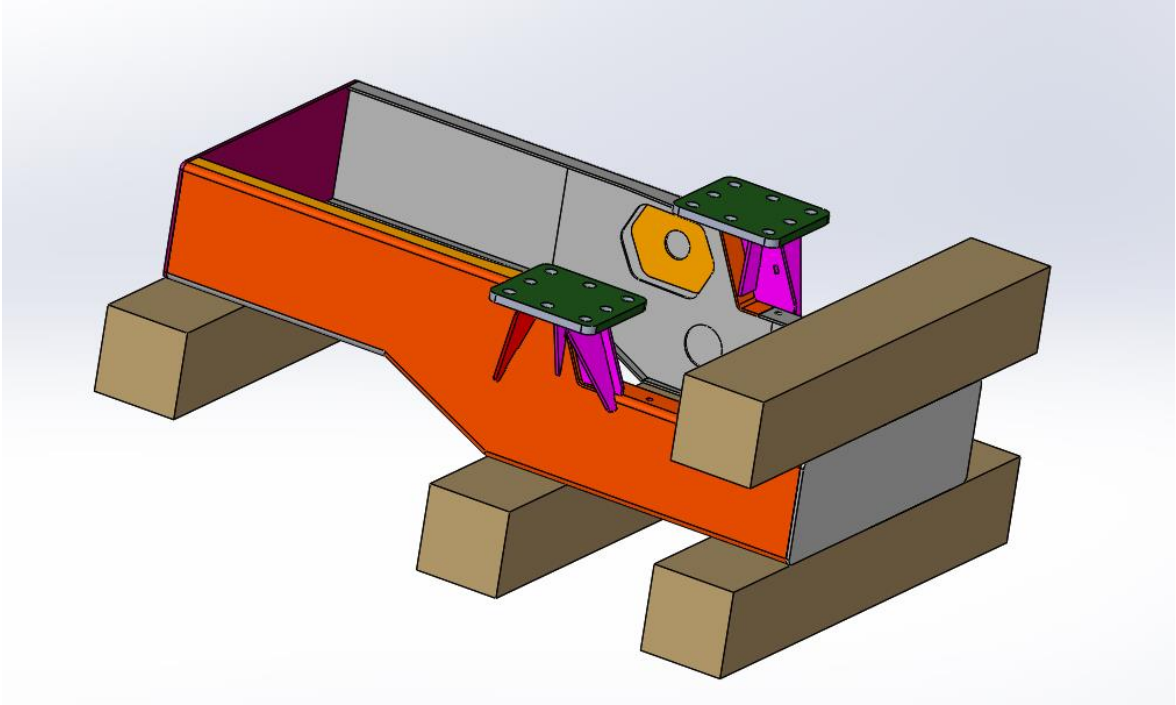
Prvním krokem je příprava výpočtových modelů, ze kterých bude následně sestavena zkušební sestava. Základním dílem je zkušební rám (Obr. 45). Jedná se o díl vytvořený ze skutečného rámu vozu. Podélníky jsou zkráceny na celkovou délku dílu 2 000 mm a doplněny dvěma čely, která zajistí že vzdálenost mezi oběma podélníky odpovídá poloze podélníků na skutečném voze.



Obr. 43 - Zkušební rám

Pro potřeby MKP výpočtu jsem po dohodě s konzultanty zavedl pro model (Obr. 44) následující zjednodušení:

1) Z modelu byla vynechána sestava svařence pro uchycení odpružení přední nápravy.
2) Přední část podélníků byla narovnána, původní podélník tvořený dvěma kusy, byl nahrazen jedním dílem o stejném průřezu.
3) Z modelu jsem odstranil pro výpočet nedůležité otvory. Zejména velké množství děr pro uchycení konzol příslušenství automobilu.
4) Pro uchycení k podlaze bude na zkušebně použito fixačních trámů. Tyto jsem v idealizované podobě dokonale tuhých těles zavedl i do modelu zkušební sestavy.



Obr. 44 - Model výpočtového rámu s fixačními rámy

Šroubové spoje

Konstrukce rámu ROPS je ke každé přírubě připojena osmi šrouby. Jelikož při testování dochází v konstrukci k výrazným deformacím, plastizaci materiálu a pohlcování deformační energie, není možné jednoduše stanovit reakční síly v místě šroubového spoje. To znemožňuje navržení velikosti šroubu klasickým výpočtem. Je nutné aplikovat iterační metodu, známou pod termínem „pokus, omyl“, kdy bude navržený šroubový spoj ověřen při MKP simulaci. Tady jsem ovšem s výhodou využil znalosti původního KOBIT ROPS řešení a dimenzi šroubového spoje převzal.

Pro správné zadání všech parametrů do simulace je ovšem nutné tyto parametry nejdříve ručně spočítat. Pro šroubový spoj jsem zvolil šroub šestihranný M30x2x85 ČSN ISO 4017-10.9 a matici šestihrannou M30x2 ČSN ISO 4032-10.9.

