



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKČNÍ NÁVRH NÁSTAVBY HASIČSKÉHO VOZIDLA

FIRE VEHICLE ANNEX DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vojtěch Richter

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Ramík

BRNO 2025

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Vojtěch Richter**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Ramík**
Akademický rok: 2024/25

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

Konstrukční návrh nástavby hasičského vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provedte konstrukční návrh nástavby hasičského vozidla na dané platformě.

Cíle diplomové práce:

Provést rešerši konstrukčního provedení nástaveb obdobných vozidel.

Vytvořit konstrukční návrh nástavby s ohledem na požadavky kladené na funkce a provoz vozidla.

S využitím výpočtových simulací provést kontrolu navržené konstrukce.

Na základě výsledků výpočtových simulací v případě potřeby provést úpravy navržené konstrukce s cílem dosáhnout co nejlepších požadovaných vlastností.

Zhodnotit vytvořenou nástavbu a vyjádřit se k vhodnosti navržené konstrukce.

Seznam doporučené literatury:

LEEMING, David John a HARTLEY, Reg. Heavy Vehicle Technology. 2nd edition. Leckhampton: Stanley Thomas, 1989. 260 s. ISBN 07-487-0275-X.

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.

BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith a SHIGLEY, Joseph Edward. Shigley's mechanical engineering design. 10th edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1104 s. ISBN 0073398209.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem modernizované nástavby cisternové automobilové stříkačky, postavené na podvozku vozu Mercedes-Benz 1124 AF. Cílem práce bylo navrhnout nástavbu zahrnující nerezovou nádrž na vodu a pěnidlo, úložné prostory, výklopný schůdek a nosný mezirám, přičemž důraz byl kladen na pevnostní, funkční a výrobní hlediska. Návrh konstrukce byl podroben simulačnímu ověření pomocí metody konečných prvků v prostředí softwaru Ansys Workbench. Na základě výsledků výpočtových analýz došlo k úpravě konstrukce a optimalizaci návrhu v potřebných místech nádrže na hasící kapalinu, nádrže na pěnidlo, uchycení zadních dveří i upevnění schránek na náradí k mezirámu. Výsledkem je konstrukčně vyvážený návrh nástavby s upevněním úložných prostor v konstrukci z hliníkových profilů, který odpovídá požadavkům praxe a může být uplatněn při přestavbě stávajícího vozidla nebo při výrobě nových nástaveb.

KLÍČOVÁ SLOVA

požární technika, hasičské vozidlo, nástavba, nerezová nádrž, pevnostní analýza, modální analýza, únavové namáhání

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the structural design of a modernized superstructure for a fire-fighting vehicle, built on the chassis of a Mercedes-Benz 1124 AF. The aim of the work was to design a superstructure including a stainless-steel tank for water and foam, storage compartments, a foldable step, and a supporting subframe, with an emphasis on strength, functionality, and manufacturability. The proposed design was verified using numerical simulations based on the finite element method in the Ansys Workbench software environment. Based on the results of structural analyses, modifications and design optimizations were carried out where necessary, including adjustments to the water and foam tanks, the mounting of rear doors, and the fastening of equipment compartments to the subframe. The result is a structurally balanced superstructure design with storage compartments integrated into a system of aluminium profiles, which meets practical requirements and can be applied both in the reconstruction of existing vehicles and in the production of new fire-fighting superstructures.

KEYWORDS

firefighting vehicle, fire truck, superstructure, stainless steel tank, strength analysis, modal analysis, fatigue

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RICHTER, Vojtěch. *Konstrukční návrh nástavby hasičského vozidla*. Online, diplomové práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2024. Vedoucí práce Ing. Pavel Ramík. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165926>.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 23. května 2025

.....

Vojtěch Richter

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych především poděkoval za vedení diplomové práce Ing. Pavlu Ramíkovi, za jeho věcné připomínky, cenné rady a vstřícný přístup po celou dobu řešení tématu. Také děkuji Ing. Vladimíru Čudkovi, Ph.D. za užitečné připomínky z praxe. Dále děkuji své rodině a přátelům za jejich podporu při studiu.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Současná nastavba hasičského vozidla	12
1.1 Cisternová automobilová stříkačka (CAS).....	12
1.2 Konstrukce nastavby	12
2 Moderní hasičské nastavby.....	13
2.1 Firmy zaměřené na výrobu hasičských nastaveb	13
2.2 Konstrukční řešení nastaveb.....	13
2.2.1 Materiál nádrží.....	13
2.2.2 Nastavba polymodule	14
2.2.3 Běžné nastavby hasičských automobilů	14
2.3 ADR dohoda.....	16
2.4 Příslušenství a stroje CAS	16
2.4.1 Požární příslušenství.....	17
2.4.2 Vyprošťovací a mechanické nástroje	17
2.4.3 Osvětlení a elektrická výbava.....	17
2.4.4 Záchrané vybavení.....	17
2.4.5 Další příslušenství	17
3 Konstrukce nastavby.....	18
3.1 Simulované jízdní stavy	18
3.2 Návrh nádrže na vodu.....	20
3.2.1 První návrh nádrže na vodu	20
3.2.2 Další návrhy nádrže na vodu	24
3.3 Návrh nádrže na pěnidlo.....	29
3.4 Volba čerpadla	32
3.5 Návrh potrubí.....	33
3.6 Finální návrh nádrže na vodu a pěnidlo.....	35
3.6.1 Modální analýza nádrže na pěnidlo a vody	39
3.7 Návrh mezirámu	39
3.8 Návrh úložných prostor	42
3.9 Hliníkové profily	42
3.10 Rozložení úložných prostor	44
3.11 Výsuvné police	45
3.12 Spoje hliníkových profilů	49
3.13 Uložení hadic	50
3.14 Zadní dveře	51
3.14.1 Výpočet vzpěry.....	52
3.15 Boční plech.....	52
3.16 Vrchní pochozí plocha.....	55
3.17 Výklopný schůdek	59
3.18 Simulace kompletní konstrukce nastavby	63
3.18.1 První úpravy kompletní konstrukce nastavby	68
3.18.2 Druhé úpravy kompletní konstrukce nastavby	70
3.18.3 Další úpravy kompletní konstrukce nastavby.....	71
3.18.4 Finální návrh ohnutých plechů	73

3.19	Namáhání rámu vozidla	75
3.20	Modální analýza konstrukce z hliníkových profilů.....	77
4	Výpočty	78
4.1	Výpočet únavového namáhání nádrže na vodu a nádrže na pěnidlo	78
4.2	Výpočet únavového namáhání mezirámu	80
Závěr	83	
Použité informační zdroje	84	
Seznam použitých zkratk a symbolů	87	
Seznam příloh.....	89	

ÚVOD

Požární technika a její neustálý vývoj hraje zásadní roli při zajištění efektivní ochrany obyvatelstva a majetku před požáry či jinými mimořádnými událostmi. Jedním z nejdůležitějších prostředků zásahových jednotek jsou cisternové automobilové stříkačky (CAS), které kombinují přepravu hasičského družstva s dodávkou hasiv, tedy vody a pěnidla. Kromě samotné nádrže na hasivo je klíčovou částí těchto vozidel rovněž jejich nástavba – konstrukční systém, který spojuje nádrž, čerpadlo a úložné prostory pro vybavení do jednoho funkčního celku.

Téma této diplomové práce se zaměřuje právě na konstrukční návrh nástavby hasičského vozidla, na podvozku Mercedes-Benz 1124 AF. Cílem práce je vytvoření technického řešení, které bude splňovat současné provozní, výrobní i pevnostní požadavky, a zároveň umožní praktické využití při přestavbě stávajícího vozidla.

Práce se opírá o reálný případ vozidla jednotky sboru dobrovolných hasičů, přičemž návrh respektuje konkrétní rozměrová, hmotnostní i montážní omezení a možnosti výroby.

1 SOUČASNÁ NÁSTAVBA HASIČSKÉHO VOZIDLA

Současná nástavba hasičského vozidla je provedena na vozidle MB 1124 AF 4x4. Toto vozidlo bylo speciálně vyráběno pro zdravotnické a hasičské záchranné sbory v letech 1992 až 1998 a disponuje pohonem 4x4 s šestiválcovým vznětovým motorem o objemu 5958 cm³ s výkonem 177 kW [1].



Obr. 1 Vozidlo CAS MB 1124 AF

1.1 CISTERNOVÁ AUTOMOBILOVÁ STŘÍKAČKA (CAS)

Cisternová automobilová stříkačka (CAS) je speciální požární vozidlo určené k přepravě hasičského družstva, hasiva a potřebného vybavení na místo zásahu. Základní funkcí CAS je zajištění dodávky vody prostřednictvím vlastní cisterny nebo napojením na vnější vodní zdroj. Vozidlo je vybaveno čerpacím zařízením, hadicemi a další technikou potřebnou pro hašení požárů a řešení mimořádných událostí. Podle kapacity vodní nádrže, výkonu čerpadla a typu podvozku se CAS dělí do různých kategorií přizpůsobených konkrétním potřebám zásahu [2].

1.2 KONSTRUKCE NÁSTAVBY

Nástavba je svařený díl z několika částí. Hlavní z nich je nádrž, ve které se nachází hasící kapalina. V případě tohoto vozidla se jedná o nádrž na vodu o objemu 2500 litrů a nádrž na pěnidlo s objemem 400 litrů. Další částí jsou prostory pro uložení hasebních prostředků jako jsou stříkačky, hadice, ale také i nářadí, tím jsou myšlena kladiva, sekery a žebřík. Dále také stroje například – motorová pila, diesellový generátor a pomocné čerpadlo. Důležitým prvkem nástavby je mezirám, ke kterému je přivařena nádrž a přichyceny úložné prostory. Tento mezirám je uchycen k rámu podvozku a spolu určují celkovou tuhost konstrukce.

2 MODERNÍ HASIČSKÉ NÁSTAVBY

Současné hasičské nástavby nejen, že využívají moderních technologií, ale také materiály, které se při starších koncepcích nepoužívaly. Výraznou změnu nástaveb způsobila i modernizace příslušenství a hasebních prostředků, důležitým faktorem je také umístění a přístup ke všem prostředkům, na který je kladen větší důraz.

2.1 FIRMY ZAMĚŘENÉ NA VÝROBU HASIČSKÝCH NÁSTAVEB

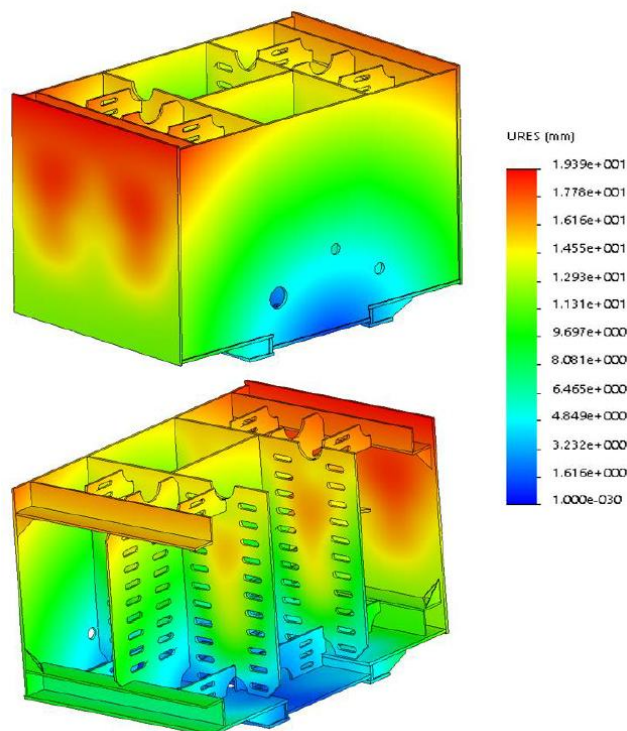
Po celém světě existuje mnoho firem zabývajících se výrobou a vývojem nástaveb pro cisternová vozidla. Velice moderní řešení mají firmy jako Rosenbauer (Rakousko), Magirus (Německo) a Ziegler (Německo). Velice oblíbené a v tuzemsku používané nástavby jsou nástavby firem THT Polička, KOBIT, spol.s.r.o., a také Hasičská záchranná technika (H.Z.T. s.r.o.).

2.2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ NÁSTAVEB

Firmy zabývajících se výrobou nástaveb na hasičské automobily nabízí podobný koncept, součástí je samonosný rám, na který je usazena nádrž na vodu a pěnídlo. Dále tento rám nese konstrukci úložných prostor, ale také čerpadlo a potrubí potřebné k rozvodu kapaliny. Nicméně jsou zde i výjimky, které se tohoto konceptu nedrží. V této podkapitole jsou uvedeny různé konstrukční a materiálové možnosti nástaveb.

2.2.1 MATERIÁL NÁDRŽÍ

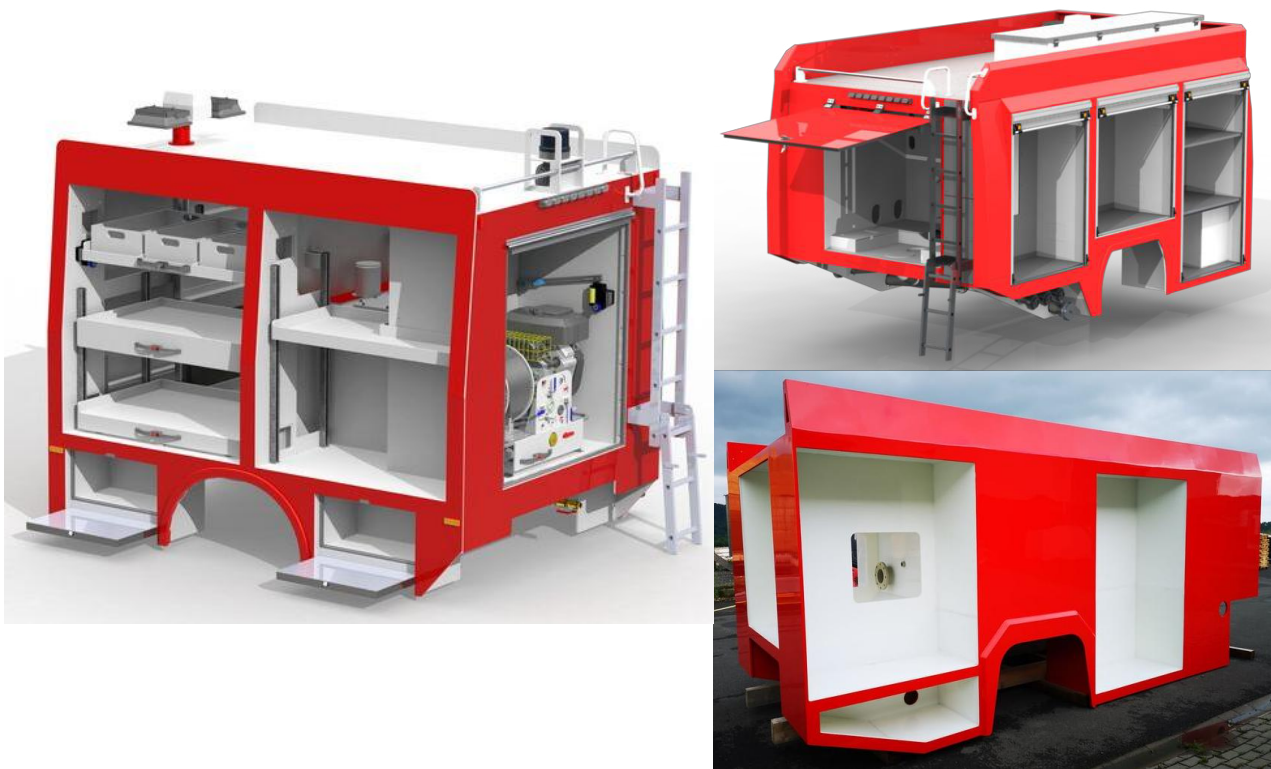
Stále nejčastěji používaným materiálem je nerezová ocel, avšak moderním trendem je použití polymerních materiálů.



Obr. 2 Konstrukce nádrže z polymerního materiálu [3]

Studie z roku 2017 pojednává o novém konceptu nádrže pro hasičský automobil, na Obr. 2 je konstrukce nádrže z polymerního materiálu, konkrétně polypropylene kopolymer (PPC) [3]. Obrázek také vykresluje deformaci nádrže při pohybu vozidla s podélným zrychlením 0,7g [3]. Dále je v práci také porovnání s nádrží z nerezové ocele, ta udává hmotnostní úsporu až o 35 %, ale také finanční úsporu okolo 25-30 % nákladů. V tomto jsou zahrnuty ceny materiálu i technologické postupy jako například: ohýbání a svařování [3].

2.2.2 NÁSTAVBA POLYMODULE



Obr. 3 Nástavba polymodule [4]

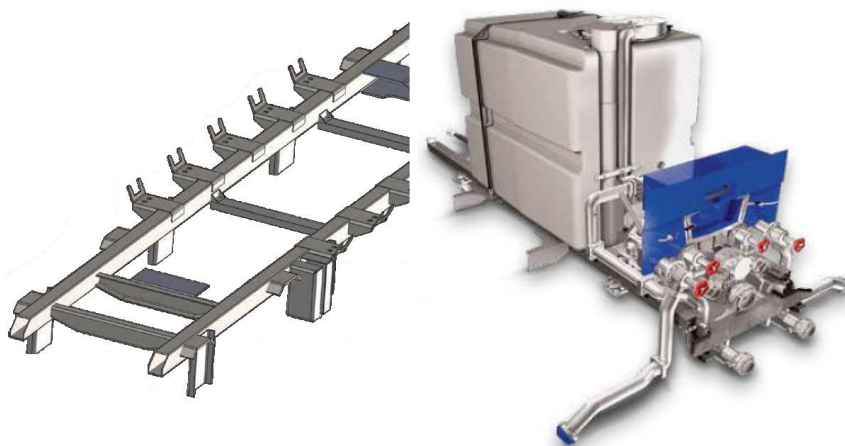
S atypickým přístupem koncepce nástavby přichází firma H.Z.T., jejichž konstrukce celé nástavby je vyhotovena z polymerního materiálu stejného, jak již zmíněný kopolymer (PPC). Celá tato nástavba se vyznačuje vysokou pevností, lehkostí a dlouhou životností. Další jejich výhodou je odolnost vůči nárazům, recyklovatelnost a schopnost materiálu nekorodovat [4]. Nevýhodou této koncepce je složitost opravy při poškození, jelikož nástavba je svařena z několika modulů do jednoho celku.

2.2.3 BĚŽNÉ NÁSTAVBY HASIČSKÝCH AUTOMOBILŮ

Častěji používanou koncepcí je, jak již bylo zmíněno, konstrukce s mezirámem. Mezirám bývá ocelová trubka nebo dutý profil o různých průřezích. Na tento rám působí veškerá tíha nástavby a jeho hlavní úlohou je chránit rám automobilu před poškozením. Musí umožnit deformaci rámu automobilu při průjezdu zatáčkou, aniž by docházelo k poškození nástavby a jejích součástí [5]. Také by měl umožňovat snadnou montáž nástavby na vozidlo a nekolidovat s hřídelí, která pohání čerpadlo.

Na mezirám je položena nádrž na vodu a na pěnídlo, ty jsou s mezirámem svařeny dohromady, anebo spojeny spojovacím materiálem. Objem nádrže na pěnídlo bývá řádově menší než nádrže

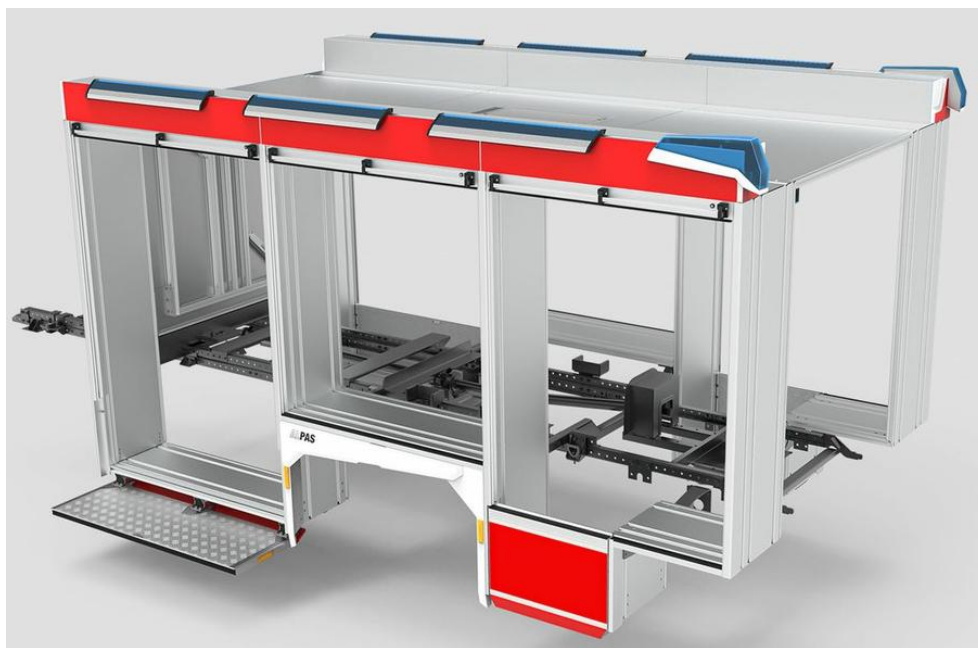
na vodu a její konstrukce může být ve více variantách. Nádrž na pěnidlo může být vsazená do nádrže na vodu nebo se může jednat o dvě nádrže vedle sebe. Materiál nádrží se může lišit,



Obr. 4 Mezírám nástavby [5]

příkladem je cisternová automobilová stříkačka CAS 20/2000/240-M 1 R MAN 4X2 střední třídy, jejíž objem nádrže na vodu z nerezové oceli je 2000 litrů. Dále objem nádrže na pěnidlo je 240 litrů a materiál je sklolaminát [6]. Součástí nádrží bývají vlnolamy, ty omezují pohyb kapaliny při prudším pohybu vozidla a zabraňují nárazům kapaliny na stěny nádrže, čímž zvyšují stabilitu vozidla během jízdy.

Nedílnou součástí automobilu CAS jsou úložné prostory nářadí a příslušenství hasičské záchranné služby. Moderní konstrukce s výhodou využívají hliníkových komponentů, díky jejich materiálovým vlastnostem, zejména nízké hmotnosti a pevnosti. Každý z výrobců nástaveb má vlastní přístup ke konstrukci těchto prostor, a někdy také vyvíjí a používají profily vlastní konstrukce.



Obr. 5 Konstrukce úložných prostor [7]

Firma Ziegler používá hliníkové profily (desky), které jsou velmi široké a samy o sobě tvoří úložné prostory (Obr. 5). Jejich odolnost vůči poškrábání nebo korozi zajišťuje povrchová úprava eloxování, která vytvoří na povrchu 20 µm silnou a odolnou vrstvu [7]. Hliníkové moduly jsou k sobě přichyceny šroubovým spojením, kdy do jednoho profilu je vyvrtaná díra a do druhého je vyvrtán závit. Další možností je spojení pomocí šroubu a kamene, který se vloží do drážky profilu, nebo také pomocí speciálních spojovacích součástí do tvaru písmene L, které se vloží do drážek a poté se utáhnou šroubem. V těchto případech se jedná o spoj se silovým stykem.

Hliníkové profily tvoří pouze nosný obvod těchto úložných míst a pro další rozdělení se používají police, na kterých je umístěno samotné nářadí a potřebné stroje a doplňky. V moderní době, s přihlédnutím na ergonomii a manipulaci s nářadím, se s výhodou používají výsuvné police, které usnadňují práci hasičům. Součástí konstrukce jsou také stahovací rolety, které uzavírají a utěsňují prostory. Součástí konstrukce může být kryt ve spodní části nástavby, který po sklopení vytvoří schůdek, díky němuž hasič lépe dosáhne do prostor umístěných výše, použito (vlevo dole na Obr. 5).

2.3 ADR DOHODA

ADR dohoda je dohoda o mezinárodní silniční přepravě nebezpečných věcí. Nachází se v ní všeobecné podmínky, ustanovení a bezpečnostní předpisy pro mezinárodní přepravu. Týká se především nebezpečných látek jako jsou výbušné látky, hořlavé kapaliny, samozápalné látky, toxické látky, žíravé látky atd. Tyto látky jsou rozděleny do skupin a každá látka má své UN číslo, např.: UN 1790, kde se jedná o kyselinu fluorovodíkovou. Dohoda ADR uvádí klasifikační kritéria a příslušné zkušební metody, používání obalu, cisteren a dopravních prostředků, které musí být při mezinárodní přepravě splněny [8]. Mimo jiné zahrnuje požadavky na konstrukci, výbavu a provoz vozidel schválených pro přepravu nebezpečných věcí [8].

V ADR dohodě je také kapitola o používání nesnímatelných cisteren (cisternových vozidel) a kapitola s požadavky na konstrukci nesnímatelných cisteren. Díky těmto kapitolám byla vytvořena určitá inspirace na konstrukci cisterny, a také celé nástavby na vozidlo. Konstrukce nemusí být dodržena, jelikož stanovení dohody ADR se nevztahuje na nouzové přepravy pro záchranu lidských životů nebo ochranu životního prostředí [8]. Do této kategorie spadá hasičský automobil CAS.

Použití norem ADR dohoda definuje takto: „Pokud se vyžaduje použití normy a existuje rozpor mezi touto normou a ustanoveními ADR, mají ustanovení ADR přednost. Požadavky normy, které nejsou v rozporu s ADR, se použijí tak, jak je stanoveno, včetně požadavků jakékoli jiné normy nebo části normy, na něž tato norma odkazuje jako na normativní.“ [8]

2.4 PŘÍSLUŠENSTVÍ A STROJE CAS

V této podkapitole je uveden krátký vhled do příslušenství, strojů a nářadí, které jsou nedílnou součástí CAS. Cisternová automobilová stříkačka (CAS) je komplexně vybavené hasičské vozidlo, které kromě samotné cisterny na vodu a čerpadel obsahuje i širokou škálu příslušenství a speciálních strojů. Tyto prvky zajišťují efektivní hašení požárů, záchranné operace a podporu při mimořádných událostech.

2.4.1 POŽÁRNÍ PŘÍSLUŠENSTVÍ

Požární příslušenství tvoří klíčové komponenty nutné pro efektivní hašení a zásahy v různých podmínkách. Mezi hlavní prvky patří požární hadice různých typů, například izolované hadice 52x20 m a 75x20 m, hadicové můstky a objímky [9; 10]. Dále jsou součástí proudnice, jako je clonová proudnice, kombinovaná proudnice, umožňující plný i roztržitý proud a pěnotvorné proudnice na střední a těžkou pěnu [9; 10]. Nezbytnou součástí jsou rovněž spojky, armatury, klíče na hadice, hydrantový nástavec, rozdělovač a ejektor [9; 10]. Pro efektivní hašení pěnou se využívá systém přiměšování pěny, který zahrnuje přenosný přiměšovač, sací nástavec na pěnídlo a savici přiměšovače [9; 10].

Požární hadice jsou klíčovým vybavením pro dopravu vody při odčerpávání vody, požárních zásazích a při požárním sportu. Dělí se do několika typů podle průměru a účelu použití, viz tabulka.