Osová síla šroubu	Fo
Třecí moment pod hlavou šroubu	Mt
Moment potřebný k překonání tření v závitech	Mš
Utahovací moment	$M = 900\ Nm$
Stoupání závitu [5]	$P_2 = 2\ mm$
Střední průměr závitu [5]	$d_2 = 28{,}701\ mm$
Malý průměr závitu [5]	$d_3 = 27{,}546\ mm$
Střední průměr mezikruhové plochy kontaktu šroubu a součásti	$d_{ST\check{R}2} = 39\ mm$
Tření v závitu [5]	$f_{\check{s}} = 0{,}1$
Tření mezi materiály [5]	$f = 0{,}15\ (ocel - ocel)$
Tření pod hlavou šroubu [5]	$f_h = 0{,}15$

Rovnice:

$$M = M\check{s} + Mt$$

$$M\check{s} = \ 0{,}5 * d_2 * tg(\gamma + \varphi) * \ Fo$$

$$Mt = 0{,}5 * Fo * d_{ST\check{R}} * f_h$$

$$Fo = \frac{M}{0{,}5 * d_2 * tg(\gamma + \varphi) + \ 0{,}5 * d_{ST\check{R}} * f_h}$$

$$tg\gamma = \frac{P}{d_2 * \pi} => \ \gamma = \operatorname{atan}\left(\frac{P}{\pi * d_2}\right) = \operatorname{atan}\left(\frac{2{,}5}{\pi * 28{,}701}\right) => \ \gamma = 0{,}022\ rad$$

$$tg\varphi = f_{\check{s}} => \ \varphi = \operatorname{atan} f_{\check{s}} => \ \varphi = 0{,}099\ rad$$

$$Fo = \frac{900\ 000}{0{,}5 * 28{,}701 * tg(0{,}022 + 0{,}099) + \ 0{,}5 * 39 * 0{,}15} = 192\ 215\ N$$

$$M\check{s} = \ 0{,}5 * 28{,}701 * tg(0{,}022 + 0{,}099) * \ 192\ 215 = 337{,}7\ Nm$$

$$Mt = 0{,}5 * 192\ 215\ * 39 * 0{,}15 = 562{,}2\ Nm$$

$$M = 337{,}7 + 562{,}2 \doteq 900\ Nm$$

Kontrola šroubu na tah

$$R_e = 1000\ MPa;\ k = 1{,}5\ [5]$$

$$\sigma = \frac{Fo}{S} = \frac{Fo}{\pi\frac{d_3^2}{4}} = \frac{192{,}215}{\pi\frac{27{,}546^2}{4}} = 322{,}53\ MPa$$

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{1000}{1{,}5} = \mathbf{666}\ MPa$$

$$\sigma < \sigma_{Dov} => \boldsymbol{vyhovuje}$$

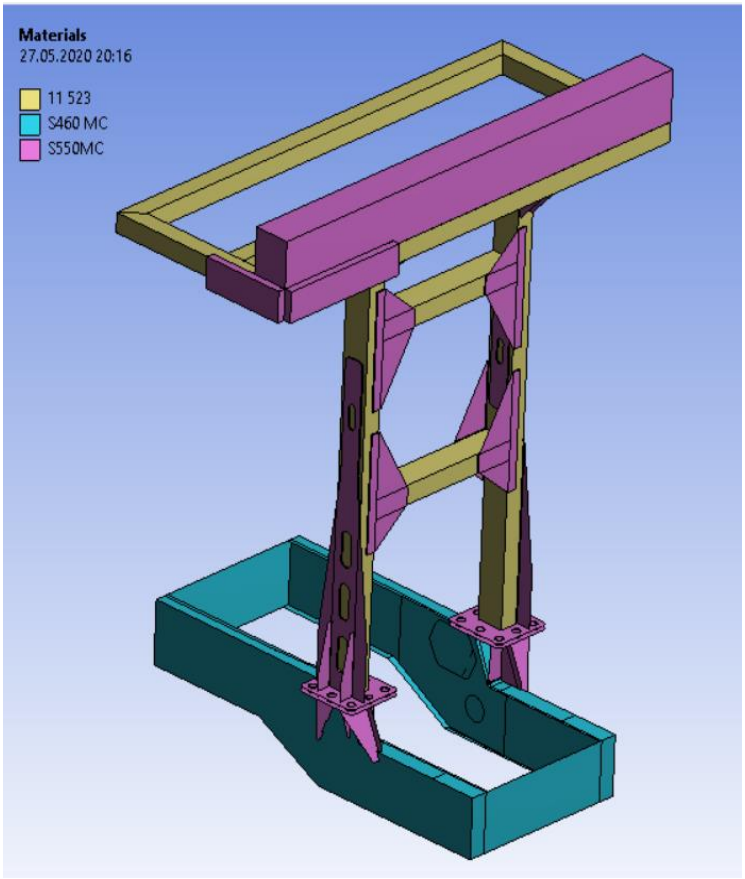
Tento výpočet kontroluje šroub pouze na napětí vyvozené předepnutím šroubového spoje. Z výpočtu je patrno, že montážní předpětí způsobí využití šroubu na 30 %. To znamená, že na provozní namáhání zbývá dostatečná rezerva ve velikosti síly, kterou je šroub schopen přenést. Kontrola šroubového spoje na tato namáhání bude provedena při hodnocení výsledků simulace a bude popsána v dalších kapitolách.

13.1.3.2 Okrajové podmínky simulace

Metodika výpočtu deformační energie je shodná s předchozími výpočty. Taktéž zůstaly zachovány vazby mezi tlačnými členy a konstrukcí ROPS. Byly doplněny vazby na přírubách mezi rámem ROPS a zkušebním rámem. Model zkušebního rámu je v prostoru upevněn fixními vazbami, které jsou aplikovány na stykové plochy mezi zkušebním rámem a fixačními trámy (Obr. 48, Obr. 47). Model konstrukcí je skořepinový, tlačné členy jsou objemová těla. Velikost čtvercových elementů: 30 mm, s lokálním zjemněním generovaným automaticky algoritmem programu. Tlačný člen pro svislé zatěžování je pro ušetření výpočetního času síťován elementy o velikosti 70 mm. Přidělení materiálových vlastností ukazuje následující tabulka (Obr. 45).

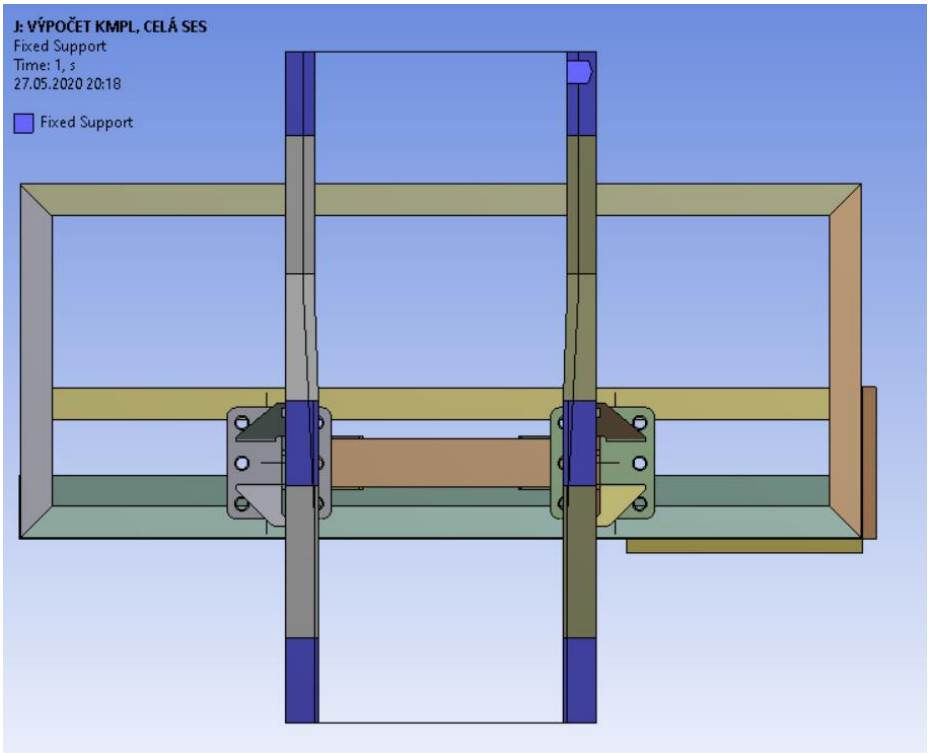
díl	TĚLESA	materiál	Re (MPa)	Rm (MPa)	E (MPa)	A (%)	E_T (MPa)
tlačný člen	tlačný člen - svisle	S550MC	550	680	210 000	14	946,3
tlačný člen	tlačný člen -boční	S550MC	550	680	210 000	14	946,3
tlačný člen	tlačný člen - zadní	S550MC	550	680	210 000	14	946,3
ROPS	tr. obd. 100x100x5	11 523	355	595	210 000	22	1099,4
ROPS	výztuhy - plech 8mm	S550MC	550	680	210 000	14	946,3
ROPS	tr. obd. 150x100x6	11 523	355	595	210 000	22	1099,4
ROPS	příruba ROPS 20mm	S550MC	550	680	210 000	14	946,3
šrouby	šrouby M30-10.9	34Cr4	900	1000	210 000	9	1166,7
rám vozu	podélníky-plech 7mm	S460 MC	460	595	210 000	14	979,6
rám vozu	příruba 25mm	S550MC	550	680	210 000	14	946,3
rám vozu	výztuhy příruby 10mm	S550MC	550	680	210 000	14	946,3
rám vozu	čela rámu-plech 7mm	S460 MC	460	595	210 000	14	979,6

Obr. 45 – Tabulka materiálových vlastností

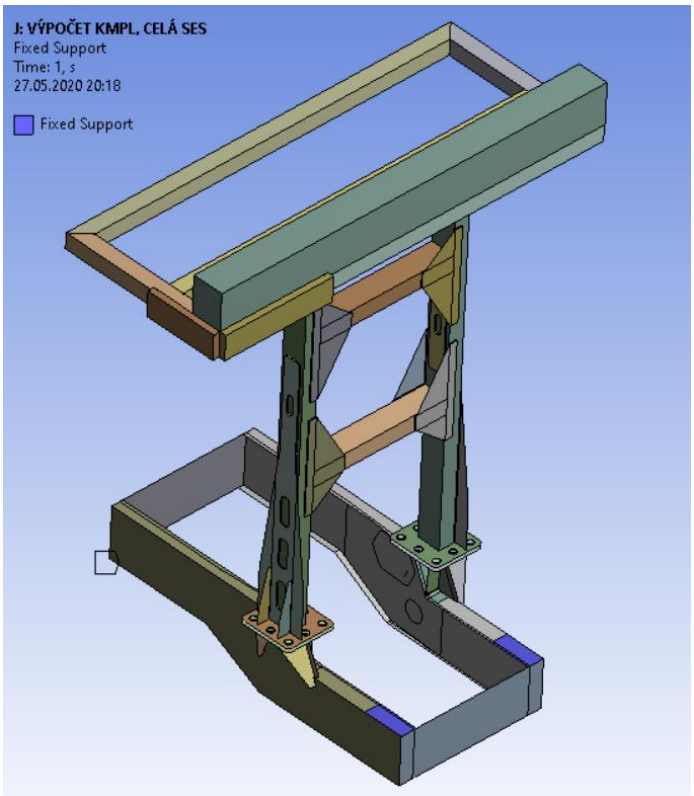


Obr. 46 - Přidělení materiálů tělesům modelu

Jelikož je toto první test celé sestavy, zkusím nejdříve opět vyzkoušet jednotlivé mody zatížení zvlášť. Nejprve otestuji zadní zatížení a poté boční. Svislé zatížení komplikace nepřináší, proto ho zatím vynechám.