Tab. 1 Rozdělení požárních hadic [11]

Typ hadice	Savice	Požární hadice A	Požární hadice B	Požární hadice C	Požární hadice D
Průměr	110 mm	110 mm	75 mm	52 mm	25 mm

2.4.2 VYPROŠŤOVACÍ A MECHANICKÉ NÁSTROJE

Pro vyprošťovací práce a manipulaci s překážkami je CAS vybavena speciálními nástroji. Patří mezi ně hydraulické vyprošťovací nástroje, stříhací nástroje, rozpínače a vyprošťovací výbava. Dále jsou zde ruční nástroje jako jsou páčidla, pákové kleště, hasičské sekery a trhací hák. Mezi motorová příslušenství patří motorová řetězová pila a přetlakový ventilátor.[9; 10]

2.4.3 OSVĚTLENÍ A ELEKTRICKÁ VÝBAVA

Pro zajištění dobré viditelnosti a provoz elektrických zařízení disponuje CAS potřebným vybavením. Osvětlení okolí je zajištěno osvětlovacím stožárem a světelnými zdroji. Dále je vybavena ručními svítilnami s dobíjecími akumulátory a elektrocentrálou, která zásobuje elektrickým proudem další zařízení na CAS.[9; 10]

2.4.4 ZÁCHRANNÉ VYBAVENÍ

Důležitou součástí CAS je vybavení určené pro záchranu osob a ochranu zasahujících hasičů. Mezi toto vybavení patří dýchací přístroje, které zajišťují bezpečnost hasičů při zásazích v zakouřených prostorech, záchranné pomůcky jako nosítka, fixační krční límce, kyslíkové přístroje a ochranné oděvy zahrnující reflexní oděvy, protichemické obleky a rukavice. [9; 10]

2.4.5 DALŠÍ PŘÍSLUŠENSTVÍ

CAS je rovněž vybavena dalšími nástroji a pomůckami pro různé typy zásahů. Naviják s hadicí slouží k rychlému provedení prvotního zásahu. Záchranná lana a popruhy jsou využívány při záchranných operacích. [9; 10]

3 KONSTRUKCE NÁSTAVBY

V této kapitole je popsán postup návrhu konstrukce nástavby vozidla vedoucí ke konečnému řešení, a to jak po stránce konstrukčního návrhu, tak i ověření mechanických vlastností. Cílem je vytvořit konstrukci, která bude odpovídat praktickým požadavkům provozu, bude snadno vyrobitelná a současně splní pevnostní a bezpečnostní kritéria.

Návrh konstrukce vychází z konkrétní aplikace na vozidle Mercedes-Benz 1124 AF s pohonem 4x4. Již od počátku byly při návrhu respektovány specifické požadavky podvozku zejména nutnost zachování původních spojovacích bodů mezi nástavbou a rámem vozidla. Některé konstrukční prvky, jako jsou například tvarové řešení a ohyb nádrže na vodu, byly převzaty z původní konstrukce, která se v provozu osvědčila. Tyto detaily byly následně upraveny a integrovány do nového návrhu s cílem zlepšit pevnostní charakteristiky a optimalizovat výrobní proces.

Konstrukční návrh byl vytvořen v softwaru Creo Parametric 11 a vybrané části byly podrobeny pevnostní analýze v prostředí Ansys Workbench 2024. Koncepčně byla zvolena nástavba tvořená tuhým mezirámem, nerezovou nádrží na vodu a pěnídlo a úložnými prostory sestavenými z hliníkových profilů. Toto řešení kombinuje vysokou odolnost a dlouhou životnost s relativně nízkou hmotností a variabilitou při montáži. Důraz byl kladen na jednoduchost, pevnost, modularitu a možnost budoucích úprav či servisních zásahů, stejně jako na vyrobitelnost konstrukce.

3.1 SIMULOVANÉ JÍZDNÍ STAVY

Tab. 2 Simulované jízdní stavy

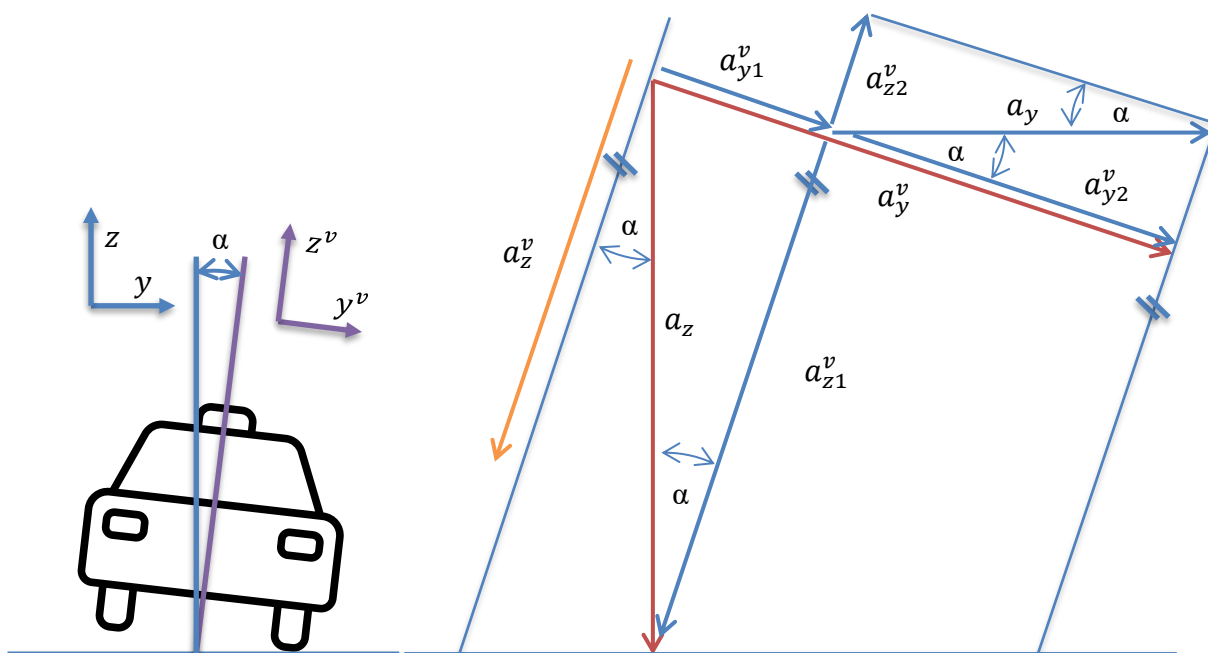
Jízdní stavy	Zrychlení		
	Podélné	Příčné	Svislé
	a_x [g]	a_y [g]	a_z [g]
Akcelerace	0,2	0	1
Brzdění	-0,7	0	1
Brzdění při couvání	-0,5	0	1
Průjezd zatáčkou	0	0,6	0,91
Přímá jízda po nerovnostech	0	0	1,5 a 0,5

Pro posouzení pevnostních vlastností jednotlivých konstrukčních prvků nástavby byly provedeny simulace odpovídající provoznímu zatížení hasičského vozidla. Hodnoty dosaženého zrychlení vycházejí z měření dynamického chování vozidla v reálném provozu. Byly převzaty z měření na vozidle se srovnatelnými parametry s konstrukcí řešenou v této práci. V práci jsou použity hodnoty zrychlení, které reprezentují typické provozní stavy.

Jednotlivé hodnoty zrychlení byly převzaty ve formě zrychlení vůči Zemi (g). Hodnoty byly použity jako vstupní zatížení pro numerické simulace pevnostní a dynamické odezvy konstrukce. Je však nutno si uvědomit, že numerické simulace jsou prováděny v souřadném systému spojeném s vozidlem, které se například v zatáčkách naklání a hodnoty zrychlení vůči Zemi je tedy nutno do souřadného systému vozidla přepočítat.

Podrobný rozbor zatěžovacího stavu při průjezdu zatáčkou je uveden v následující části. Díky reálnému původu vstupních údajů lze výsledky simulací považovat za reprezentativní pro skutečné provozní podmínky zásahového vozidla.

Důležité je si uvědomit, že při průjezdu zatáčkou dochází ke klopení jednotlivých částí vozidla. Takto byl akcelerometr osazený na vozidle vychýlen o 10° . Akcelerometr měřil hodnotu příčného zrychlení při naklonění vozidla, avšak svislé zrychlení, které se v tomto případě nebude rovnat gravitačnímu zrychlení ($1g$), je nutno přepočítat. Svislé tíhové zrychlení se do svislé osy vozidla promítne díky úhlu naklonění vozidla a promítne se do něj také zrychlení vlivem průjezdu zatáčkou, která má při naklonění tendenci hmotu odlehčovat ve svislém směru.



Obr. 6 Zrychlení vzniklé nakloněním vozidla

Byl zaveden souřadný systém vozidla označený horním indexem v . Pomocí goniometrických funkcí a podobnosti trojúhelníků bylo vypočítáno zrychlení působící v souřadném systému vozidla, jak je možno vidět na Obr. 6.

Známa je hodnota gravitačního zrychlení $a_z = 1g$, a poté naměřená hodnota zrychlení na nakloněném vozidle ve směru osy y , $a_y^v = 0,6g$. Dále je znám uhel natočení vozidla $\alpha = 10^\circ$. Jako první se vypočítaly odvěsny od gravitačního zrychlení. Pomocí funkce sinus byla získána složka promítnutá do natočeného souřadného systému vozidla ve směru osy y , a následně pomocí funkce kosinus ve směru osy z .

$$a_{y1}^v = a_z \cdot \sin(\alpha) = 0,174g \quad (1)$$

$$a_{z1}^v = a_z \cdot \cos(\alpha) = 0,985g \quad (2)$$

Díky těmto výpočtům se může provést odečtení nakloněných zrychlení ve směru y, tím se získá příspěvek od odstředivého zrychlení v nakloněném souřadném systému, které bylo naměřeno.

$$a_{y2}^v = a_y^v - a_{y1}^v = 0,426g \quad (3)$$

Toto zrychlení je jednou z odvěsen odstředivého zrychlení, a to se může vypočítat pomocí funkce kosinus.

$$a_y = a_{y2}^v \cdot \cos(\alpha) = 0,42g \quad (4)$$

Druhá odvěsna se vypočítá pomocí funkce tangens, ta je v nakloněném souřadném systému ve směru osy z. Díky tomu se může vypočítat vzniklé svislé zatížení (směr osy z) na natočeném vozidle, kterého se dosáhne odečtením odstředivého zrychlení od zrychlení způsobené gravitačním zrychlením. Toto zrychlení poté vstupuje do výpočtových simulací.

$$a_{z2}^v = a_{y2}^v \cdot \tan(\alpha) = 0,075g \quad (5)$$

$$a_z^v = a_{z1}^v - a_{z2}^v = 0,91g \quad (6)$$

3.2 NÁVRH NÁDRŽE NA VODU

Jedním z klíčových konstrukčních celků nástavby je vodní nádrž, která slouží k uložení hasicí vody. Nádrž musí splňovat objemové požadavky dle zadání, zároveň však musí respektovat prostorové možnosti vozidla a zajišťovat dostatečnou pevnost a spolehlivost v provozních podmínkách.

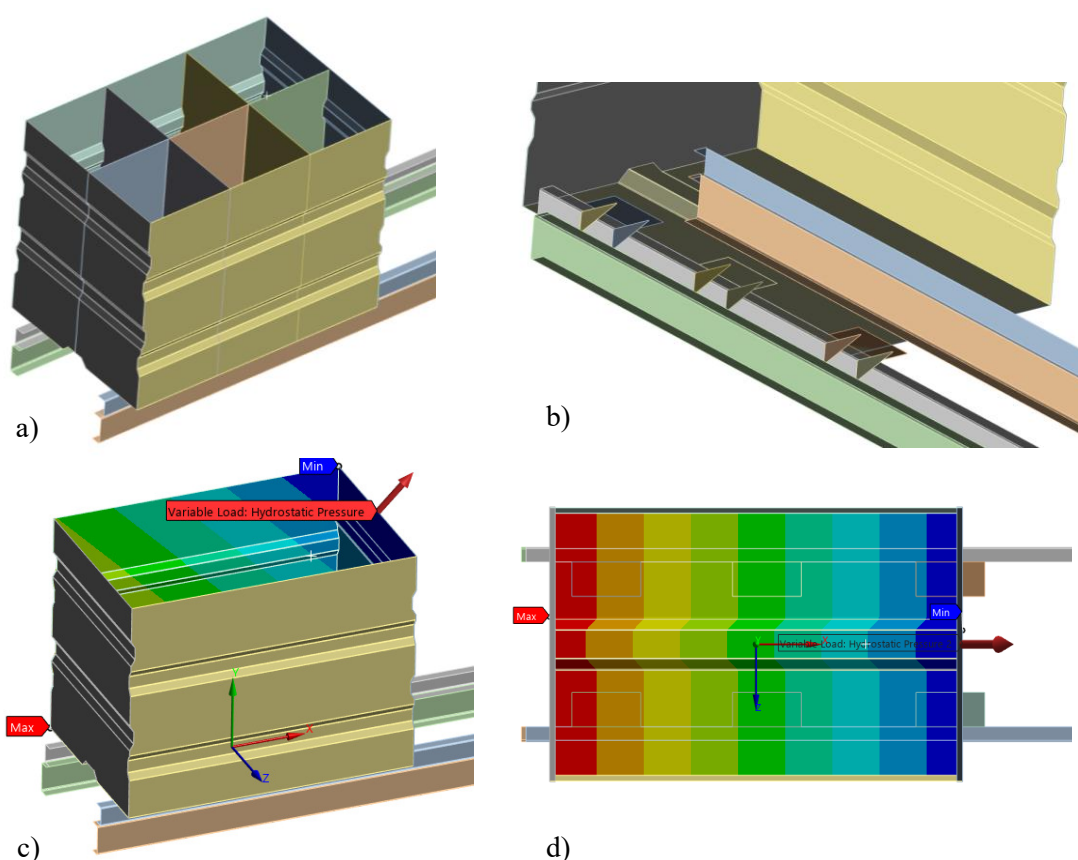
Na základě požadavků na celkový objem byla navržena nádrž o šířce 1200 mm, délce 1800 mm a výšce 1400 mm. Jako konstrukční materiál byla zvolena austenitická nerezová ocel 1.4301 (AISI 304), která se vyznačuje dobrou korozní odolností a dobrou svařitelností [12]. Důležitým parametrem pro následnou pevnostní analýzu je mez kluzu tohoto materiálu, která činí 190 MPa [12].

3.2.1 PRVNÍ NÁVRH NÁDRŽE NA VODU

Nádrž je složena ze šesti plechů tloušťky 3 mm, které jsou spojeny pomocí svarových spojů. Tvarové řešení bylo částečně převzato ze stávající konstrukce – konkrétně byly aplikovány ohyby po celém obvodu nádrže (na čelních i bočních stranách), které slouží jak ke zvýšení tuhosti, tak i k přesnému vzájemnému usazení jednotlivých plechů při montáži. Spodní plech obsahuje po délce ohyb, který zajišťuje jednak zvýšení pevnosti a zároveň vytváří prostor pro uložení hnací hřídele čerpadla. Součástí návrhu jsou i vnitřní přepážky a tzv. peřejníky, jejichž funkcí je omezit nežádoucí pohyb kapaliny uvnitř nádrže a eliminovat rázové zatížení na stěny

při jízdách manévrech vozidla. V prvním konceptu byly navrženy dva příčné a jeden podélný peřejník (Obr. 7).

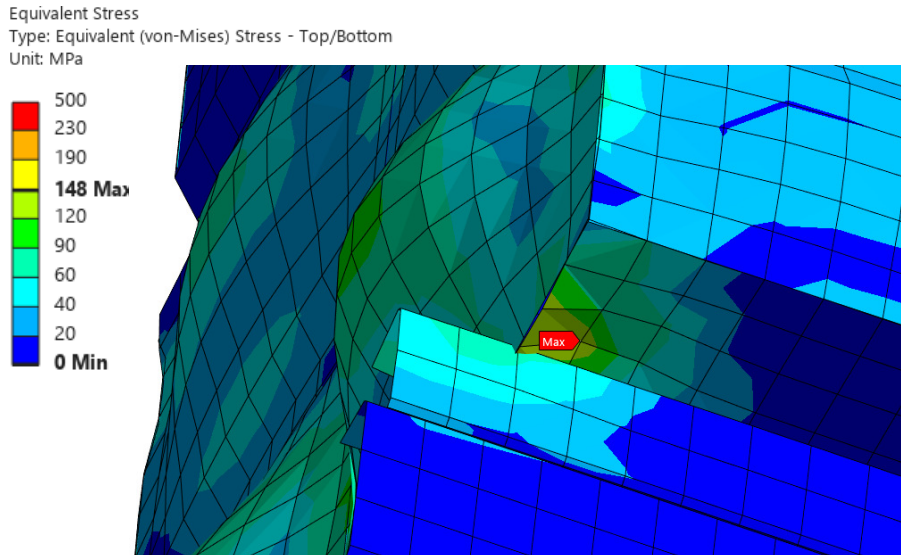
Pro pevnostní simulaci byl v softwaru Creo vytvořen model nádrže, složený z plechových dílů o tloušťce 3 mm. Z tohoto modelu byly následně vytvořeny odpovídající plochy, které byly přesunuty do samostatné sestavy. Tato sestava ploch byla následně exportována ve formátu STEP a importována do prostředí Ansys Workbench, kde byla použita pro výpočty pomocí skořepinových prvků. Výpočty byly provedeny pro dva provozní stavy: prudké brzdění a průjezd zatáčkou. V prvním případě byl hydrostatický tlak aplikován na zadní stěnu nádrže do výšky 1400 mm (Obr. 7c), zatímco ve druhém případě byl tlak přesunut na boční stěnu do stejné výšky. Je třeba zdůraznit, že tento simulovaný stav představuje statické namáhání, které nezohledňuje dynamické stavy, jako jsou například rázy, vlnění nebo rozkmitání hladiny při jízdě.



Obr. 7 a) První návrh nádrže na vodu b) Detail vyztužení nádrže c) Zatížení hydrostatickým tlakem na stěny nádrže d) Zatížení hydrostatickým tlakem na spodní stěnu nádrže

Součástí simulace byl také zjednodušený model rámu vozidla a návrh mezirámu. Rám byl zaměřen přímo na konkrétním podvozku a jedná se o profilovaný ocelový plech o výšce 190 mm, šířce 65 mm a tloušťce 7 mm. Mezirám byl navržen jako otevřený rovnoramenný profil tvaru U s výškou 120 mm, šířkou 60 mm a tloušťkou stěny 5 mm [13]. Konstrukce nádrže dále obsahuje plechy přivařené na její spodní část, ke kterým jsou uchyceny dvě dvojice výztužných žebér. Tyto výztuhy jsou následně propojeny s konstrukcí mezirámu a zajišťují zvýšení pevnosti celé sestavy. Celkově návrh obsahuje šest konstrukčních plechů a dvanáct výztužných žebér, jak je znázorněno na Obr. 7b.

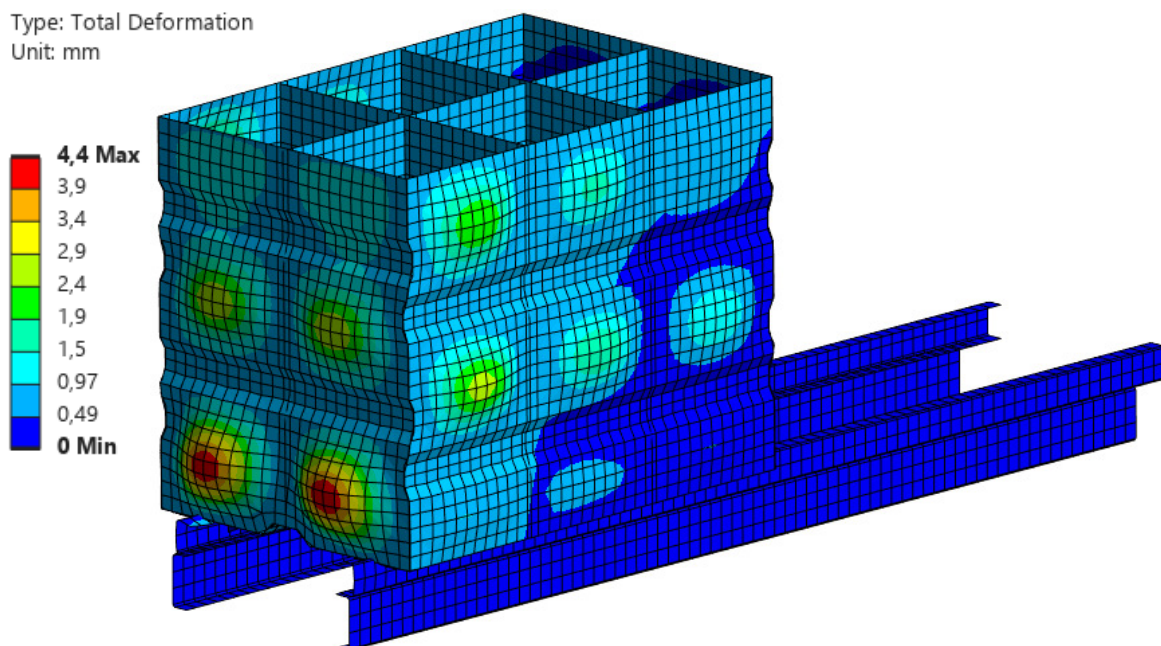
Model byl uchycen pomocí okrajové podmínky *Fixed Support*, která byla aplikována na spodní plochy profilu rámu vozidla. V případě simulace brzdění byl navíc aplikován *Displacement* s hodnotou 0 mm ve směru osy Z (boční směr), aby se zabránilo pohybu konstrukce do stran. Chování rámu a mezirámu však bylo v simulaci zjednodušeno a neodpovídá zcela skutečnosti.



Obr. 8 Simulace brzdění prvotního návrhu – Redukované napětí

Pro účely návrhu a porovnání jednotlivých konceptů byl ale takto zvolený přístup v této fázi považován za postačující.

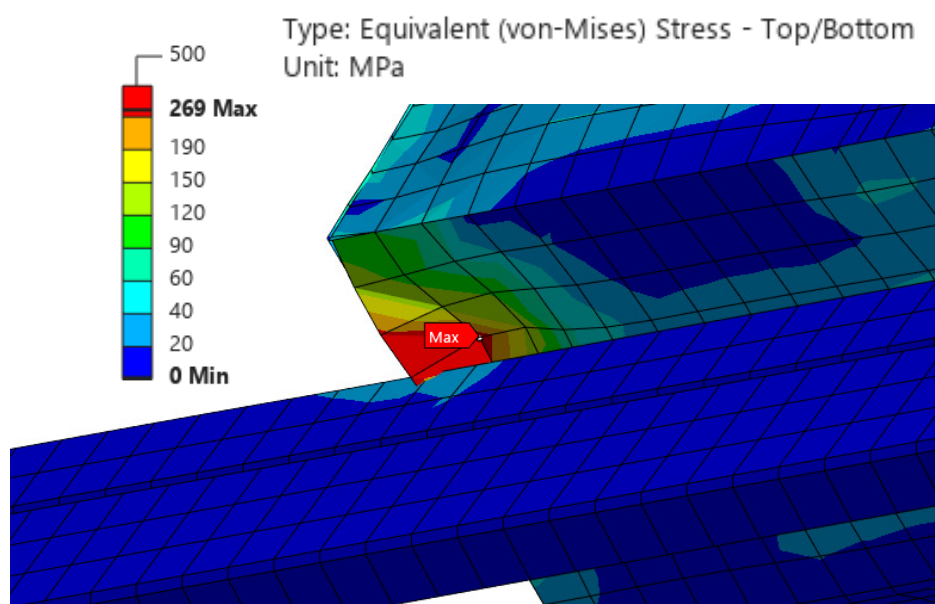
Síť byla generována s výchozím (defaultním) nastavením, přičemž velikost elementu byla přibližně 52 mm. Celkový počet skořepinových prvků přesáhl deset tisíc. Po vygenerování sítě byla provedena kontrola její kvality, a to na základě následujících parametrů: hodnota „*skewness*“ dosáhla maximálně 0,52, s průměrnou hodnotou 0,02 (doporučená maximální hodnota pro většinu aplikací je <0,95); „*aspect ratio*“ mělo maximální hodnotu 6,2 a průměrnou



Obr. 9 Simulace brzdění prvotního návrhu – Deformace

1,4 (doporučuje se udržet pod 10); „Jacobian ratio“ se pohyboval v intervalu s minimální hodnotou 0,12 a průměrnou hodnotou 0,98 (běžně doporučovaná minimální hodnota je >0,1). Výsledné hodnoty odpovídají doporučeným mezím, což potvrzuje dostatečnou kvalitu sítě pro pevnostní analýzu.

Ve výsledcích simulací je zřejmé napětí vznikající ve spodní části nádrže. Stav brzdění vykazuje vysoké napětí na spodním plechu v přední části nádrže, kam se kapalina vlivem zpomalení soustřeďuje. Napětí v tomto bodě dosahuje hodnoty 148 MPa, detailněji na Obr. 8. Ve všech simulacích bylo hodnoceno redukované napětí dle hypotézy von Mises, získané pomocí numerické analýzy v prostředí ANSYS. Maximální deformace se však nenachází v této oblasti, ale na předním plechu nádrže podél spodního ohnutí v levé a pravé části. Tato deformace je důsledkem napětí vznikajícího mezi výztužnými prvky, konkrétně mezi podélným vlnolamem a bočními stěnami nádrže, které částečně působí jako ztužující prvky. Deformace zde dosahuje hodnoty 4,4 mm, jak ukazuje Obr. 9.



Obr. 10 Simulace průřezu zatačkou prvotního návrhu – Redukované napětí

Při simulaci průřezu zatačkou vzniká maximální napětí opět na spodním plechu, na straně, kde působí nejvyšší hydrostatický tlak. Jak je znázorněno na Obr. 10, toto napětí činí 269 MPa (redukované napětí podle von Mises). Největší deformace v tomto případě, s hodnotou 5,2 mm, se nachází ve vrchní části bočního plechu. Stejně jako při brzdění i zde příčné vlnolamy zvyšují tuhost konstrukce, což se příznivě projevuje na průběhu deformace.

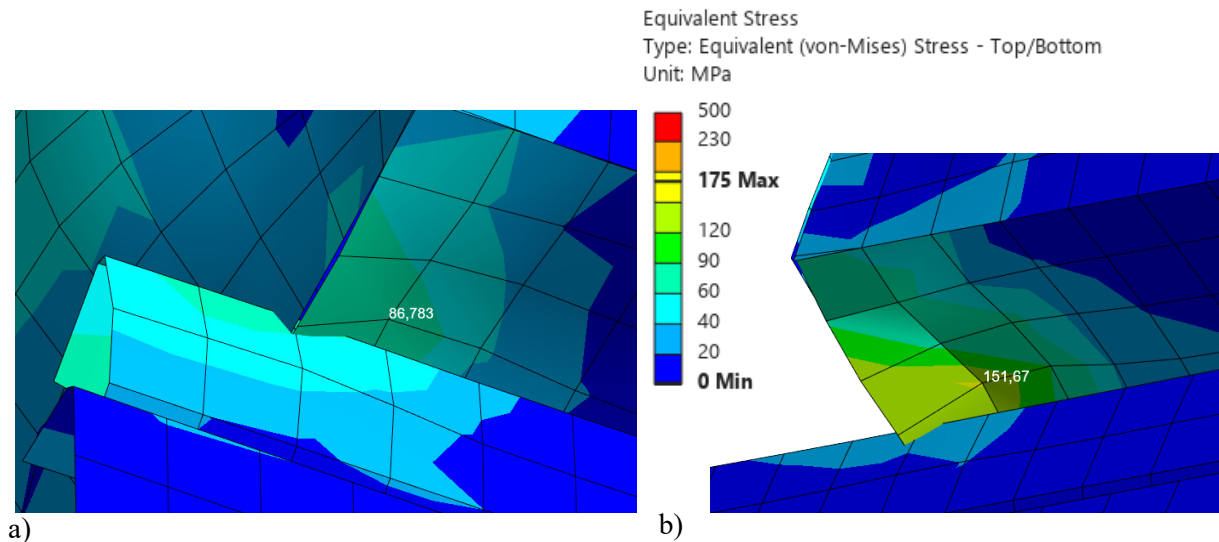
Na základě porovnání maximálního napětí s mezí kluzu materiálu byla stanovena hodnota součinitele bezpečnosti $k = 0,71$. Tato hodnota je nižší než jedna, což znamená překročení meze kluzu, a tedy nevyhovující stav prvotního návrhu konstrukce.

$$k = \frac{Re_{Nerez}}{\sigma_{Max}} = \frac{190}{269} = 0,71 [-]$$

Jelikož se jedná o první návrh nádrže, budou na základě těchto výsledků provedeny odpovídající úpravy s cílem zvýšit její pevnost a provozní spolehlivost.