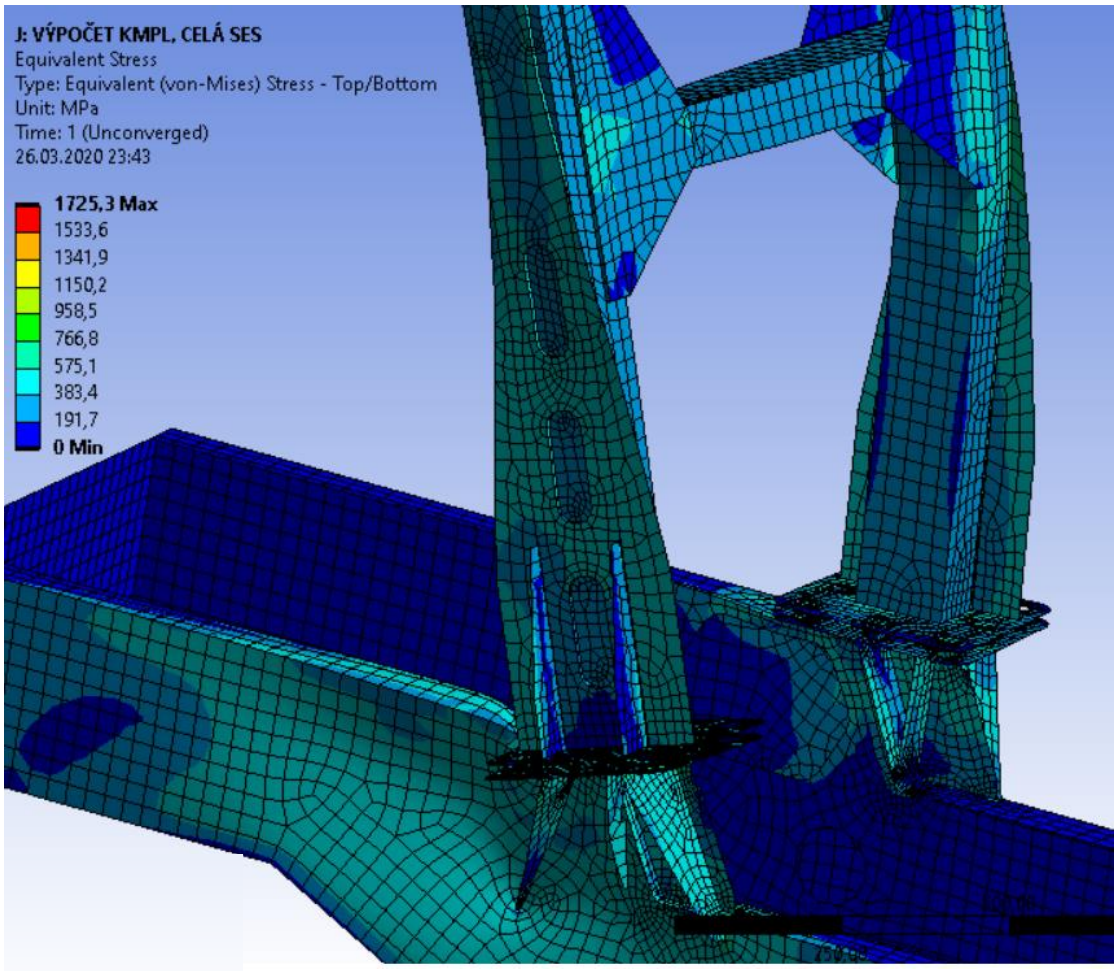
Obr. 47 - Plochy připevněné fixní vazbou - pohled zespodu



Obr. 48 - Plochy připevněné fixní vazbou - axonometrie

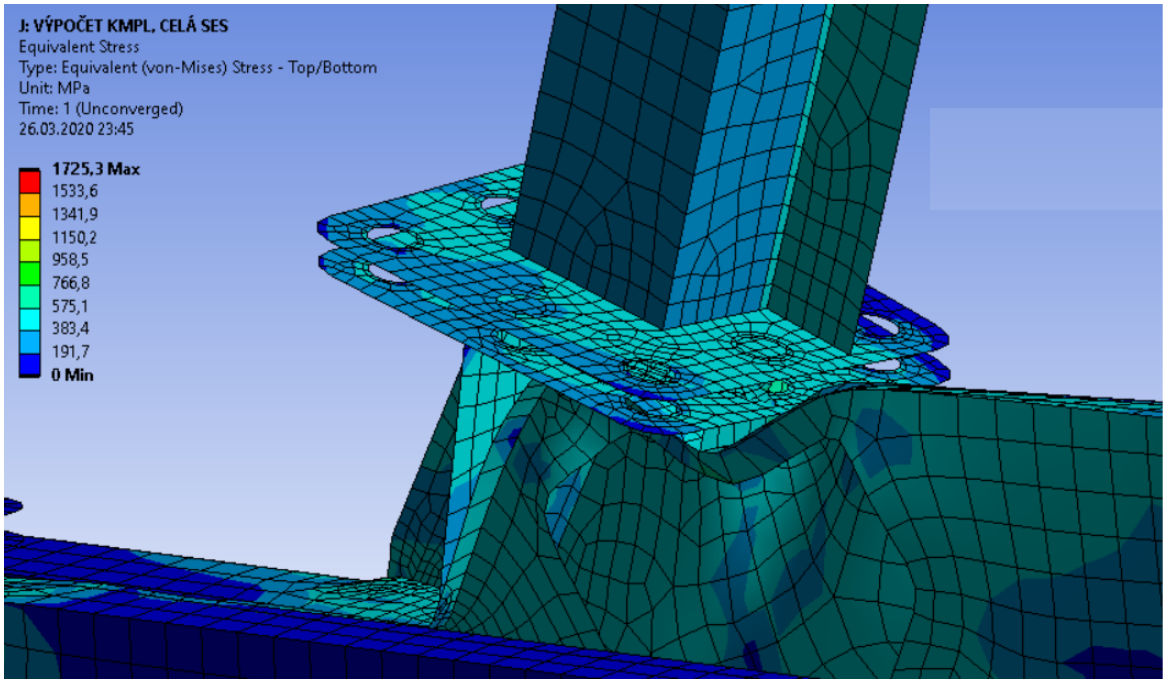
13.1.3.3 Výsledky

Při obou testech bohužel došlo k selhání konstrukcí. Při zadním zatížení se projevil fatální nedostatek konstrukce příruby na podélníku. Při působení zadní zatěžující síly dochází k ohybu sloupů rámu ROPS. To je v pořádku, na to je rám dimenzován. V případě připojení ROPSu na rám vozu se však ohybový moment přenáší přes příruby na podélník, který se vlivem toho deformuje. V místě připojení desky příruby je ovšem v podélníku otvor pro umístění konzoly motoru. Pozici a velikost tohoto otvoru není možné změnit. Deska je umístěna netakticky tak, že se její přední hrana nachází přímo nad tímto otvorem. Při zatěžování tak dochází k situaci, kdy se tato hrana zakousne do horní pásnice podélníku a ta se začne bortit (Obr. 49). Vlivem toho se pak celá příruba nakloní a rám ROPS ztratí pevnou podstavu. Následkem je plastický kloub, který se vytvoří na pravém sloupu (Obr. 50), napětí roste ad astra a celá konstrukce zkolabuje. Tento děj nastává při zatěžující síle o velikosti 120 kN. Jedinou nadějí na uspokojivý výsledek tak je možnost, že vlivem větší deformace dojde k naplnění hladiny požadované energie při menší síle. Aplikoval jsem tedy známou metodu na výpočet deformační energie pro sílu 100 kN. Výsledek je opět nedobrý, bylo dosaženo deformační energie 12 166 J, tedy méně než poloviny z požadovaných 29 400 J[5].



Obr. 49 - Borcení podélníku při zadním zatížení - pohled zboku, po směru jízdy

[5] Podrobnější popisy jednotlivých simulací návrhu VJ25 naleznete v příloze 1.



Obr. 50 - Borcení podélníku při zadním zatížení - pohled z vnitřní strany vozu

Při bočním zatěžování se ukázala jako klíčová tuhost podélníků. Pro dobrý výsledek je nutné, aby se podélníky co nejméně kroutily a zůstaly, pokud možno, ve svislé poloze. To se bohužel nestalo. Levý podélník, tedy ten blíže boční zatěžovací síle, se začal již při hodnotách síly kolem 120 kN naklánět po směru působící síly. Toto namáhání se přes ROPS přeneslo i na druhý podélník. Následkem toho se začala měnit pozice přírubových desek. Ty se navíc začaly naklánět společně s podélníkem. Vnitřní žebro přírubové desky se snažilo tomuto pohybu zamezit, výsledkem však byla pouze vysoká hodnota napětí v místě připojení žebra k vrchní pásnici podélníku. V okamžiku, kdy ROPS ztratil pevnou oporu v přírubách, začal se ve směru působící síly naklánět také. Toto namáhání nevydržely vodorovné příčky a začaly se bortit. V okamžiku vyčerpání tažnosti materiálu se v těchto kritických místech utvořily plastické klouby a konstrukce ztratila stabilitu. Z měření bylo zjištěno, že tento děj nastává v okamžiku, kdy zatěžující síla dosáhne hodnoty 180 kN. Z předchozích testů víme, že je pro dosažení deformační energie potřeba síla 300 kN.

Kontrola šroubového spoje

Z výsledků simulace zjišťujeme, že nejzatíženější šroub je namáhán osovou silou 470 kN.

$$Re = 1000\ MPa$$

$$\sigma = \frac{Fo}{S} = \frac{Fo}{\pi\frac{d_3^2}{4}} = \frac{470\,000}{\pi\frac{27{,}546^2}{4}} = 788{,}6\ MPa$$