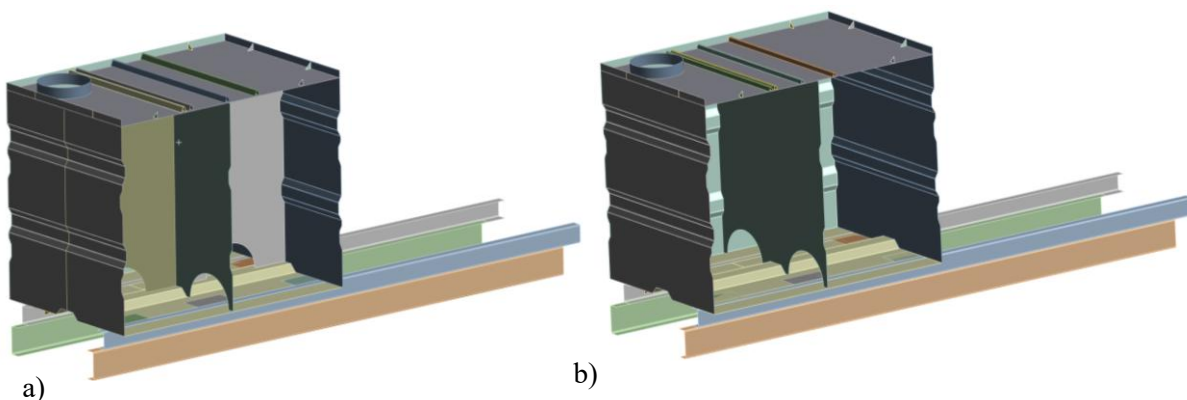
3.2.2 DALŠÍ NÁVRHY NÁDRŽE NA VODU

Jednou z nejjednodušších úprav pro zvýšení pevnosti konstrukce bylo navýšení tloušťky stěn nádrže z původních 3 mm na 4 mm. Vzhledem k použití skořepinového modelu bylo možné tuto změnu provést přímo v prostředí simulačního softwaru, kde se v sekci geometrie jednoduše upraví parametr tloušťky bez nutnosti zásahu do tvaru konstrukce nebo modelu jako takového.



Obr. 11 Redukované napětí druhý návrh a) Simulace brzdění b) Simulace průjezdu zatáčkou

Tato úprava měla dle očekávání značně pozitivní vliv na celkové napěťové a deformační poměry v konstrukci. Maximální redukované napětí, dle von Mises, v nádrži při simulaci brzdění dosahovalo hodnoty 87 MPa, zatímco při průjezdu zatáčkou činilo 152 MPa, viz Obr. 11. V obou případech se nejvyšší napětí vyskytovalo ve stejných místech jako v předchozí variantě, lišila se však jeho velikost i hodnota deformace. Maximální deformace se ve stavu brzdění snížila na 2,1 mm, zatímco při průjezdu zatáčkou dosahovala 2,9 mm. Na základě maximálního napětí 152 MPa z méně příznivého stavu při průjezdu zatáčkou byl vypočten bezpečnostní koeficient vůči mezi kluzu, který vyšel $k = 1,25$. Tento výsledek je možno považovat za akceptovatelný a plech tloušťky 4 mm je možno použít.

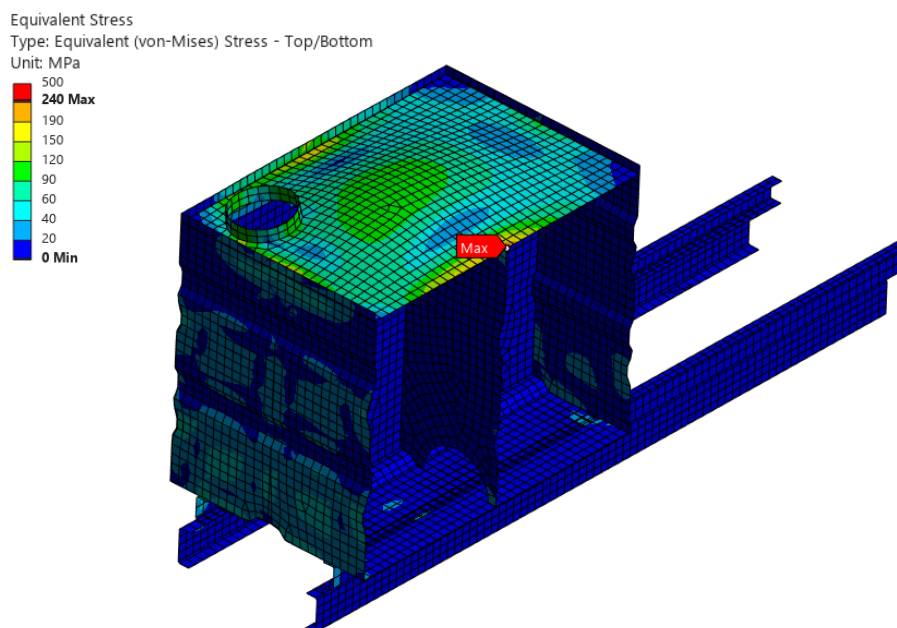


Obr. 12 a) Koncept 1 b) Koncept 2

Současně s úpravou tloušťky plechu byly již v rámci předchozích návrhů připraveny i další varianty konstrukce nádrže, které se lišily zejména počtem vnitřních přepážek a tloušťkou stěn. Jedním z těchto konceptů byla nádrž s jedním podélným a jedním příčným vlnolamem, což

vedlo k rozdělení nádrže do čtyř komor, zatímco původní návrh počítal s šesti komorami. U této varianty byla použita tloušťka plechů 4 mm, pro lepší přehlednost je tato varianta označena jako koncept 1. Další návrh uvažoval pouze jeden příčný vlnolam, který rozdělil vnitřní prostor na dvě komory. Tato varianta měla plechy o tloušťce 5 mm, označeno jako koncept 2. Obě zmíněné varianty byly výškově upraveny zvýšením o 50 mm z důvodu zapuštění vrchního plechového dílu. Také byl navržen plnicí otvor, ke kterému byl přidán nákržek, a celek byl umístěn do pravé přední části nádrže. Obr. 12 ilustruje oba koncepty.

V prvním kroku byla provedena hmotnostní rozvaha obou návrhů. Varianta s tloušťkou 4 mm a dvěma přepážkami (koncept 1) vykazovala hmotnost 538,6 kg. Návrh s tloušťkou 5 mm a jednou příčnou přepážkou (koncept 2) měl hmotnost 581,2 kg. Tyto hodnoty byly získány ze softwaru Creo, kde byly jednotlivé varianty vytvořeny.

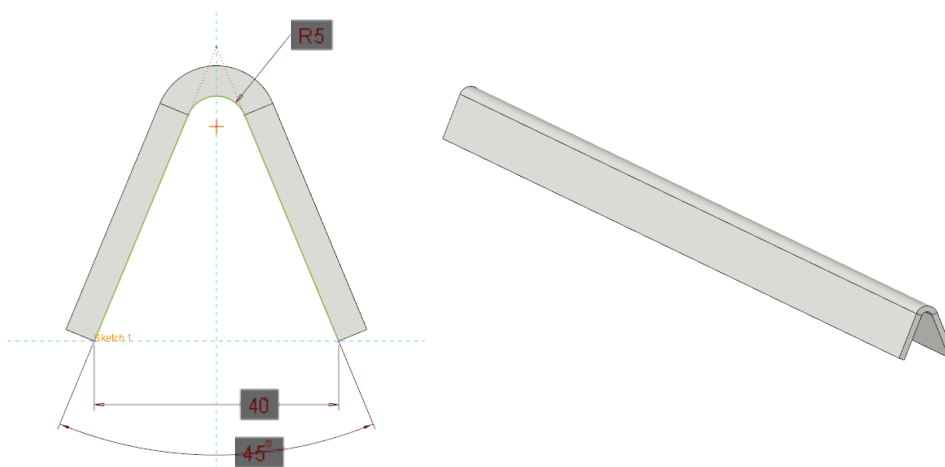


Obr. 13 Simulace brzdění s působením na vrchní plech – Redukované napětí

Po převedení modelu do prostředí Ansys, nastavení kontaktů mezi jednotlivými plochami a hranami, byly provedeny výpočtové simulace. Tyto simulace probíhaly za stejných okrajových podmínek jako v případě prvního návrhu, tedy brzdění a průjezd zatáčkou. Při první simulaci byl vliv hydrostatického tlaku na horní plech nádrže zanedbán. V dalších simulacích byl však tento tlak zahrnut i na horní část konstrukce. Ukázalo se, že tato změna způsobila vysoké deformace a napětí, které částečně změnilo jinak kritická místa.

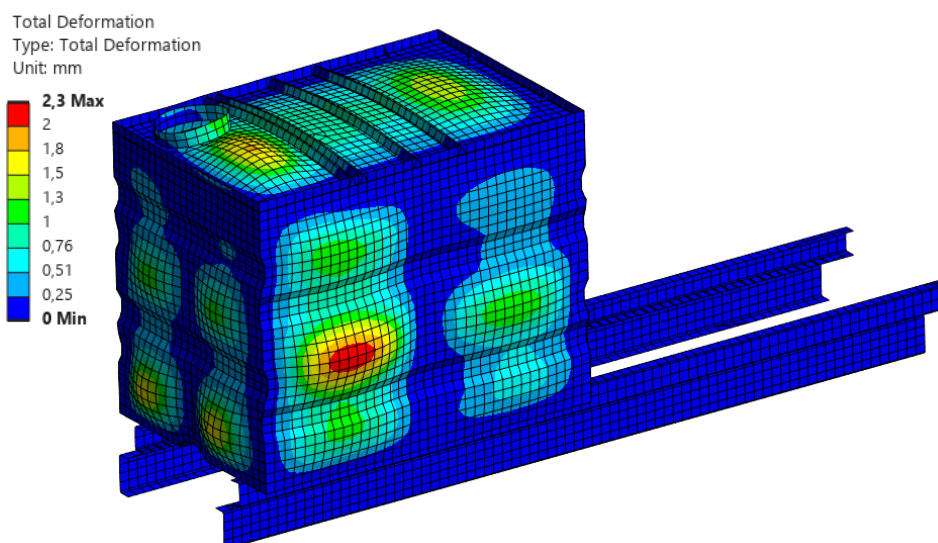
Simulace stavu brzdění se projevila jako podstatně náročnější než stav při průjezdu zatáčkou. Největší deformace vznikala uprostřed horního plechu a dosahovala hodnoty až 26,9 mm. Z Obr. 13 vyplývá, že maximální napětí bylo zaznamenáno v oblasti spojení horního a bočního plechu a činilo 240 MPa. Tato hodnota výrazně překračuje mez kluzu použitého materiálu. Výpočet koeficientu bezpečnosti ukázal hodnotu k rovnou 0,79. Tato hodnota je nevyhovující, a proto bylo nutné provést další úpravy.

Jako vhodné řešení se ukázalo vyztužení horního plechu příčnými výztuhami, které byly navrženy tak, aby byly přivařeny jak k hornímu, tak i k bočním plechům nádrže. Celkem bylo připraveno pět variant výztuh. Každá z nich byla tvořena plechem o tloušťce 5 mm, ohnutým pod různými úhly. V softwaru Creo byl u jednotlivých variant stanoven ohybový modul průřezu pomocí funkce *Cross Section Properties*. Následně byly provedeny zkušební výpočty se zatížením ohybovým momentem. Na základě výsledků byla vybrána varianta, která vykazovala nejnižší napětí. Jednalo se o výztuhu s úhlem rozevření 45° a vnitřní vzdáleností ramen 40 mm viz Obr. 14. K vyztužení horního plechu byly nakonec použity čtyři výztuhy, které byly rozmístěny nepravidelně podle potřeby. Konstrukce byla navíc doplněna o žebra, která byla přivařena k hornímu plechu a zároveň ke stěnám bočních plechů. Tato žebra aktivně podporují koutové svary horního plechu a výrazně zvyšují tuhost celé konstrukce.



Obr. 14 Konstrukce výztuhy

Síť modelu byla podobná výpočtové síti z první simulace s jedinou změnou: místo default hodnoty byla velikost elementů ručně nastavena na 50 mm. Ostatní parametry sítě zůstaly prakticky beze změny. Na základě takto připraveného modelu byly provedeny simulace pro konstrukční koncept 1. Simulace stavu brzdění ukázala, jak je znázorněno na Obr. 15, že k maximálním deformacím dochází na bočních pleších v oblasti mezi spodním a vrchním



Obr. 15 Simulace brzdění konceptu 1 - Deformace

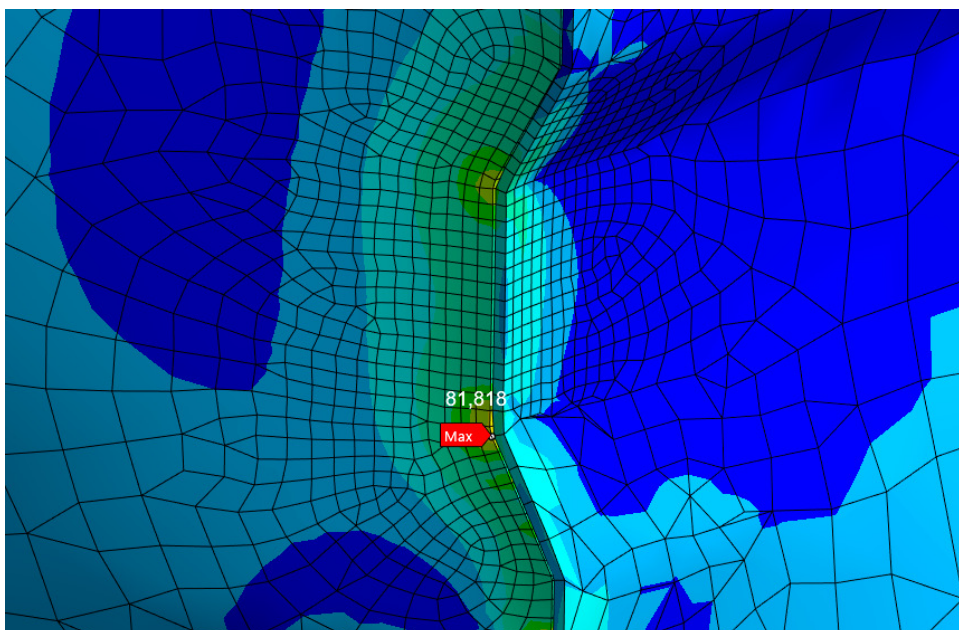
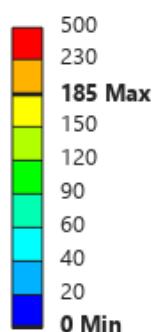
ohybem v přední části nádrže, kde deformace dosáhla hodnoty 2,3 mm. K obdobným deformacím docházelo i na vrchním plechu konkrétně mezi výztuhou a nákrůžkem plnicího otvoru.

Maximální napětí vzniklo ve spoji mezi bočním a předním plechem ve výšce ohybu předního plechu. Hodnota napětí v tomto místě činila 93,3 MPa avšak tyto výsledky v místě spoje, kde jde v simulaci o singularitu a ve skutečnosti tam bude svár nelze brát za hodnověrnou. Jak je z výsledku vidět, poblíž spoje pak napětí klesají. Pro lepší výsledky byla v okolí maxima zjemněna síť, maximální napětí stoupl na hodnotu 185 MPa, ale do výpočtu bezpečnosti se uvede hodnota z blízkého okolí, ta je přibližně 82 MPa viz Obr. 16. Koeficient bezpečnosti je zde $k = 2,32$. Při simulaci průjezdu zatáčkou byly maximální deformace pozorovány na bočním plechu v jeho střední části a mezi ohyby, kde se deformace symetricky rozdělily přítomnou přepážkou, vznikla dvě lokální maxima. Hodnota deformace v těchto místech dosáhla 2 mm. Maximální napětí o velikosti 67,5 MPa se vyskytlo na spodním plechu v místě styku s profilem mezirámu. I v tomto případě se jednalo o singularitu a bylo provedeno zjemnění sítě. Následně se z blízkého okolí získalo napětí 60 MPa. V tomto případě odpovídal vypočtený koeficient bezpečnosti hodnotě $k = 3,18$.

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

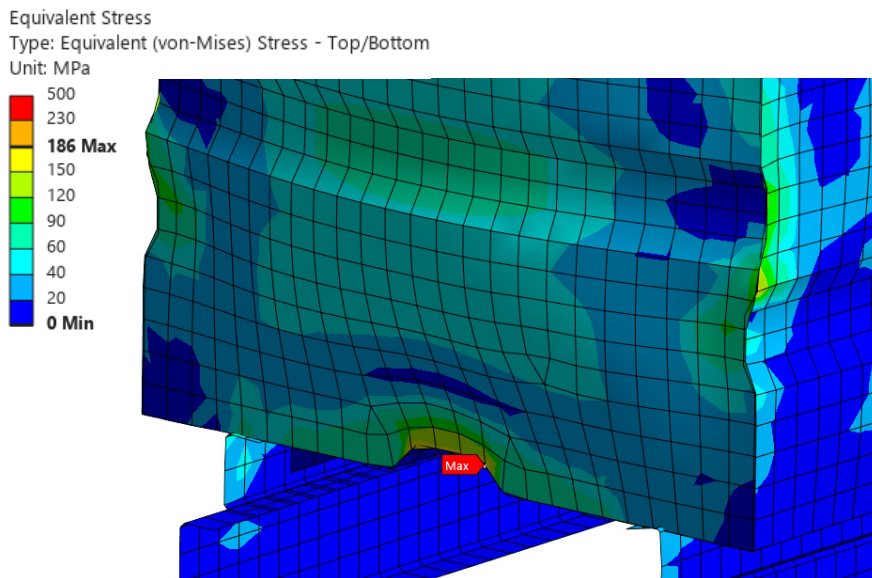
Unit: MPa



Obr. 16 Simulace brzdění konceptu 1 – Redukované napětí

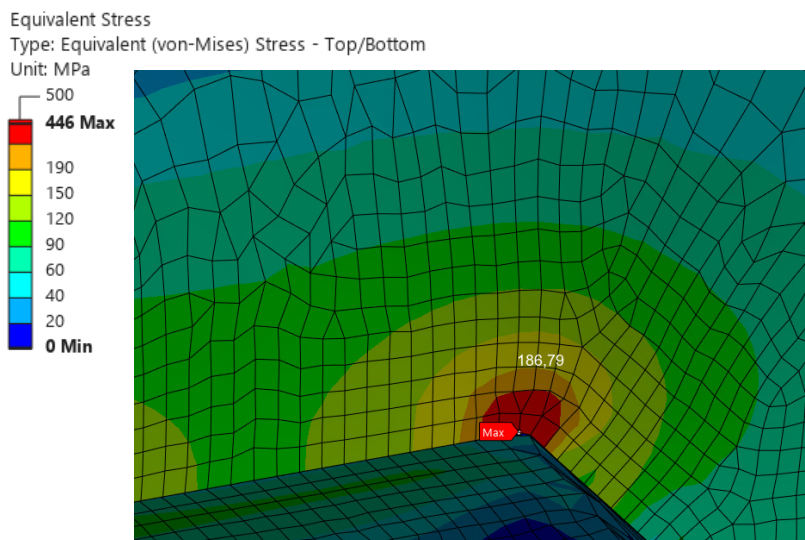
Stejným postupem byla následně analyzována i varianta konstrukčního konceptu 2. Geometrický model byl opět vysíťován s velikostí elementu nastavenou na 50 mm, přičemž ostatní parametry sítě zůstaly nezměněny. Po zadání příslušného zatížení a okrajových podmínek byly provedeny pevnostní simulace obou provozních stavů – brzdění a průjezdu zatáčkou. Simulace brzdění ukázala, že k maximálním deformacím dochází ve střední části předního plechu, kde deformace dosáhla hodnoty 4,4 mm. Nejvyšší napětí bylo zaznamenáno ve spodní části předního plechu v blízkosti svaru, a to s hodnotou 186 MPa, průběh napětí

ukazuje Obr. 17. Stejným způsobem bylo provedeno zjemnění sítě u tohoto maxima. Maximální napětí v singularitě vzrostlo na 446 MPa, napětí v okolí je 187 MPa, viz Obr. 18.



Obr. 17 Simulace brzdění konceptu 2 – Redukované napětí

Vypočtený koeficient bezpečnosti činil $k = 1,02$, což znamená, že konstrukce se nachází těsně pod mezí kluzu materiálu a v tomto stavu vyhovuje, ale při opakovaném namáhání by konstrukce nevyhovovala. Při simulaci zatížení odpovídajícímu průřezu zatáčkou byly maximální deformace o velikosti 2,7 mm lokalizovány přibližně v jedné třetině výšky předního a zadního plechu. Srovnatelné hodnoty deformace se vyskytly rovněž v zadní části vrchního plechu, konkrétně v místech, kde chybí příčná výztuha.



Obr. 18 Simulace brzdění konceptu 2 s upravenou sítí – Redukované napětí

Maximální napětí, dosahující hodnoty 236 MPa, bylo zaznamenáno ve spodních partiích předního i zadního plechu. Napětí v blízkém okolí je 95,8 MPa. Koeficient bezpečnosti v tomto případě vychází na $k = 1,98$, což již značí vyhovující stav z hlediska pevnostní analýzy.

Na základě provedených simulací byla vypracována souhrnná tabulka, která porovnává jednotlivé konstrukční koncepty z hlediska hmotnosti, maximální deformace, maximálního napětí a vypočteného koeficientu bezpečnosti v obou zatěžovacích stavech – brzdění a průjezd zatáčkou.

Tab. 3 Porovnávací tabulka

Parametr	Koncept 1 (4 mm, 2 přepážky)	Koncept 2 (5 mm, 1 přepážka)
Hmotnost	538,6 kg	581,2 kg
Max. deformace (brzdění)	2,3 mm	4,4 mm
Max. napětí (brzdění)	82 MPa	187 MPa
Koeficient bezpečnosti (brzdění)	2,32	1,02
Max. deformace (zatáčka)	2 mm	2,7 mm
Max. napětí (zatáčka)	60 MPa	95,8 MPa
Koeficient bezpečnosti (zatáčka)	3,18	1,98

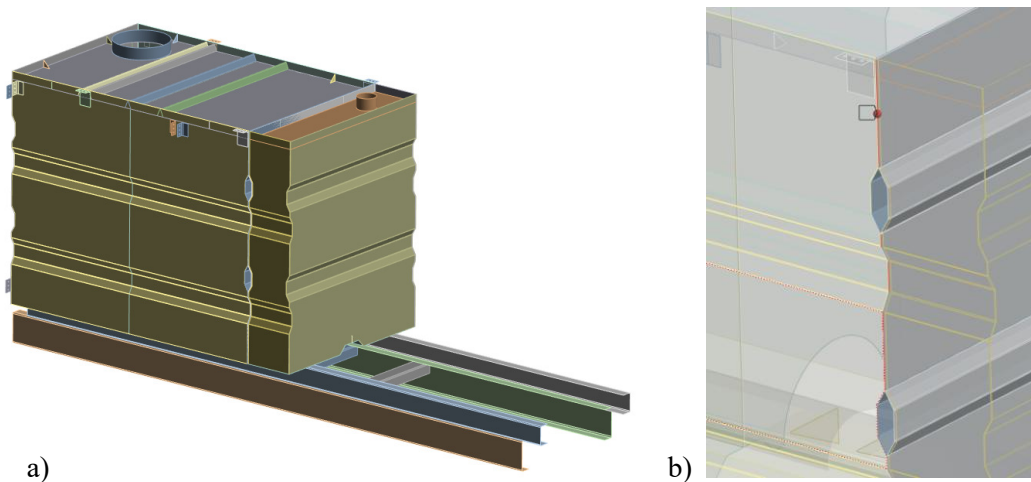
Z výsledků vyplývá, že konstrukční koncept 1 s tloušťkou stěn 4 mm a dvěma vnitřními přepážkami představuje výhodnější variantu z hlediska kombinace hmotnosti, pevnostních parametrů a koeficientu bezpečnosti. Přestože je tento návrh o něco lehčí než druhý koncept, dosahuje ve všech sledovaných parametrech lepších nebo srovnatelných hodnot. Naopak koncept 2, ačkoli je robustnější díky tlustším plechům, vykazuje v některých místech nadměrné deformace a nevyhovující napětí, zejména při simulaci brzdění. Z těchto důvodů je vhodnější a byl zvolen k dalšímu vývoji koncept 1.

3.3 NÁVRH NÁDRŽE NA PĚNIDLO

Konstrukční návrh nádrže na pěnidlo vychází z již vytvořeného konceptu 1 vodní nádrže. Byla zachována shodná výška 1400 mm i šířka 1200 mm, změnila se však délka, která byla upravena na 310 mm. Tímto bylo dosaženo celkového objemu 520 litrů. Nádrž je v konstrukci umístěna bezprostředně za nádrží na vodu, přičemž obě nádrže jsou po krajích vzájemně svařeny a jsou usazeny společně na mezirámu. Z hlediska konstrukčního řešení byla ponechána stejná technologie ohýbání plechů jako u vodní nádrže. Také použitý materiál a tloušťka stěn jsou totožné – jedná se o austenitickou nerezovou ocel 1.4301 (AISI 304) s tloušťkou plechu 4 mm. Tím je zajištěna nejen výrobní kompatibilita, ale i jednotné pevnostní a deformační vlastnosti celé sestavy. Nádrž na pěnidlo neobsahuje žádné vnitřní přepážky (tzv. vlnolamy), čímž je konstrukce zjednodušena jak z hlediska výroby, tak i následné kontroly těsnosti. Díky absenci vnitřních prvků a menších rozměrech má nádrž nižší hmotnost a její připojení k hlavní nádrži nijak negativně neovlivňuje rozložení hmotnosti ani tuhost celé nástavby.

Výpočtový model nádrže na pěnidlo byl vytvořen připojením ke stávajícímu modelu vodní nádrže. Do sestavy byla přidána geometrie nádrže na pěnidlo, přičemž byly upraveny kontaktní vazby mezi jednotlivými plochami a hranami tak, aby co nejvěrněji odpovídaly reálnému stavu spojení obou nádrží. Spojení nádrže na vodu a nádrže na pěnidlo bylo realizováno prostřednictvím kontaktních ploch a hran těchto dílů, znázorněno na Obr. 19.

Pro vzájemný styk těchto součástí byl nastaven kontakt typu *frictional* s koeficientem tření 0,15. Simulace byla provedena pro stejné zatěžovací stavy jako v předchozích analýzách, tedy stav brzdění a stav průjezdu zatáčkou. K těmto stavům byl nově přidán také zatěžovací případ odpovídající zrychlení vozidla ve směru jízdy. Toto zrychlení bylo definováno hodnotou přibližně 0,5g, tedy $4,9 \text{ m/s}^2$ (to neodpovídá naměřené hodnotě zrychlení 0,2g, ale může nastat stav, kdy vozidlo bude couvat a začne brzdit, proto bylo voleno zvýšené zrychlení) a rovněž byl modelován hydrostatický tlak.



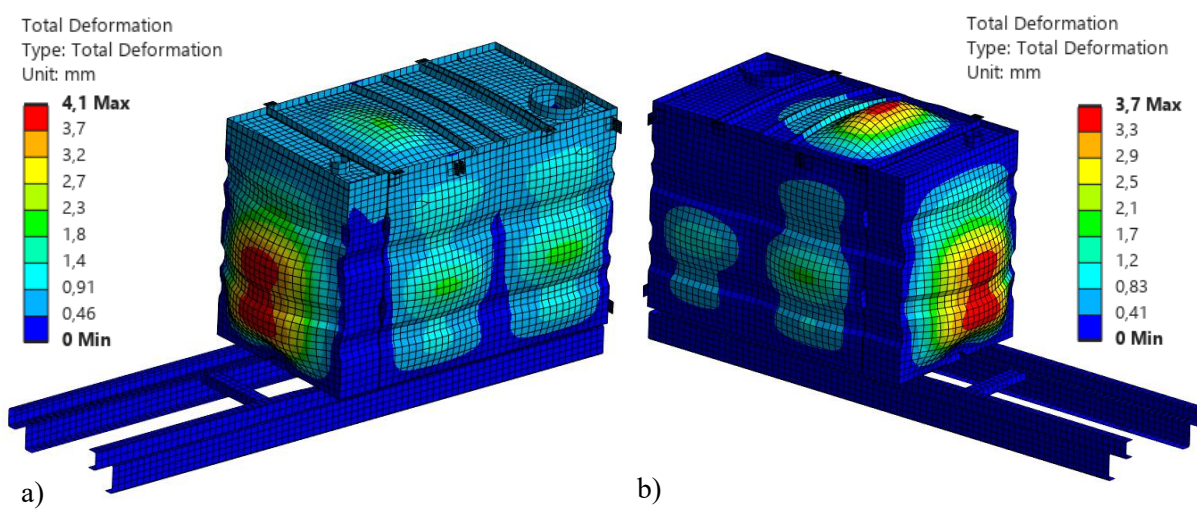
Obr. 19 a) Konstrukce nádrže na vodu a pěnidlo b) detail kontaktu mezi nádrží na vodu a na pěnidlo

Zatížení jednotlivých částí konstrukce bylo definováno samostatně. Pro nádrž na vodu byl aplikován hydrostatický tlak odpovídající hustotě vody 997 kg/m^3 . Pro nádrž na pěnidlo byl definován zvláštní hydrostatický tlak, přičemž jako zatěžovací médium bylo zvoleno pěnidlo s maximální uvažovanou hustotou 1280 kg/m^3 . V softwaru ANSYS je při použití funkce *Hydrostatic Pressure* nutné zadat hustotu kapaliny, která působí na danou část konstrukce, aby bylo možné tlak správně spočítat jako funkci hloubky. Okrajové podmínky modelu vycházely z předchozí simulace. Spodní plocha rámu vozidla byla zatížena podmínkou *Fixed Support*, přičemž při simulaci průjezdu zatáčkou byl přidán také omezený posuv ve směru bočního zatížení (*Displacement*).