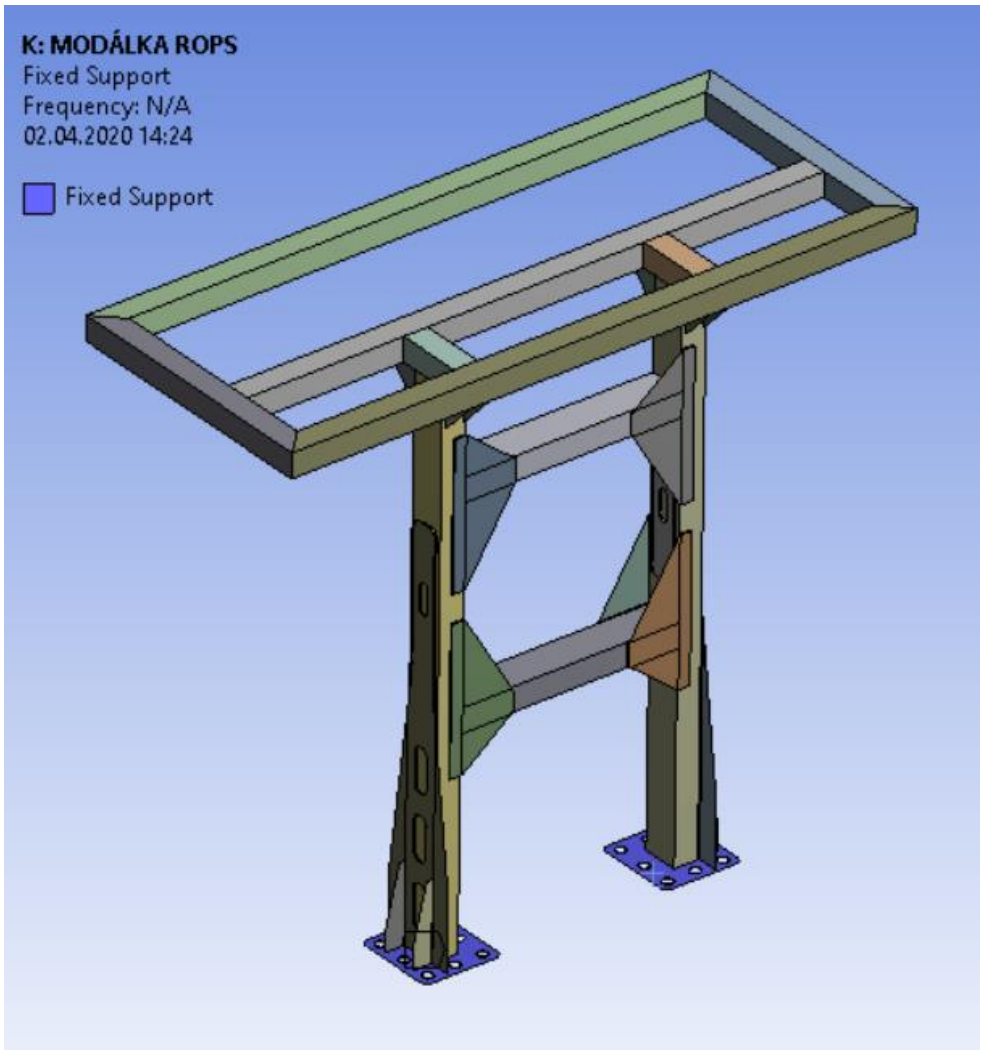
$$k = \frac{Re}{\sigma} = \frac{1000}{788{,}6} = \mathbf{1{,}26}$$

Nejzatíženější šroub je využit na 79 %. Šroubový spoj vyhovuje.

13.1.3.4 Modální analýza

Za účelem získání kompletního přehledu o vlastnostech navržené konstrukce, je nutné zjistit vlastní frekvence rámu ROPS. Rám ROPS představuje významnou hmotu, váží 388 kg, je jistě zásadním zájmem, aby tato konstrukce vlivem buzení od kol příliš nekmitala, nebo se dokonce dostala do rezonance. Již při konstrukčních pracích jsem měl obavy z kmitání přední části roštu. Tato převislá plocha by mohla kmitat směrem nahoru a dolů a tyto pohyby pak přenášet na svislé sloupy a přes příruby dále do podélníků rámu vozu. Zde, v místech připojení žeber, je pak třeba očekávat koncentrace míjivého napětí a životnostní problémy v podobě únavových trhlin.

Pro potřeby simulace opět použiji původní skořepinový model samotného ROPS, bez tlačných členů. Přidělení materiálových vlastností je stejné jako v přechozích výpočtech. Jedinou okrajovou podmínkou jsou fixní vazby na deskách přírub (Obr. 51).



Obr. 51 - Okrajové podmínky modální analýzy

Výsledky

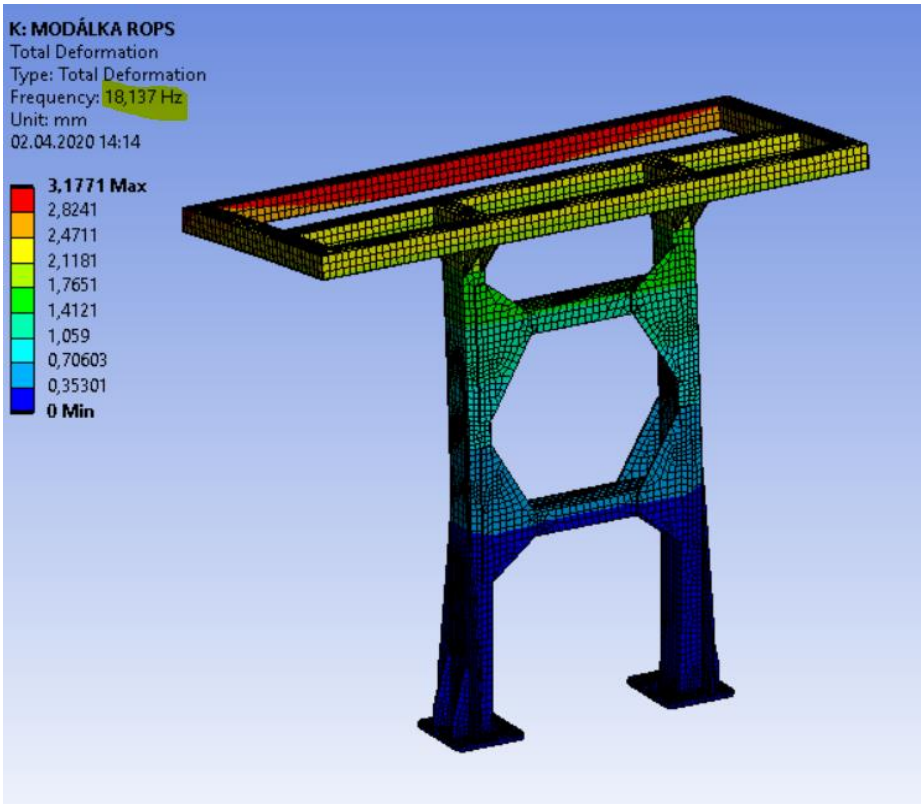
Při návrzích karoserií automobilů se obecně uvažuje jako bezpečná hodnota vlastních frekvencí 20 Hz a vyšší. Zásadní podmínkou je, aby vlastní frekvence karoserií byly nesoudělné s budící frekvencí od kol. U nákladních vozidel Tatra je určení této budící frekvence obtížné už jen z důvodu často se měnících rozvorů a počtu náprav, typu odpružení i rozmanitosti terénu, ve kterém se vozidla pohybují. Zde je nutné si uvědomit, že rám ROPS bude montován na agrotraktory stavěné zákazníkům na míru, kde se všechny tyto konstrukční parametry mohou výrazně lišit. Z tohoto důvodu se budu řídit vnitřním předpisem Tatry, který jako bezpečné doporučuje vlastní frekvence zařízení umístěných na podvozku v rozmezí 20 Hz až 25 Hz.