Na základě provedených simulací bylo možné posoudit mechanické chování nádrže na pěnidlo při různých provozních stavech. Absence podélné přepážky v konstrukci nádrže vedla k vyšším hodnotám deformací, což potvrzuje její významnou roli při zajištění tuhosti a celkové stability konstrukce. Přestože docházelo k vyšší míře deformace oproti předchozím návrhům, rozhodujícím kritériem zůstává vzniklé napětí. Ve všech simulovaných stavech, tedy při brzdění, průjezdu zatáčkou i při zrychlení přibližně o velikosti 0,5g ($4,9 \text{ m/s}^2$), byly výsledné hodnoty napětí vzhledem mezi kluzu použitého materiálu akceptovatelné. Podrobné hodnoty deformací a napětí pro jednotlivé zatěžovací stavy jsou rozvedeny v následující části.

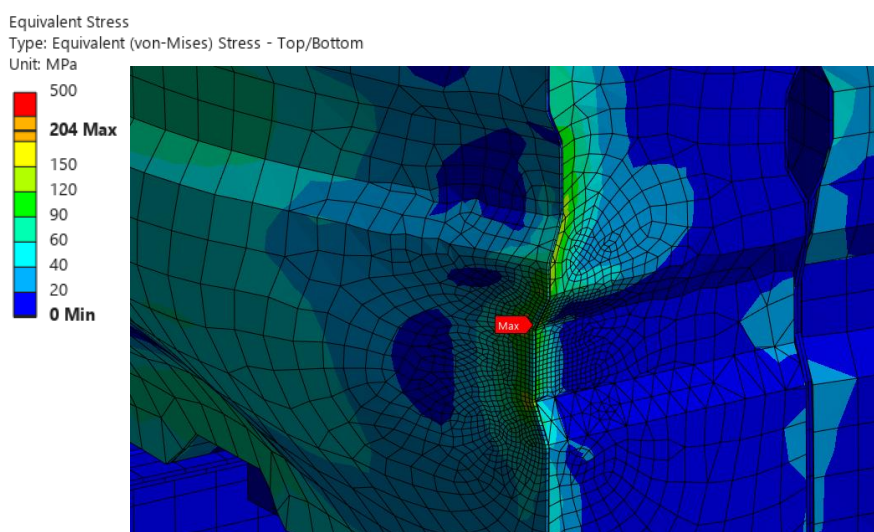
Při simulaci brzdění dochází k maximální deformaci (vyboulení) na zadním plechu nádrže na pěnidlo, a to o velikosti přibližně 3 mm. Nejvyšší napětí se objevuje na bočních stěnách nádrže, konkrétně v oblasti nad spodním ohybem. Napětí zde odpovídá hodnotě 103 MPa. U tohoto místa byla zjemněna síť a proveden výpočet znovu. Objevilo se zde maximum s hodnotou 141 MPa, v okolí tohoto maxima je napětí 59,6 MPa. Tato hodnota odpovídá přibližnému koeficientu bezpečnosti $k = 3,19$ což značí, že konstrukce v tomto zatěžovacím stavu vyhovuje.

Následujícím simulovaným stavem byl průjezd zatáčkou. I v tomto případě se největší deformace vyskytla na zadním plechu nádrže, tentokrát s maximální hodnotou 4,1 mm. Rovněž maximální napětí zůstalo lokalizováno ve stejné oblasti jako při brzdění, změnila se však jeho velikost. V tomto případě dosáhlo maximální hodnoty 204 MPa viz Obr. 21, v okolí tohoto místa napětí klesá k hodnotám 110,7 MPa viz Obr. 22a, což odpovídá koeficientu bezpečnosti $k = 1,72$. Třetím analyzovaným stavem bylo zrychlení. Simulace neodhalila žádná nová kritická místa z hlediska deformace ani napětí. Jak je znázorněno na Obr. 20, největší deformace se i nadále vyskytuje na zadním plechu nádrže na pěnídlo, kde dosáhla hodnoty 3,7 mm. Zvýšená deformace byla rovněž zaznamenána na vrchním plechu nádrže na vodu, konkrétně v oblasti bez příčné výztuhy, kde dosahovala hodnot v rozmezí 3,5 až 3,7 mm.



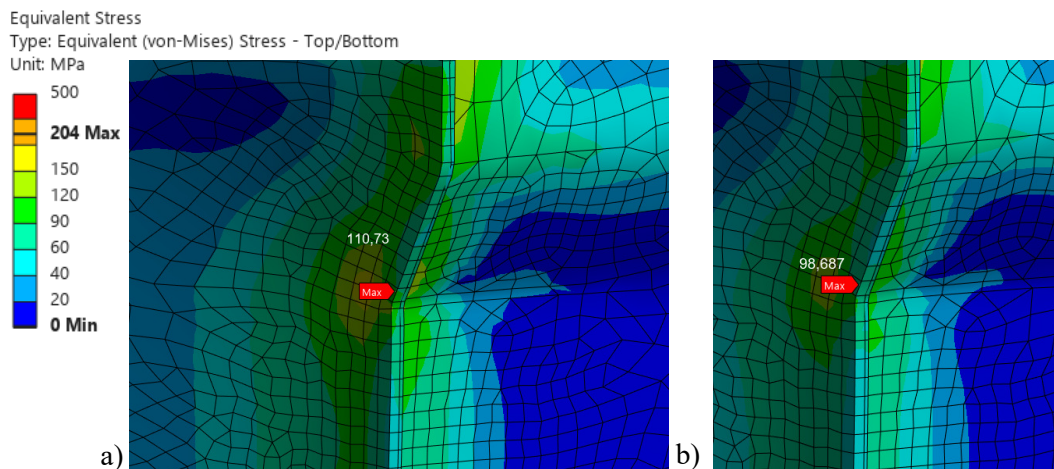
Obr. 20 a) Simulace průjezdu zatáčkou – deformace b) Simulace zrychlení – deformace

V této oblasti bylo také pozorováno zvýšené napětí, a to zejména ve svaru mezi vrchním a zadním plechem nádrže na vodu. Podle barevné škály napětí odpovídá tomuto místu rozmezí hodnot přibližně mezi 60 a 90 MPa. Pokud jde o maximální napětí v nádrži na pěnídlo, i při simulaci zrychlení zůstává v dříve identifikovaných kritických oblastech, přičemž dosahuje hodnoty 170 MPa. Jak ukazuje Obr. 22b, v blízkém okolí bylo stejným způsobem vyhodnoceno napětí 98,7 MPa. Koeficient bezpečnosti v tomto místě činí přibližně $k = 1,93$.



Obr. 21 Simulace průjezdu zatáčkou – Redukované napětí

Z provedené konstrukční analýzy nádrže na pěnídlo vyplývá, že navržené řešení splňuje požadavky na pevnost a funkčnost v simulovaných provozních stavech. Zachování jednotného konstrukčního a materiálového přístupu s vodní nádrží přineslo výhodu z hlediska výrobní



Obr. 22 Redukované napětí a) simulace jízdy zatáčkou b) simulace zrychlení

jednoduchosti a provozní kompatibility. Přestože byla nádrž navržena bez vnitřních přepážek, které by přispěly k vyšší tuhosti, simulace potvrdily, že v žádném z analyzovaných zatěžovacích stavů nedošlo k překročení meze kluzu použitého materiálu. Největší deformace i napětí se opakovaně objevovala na zadním a bočních pleších nádrže, zejména v místech bez dodatečného zpevnění. I přes lokální zvýšení napětí, zejména při průjezdu zatáčkou, zůstávají výsledné hodnoty v mezích únosnosti, přičemž nejnižší koeficient bezpečnosti činí 1,72. Z toho lze usuzovat, že konstrukce nádrže je z hlediska mechanického namáhání dostatečně robustní a není třeba ji dále zesilovat, pokud nedojde ke změně provozních podmínek nebo parametrů pěnídla. Výsledky analýzy tak potvrzují vhodnost zvoleného návrhu pro reálný provoz.

3.4 VOLBA ČERPADLA

Při použití u cisternové automobilové stříkačky (CAS) je nezbytné zvolit čerpadlo, které disponuje jak nízkotlakou, tak vysokotlakou částí. Vysokotlaký režim je důležitý zejména pro zařízení jako je pistolová proudnice s průtokovým navijákem, která vyžaduje pracovní tlak až 40 bar. Naopak ostatní příslušenství, jako jsou běžné hadice, ruční proudnice nebo lafetová proudnice, pracují s nižším tlakem kolem 10 bar. Tato čerpadla jsou zpravidla poháněna kardanovou hřídelí od motoru vozidla, a označují se jako PTO (Power Take-Off) čerpadla.

Na trhu existuje široké spektrum výrobců těchto zařízení – jedním z nich je firma Ruberg, která nabízí různé varianty kombinovaných čerpadel s možností přizpůsobení požadovaným parametrům průtoku a tlaku. Pro potřeby této diplomové práce však bylo zvoleno čerpadlo Waterous HLUK (Obr. 23), které splňuje všechny požadované tlakové i konstrukční podmínky. V nízkotlakém režimu dosahuje průtoku v rozmezí 4000 až 5600 litrů za minutu, ve vysokotlakém režimu činí průtok přibližně 400 litrů za minutu [14]. Významnou výhodou tohoto modelu je tělo čerpadla z hliníkové slitiny, které znamená nižší hmotnost oproti ocelovým alternativám – celková hmotnost čerpadla činí pouze 120 kg [14]. Součástí čerpadla

je také integrovaná převodovka, kterou je možné namontovat ve více polohách – horizontálně (vpravo nebo vlevo) či vertikálně (směrem dolů).

Pro konkrétní konstrukční řešení v rámci této práce byla zvolena varianta s vertikálním uložením převodovky. Zásadním přínosem pro návrh uchycení čerpadla k mezirámu vozidla bylo poskytnutí 3D CAD modelu od výrobce, který umožnil přesné začlenění čerpadla do konstrukčního celku.



Obr. 23 Čerpadlo Waterous HLUK

3.5 NÁVRH POTRUBÍ

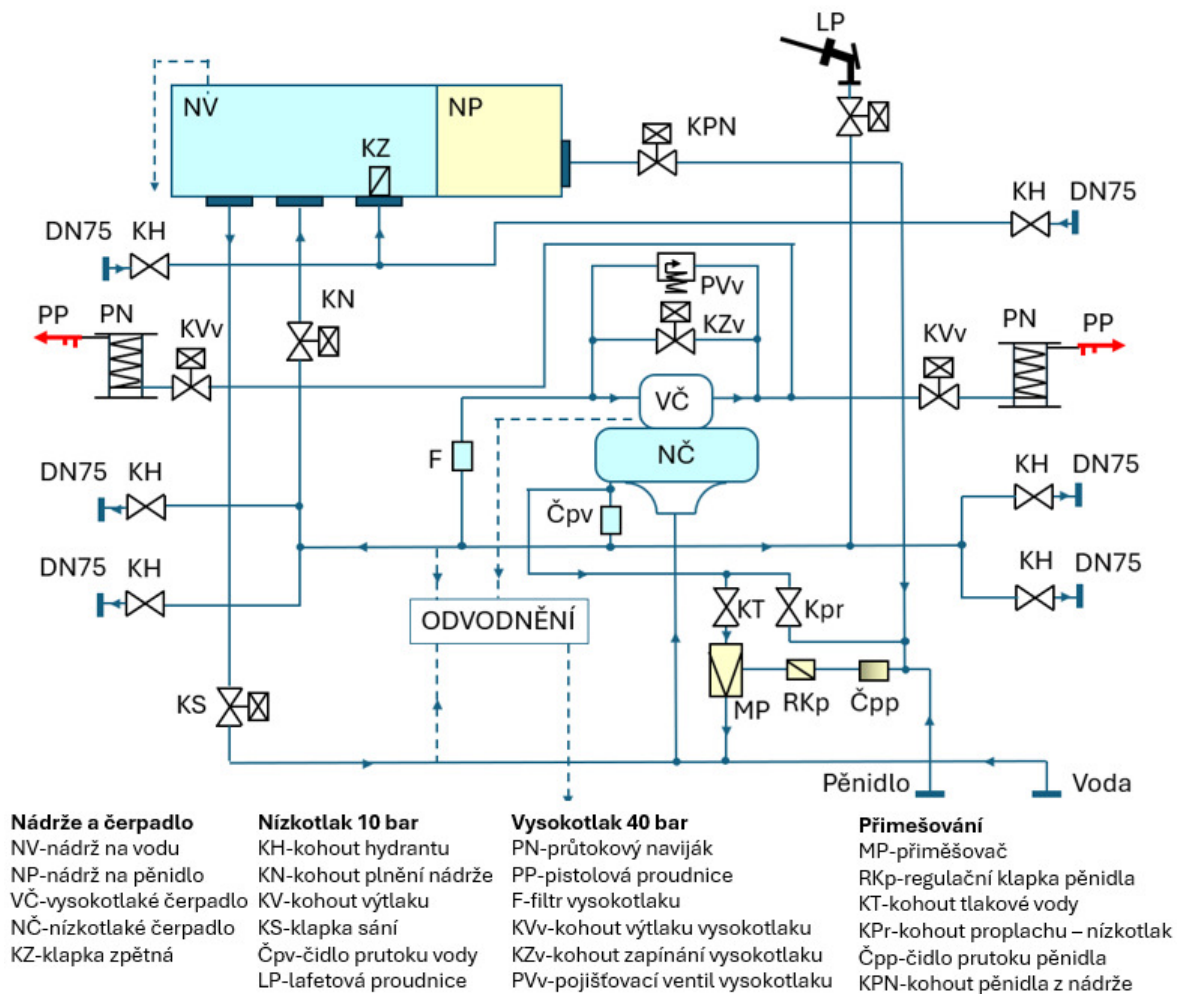
Návrh potrubí je klíčovou součástí každého technického systému, ve kterém dochází k dopravě kapalin nebo plynů. Při jeho tvorbě je nutné zohlednit nejen průtočné množství a druh média, ale také tlakové ztráty, materiálové vlastnosti, způsob uložení a napojení na další části systému. Cílem návrhu je zajistit spolehlivý, bezpečný a efektivní provoz celého zařízení s ohledem na provozní i konstrukční požadavky.

Jako první bylo navrženo schéma zapojení potrubí (Obr. 24), které pomohlo definovat rozmístění jednotlivých částí systému, jako jsou uzavírací kohouty, regulační prvky, filtry a čidla průtoku vody a pěnídla.

Plnění nádrže je možné dvěma způsoby. Prvním způsobem je napojení na hydrant, který je součástí tlakového vodovodního systému. Díky tomu není v tomto případě nutné použití čerpadla. Potrubí je doplněno o zpětnou klapku, která je umístěna v nádrži, aby zabránila zpětnému toku vody. Druhou možností je nasávání vody z přírodního zdroje, jako je například řeka, nádrž nebo rybník. V tomto případě je nutné použít čerpadlo, které vodu nasaje do systému. Toto potrubí však neslouží pouze k plnění nádrže – pokud se uzavře kohout vedoucí do nádrže, může voda pokračovat přímo do hasicího systému, což je využitelné zejména v situacích, kdy je nádrž prázdná.

Potrubí, které vystupuje z nádrže, je spojeno s potrubím vedoucím z přírodního zdroje a následně napojeno na nízkotlaké čerpadlo. Za tímto čerpadlem se potrubí větví do dvou směrů (vpravo a vlevo), přičemž voda je rozváděna do dalších částí systému. V této části se nachází

také čidlo průtoku vody. Před čidlem je odbočka směrem k přiměšovači pěnídla. Voda prochází přes kohout tlakové vody do přiměšovače, kde může být doplněna o pěnídlo. Z přiměšovače vede odbočka, která umožňuje proplachování potrubí s pěnídlem. Z nádrže na pěnídlo vede potrubí přes kohout, které je dále spojeno s potrubím pro sání pěnídla z externího zdroje. Společně vedou do čidla průtoku pěnídla, dále do regulační klapky a následně do samotného přiměšovače. Výstup z přiměšovače se připojuje zpět na potrubí před nízkotlaké čerpadlo, čímž vzniká směs vody a pěnídla připravená k použití.



Obr. 24 Schéma zapojení potrubí

Za nízkotlakým čerpadlem je umístěno potrubí, které slouží jako přívod k vysokotlakému čerpadlu. Vysokotlaký systém je vybaven uzavíracím kohoutem a pojišťovacím ventilem, který chrání systém proti přetížení tlakem. Z vysokotlakého čerpadla je voda dále vedena potrubím na obě strany vozidla, kde je přes kohouty rozvedena do průtokových navijáků a následně do pistolových proudnic.

Samostatná větev z nízkotlakého potrubí je pak vyvedena na lafetovou proudnici, která je umístěna na horní části hasičského vozidla. Tento výstup umožňuje nasazení lafety bez nutnosti použití vysokotlakého režimu a je navržen pro větší průtok vody při nižším tlaku.

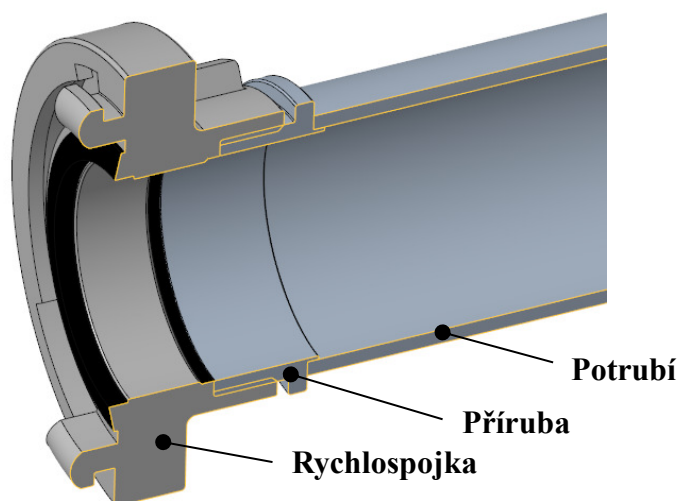
Díky platformě PTC PartCommunity bylo možné stáhnout 3D modely některých standardizovaných armatur a příslušenství, například hadicových spojek typu Storz a různých

tvarových kusů jako jsou kolena nebo odbočky ve tvaru T. Tyto komponenty posloužily k přesnějšímu návrhu potrubní sítě a zároveň umožnily efektivní modelování v prostředí CAD.

Na základě výběru hadic, jejich typů a jmenovitých průměrů spojek, byly navrženy dimenze jednotlivých trubek. Pro výběr konkrétního materiálu a rozměrů trubek byla využita nabídka společnosti Ferona, konkrétně sortiment v kategorii „ocelové trubky bezešvé tlakové“.

Zvoleny byly dva typy ocelových trubek – první s vnějším průměrem 76,1 mm a tloušťkou stěny 4 mm [15], a druhá s průměrem 114,3 mm, rovněž se stěnou o tloušťce 4 mm [16]. Na konce některých trubek byly navrženy příruby, které slouží ke spojení například mezi nádrží a potrubím. Pro napojení na rychlospojky byly použity spojky s vnitřním závitem – konkrétně typ A se závitem G4 a typ B se závitem G2 ½, jak je zobrazeno na Obr. 25.

Trubka s větším průměrem byla použita pro výstupní větev z nádrže směrem k nízkotlakému čerpadlu, a rovněž pro externí přívod vody k tomuto čerpadlu. Trubky s menším průměrem byly následně použity pro všechna ostatní potrubní vedení systému, tedy pro rozvod vody, pěnidla i směsi.



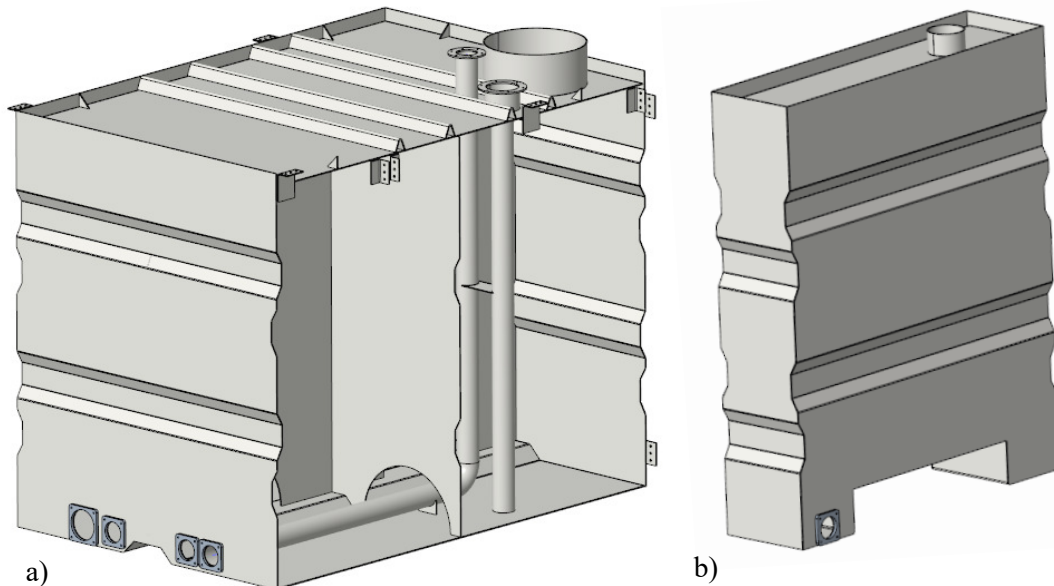
Obr. 25 Konstruktivní řešení spojení rychlospojky a potrubí

3.6 FINÁLNÍ NÁVRH NÁDRŽE NA VODU A PĚNIDLO

Po návrhu potrubního systému bylo nezbytné upravit konstrukci nádrže na vodu a pěnidlo, především kvůli napojení jednotlivých potrubních větví. V původním návrhu nebyl zohledněn rozvod vody potrubím, včetně přívodu k lafetové proudnici umístěné na horní části vozidla. Nejvýraznější změny se týkaly nádrže na pěnidlo. Bylo nutné vytvořit prostor pro průchod potrubí vedoucího k nádrži na vodu. Tento prostor vznikl ohybem stěny nádrže a byl navržen v maximální možné šířce, tak aby bylo stále zajištěno její usazení na mezirámu. Výsledné rozměry tohoto průchodu činí 720 mm na šířku a 146 mm na výšku (od spodního dna). Z důvodu ztráty objemu v této oblasti byla nádrž prodloužena – délka se zvýšila z původních 310 mm na 320 mm, aby byl zachován potřebný objem pro pěnidlo viz Obr. 26b.

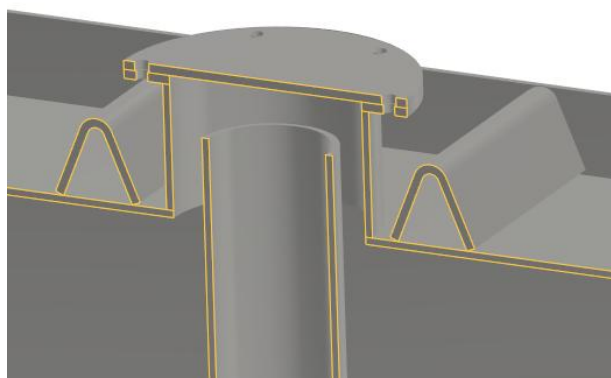
Úpravy na nádrži na vodu zahrnovaly integraci potrubí k lafetové proudnici. Potrubí bylo zvoleno jako vnitřní vedení skrze nádrž, jelikož varianta vedení vně nádrže by vyžadovala

složité trasování s velkým množstvím ohybů, což by vedlo ke ztrátám a zasahovalo do úložného prostoru vozidla. Použito bylo potrubí, které je v zadní části nádrže přivařeno k zadnímu plechu, dále je ohnuto směrem k hornímu víku, kde prochází výřezem ve vrchním plechu a je po obvodu svařeno, patrné z Obr. 26a. Na konci tohoto potrubí je přivařena příruba s otvory, které slouží pro připojení samotné lafetové proudnice. U dna nádrže je potrubí podepřeno výztužným plechem, který je zároveň pevně spojen s trubkou a s dolní stěnou nádrže.



Obr. 26 a) Finální návrh nádrže na vodu b) Finální návrh nádrže na pěnidlo

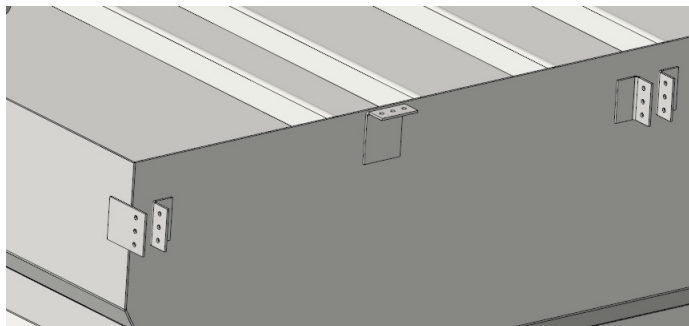
Další úpravou bylo přidání přepadového potrubí, znázorněno na Obr. 27, které zajišťuje bezpečný odvod vody při přeplnění nádrže. Toto řešení využívá svisle vedenou trubku, která prochází skrze nádrž od spodní stěny až nad horní krycí plech. V horním víku je otvor většího průměru, do kterého je navařena vnější trubka. K této trubce je následně přivařena příruba s otvory se závitem, které slouží k upevnění ochranného krytu. Mezi menší a větší trubkou vzniká mezikruží, kterým může přebytečná voda volně odtékat mimo nádrž.