Výsledkem modální analýzy je prvních šest vlastních tvarů kmitů[6] a jim příslušných frekvencí (Obr. 52). Vlastní tvar[7] první harmonické ukazuje již zmiňované kmitání převislého konce. Vlastní frekvence dosahuje velikosti 18,137 Hz, tedy frekvenci nižší než požadované (Obr. 53).

Tabular Data

	Mode	Frequency [Hz]
1	1.	18,137
2	2.	22,143
3	3.	32,396
4	4.	42,616
5	5.	51,314
6	6.	87,042

Obr. 52 - Tabulka vlastních frekvencí



Obr. 53 - Vlastní tvar první harmonické

[6] Všech 6 vlastních tvarů kmitů je zobrazeno v příloze 1.

[7] Vlastní tvary nejsou zobrazeny ve skutečném měřítku.

13.2 Zhodnocení třetího návrhu ROPS VJ25

Rám ROPS splňuje všechny geometrické požadavky plynoucí ze zástavbových omezení. Rám je smontovatelný. Konstrukci se podařilo oproti původnímu KOBIT ROPS odlehčit (KOBIT 516 kg, ROPS VJ25 388 kg). Výpočty bylo ověřeno, že koncepce tvaru H se dvěma vodorovnými příčkami je pro aplikaci vhodná. Přiměřená tuhost konstrukce v bočním i podélném směru umožňuje splnit kritéria deformační energie za přítomnosti přijatelných hodnot napětí. Osvědčily se též strategicky rozmístěné výztuhy a žebra, které konstrukci zajistily dostatečnou stabilitu a zamezily vytváření oblastí s kritickými hodnotami napětí. Při pohledu na mapy redukovaných napětí během celého testu se ukazuje, že některé oblasti konstrukce by bylo vhodné optimalizovat. Jedná se zejména o trojúhelníková žebra mezi sloupem a přírubou a lichoběžníkové výztuhy uzlů připojení vodorovných vzpěr na sloupy. Hodnota vlastní frekvence konstrukce je nižší než doporučená. Budoucí optimalizací prvků konstrukce bude možné lepších frekvenčních parametrů dosáhnout. Samotný rám ROPS vyhověl požadavkům předpisu EU 1322. Navržený šroubový spoj vyhovuje.

Fatální nedostatky naopak simulace ukázaly u připojovacích přírub na podélnících rámu vozu. Dochází k nadměrným deformacím podélníků vozu a borcení jejich profilů. Vlivem toho ztrácí stabilitu i rám ROPS a celá sestava kolabuje. S ohledem na výše zmíněné je nutné konstatovat, že návrh ROPS VJ25 jako celek, požadavkům plynoucím z podmínek pro udělení homologace, **nevyhovuje.**

14 Závěr

Výstupem této diplomové práce je konstrukční návrh ochranného rámu ROPS pro vozidlo Tatra Phoenix. V ranné fázi vývoje byly provedeny důkladné rešerše předpisů a norem, které definují podobu a způsob zkoušení rámů ROPS. Představený konstrukční návrh byl podroben MKP simulacím dílčích částí konstrukce a následně celkové MKP simulaci, která věrně napodobuje podmínky fyzické homologační zkoušky. Tyto simulace ukázaly nedostatky návrhu. Konstrukce rámu ROPS obsahuje několik konstrukčních uzlů, jež by bylo vhodné optimalizovat, zejména s ohledem na technologickou náročnost. Vlastní frekvence rámu ROPS činí 18 Hz a měla by tedy být zvýšena. Nedostatky v konstrukci přípojných přírub na rámu vozu jsou příčinou selhání konstrukce při MKP simulaci homologačním testu a je tedy zjevné, že k selhání dojde i při testu fyzickém.

Výhodou řešení je úspora hmotnosti o 25 % vůči původnímu KOBIT řešení. Samotná konstrukce je pak ve srovnání s původním řešením jednodušší na montáž a údržbu. Navržený šroubový spoj vyhovuje. Pro správnou funkci zařízení budou klíčové úpravy podélníků v místech přípojných přírub, které bude nutno provést.