Obr. 27 Konstrukce přepadového potrubí

Dále bylo navrženo uchycení pro uložení konstrukce z hliníkových profilů, ukázáno na Obr. 28. Upevnění tvoří ohýbané plechy o tloušťce 5 mm, které jsou přivařeny k nádrži. Orientace těchto plechů se liší v závislosti na jejich funkci – na každé straně jsou umístěny dva plechy

tak, aby na ně mohla dosednout rámová konstrukce z hliníkových profilů. Další plechy jsou orientovány tak, aby sloužily k zajištění profilů ve směru podélné osy vozidla. Součástí uchycení je i rovný (neohýbaný) plech přivařený k čelní stěně nádrže, který je výškově zarovnan s ohýbanými plechy přivařenými ke stěnám bočním. Tím je zajištěno přesné lícování

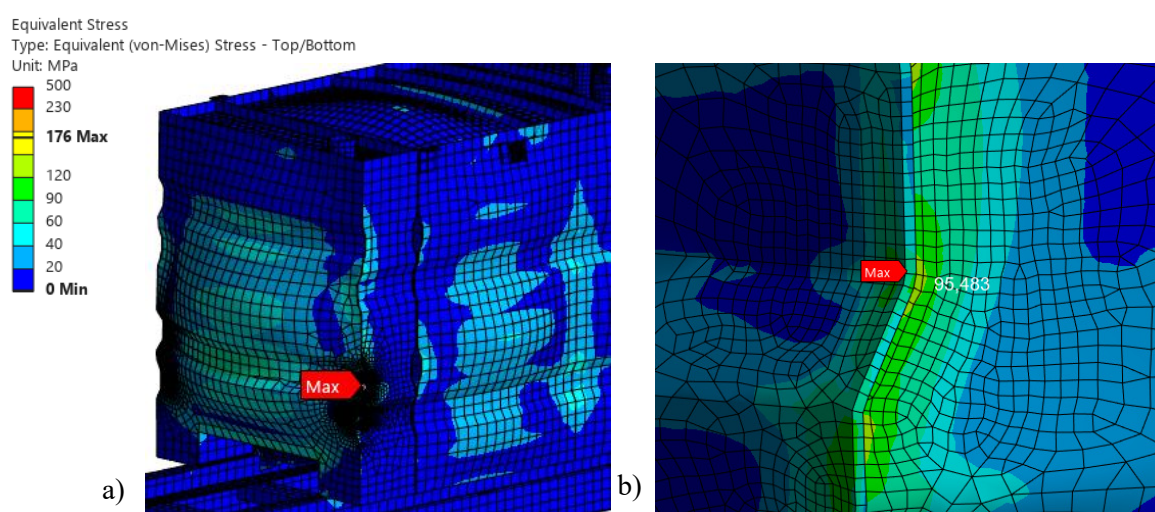


Obr. 28 Plechy pro uchycení úložných prostor

celé konstrukce.

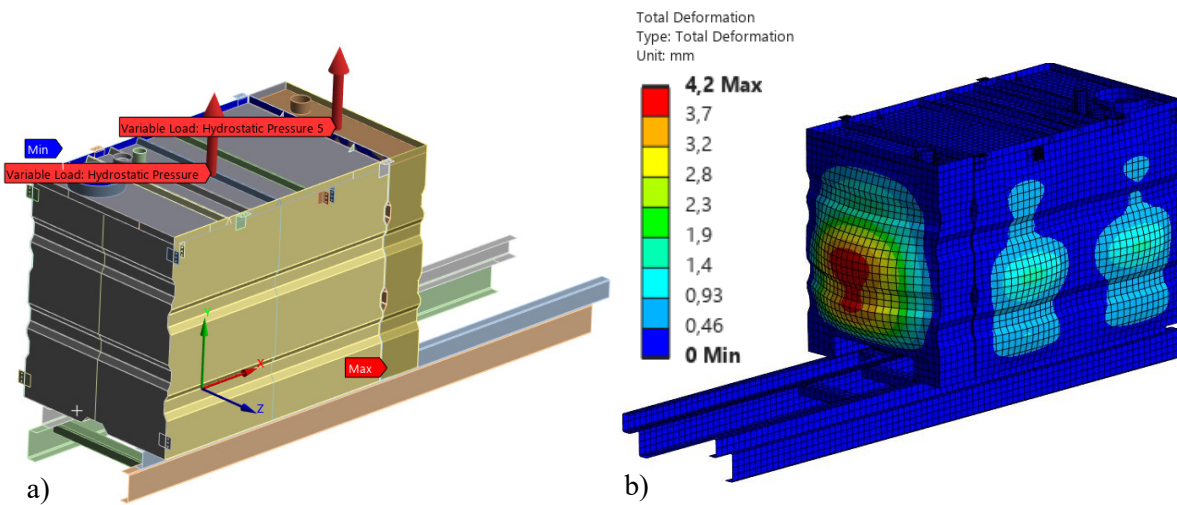
Simulace pro stav brzdění ukázala vznik lokální deformace zadní stěny nádrže na pěnídlo, a to v maximální hodnotě 2,7 mm. Nejvyšší redukované napětí dle teorie podle von Mises dosáhlo hodnoty 92,4 MPa a bylo lokalizováno v oblasti spoje zadního a bočního plechu, konkrétně pod ohybem zadního plechu. Dále byla provedena nová simulace s úpravou sítě v okolí kritického místa. Napětí v okolí kleslo na 66 MPa. Koeficient bezpečnosti v tomto místě vychází na $k = 2,88$.

Při simulaci stavu průjezdu zatáčkou byla rovněž zaznamenána deformace v oblasti zadního plechu nádrže na pěnídlo, tentokrát s maximální hodnotou 4 mm. Místo výskytu maximálního redukovaného napětí zůstalo shodné s předchozím stavem, tedy ve spoji zadního plechu s bočním pod ohybem. Napětí zde dosahuje hodnoty 139 MPa, stejný postup úpravy sítě byl použit i zde a přepočítání výpočtu dalo maximální napětí 176 MPa a poblíž maxima 95,5 MPa, jak je patrné z Obr. 29. Koeficient bezpečnosti činí $k = 1,99$.



Obr. 29 Simulace finálního návrhu nádrží, průjezd zatáčkou – Redukované napětí

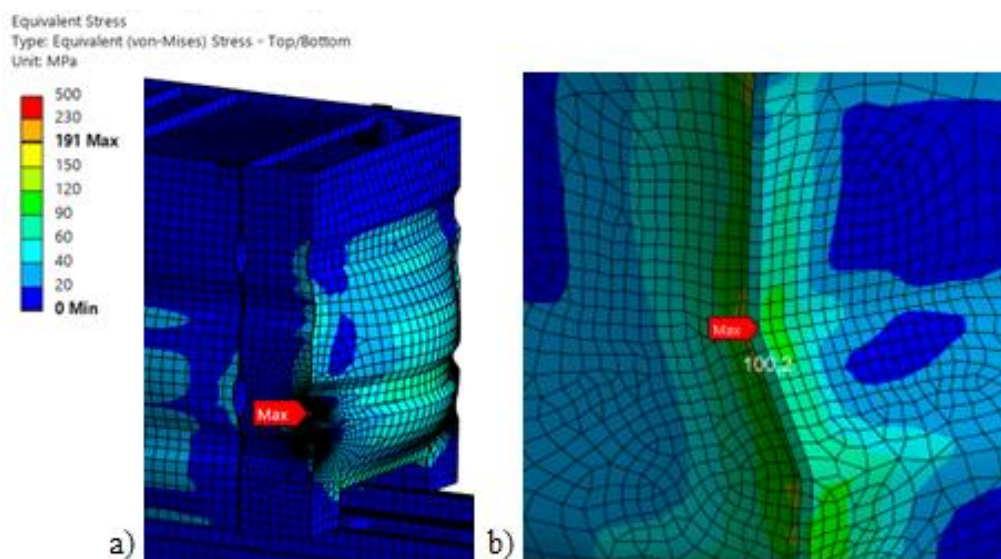
Ve stavu zrychlení vozidla dochází k maximální deformaci v oblasti zadního plechu nádrže na pěnidlo, přičemž stejná hodnota deformace 3,5 mm byla zaznamenána i na vrchním plechu nádrže na vodu v zadní části, kde chybí příčná výztuha. Maximální redukované napětí se opět



Obr. 30 a) Nastavené hydrostatického tlaku nádrží b) Deformace nádrží při jízdě po nerovnostech (1,5g)

nachází ve známé kritické oblasti spoje zadního a bočního plechu nádrže na pěnidlo a jeho hodnota dosáhla 115 MPa. Po korekci sítě napětí dosáhlo hodnoty 151 MPa a v okolí 82 MPa. Koeficient bezpečnosti vůči mezi kluzu je v tomto případě $k = 2,32$.

Pro finální verzi nádrže na vodu a pěnidlo byl dále simulován stav jízdy po nerovnostech. Tento stav byl analyzován pomocí dvou samostatných simulací, a to pro svislé zrychlení 0,5g ($4,9 \text{ m/s}^2$) a 1,5g ($14,7 \text{ m/s}^2$), které odpovídá zatížení působícímu ve směru gravitace (Obr. 30a). Zatížení bylo zadáno, stejně jako v předchozích simulacích, prostřednictvím funkce hydrostatického tlaku, definované výškou hladiny a bodem působení ve středu půdorysu nádrží, ovšem ve výšce hladiny kapaliny. Maximální deformace činila 1,4 mm při zrychlení



Obr. 31 Simulace finálního návrhu nádrží, jízda po nerovnostech – Redukované napětí

0,5g a 4,2 mm při zrychlení 1,5g, to je zachyceno na Obr. 30b. V obou případech docházelo k vyboulení zadního plechu nádrže na pěnidlo.

Redukované napětí podle von Mises dosahovalo hodnoty 48,6 MPa při svislém zrychlení 0,5g a 146 MPa při svislém zrychlení 1,5g, opět ve spoji zadního a bočního plechu. Opět byla upravena síť a spuštěna simulace znovu. Maximální napětí bylo 63,6 MPa při 0,5g a v okolí kritického místa 44,3 MPa. Při 1,5g byly tyto hodnoty 191 MPa v singularitě a 100 MPa v okolí, to ukazuje Obr. 31. Tento rozptyl napětí v okolí singularit bude zohledněn při výpočtu koeficientu bezpečnosti při únavovém namáhání. Pro statické namáhání při vyšší úrovni zatížení 1,5g vychází koeficient bezpečnosti vůči mezi kluzu na $k = 1,9$.

3.6.1 MODÁLNÍ ANALÝZA NÁDRŽE NA PĚNIDLO A VODY

Na základě výsledků statické strukturální analýzy byla dále provedena modální analýza, která slouží k identifikaci vlastních frekvencí kmitání a s nimi souvisejících tvarů deformací konstrukce. Cílem této analýzy bylo ověřit dynamické chování systému a vyloučit možnost rezonance v provozních podmínkách.

Je důležité zdůraznit, že modální analýza byla provedena pouze pro finální návrh nádrže na vodu a pěnidlo. Ostatní konstrukční části, jako je rám vozidla, mezirám nebo úložné prostory, nebyly do výpočtu zahrnuty. Analýza zahrnovala výpočet 20 vlastních módů, jejichž výsledné frekvence jsou uvedeny v následující tabulce:

Tab. 4 Vlastní frekvence nádrže na vodu a pěnidlo

Mód	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Frekvence [Hz]	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	4,2	5,9	6,1	6,3
Mód	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Frekvence [Hz]	15,5	15,6	16,0	20,7	22,4	23,7	28,2	28,4	29,5	33,2

Prvních šest módů vykazuje prakticky nulovou frekvenci, což je typické pro volné těleso v prostoru, kde se vyskytují rigidní pohyby bez deformace. Relevantní vlastní tvary se tak začínají projevovat od sedmého módu, tedy přibližně od frekvence 4,18 Hz.

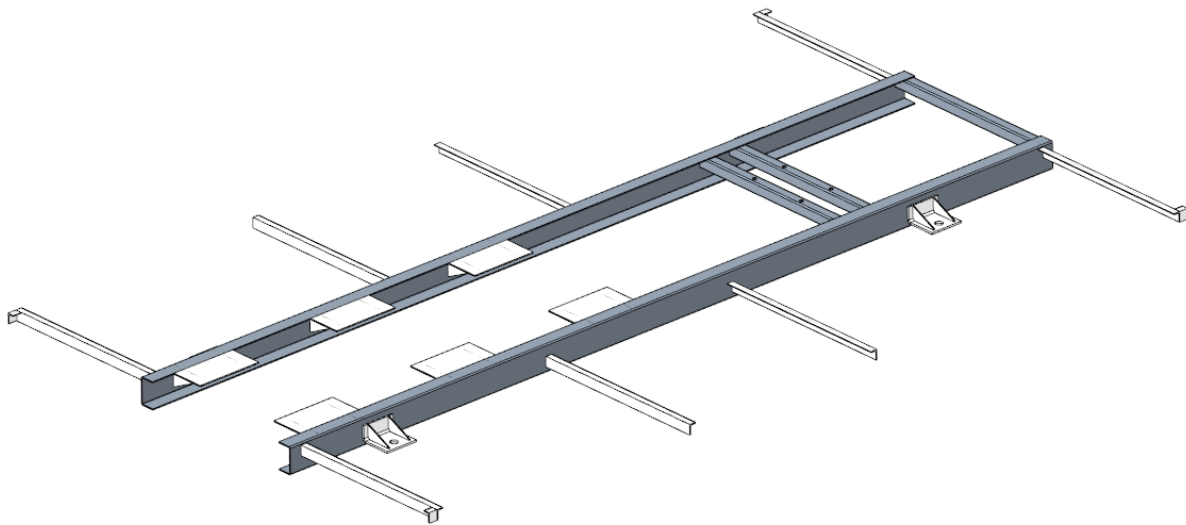
Vzhledem k charakteru konstrukce a předpokládanému spektru budících sil se tyto hodnoty považují za přijatelné. Kritické vlastní frekvence leží mimo běžné provozní zatížení, a tím nevzniká riziko rezonance v rámci provozních podmínek.

3.7 NÁVRH MEZIRÁMU

Mezirám tvoří hlavní nosnou konstrukci nástavby, ke které je uchycena nádrž na vodu, nádrž na pěnidlo, čerpadlo a konstrukce úložných prostor. Jeho úkolem je přenášet zatížení těchto částí na rám vozidla a zároveň zajistit dostatečnou tuhost a odolnost vůči dynamickému namáhání během provozu.

Jak již bylo dříve uvedeno, konstrukce mezirámu byla navržena z otevřeného rovnoramenného profilu tvaru U o výšce 120 mm, šířce 60 mm a tloušťce stěny 5 mm. Materiálem použitým pro konstrukci je ocel S235JR dle normy EN 10025-2, s mezí kluzu 235 MPa [17]. Profily jsou orientovány otevřením dovnitř a pokládány přímo na rám vozidla. Jejich délka činí 3910 mm, přičemž v zadní části jsou profily přesazeny o 140 mm.

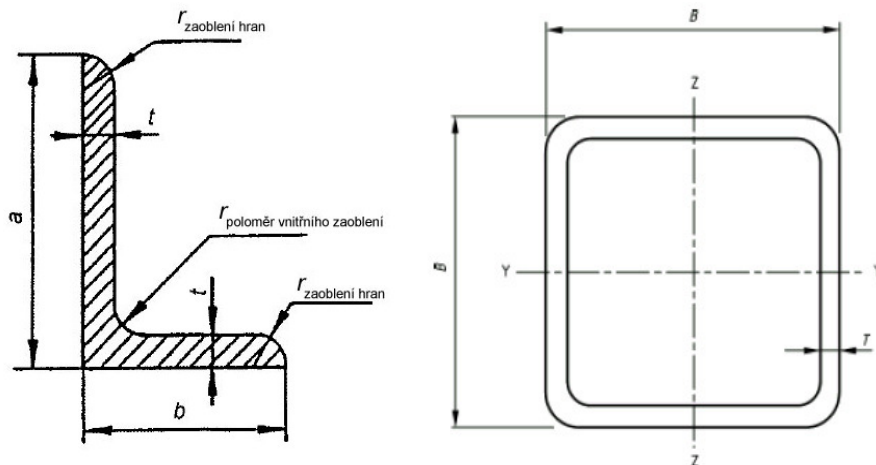
Pro uložení čerpadla byly navrženy ocelové čtvercové profily o rozměru 50×50 mm a tloušťce stěny 3 mm, rovněž z materiálu S235JR [18]. Tyto profily mají délku 840 mm a na každém konci jsou plnými koutovými svary přivařeny k hlavním U profilům.



Obr. 32 Prvotní návrh mezirámu

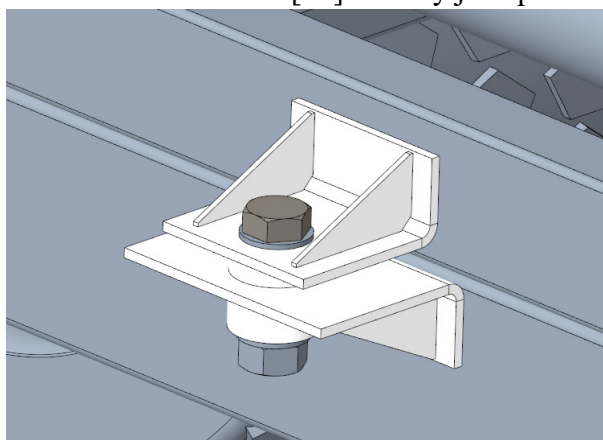
Stejný profil 50×50 mm byl také použit na zadní konec mezirámu jako jeho výztuha. Tento profil je přivařen k U profilům a zvyšuje pevnost a stabilitu zadní části mezirámu, zejména v oblasti přesazení.

V přední části mezirámu je uložena nádrž na vodu a pěnídlo, která zároveň přispívá k vyztužení celé konstrukce. Nádrže jsou přivařeny k U profilům na obou stranách pomocí plných koutových svarů, což zvyšuje celkovou tuhost a stabilitu rámu.



Obr. 33 Průřezy použitých ocelových profilů [19; 18]

Významnou součástí mezirámu jsou podpory pro konstrukci úložných prostor. Pro tyto účely byly použity za tepla válcované ocelové nerovnoramenné profily typu L o rozměrech $40 \times 20 \times 4$ mm, rovněž z materiálu S235JR [19]. Profily jsou přivařeny k hlavním U profilům

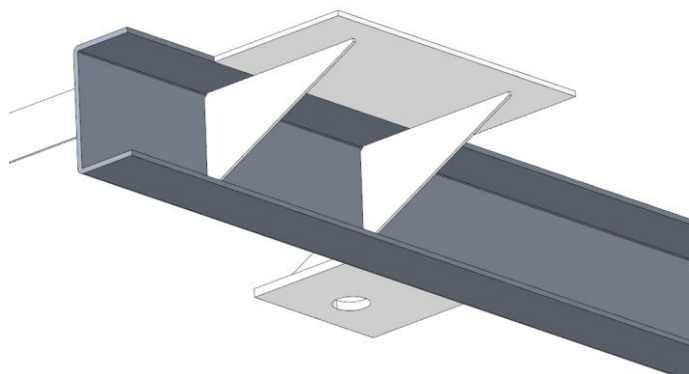


Obr. 34 Detail spojení rámu vozidla a mezirámu nástavby

plnými koutovými svary. Na každé straně se nacházejí čtyři tyto podpory – prostřední dvě slouží jako nosné prvky pro přímé uložení hliníkových profilů, zatímco krajní dvě podpírají konstrukci viz Obr. 32.

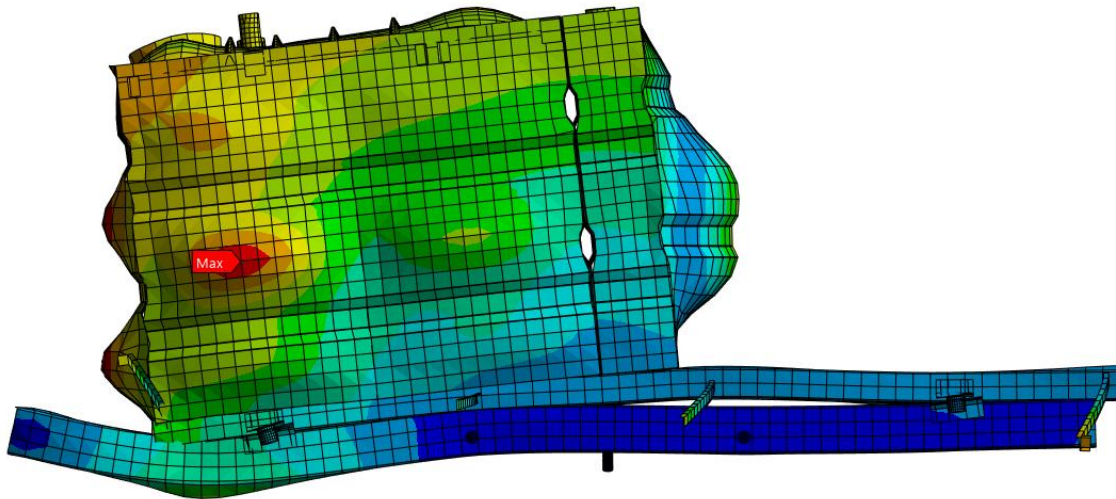
Pro upevnění celé nástavby k rámu vozidla byly navrženy spojovací prvky vycházející z konstrukce originálních spojů rámu vozidla. Jedná se o prvky vyrobené z ohnutého ocelového plechu o tloušťce 8 mm a šířce 150 mm, vyztužené dvojicí žebér z plechu tloušťky 5 mm. Tyto spojovací prvky jsou k U profilům přivařeny po celém obvodu plnými koutovými svary a opatřeny otvorem pro průchod šroubu, jak ukazuje Obr. 34. Ve spodním plechu, který dosedá přímo na rám vozidla, je vytvořen otvor, do kterého je přivařen nákrůžek. V tomto nákrůžku je následně nalisován silentblok (pouzdrová pružina) [20], který slouží k pružnému uchycení a eliminaci vibrací mezi rámem vozidla a nástavbou. Celý spoj je zajištěn pomocí šroubu $M30 \times 110$ a matice. V sestavě se nacházejí celkem čtyři spojovací prvky, rozmístěné tak, aby odpovídaly pozicím upevnění na rámu vozidla.

Dále je součástí sestavy také vyztužovací plech, který slouží k podpoře dna nádrže na vodu. Jedná se o ocelový plech tloušťky 5 mm o rozměrech 150×300 mm, přivařený k hlavnímu U profilu (Obr. 35). Pod každým vyztužovacím plechem jsou umístěna dvě žebra z plechu tloušťky 3 mm, která jsou přivařena koutovými svary jak k plechu, tak k U profilu. Celkem je v sestavě šest těchto vyztužovacích plechů – tři na každé straně nádrže.



Obr. 35 Detail vyztužujícího prvku

Cílem prvotní simulace bylo ověřit správné nastavení kontaktních podmínek. Kontakt mezi rámem vozidla a mezirámem byl nastaven jako třecí (*frictional*) s koeficientem tření 0,2. V této fázi byla sledována především odezva samotného mezirámu, přičemž zatížení od konstrukce úložných prostor zatím nebylo uvažováno, zachyceno na Obr. 36. Důvodem bylo, že přenos zatížení z konstrukce na podpůrné prvky mezirámu je složitější a vyžaduje detailnější



Obr. 36 Simulace brzdění – ověření nastavení kontaktů

modelování. Další simulace mezirámu již probíhaly s kompletním modelem, tedy včetně konstrukce úložných prostor.

3.8 NÁVRH ÚLOŽNÝCH PROSTOR

Úložné prostory slouží k bezpečnému a přehlednému uložení hasičského náradí, techniky a dalšího vybavení potřebného při zásahu. Při návrhu těchto prostor bylo klíčové zajistit dostatečnou pevnost konstrukce, minimalizovat její hmotnost a umožnit rychlý a snadný přístup k uloženému vybavení. Konstrukce musí být zároveň schopna odolávat mechanickému namáhání, které vzniká během provozu vozidla, zejména při brzdění, jízdě v zatáčkách a jízdě po nerovném terénu. Z těchto důvodů byly pro realizaci rámu úložných prostor zvoleny hliníkové profily, které vynikají nízkou hmotností a dobrými pevnostními vlastnostmi.

3.9 HLINÍKOVÉ PROFILY

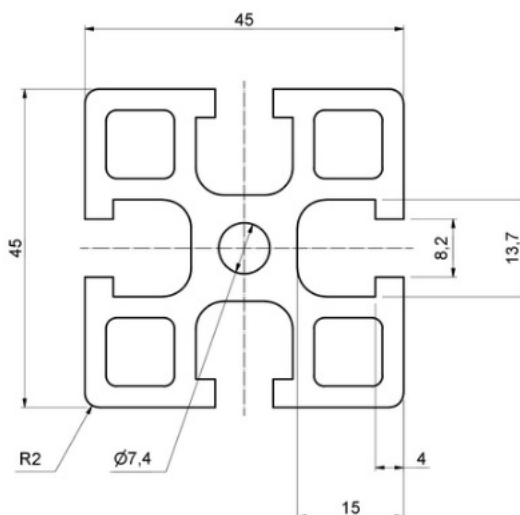
Hliníkové profilové systémy představují v současném strojírenství a průmyslové výrobě velmi oblíbený konstrukční prvek. Jejich předností je především nízká hmotnost v kombinaci s vysokou pevností, odolností proti korozi a výbornou zpracovatelností. V tomto případě se jedná o slitinový materiál typu AlMgSi 0.5 F25, který dosahuje meze kluzu přibližně 200 MPa a meze pevnosti 250 MPa, což zajišťuje dostatečnou únosnost pro řadu konstrukčních aplikací [21]. Díky těmto vlastnostem jsou profily často používány tam, kde je třeba vytvořit lehkou, ale zároveň pevnou a stabilní konstrukci. Navíc se jedná o modulární systém, který umožňuje rychlou montáž i demontáž bez nutnosti svařování nebo speciálního obrábění. Jednotlivé profily jsou kompatibilní se širokou škálou standardizovaných prvků, jako jsou

úhelníky, spojky, matice nebo výsuvné mechanismy, což výrazně urychluje celý proces konstrukce.

Uplatnění nacházejí hliníkové profily napříč mnoha obory. Ve strojírenství a průmyslové automatizaci se z nich běžně staví rámové konstrukce strojů, ochranná opláštění, přípravky, držáky senzorů nebo montážní a dopravní systémy. Ve stavebnictví se využívají pro realizaci pergol, přístřešků, zábradlí, rámu oken a dveří nebo pro montážní konstrukce fotovoltaických panelů. Kromě toho se z hliníkových profilů často vyrábí také dílenský a kancelářský nábytek, modulární pracovní stanice nebo speciální regálové systémy pro sklady a logistická centra. Svou roli sehrávají i v dopravní technice, zejména tam, kde je potřeba zástavba lehké a zároveň variabilní konstrukce do interiéru vozidla.

Zvláštní zmínku si zaslouží využití hliníkových konstrukčních systémů v oblasti požární techniky. V moderních hasičských vozidlech je kladen důraz nejen na funkčnost a dostupnost výzbroje, ale také na úsporu hmotnosti, spolehlivost a modularitu. Hliníkové profily jsou v těchto případech ideální volbou. V nástavbách hasičských automobilů se používají například k vytvoření nosných rámu, úložných systémů, výsuvných polic, sklopných držáků nebo dělících přepážek. Konstrukce lze snadno přizpůsobit konkrétním požadavkům zásahové jednotky a případné úpravy lze provést i dodatečně, bez nutnosti složitých zásahů do celku. Tento přístup nejen usnadňuje organizaci prostoru v nástavbě, ale přispívá také k bezpečnosti a rychlosti zásahu.

Výrobce těchto profilů je česká firma ALUTEC KK, která v sortimentu nabízí několik rozměrových a tvarových řad hliníkových profilů [22]. Způsob označení hliníkového profilu je rozdělen na modul a drážku. Modul označuje základní rozměr profilu (např.: 20, 30, 40 nebo 45 mm) a zároveň řadu profilů, které jsou spolu kompatibilní. Drážka označuje šířku drážky (nejčastěji 6 mm, 8 mm nebo 10 mm), do které se vkládají spojovací prvky.

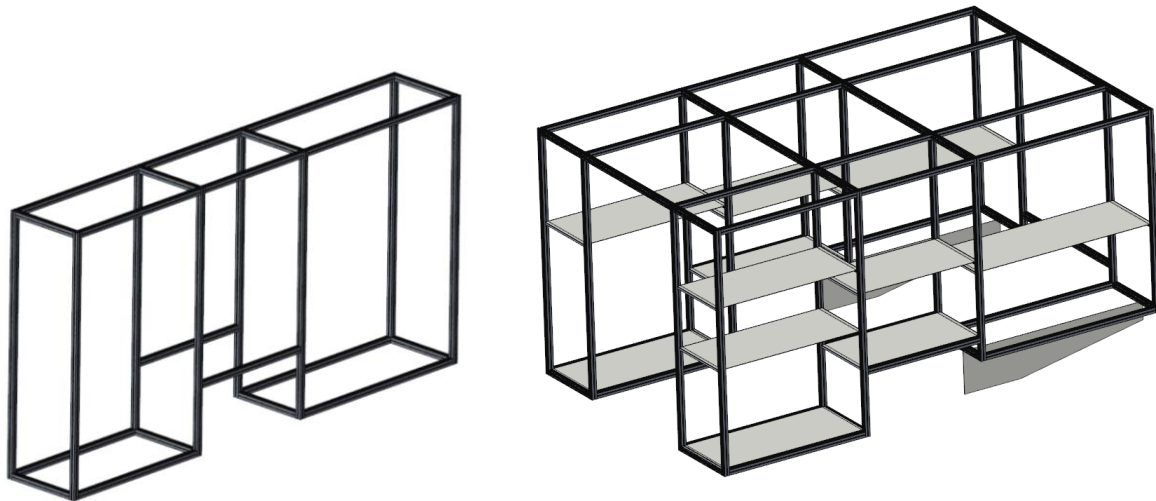


Obr. 37 Rozměry profilu 104545 [31]

Spojování jednotlivých hliníkových profilů se realizuje pomocí speciálních spojovacích prvků, z nichž nejčastěji používaným je drážková matice. Ta se vkládá přímo do funkční drážky profilu a svými rozměry přesně odpovídá její geometrii. Matice se vyrábějí v různých variantách a velikostech tak, aby byly plně kompatibilní s konkrétní šířkou a tvarem drážky daného profilového systému. Z tohoto důvodu není možné univerzálně použít jednu matici pro různé typy profilů, každá řada profilů má své odpovídající příslušenství.

Dalším běžně využívaným prvkem je fixační úhelník, který slouží buď k pevnému spojení dvou profilů v požadovaném úhlu, nebo jako výztuž spoje, která zvyšuje tuhost a stabilitu celé konstrukce. Kombinací těchto prvků lze vytvořit robustní a přesné spojení bez potřeby svařování či lepení, přičemž montáž je snadno rozebratelná a konstrukčně flexibilní.

3.10 ROZLOŽENÍ ÚLOŽNÝCH PROSTOR



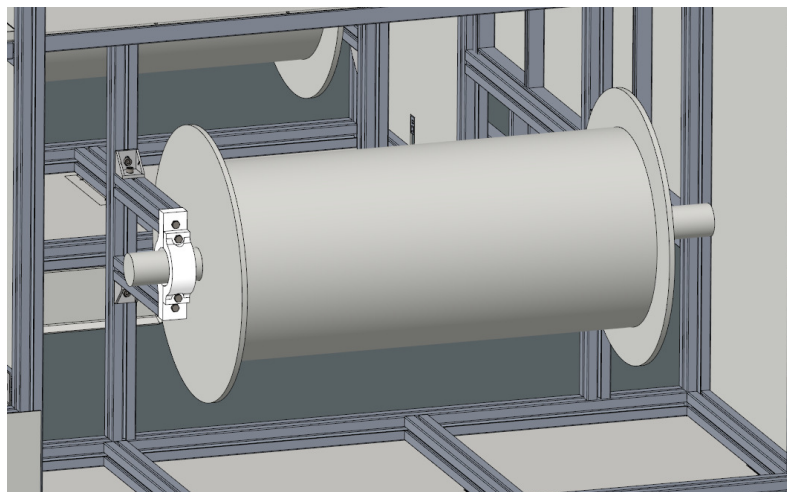
Obr. 38 Prvotní návrhy úložných prostor z hliníkových profilů

Po konstrukčním návrhu nádrže vznikl po šířce vozidla volný prostor, který byl využit pro umístění úložných prostor. Prvním krokem bylo navrhnout rozložení jednotlivých buněk, přičemž bylo zvoleno členění do tří bloků. S ohledem na již známý rozměr a polohu kola, převzaté z platformy vozidla, byl nad kolem vymezen první blok o délce 1210 mm. Druhý blok byl navržen směrem k přední části vozidla až k začátku nádrže. Tento blok mohl být umístěn níže než první a jeho délka činí 1085 mm. Třetí blok, největší ze všech, byl veden od prostřední části nad kolem až ke konci mezirámu. Rovněž byl uložen níže než blok nad kolem a jeho délka dosahuje 1425 mm. Při návrhu bylo klíčové správně zvolit šířku úložných prostorů tak, aby celková šířka nástavby nepřesáhla limitní hodnotu 2500 mm. Šířka jednotlivých bloků byla stanovena na 645 mm. Konstrukce úložných prostor je tvořena hliníkovými profily typu 104545 od společnosti Alutec KK, jejichž šířka profilu činí 45 mm, přičemž délka jednotlivých profilových segmentů byla 555 mm. Celková šířka nástavby byla vypočtena na 2490 mm.

Původní záměr byl navrhnout úložné prostory nejprve pouze na jedné straně a následně konstrukci zrcadlově duplikovat na druhou stranu. Od této koncepce se však brzy upustilo ve prospěch efektivnějšího řešení, kdy byly obě strany propojeny v horní části pomocí profilů. Součástí návrhu bylo i předběžné rozložení polic v jednotlivých blocích s cílem optimalizovat využití prostoru a zajistit snadný přístup k uloženému vybavení. Prvotní návrhy jsou zobrazeny na Obr. 38

Takto navržené úložné prostory byly dále upravovány, první úpravou bylo zvětšení úložných prostor v levé části a jejich vytažení do vrchu nad úroveň vrchní části. Tím vznikly úložné prostory, ke kterým je přístup z vrchní části. Další úpravou bylo vytvoření krátkého zábradlí okolo prostoru ve vrchní části.

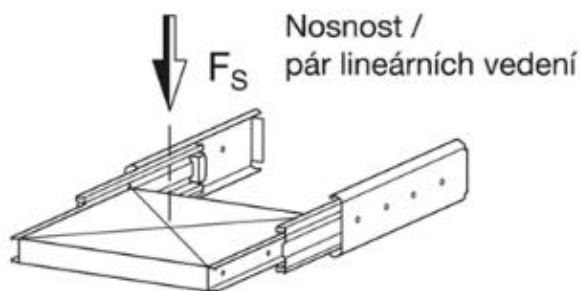
Zjednodušeně byl vymodelován i průtokový naviják hadice viz Obr. 39. Změřením jeho stávající konstrukce byla zjištěna délka navijáku, která je 850 mm a průměr okrajové části 500 mm. K němu byla vytvořena konstrukce z hliníkových profilů, která doplňovala celkovou konstrukci nástavby z hliníkových profilů.



Obr. 39 Konstrukce průtokového navijáku

3.11 VÝSUVNÉ POLICE

V první řadě bylo nutné najít vhodný výsuvný prvek, který by umožnil vysunutí police mimo konstrukci nástavby. Díky portálu PTC PartCommunity byla nalezena řada technických teleskopických lišt, schopných přenášet různá zatížení.

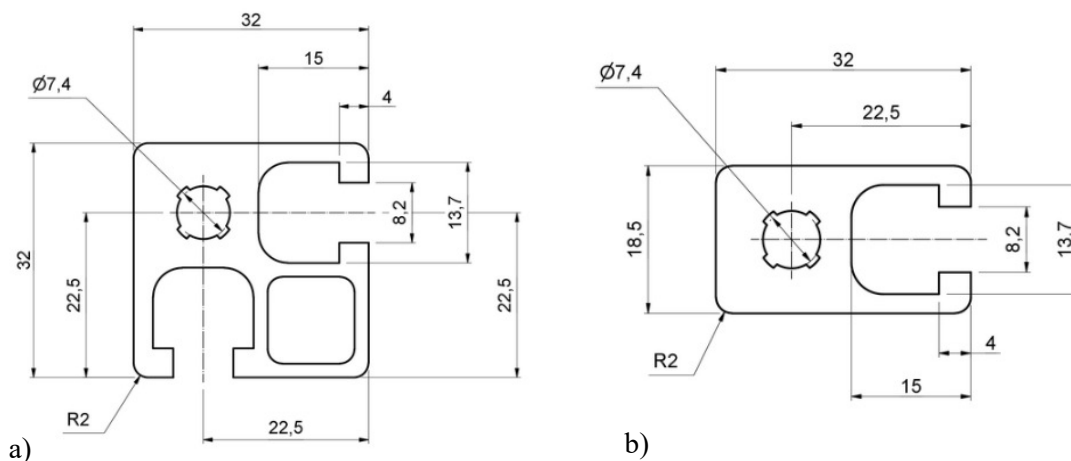


Obr. 40 Teleskopické lišty [24]

Klíčovým faktorem při výběru bylo určení předpokládaného zatížení, které budou police nést. Jako příklad byla použita elektrocentrála o hmotnosti 92,0 kg [23]. Při přepočtu na sílu působící na teleskopické lišty (za použití gravitační konstanty $9,81 \text{ m/s}^2$) odpovídá této hmotnosti síla přibližně 902 N. Pro tento účel byly vybrány teleskopické lišty značky Eles+Ganter, konkrétně řady GN 1432 a GN 1440. U těchto lišt je udáváno maximální zatížení buď pro deset tisíc cyklů (vyšší zatížení), nebo pro sto tisíc cyklů (nižší zatížení). Řada GN 1432 umožňuje maximální zatížení 2300 N (cca 234,5 kg) při délce lišty 550 mm (pro 10 000 cyklů) a 1400 N (cca 142,8 kg) při 100 000 cyklech [24]. Řada GN 1440 vykazuje maximální zatížení 2600 N (cca 265,1 kg) a 1800 N (cca 183,4 kg) při délce 512 mm [25].

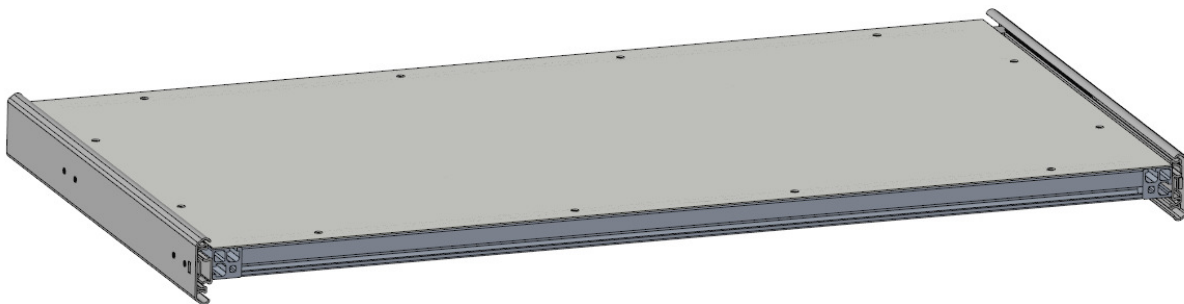
Materiálem teleskopických lišt je zinkovaná ocel, která zajišťuje dostatečnou pevnost a zároveň ochranu proti korozi. Uchytení lišt ke konstrukci je realizováno pomocí šroubů M5 a M4.

Díky použití těchto robustních teleskopických lišt bude možné bezpečně provozovat výsuvné police i při plném zatížení například elektrocentrálou, a to s dostatečnou bezpečnostní rezervou. Lišty s nižší únosností byly navrženy pro vyšší partie nástavby, kde se předpokládá menší hmotnost uložených předmětů.



Obr. 41 a) průřez hliníkového profilu 103232 b) průřez hliníkového profilu 101832 [22]

Pro samotnou konstrukci výsuvné police byl zvolen hliníkový profil 103232, ze kterého byl sestaven základní rám police. Pro zvýšení tuhosti byly do konstrukce rámu integrovány výztuhy z profilů 101832. Na vrchní část rámu byl následně připevněn ocelový plech o tloušťce 1,5 mm, který slouží jako podkladová plocha pro uložení nákladu, jak je patrné na Obr. 42.



Obr. 42 Konstrukce výsuvné police

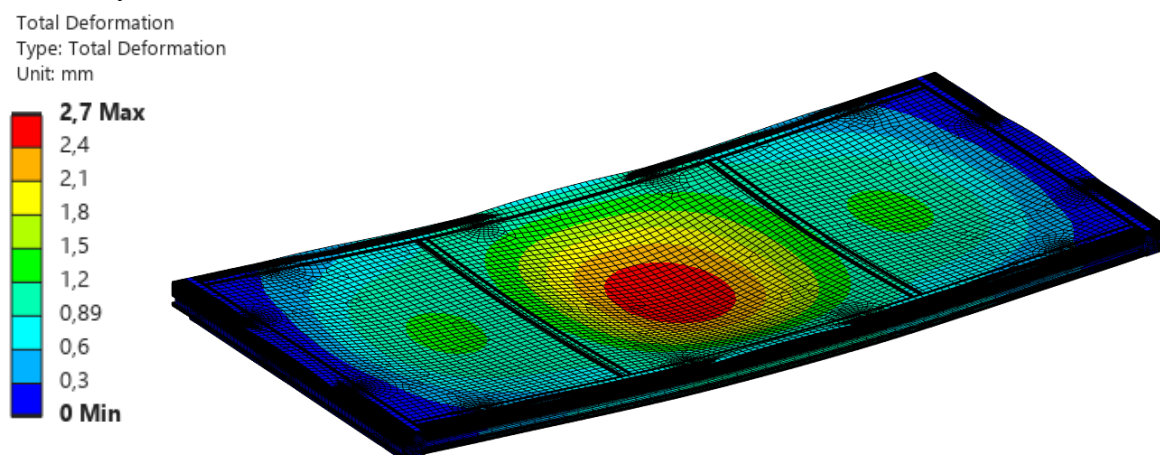
Pro ověření konstrukce byla vytvořena simulace v softwaru ANSYS. Model zahrnoval konstrukci hliníkových profilů, které byly reprezentovány jako pevné prvky typu *solid*, a dále plech ležící na těchto profilech, který byl zobrazen jako prvek typu *shell* (skořepina). Model také zahrnoval plochu výsuvné lišty, která dosedá na profil; tato plocha byla rovněž definována jako skořepinový prvek. Zatížení bylo aplikováno pomocí hmotného bodu, který byl přichycen na plochu plechu. Dále bylo nastaveno gravitační zrychlení.

Spojení hliníkových profilů bylo definováno pomocí vazby *bonded*, což znamená, že prvky jsou pevně spojeny, bez možností vzájemného pohybu. Spojení plechu s profily bylo realizováno pomocí vazby typu *friction*, přičemž hodnota koeficientu tření byla stanovena

na 0,2. Spojení plechu s prámem bylo opět realizováno pomocí vazby *bonded*, specifikované pro hrany otvorů v plechu a plochy profilů.

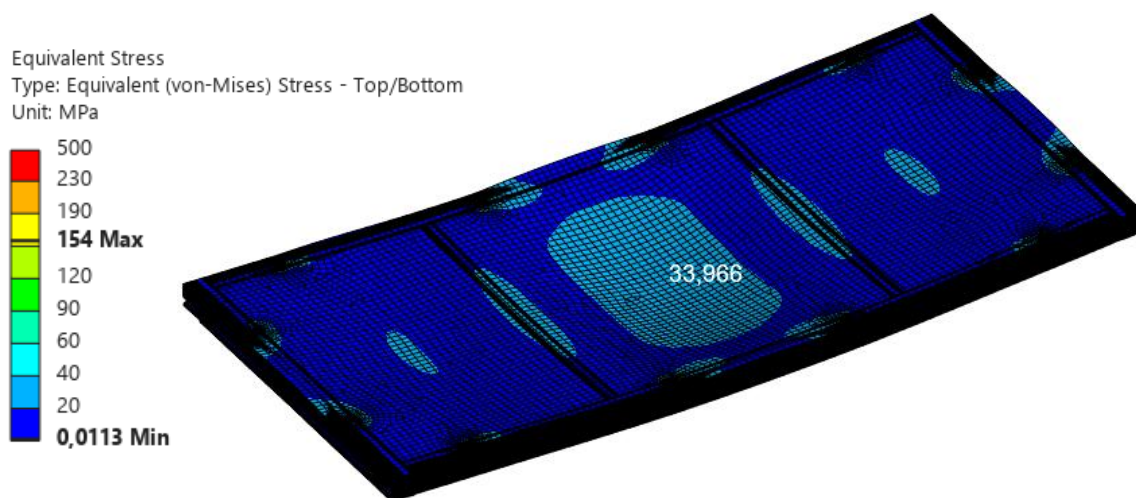
Pro generování síťového modelu bylo využito několika metod. Na čela profilů byl aplikován *face sizing*, zatímco na plochu plechu byl použit *mesh sizing*. Pro hrany otvorů v plechu byla použita metoda *edge sizing*. Dále byla k generování sítě použita metoda *sweep*, což je technika, která umožňuje efektivní tvorbu sítě pro geometrie s pravidelnými tvary.

Model obsahoval přibližně 300 000 prvků, což je relativně vysoký počet pro tento typ konstrukce. Tento fakt může být jedním z důvodů, proč některé prvky vykazují vyšší hodnoty poměru stran (*Aspect Ratio*) a šikmosti (*Skewness*). Vyšší počet prvků může vést k větší složitosti geometrie a jemnějšímu dělení, což následně ovlivňuje kvalitu sítě. Tyto faktory je třeba brát v úvahu při interpretaci výsledků simulace, zejména pokud jde o přesnost výpočtů a kvalitu vytvořené sítě.



Obr. 43 Simulace výsuvné police – deformace

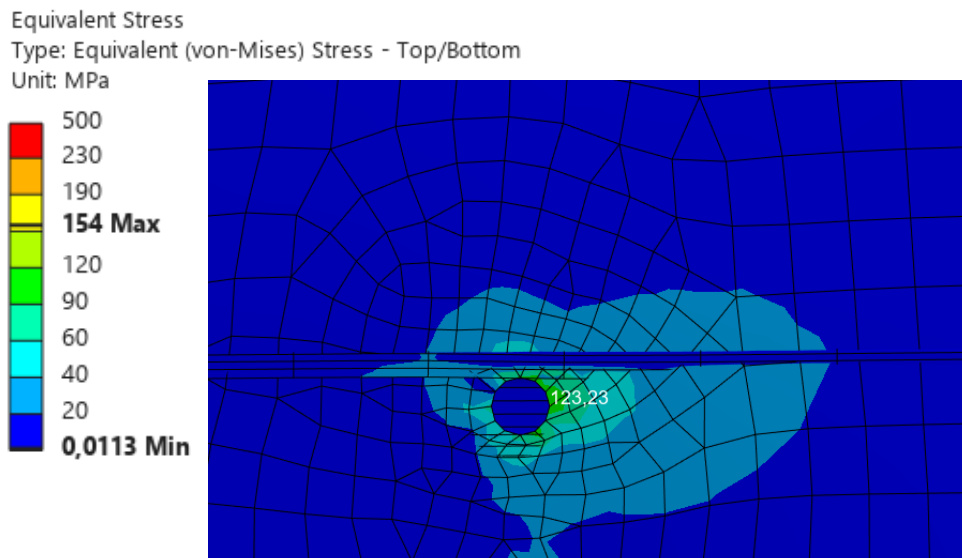
Pokud bychom se rozhodli zlepšit kvalitu sítě, například snížením hodnot poměru stran (*Aspect Ratio*) a šikmosti (*Skewness*), vedlo by to k většímu počtu prvků v modelu. To by mohlo přispět k lepší přesnosti simulace, ale zároveň by došlo k výraznému nárůstu výpočetního času. Vysoký počet prvků by totiž znamenal větší nároky na výpočetní výkon, což by prodloužilo dobu



Obr. 44 Simulace výsuvné police – Redukované napětí

potřebnou k provedení simulace. Tento kompromis mezi přesností a výpočetními nároky je běžně zvažován při optimalizaci sítí pro inženýrské analýzy.

Výsledky simulace ukázaly, že maximální deformace se vyskytuje ve středu zatěžované plochy plechu a její hodnota dosahuje 2,7 mm viz Obr. 43. Po vyhodnocení redukovaného napětí podle von Mises bylo zjištěno, že hliníková konstrukce nevykazuje žádné kritické hodnoty napětí. Na samotném plechu dochází k mírnému nárůstu napětí, které dosahuje přibližně 34 MPa, znázorněno na Obr. 44 (hodnota zjištěna pomocí nástroje *Probe*).



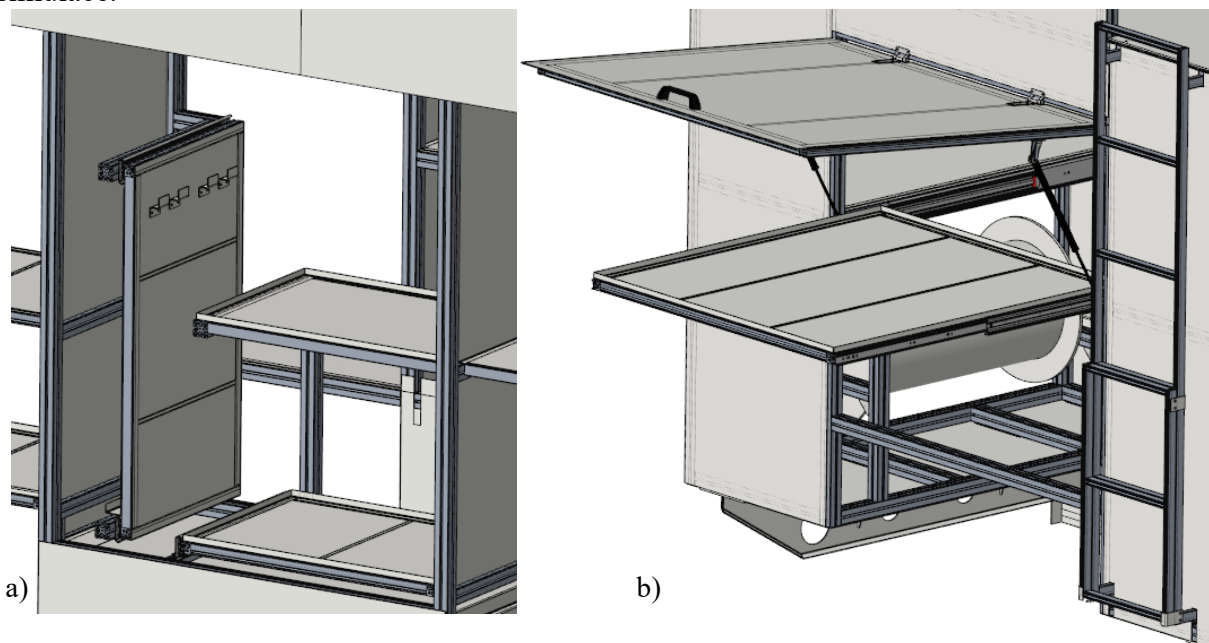
Obr. 45 Simulace šroubového spojení výsuvné police – Redukované napětí

Nejvyšší hodnoty redukovaného napětí se koncentrují v oblasti okrajů otvorů pro šrouby, kde napětí dosahuje až 123 MPa, uvedeno na Obr. 45. K absolutně nejvyššímu napětí dochází na ploše upevňovací lišty, konkrétně v místě okraje otvoru, kde je definována okrajová podmínka typu *Fixed Support*. V tomto místě bylo napětí vyhodnoceno na 154 MPa. Na základě hodnoty 123 MPa, která se považuje za relevantní pro posouzení, byl vypočten koeficient bezpečnosti vůči mezi kluzu materiálu, který činí $k = 1,55$.

Z výsledků simulace lze konstatovat, že konstrukce jako celek vykazuje dostatečnou tuhost a deformace zůstávají v přijatelných mezích. Nejvyšší napětí se koncentruje v lokálních oblastech, zejména kolem otvorů pro šrouby, kde dochází ke zvýšenému namáhání. Přestože bylo v těchto místech zaznamenáno vyšší napětí, výpočtem byl potvrzen koeficient bezpečnosti $k = 1,55$, což indikuje, že konstrukce vyhovuje z hlediska statického zatížení.

Ze stejné konstrukce vychází i další výsuvné police. Jednou z nich je vertikální výsuvná police určená pro uložení kladiv a seker, zobrazena na Obr. 46a. Vedle ní se nachází kratší verze vodorovné výsuvné police, která slouží pro uložení zařízení, jako je například podtlakový ventilátor. Tato police byla zkrácena z původní délky 1050 mm na 814 mm, a to při zachování plného výsuvu stávající teleskopické lišty. Další variantou výsuvné police je konstrukce umístěná v zadní části nad čerpadlem uloženým na mezirámu, určená pro přepravu plovoucího čerpadla. Tato police byla oproti původní konstrukci rozšířena z 1050 mm na 1070 mm a zároveň byla nahrazena teleskopická lišta za delší provedení s výsuvem 1200 mm, aby byl zajištěn dostatečný přístup k uloženému zařízení viz Obr. 46b. Hmotnostní zatížení této police

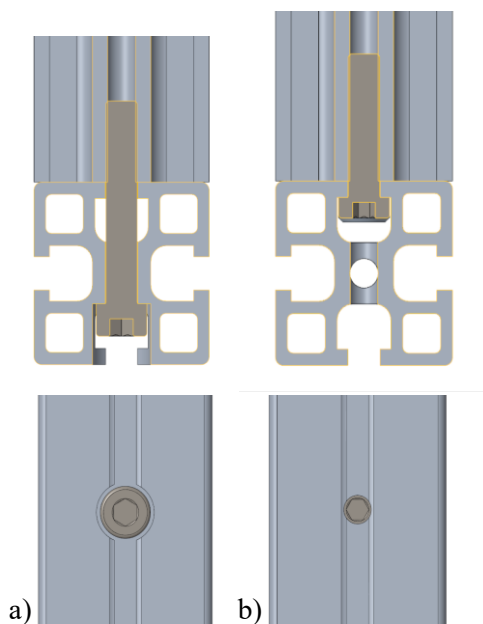
odpovídá hmotnosti plovoucího čerpadla, která činí přibližně 58,3 kg [26]. Vzhledem k nižšímu zatížení oproti původní variantě nebyla pro tuto konstrukci prováděna samostatná pevnostní simulace.



Obr. 46 a) Vertikální a krátká výsuvná police b) Zvětšená výsuvná police

3.12 SPOJE HLINÍKOVÝCH PROFILŮ

Spoje hliníkových profilů jsou realizovány převážně pomocí šroubových spojů, a to ve více variantách. Výhodně se využívá středového otvoru v profilu, do kterého se vytvoří závit. U profilu typu 104545 je standardně vytvářen závit M8. Na dosedající profil se následně vyvrtá otvor pro šroub.

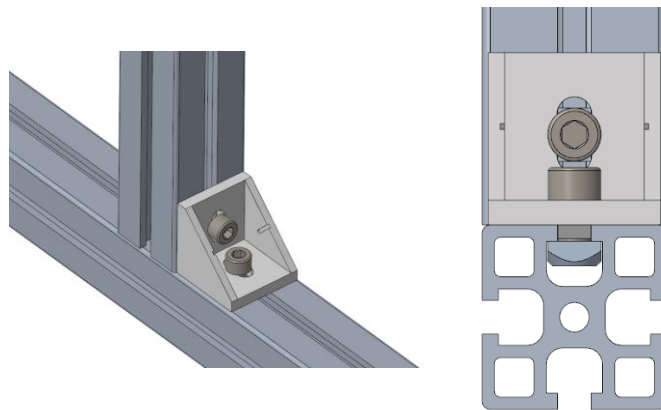


Obr. 47 a) Šroubové spojení se zahloubením b) Šroubové spojení s průchozím otvorem

První, preferovaná varianta spoje spočívá ve vyvrtání průchozího otvoru o průměru 8,4 mm a následném zahloubení o průměru 15 mm do hloubky 15 mm. Toto zahloubení vytváří ideální podmínky pro zapuštění hlavy šroubu s vnitřním šestihranem podle normy ISO 4762, zobrazeno na Obr. 47a.

Druhá varianta spojení využívá průchozí otvor o průměru 7 mm. Šroub se nejprve částečně zašroubuje do závitu v profilu, přičemž hlava šroubu je následně zasunuta do drážky druhého profilu. Dotažení probíhá skrz přístupový otvor. V tomto případě se používají šrouby s nízkou hlavou dle normy DIN 7984, které umožňují pohyb v drážce profilu viz Obr. 47b.

Při návrhu spojení je nutné zohlednit montážní náročnost a kolize šroubů, zejména v rozích, kde se setkávají tři profily. V těchto případech je třeba kombinovat obě uvedené varianty spojení tak, aby byla zajištěna smontovatelnost. Spoj se šroubem vedeným drážkou musí mít vždy montážní přednost, protože by jinak nebylo možné jej správně dotáhnout.