15 Zdroje

[1] AGRO ART SVK. *Tatra Phoenix* [online]. In: *Flickr* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://www.flickr.com/photos/143285501@N05/27960485258

[2] AGROTEC. Iveco Trakker. In: *Agrotectrucks* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://www.agrotectrucks.cz/nova-vozidla/iveco-(1)/iveco-traktor

[3] KING, Martin. Tatra Phoenix Euro 6. In: *Flickr* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://www.flickr.com/photos/129661619@N08/29606771117/in/photostream/

[4] IPEX. Rám ROPS. In: *Partneripex* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: http://partneripex.cz/cs/novinky/155-nova-tatra-phoenix-v-provedeni-tahac-4x4-3

[5] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

[6] ŘEZNÍČEK, Jan. *Pružnost a pevnost II přednášky: Doplněk: technická plasticita*. Verze 2015. Praha, 2015.

[7] ŘEZNÍČEK, Jan. Bilineární náhrada. In: *Stránky podpory výuky pružnosti a pevnosti na FS ČVUT v Praze* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: http://pruznost.unas.cz/PP_II_plasticita_full.pdf

[8] Nařízení Komise v přenesené pravomoci (EU) č. 1322/2014 ze dne 19. září 2014, kterým se doplňuje a mění nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013, pokud jde o požadavky na konstrukci a obecné požadavky v souvislosti se schvalováním zemědělských a lesnických vozidel: Text s významem pro EHP. In: *EUR-Lex* [online]. Brusel, 2014, 19. září 2014 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R1322&from=CS

16 Seznam obrázků

Obr. 1- Agrotahač Tatra Phoenix Euro5. Foto: AGRO ART SVK [1] 12
Obr. 2 – Nosič zemědělských nástaveb IVECO Trakker. Foto: AGROTEC [2] 13
Obr. 3 – Nosič zemědělských nástaveb Tatra Phoenix Euro6. Foto: Martin King [3] 13
Obr. 4 - ROPS spolčenosti KOBIT na agrotahači Tatra Phoenix Euro6. Foto: IPEX [4] 14
Obr. 5 - Chráněný prostor dle EU 1322/2014 15
Obr. 6 - Schéma působení zatížení 20
Obr. 7 - Zkouška rámu KOBIT ROPS na zkušebně Tatra z roku 2016. Foto: Tatra 21
Obr. 8 - Tabulka výpočtu zatěžujících sil a deformačních energií dle EU1322 23
Obr. 9 - Výpočet deformační energie dle EU1322. Ilustrace: Předpis EHK 1322 [8] 24
Obr. 10 - Příklad výpočtu deformační energie 24
Obr. 11 Bilineární náhrada tahového diagramu. Ilustrace: Jan Řezníček [7] 25
Obr. 12 - Projekční výkres vozu T158-8P6T43.390. Ilustrace: Tatra 26
Obr. 13 - Zástavbová omezení - schéma 26
Obr. 14 - Původní připojovací příruba - schéma 27
Obr. 15 - Konstrukční návrh ROPS 01VJ - schéma 28
Obr. 16 - ROPS 01VJ 29
Obr. 17 - ROPS 01VJ - model 29
Obr. 18 - Umístění ROPS na vozidle - návrh ROPS 02VJ 30
Obr. 19 - ROPS 02VJ, pohled zezadu 31
Obr. 20 - ROPS 02VJ, pohled zepředu 31
Obr. 21 - Výpočtová síť 31
Obr. 22 – Tabulka materiálových vlastností 32
Obr. 23 - Zobrazení těles podle materiálů 32
Obr. 24 - Zatížení zezadu, redukované napětí 33
Obr. 25 - Zatížení zboku silou 450 kN, redukované napětí 34
Obr. 26 - Umístění na vozidle - třetí návrh ROPS VJ25 35
Obr. 27 - ROPS VJ25 - schéma 36
Obr. 28 - Úprava přírubových desek na rámu vozu – ROPS VJ25 37
Obr. 29 - Tabulka použitých materiálů a jejich vlastností 38
Obr. 30 - Materiály podle barvy; síť modelu 38
Obr. 31 - Zobrazení ploch pro vazby typu bonded na příkladu tlačného členu pro zadní zatížení .. 39
Obr. 32 - Výpočet deformační energie - tabulka 40
Obr. 33 - Podélné zatížení zezadu – redukované napětí 40
Obr. 34 - Svislé zatížení – redukované napětí 41
Obr. 35 - Svislé zatížení - redukované napětí, detail 41
Obr. 36 - Výpočet deformační energie - tabulka 42
Obr. 37 - Boční zatížení – redukované napětí 42
Obr. 38 - Okrajové podmínky výpočtu 43
Obr. 39 - Tabulka rozvrhu zatěžování 44
Obr. 40 - Výsledek - celková deformace na konci kroku 5 44
Obr. 41 - Výsledek – redukované napětí na konci kroku 5 45
Obr. 42 - Tabulka hodnot posunutí bočního tlačného členu 45
Obr. 43 - Zkušební rám 46
Obr. 44 - Model výpočtového rámu s fixačními rámy 47
Obr. 45 – Tabulka materiálových vlastností 50
Obr. 46 - Přidělení materiálů tělesům modelu 50

Obr. 47 - Plochy připevněné fixní vazbou - pohled zespodu 51
Obr. 48 - Plochy připevněné fixní vazbou - axonometrie 51
Obr. 49 - Borcení podélníku při zadním zatížení - pohled zboku, po směru jízdy 52
Obr. 50 - Borcení podélníku při zadním zatížení - pohled z vnitřní strany vozu 53
Obr. 51 - Okrajové podmínky modální analýzy 54
Obr. 52 - Tabulka vlastních frekvencí 55
Obr. 53 - Vlastní tvar první harmonické 55

17 Seznam příloh

Příloha 1 – ROPS VJ 25.xlsx