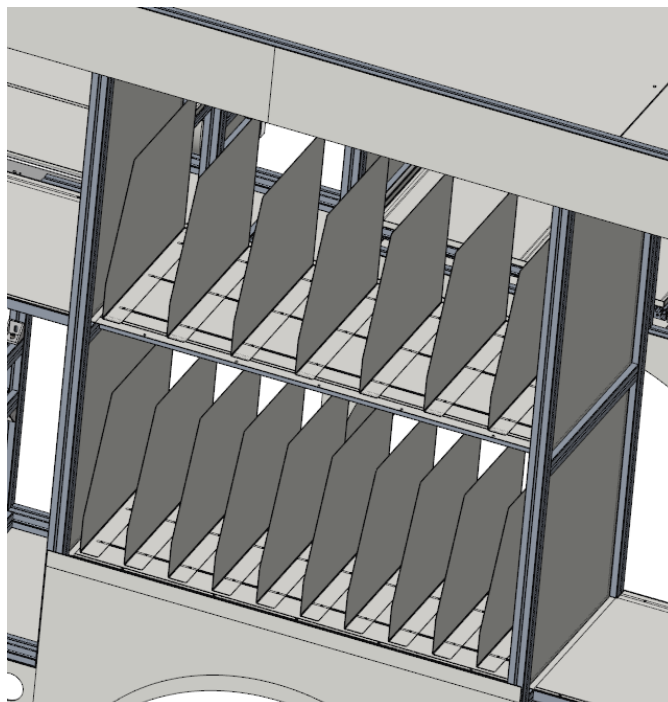


Obr. 48 Úhelník vyztužující spoj [22]

Pro další vyztužení nebo jako přímý spoj lze použít také standardní díl výrobce, úhelník typu 304343. Tento úhelník má otvory pro šrouby a je instalován na spoj dvou profilů, přičemž je uchycen pomocí matic vložených do drážek profilů, jak je patrné na Obr. 48.

3.13 ULOŽENÍ HADIC

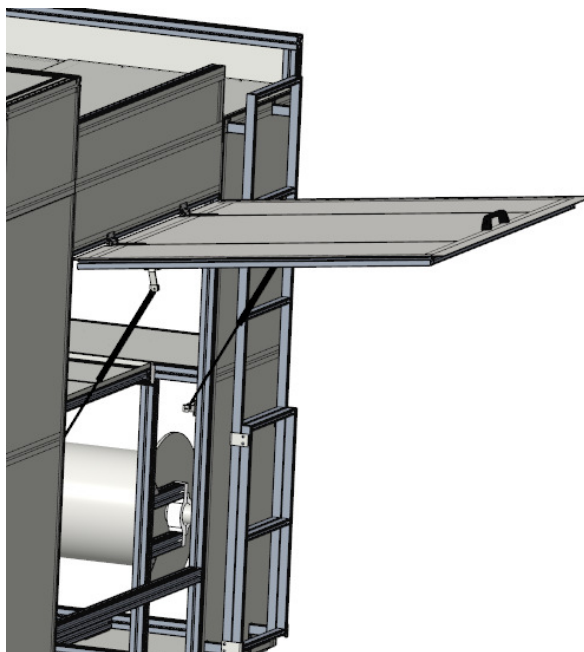
Pro uložení požárních hadic byla navržena konstrukce tvořená vodorovným plechem, který je pevně uchycen do drážek hliníkových profilů tvořících rám. Tento plech je po délce opatřen drážkami, do kterých lze variabilně uchytit svislé přepážky sloužící k oddělení jednotlivých hadic. Oddělovací plechy jsou vyrobeny z ohýbaného plechu. Díky svému tvaru je možné je přišroubovat přímo do drážky ve vodorovném plechu. Součástí jejich tvaru je i zkosení, které usnadňuje vkládání a vyjímání hadic a zároveň pomáhá držet hadice na místě. Variabilita drážkového systému umožňuje přizpůsobit vzdálenosti mezi jednotlivými přepážkami podle typu používaných hadic, např. typu A nebo B. Celá konstrukce je navržena tak, aby byla pevná, přehledná a zároveň umožňovala snadné přizpůsobení různým požadavkům na uložení vybavení. Tato konstrukce je zachycena na Obr. 49 na další straně.



Obr. 49 Konstrukce uložení hadic

3.14 ZADNÍ DVEŘE

V zadní části nástavby byly navrženy dveře. Ty umožní přístup k obsluze čerpadla. Rám těchto dveří je navržen z hliníkových profilů, přičemž vnější rám je tvořen profilem 103232, který je dále vyztužen profilem 101832. Pomocí šroubových spojení je tento rám pevně spojen. Součástí sestavy je závěs, díky kterému jsou dveře přichyceny k rámu nástavby a mohou se otevírat. Závěs byl vybrán od firmy Lidokov a jedná se o typ RT72 [27]. Pro ulehčení manipulace



Obr. 50 Konstrukce zadních dveří

a bezpečné držení otevřených dveří byla zvolena plynová vzpěra od firmy Trans-Technik, která nabízí široké spektrum příslušenství. Na základě jejich katalogového výpočtu tlakových vzpěr byla vybrána vzpěra se zdvihem 300 mm a silou 750 N [28]. Vzpěra byla namontována v souladu s doporučením výrobce, tedy písnicí dolů. K její montáži byly využity ohýbané plechy, které ji fixují do konstrukce nástavby. Rozměr dveří činí 1230 mm na šířku a 1265 mm na výšku, což zajišťuje pohodlný přístup k čerpadlu. Na rám dveří byl navíc přichycen krycí plech, který zajišťuje jak ochranu rámové konstrukce, tak estetické zakrytí a jednotný vzhled nástavby.

3.14.1 VÝPOČET VZPĚRY

Při výpočtu bylo postupováno dle katalogu výrobce. Kde m_{dv} je hmotnost dveří, L je vzdálenost těžiště od osy otáčení, b je vzdálenost upevnění plynové vzpěry od osy otáčení a S je bezpečnostní koeficient. Výsledkem je síla vzpěry F_{VZ} . [29]

$$m_{dv} = 28,3 \text{ kg} \quad (7)$$

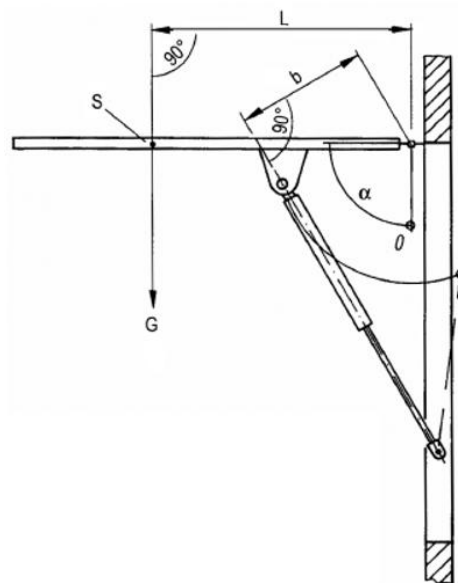
$$G_D = m_{dv} \cdot g = 277,5 \text{ N} \quad (8)$$

$$L = 600 \text{ mm} \quad (9)$$

$$b = 272 \text{ mm} \quad (10)$$

$$S = 1,1 \quad (11)$$

$$F_{VZ} = \frac{G_D \cdot L \cdot S}{b} = 673,4 \text{ N} \quad (12)$$



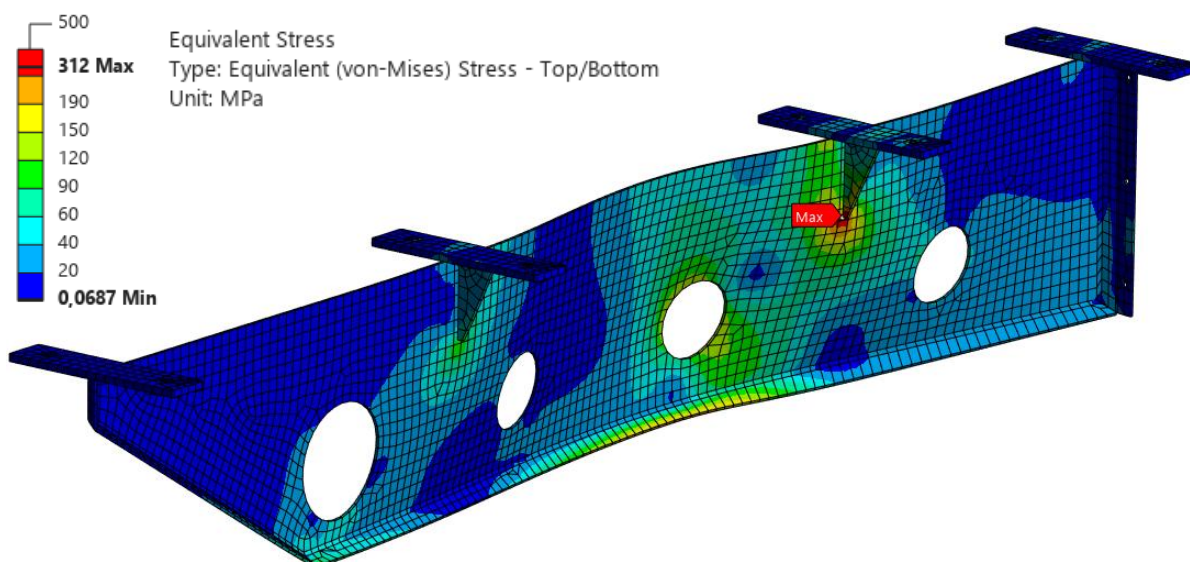
Obr. 51 Výpočet vzpěry – rozměry [29]

3.15 BOČNÍ PLECH

Boční plech se nachází ve spodní zadní části nástavby a slouží jako kryt pro potrubí vedené po stranách vozidla – od oblastí zadních kol až ke konci nástavby. Konstrukčně se jedná o svařenec z více dílů. Hlavní část tvoří plech, který je přivařen k patkám. Tyto patky jsou následně upevněny zesponu ke konstrukci rámu nástavby z hliníkových profilů pomocí šroubového spoje. Patky mají tloušťku 7 mm a jsou opatřeny závitovými otvory M8. Materiálem všech částí je nerezová ocel 1.4301 (AISI 304), stejná jako u konstrukce nádrže na vodu a pěnidlo.

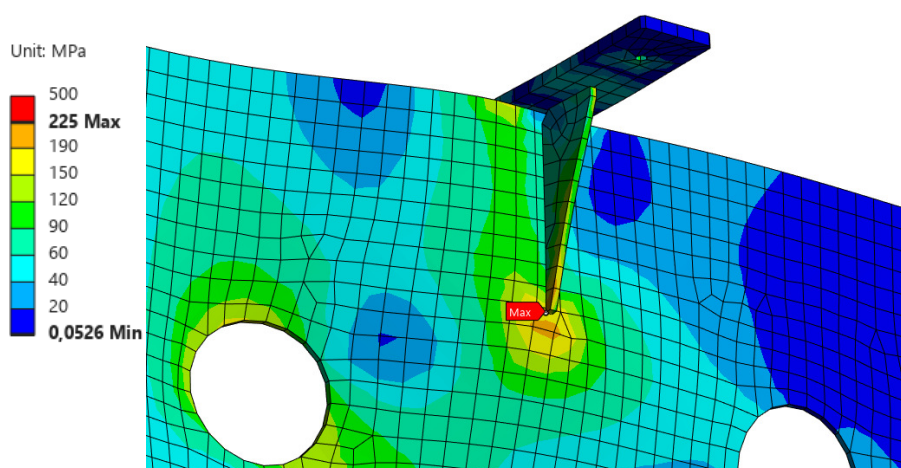
Ochranný plech pro výstupy potrubí je na stranách, které nejsou přivařeny k patkám, ohnutý pod úhlem 60° , čímž dochází k jeho zpevnění. Celková délka tohoto plechu činí 1515 mm a výška 253 mm. Součástí svařence jsou také dvě výztužná žebra, přivařená ke dvěma středním patkám, jejichž úkolem je zajištění vyšší tuhosti celého dílu.

Sestava byla podrobena simulačnímu testování, jehož cílem bylo ověřit odolnost konstrukce vůči zatížení, které může vzniknout neopatrnou manipulací s hadicemi připojenými k potrubí. Pro účely simulace byl použit plošný (skořepinový) model, což umožňuje snadnější úpravy, zejména při změnách tloušťky plechu. Zatížení bylo modelováno silou 1000 N působící na hrany otvorů pro uchycení potrubí. Okrajové podmínky byly zadány jako „fixed support“ na hrany otvorů v patkách. Kontakty byly definovány jako spojení hrana na plochu a nastaveny jako „bonded“. Každý otvor byl zatěžován samostatně.



Obr. 52 Simulace bočního plechu první varianty žeber

Bylo navrženo více variant žeber, vždy s trojúhelníkovou geometrií bez ostrých hran. Na koncích byla provedena zkosení o délce hrany 5 mm. Dále bylo navrženo zkosení v oblasti pravého úhlu v rozměru 6×6 mm. Tloušťka žeber činí 4 mm. Hlavní plech měl ve výchozím modelu tloušťku 3 mm. Síť byla vytvořena pomocí funkce *Face Sizing* s velikostí prvku 12 mm, čímž bylo dosaženo dostatečné hustoty při zachování nízkého počtu prvků (do 4000).



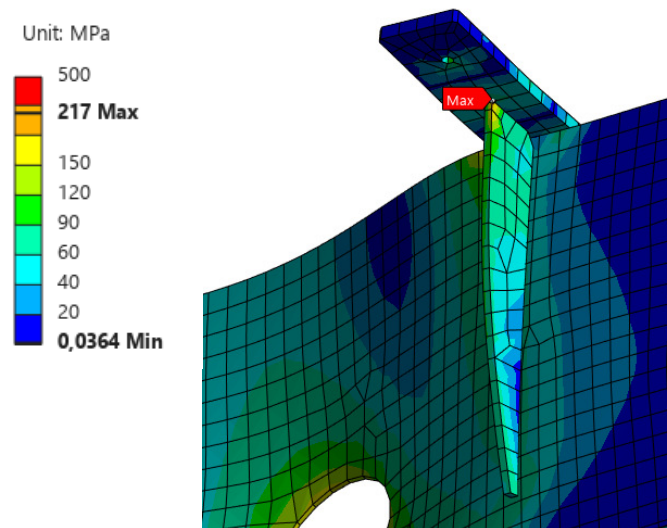
Obr. 53 Simulace bočního plechu druhá varianta žeber

Výsledky simulací ukázaly, že nejvyšší napětí vzniká při zatížení jednoho ze středních otvorů. Varianta s krátkým žebrem o rozměrech 80 × 40 mm vykazovala maximální napětí 312 MPa v místě ukončení žebra ve spodní části hlavního plechu viz Obr. 52. Tato hodnota překračuje

mez kluzu materiálu (cca 215 MPa), a konstrukce je tudíž nevhodná. Vypočtený součinitel bezpečnosti (k) je 0,61.

Simulace s delším žebrem (120×40 mm) ukázala snížení maximálního napětí na 225 MPa, avšak opět ve spodní části ve spojení žebra s hlavním plechem, jak je patrné na Obr. 53. Ani v tomto případě nebyla dosažena požadovaná bezpečnost, hodnota $k = 0,84$.

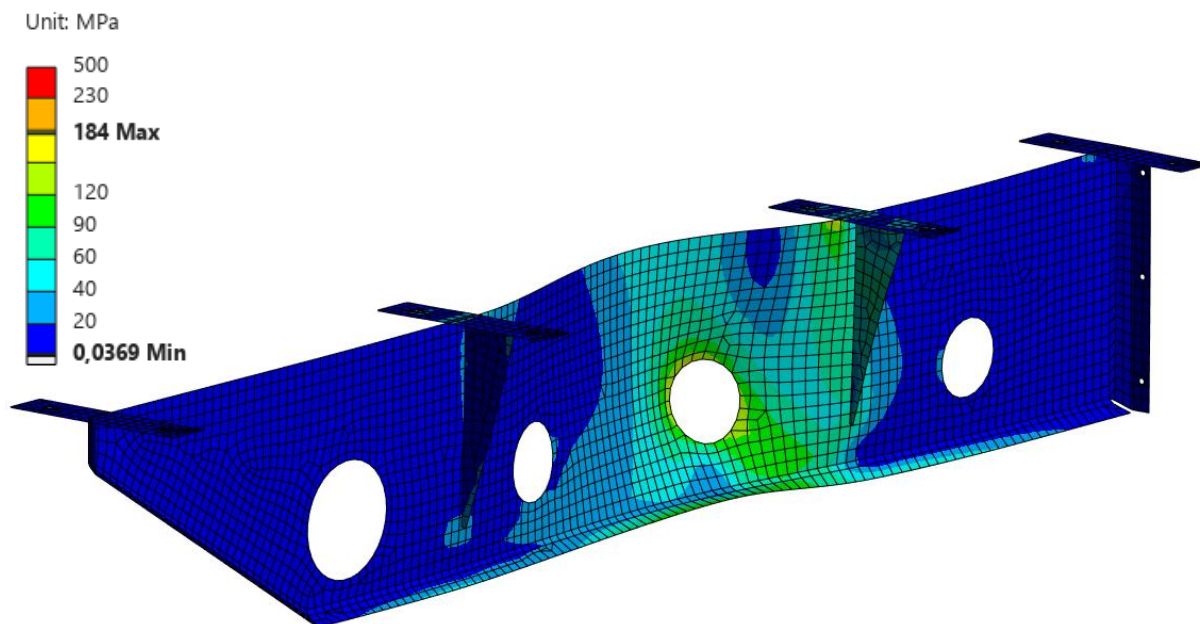
Další varianta zachycena na Obr. 54 s žebrem o rozměrech 200×40 mm vedla ke snížení maximálního napětí na 217 MPa. Napětí se však přesunulo do oblasti spoje patky a žebra, konkrétně na ostřejší hranu žebra. Přesto zůstáváme nad mezí kluzu a konstrukce stále není vhodná. Součinitel bezpečnosti zde činil $k = 0,88$.



Obr. 54 Simulace bočního plechu třetí varianta žebíř

Finální variantou se stalo žebro s rozměry 200×60 mm, znázorněna na Obr. 55. Tato úprava snížila maximální ekvivalentní napětí podle von Mises na 184 MPa, čímž se dostalo pod mez kluzu materiálu. Vypočtený součinitel bezpečnosti činí $k = 1,03$, což odpovídá požadovaným hodnotám, přičemž je potřeba vzít do úvahy, že takto uvažované neopatrné zacházení s hadicemi je potřeba brát jako poměrně výjimečný stav a při přetížení by došlo pouze k vyhnutí bočního plechu bez ohrožení bezpečnosti obsluhy. Uvažovalo se také o navýšení tloušťky hlavního plechu na 4 mm, avšak od této úpravy bylo upuštěno, neboť bylo dosaženo požadované pevnosti již při původní tloušťce 3 mm.

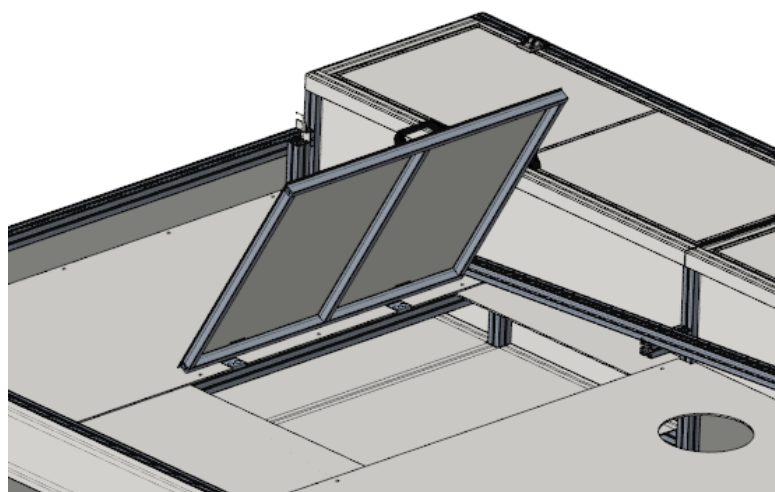
Na finální konstrukční variantu výztužného plechu s dodatečně navrženým žebrem byla provedena také modální analýza s cílem ověřit dynamické chování součásti. Nejnižší vlastní frekvence vyšla na 12,0 Hz, přičemž nejvyšší analyzovaná frekvence dosahuje hodnoty 77,0 Hz. Absence nízkofrekvenčních módů v oblasti pod 10 Hz potvrzuje dostatečnou tuhost konstrukce. Výsledky naznačují, že výztužné žebro nejen snižuje napětí ve statickém zatížení, ale zároveň pozitivně ovlivňuje i dynamickou odezvu. Tím se minimalizuje riziko rezonance při typickém frekvenčním spektru zatížení během provozu vozidla.



Obr. 55 Simulace bočního plechu finální varianta žeber

3.16 VRCHNÍ POCHOZÍ PLOCHA

Vrchní část nástavby je navržena jako pochozí plocha pro bezpečný pohyb zasahujících hasičů. Z tohoto důvodu musela být konstrukce přizpůsobena tak, aby zajišťovala stabilní a bezpečnou chůzi. Na rám sestavený z hliníkových profilů byly uloženy slídkové plechy o tloušťce 5 mm, které tvoří samotnou pochozí vrstvu. Rozměry těchto plechů odpovídají členění nástavby na tři bloky – přední, střední a zadní. Šířka jednotlivých plechů vychází z konstrukce a zasahuje od úložných prostor na levé straně až po kraj pravé strany nástavby.

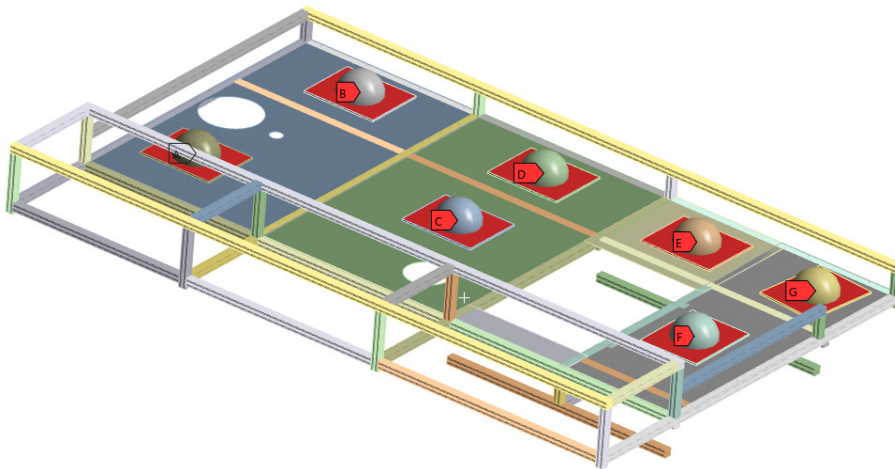


Obr. 56 Konstrukce vrchních dveří

Přední plech obsahuje dva výřezy – jeden slouží pro přístup k poklopu nádrže na vodu, druhý pro průchod potrubí vedoucího k lafetové proudnici. Ve střední části je jeden výřez určený pro poklop nádrže na pěnídlo. V zadní části nástavby, konkrétně nad prostorem, kde je umístěna

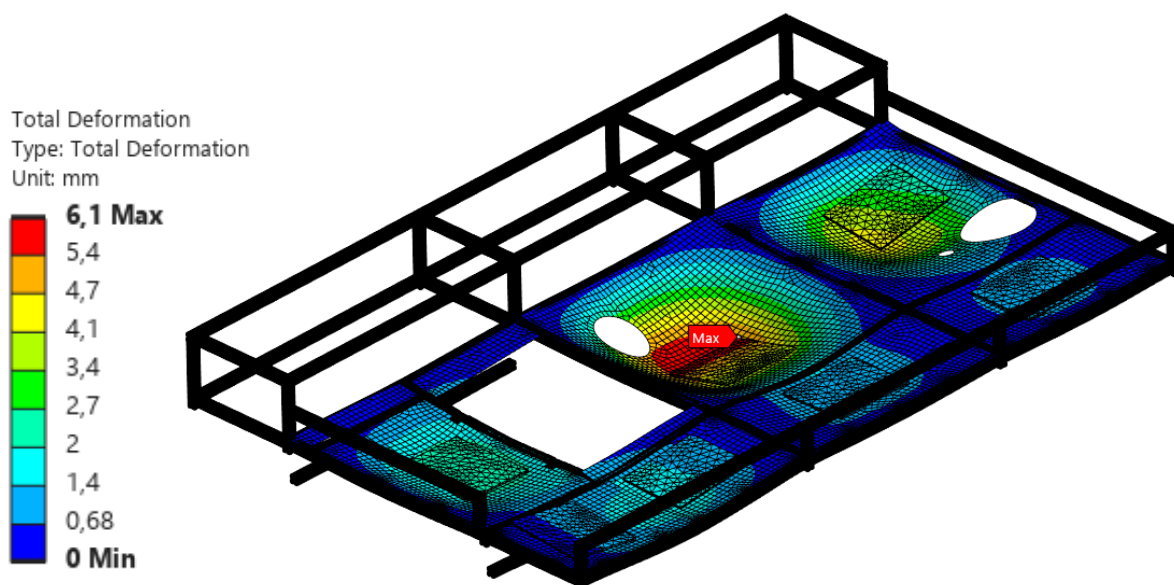
výsuvná police s plovoucím čerpadlem, vznikl volný prostor. Pro zajištění přístupu do tohoto prostoru byla ve vrchním plechu navržena výklopná dvířka (Obr. 56). Tvar a rozměry plechů v této části byly upraveny tak, aby montáž dvířek byla možná a zároveň zůstala zachována funkčnost celé pochozí plochy.

Plech byly ke konstrukci připevněny pomocí šroubů vedených po jejich obvodu. Použity byly šrouby typu M8, které byly zašroubovány přímo do drážek hliníkových profilů. Na straně plechů u rozšířených úložných prostor v levé části vozidla však není možné toto přímé šroubové spojení realizovat. Na této straně jsou plechy pouze volně uloženy na profily bez mechanického upevnění. Zda je toto řešení z hlediska pevnosti a stability dostatečné, bude ověřeno pomocí následné pevnostní simulace vrchní konstrukce.



Obr. 57 Zatížení vrchní pochozí plochy

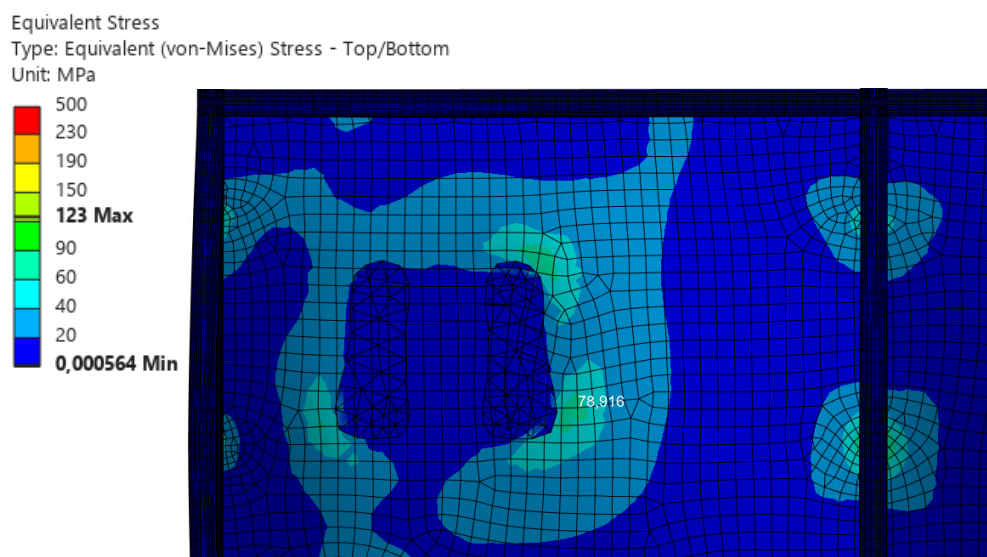
Pro účely simulace byla vytvořena zjednodušená součást, jejímž základem je deska představující podrážku bot. Z této základny bylo vymodelováno těleso, které přibližně odpovídá ploše lidské nohy. Na tyto prvky byly umístěny hmotné body s nastavenou hmotností 160 kg, což odpovídá zátěži jednoho hasiče ve výstroji. Celkem bylo na vrchní část nástavby rozmístěno



Obr. 58 Simulace vrchní pochozí plochy – deformace

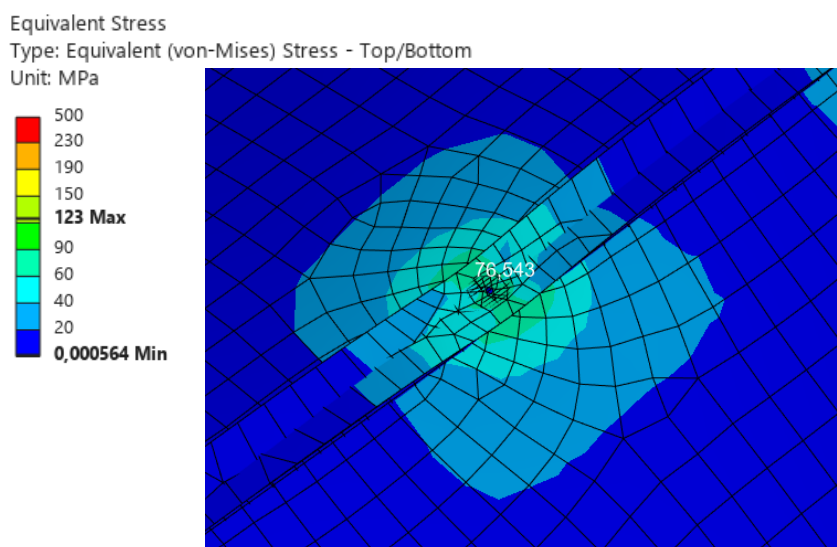
sedm těchto hmotných bodů. Rozmístění zatížení bylo nesymetrické, aby co nejvíce odpovídalo reálnému provozu viz Obr. 57.

Numerický model nezahrnoval celou konstrukci nástavby z hliníkových profilů, ale pouze její vrchní část a klíčové nosné prvky. Svislé profily byly zkráceny, a tím vznikly krátké profily, k nimž dále byly přichyceny profily vodorovné. Okrajové podmínky byly definovány jako pevné uchycení na čelních plochách zkrácených profilů. Dále bylo aplikováno gravitační zrychlení, které ve spojení s hmotnými body vytvořilo odpovídající zatěžovací sílu.



Obr. 59 Simulace vrchní pochozí plochy – redukované napětí

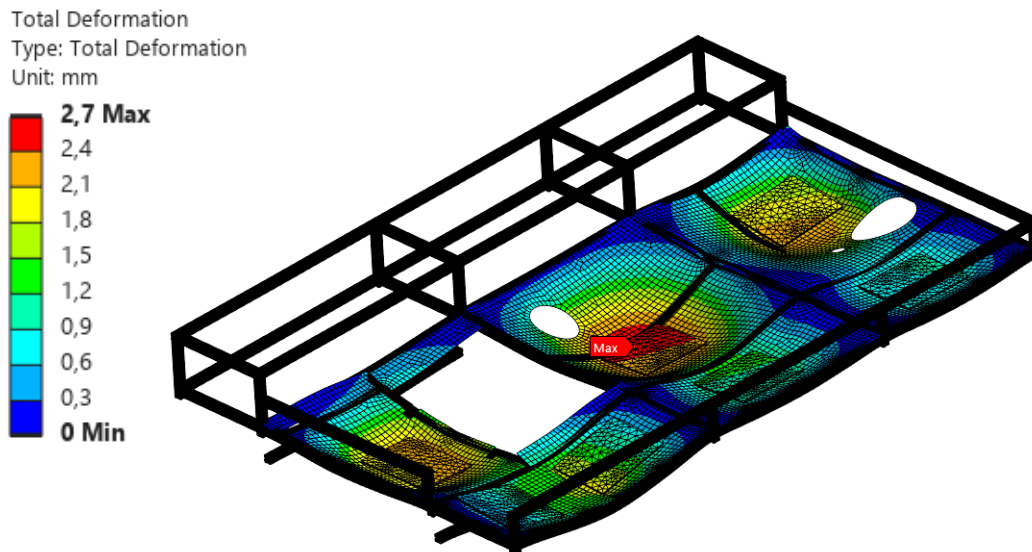
Stejně jako u předchozí simulace výsuvné police byla i zde pro síťování použita metoda *Sweep*. Model plechového krytí byl reprezentován jako plošný prvek, tedy pomocí skořepinových prvků. Po vytvoření výpočetní sítě měl model přibližně 850 000 prvků.



Obr. 60 Simulace šroubového spojení na vrchní pochozí ploše – redukované napětí

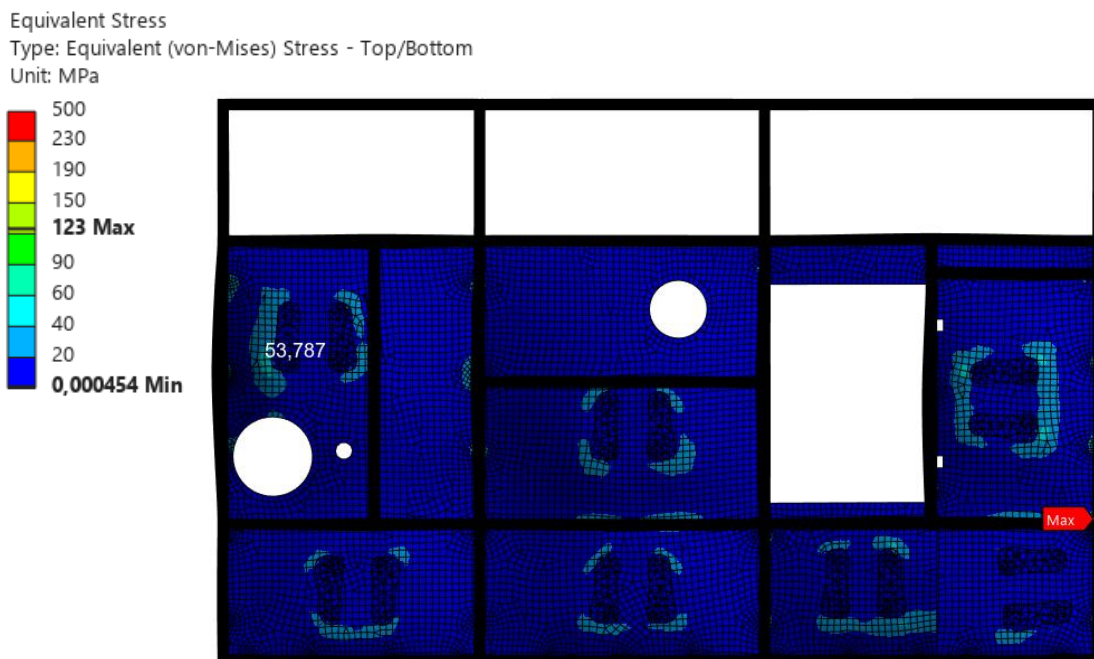
Kontakty mezi jednotlivými částmi byly nastaveny následovně: spojení mezi hliníkovými profily bylo definováno jako *bonded*, tedy pevné spojení, zatímco kontakt mezi plechem

a profily byl nastaven jako *frictionless*, tedy bez tření, což lépe odpovídá reálné montáži bez pevného uchycení. Pro simulaci šroubového spoje byl použit kontakt *bonded* mezi hranami otvorů pro šrouby a přilehlými plochami hliníkového profilu.



Obr. 61 Simulace vrchní pochozí plochy s přidánými profily – deformace

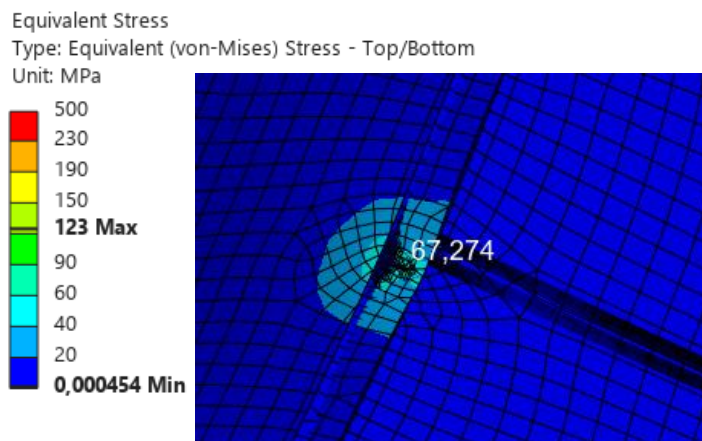
Výsledky simulace ukázaly maximální deformaci přibližně 6,1 mm ve střední části plechu, kde chybí přímá podpora profilem. Z hlediska pevnosti je důležité sledování redukovaného napětí. Nejvyšší hodnota byla zaznamenána v zadní části modelu ve spoji podélného hliníkového profilu, kde dochází k zatížení na ohyb. Napětí v tomto místě dosahovalo hodnoty 123 MPa. Zvýšené napětí se dále objevovalo v místech zatížení, tedy pod jednotlivými podrážkami, kde bylo zjištěno napětí přibližně 79 MPa (Obr. 59). Výraznější hodnoty byly rovněž v okolí šroubových spojů, kde bylo napětí zhruba 77 MPa, viz Obr. 60. Tyto hodnoty byly zjištěny



Obr. 62 Simulace vrchní pochozí plochy s přidánými profily – redukované napětí

pomocí funkce *probe*. Na základě výsledků byla pro konstrukci určena hodnota bezpečnosti vůči mezi kluzu $k = 1,59$.

V oblastech s vyšší deformací byly do modelu přidány dodatečné profily. V přední části byl doplněn příčný profil a ve střední části byl uložen profil podélný. Opakovaná simulace potvrdila pokles deformací i napětí. Maximální deformace klesla na 2,7 mm (Obr. 61), napětí v okolí šroubových spojů se snížilo na přibližně 67 MPa viz Obr. 63 a v oblastech zatížení na přibližně 54 MPa, znázorněno na Obr. 62. Maximální redukované napětí však i po úpravách zůstalo beze změny v zadní části spojení profilů, kde opět dosáhlo hodnoty 123 MPa.



Obr. 63 Simulace šroubového spojení na vrchní pochozí ploše s přidánými profily – redukované napětí

Výsledky simulace ukázaly, že vrchní část konstrukce nástavby vykazuje při zatížení sedmi osobami ve výstroji (celkové zatížení 1120 kg) poměrně výrazné deformace, především v místech bez přímé podpory hliníkovým profilem. Nejvyšší redukované napětí bylo zaznamenáno v oblasti zadního spojení podélného profilu, kde hodnota dosáhla 123 MPa. Tato hodnota zůstala konstantní i po přidání výztužných profilů, což ukazuje na silně zatížené místo konstrukce z hlediska pevnosti.

Dodatečné profily však prokazatelně přispěly ke zlepšení celkového chování konstrukce, zejména ke snížení maximální deformace na méně než polovinu původní hodnoty a ke snížení napětí v místech zatížení i v okolí šroubových spojů. Hodnota bezpečnosti vůči mezi kluzu zůstává na úrovni $k = 1,59$, což je z inženýrského hlediska přijatelné. Z hlediska návrhu konstrukce by bylo možné dále zvažovat optimalizaci rozložení profilů nebo zpevnění kritických oblastí, především v zadní části konstrukce.

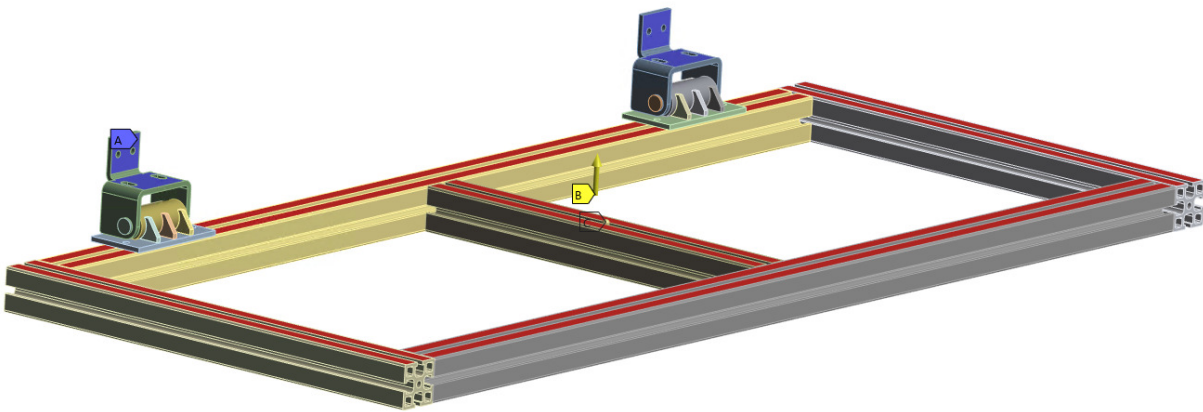
3.17 VÝKLOPNÝ SCHŮDEK

Součástí úložných prostor hasičského vozidla je také výklopný schůdek, který je umístěn pouze na předních blocích – jak na levé, tak na pravé straně. V zavřené poloze slouží schůdek jako krycí panel (ve svislé poloze). Po vyklopení do vodorovné polohy vznikne plošina, na kterou si může hasič stoupnout a snadněji tak dosáhnout do vyšších částí nástavby.

Nosná konstrukce schůdku je tvořena rámem z hliníkových profilů typu 104545. Rám je zapuštěn tak, aby se vešel do šířky předního bloku, jeho celková šířka tedy činí 1081 mm a výška 500 mm. Pro zajištění dostatečné tuhosti je rám uprostřed vyztužen dalším profilem stejného typu.

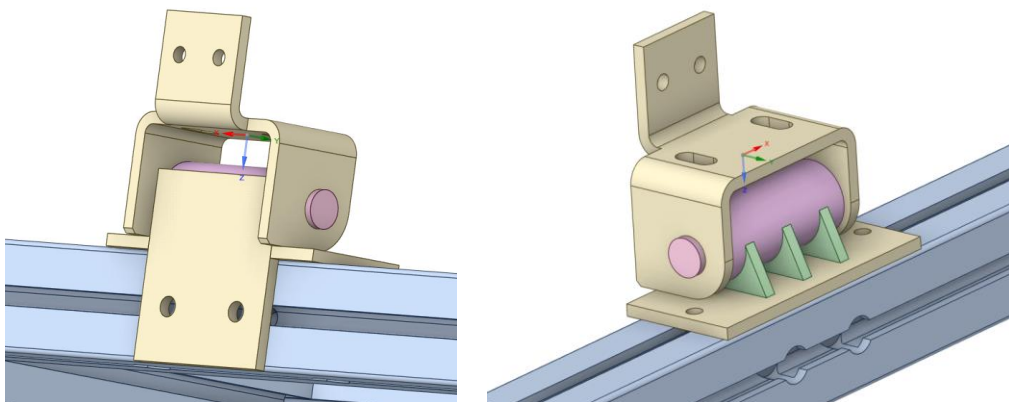
Klíčovým prvkem celé konstrukce jsou panty, které musí bezpečně přenést zatížení vznikající při stoupnutí osoby na schůdek. Návrh pantu počítá s nepohyblivou částí tvořenou ohýbaným plechem o tloušťce 5 mm. Čelní ohyb plechu zajišťuje přesné uložení vůči konstrukčnímu hliníkovému profilu nástavby a zároveň zlepšuje uchycení. Boční část plechu obsahuje otvor pro čep a je opatřena zaoblením, které zabraňuje kolizi s pohyblivou částí pantu.

Pohyblivá část pantu je navržena jako svařenec ze dvou rovných plechů (také o tloušťce 5 mm) a ocelového válečku s otvorem pro čep a s odebráním 1,5 mm pro dosednutí na plech. Pro zvýšení pevnosti konstrukce jsou přidána tři výztužná žebra o stejné tloušťce. Použitý čep má průměr 16 mm.



Obr. 64 Okrajové podmínky a zatížení výklopného schůdku

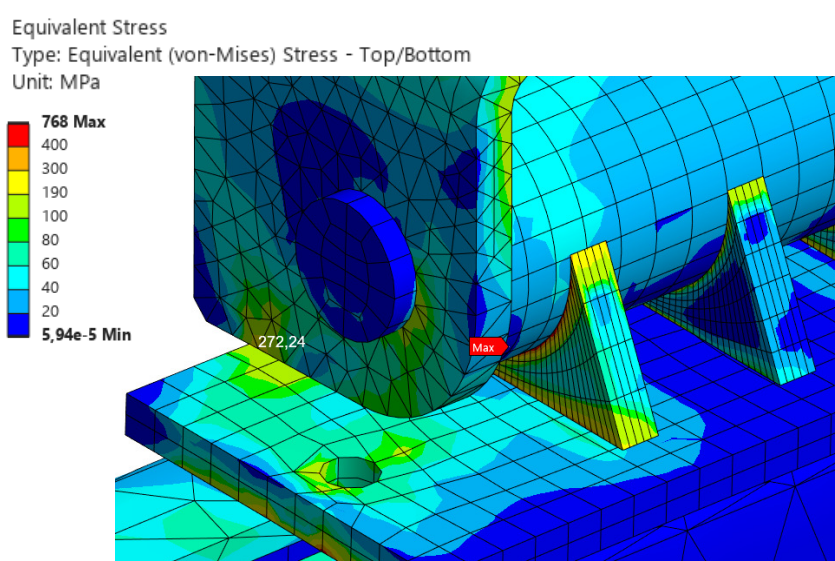
Po dokončení návrhu byla provedena analýza pomocí metody konečných prvků (MKP), aby byla ověřena únosnost konstrukce. Model v otevřeném (vyklopeném) stavu byl exportován ze softwaru Creo ve formátu STEP a následně importován do simulačního prostředí Ansys. Síť byla vytvořena metodou Sweep pro hliníkové profily a metodou Sizing pro ostatní součásti, s velikostí prvků 4 mm. Zatížení bylo aplikováno pomocí hmotného bodu s gravitačním zrychlením. Tento bod byl umístěn doprostřed plochy tvořené hliníkovými profily a jeho



Obr. 65 Detail prvního návrhu pantu

hmotnost byla nastavena na 160 kg, což odpovídá hmotnosti jednoho hasiče včetně výstroje viz Obr. 64. Co se týče nastavení kontaktů mezi jednotlivými součástmi modelu, byly uvažovány dva základní typy. V místech, kde jsou díly konstrukčně spojeny svařováním, byly kontakty nastaveny jako *bonded* – tedy bez možnosti vzájemného pohybu. Naopak v oblastech dosedacích ploch, kde dochází k přenosu sil přes styčné plochy bez pevného spojení, byl použit kontakt typu *friction* se součinitelem tření 0,2. Toto nastavení lépe odpovídá reálnému chování konstrukce při zatížení a umožňuje přesnější simulaci.

První simulace odhalila vysoké hodnoty redukovaného napětí v oblasti žeber vyztužujících svařenec. Maximální napětí zde dosáhlo až 748 MPa (Obr. 66). Nicméně tyto výsledky jsou ovlivněny silnou deformací prvků a nízkou kvalitou sítě, přičemž samotné spoje budou ve skutečnosti provedeny jako svary.



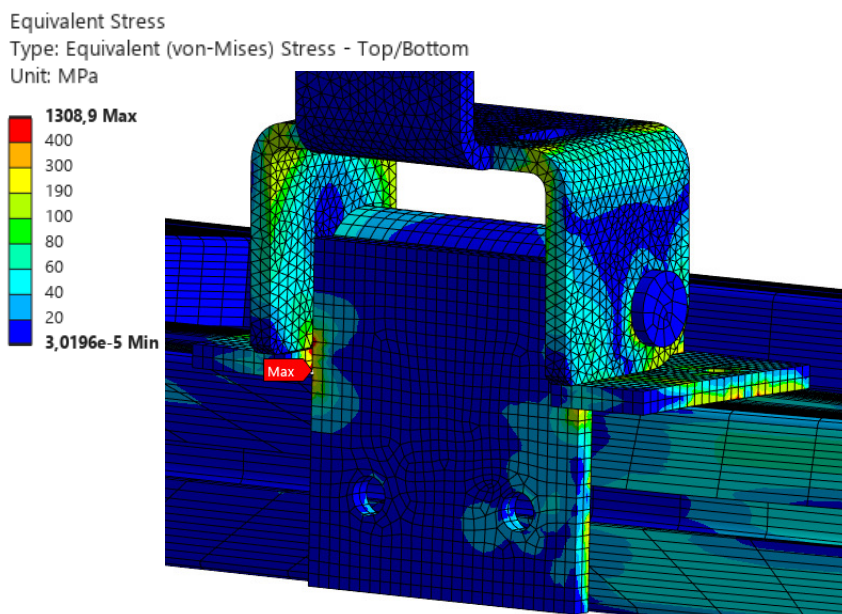
Obr. 66 Simulace prvního návrhu pantu

Další výrazné napětí bylo zaznamenáno v oblasti dosednutí desky svařence na hranu ohnutého plechu pantu. Tato oblast vykazovala redukované napětí až 272 MPa, což opět překračuje mez kluzu materiálu. Vzhledem k těmto výsledkům bylo rozhodnuto o nutnosti konstrukčních úprav.

Prvním krokem byla snaha o snížení napětí přidáním třetího pantu doprostřed konstrukce. Simulace však neprokázala žádné významné zlepšení, a proto bylo rozhodnuto ponechat původní uspořádání se dvěma panty. Následně byla provedena optimalizace kontaktní plochy, došlo k prodloužení rovné desky svařence a úpravě ocelového válečku, čímž vznikla druhá dosedací plocha umožňující doplnění sváru. Tato úprava měla za cíl zvýšit tuhost konstrukce. Rovněž byla zpřesněna síťování žeber.

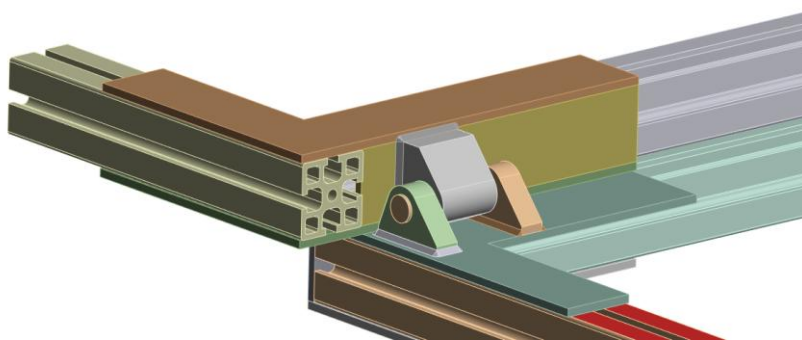
Nová simulace na Obr. 67 ukázala pozitivní posun – došlo ke snížení napětí v oblasti dosedacích ploch i v okolí žeber. Na druhé straně se však objevilo nové kritické místo v oblasti spojení rovných desek pohyblivé části pantu, kde napětí dosáhlo až 1300 MPa. I když může být tato hodnota ovlivněna nepřesností modelování svarů, stále výrazně překračuje mez kluzu materiálu, a proto byla nutná další úprava.

Následně došlo k přepracování celé koncepce pantu viz Obr. 68. Zatímco původní verze byla zavěšena pod profilem a upevněna ze spodní strany, nová verze pantu je uchycena z boku k hliníkovému profilu. Konstrukci tvoří trojúhelníkové části s otvorem pro čep, jedna z nich, o šířce 40 mm, je přivařena k plechu, který spolu s dalším plechem tvarovaným do „L“ vytváří výtuhu. Strana plechu ve tvaru „L“ je zároveň přichycena k bočnímu hliníkovému profilu, čímž dochází ke zpevnění celé konstrukce. Zespolu hliníkového profilu je přivařen další plech tloušťky 5 mm, rovněž tvaru „L“, který je propojen s ostatními částmi pomocí rovného plechu.



Obr. 67 Simulace upraveného pantu

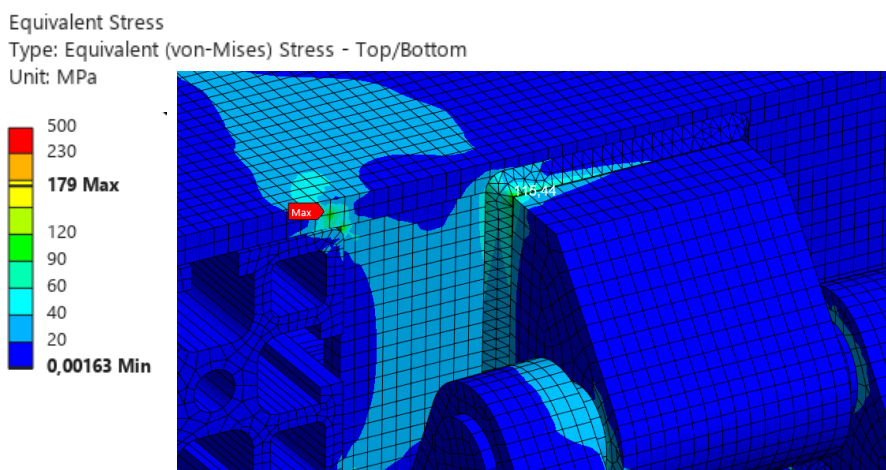
Na straně pohyblivé části schůdku jsou další dvě trojúhelníkové součásti s otvorem pro čep, každá o šířce 15 mm, které jsou přivařeny k plechu tvaru „L“. Ten má stejnou funkci jako v předchozí variantě, slouží k uchycení pohyblivé části schůdku.



Obr. 68 Detail nové koncepce pantu

Do simulace byly rovněž zahrnuty boční hliníkové profily, které lépe reflektují skutečné zatížení konstrukce. Pro přesnější modelování byly navíc přidány svary s délkou odvěsen $z = 3$ mm. Okrajové podmínky byly nastaveny tak, aby co nejvíce odpovídaly reálnému uchycení sestavy. Na čelní plochy bočních profilů byla aplikována okrajová podmínka typu fixed support. Jedná se však o určité zjednodušení, jelikož skutečné uchycení ke konstrukci nástavby není zcela pevné, a proto může docházet k jisté míře pružného pohybu.

Výsledná simulace ukázala maximální redukované napětí 179 MPa na vnitřní straně spoje mezi plechem tvaru „L“ a rovným plechem, který spojuje oba L-plechy. Další zvýšené napětí bylo pozorováno v levém horním rohu svaru, kde dosáhlo hodnoty 115 MPa. Jedná se o poměrně vysoké hodnoty napětí, v prvním případě blízké se mezi kluzu použitého materiálu, avšak ve skutečnosti bude v těchto místech proveden svár, který je na základě zjištěných výsledků nutno požadovat proveden jako dostatečně únosný.



Obr. 69 Simulace nové koncepce pantu

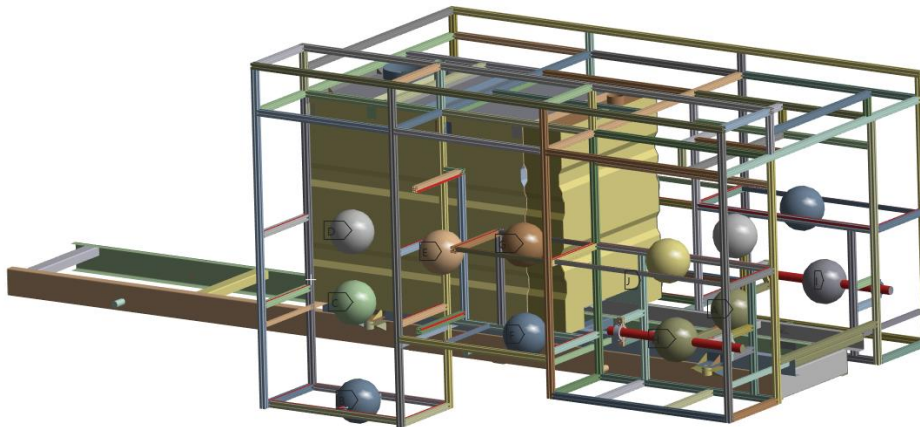
3.18 SIMULACE KOMPLETNÍ KONSTRUKCE NÁSTAVBY

Po dokončení návrhu úložných prostor byl vyexportován model rámové konstrukce z hliníkových profilů. Tento model byl následně začleněn do komplexní sestavy, která zahrnuje finální konstrukci nádrže na vodu a pěnidlo, mezirám s úchytnými prvky a rám samotného vozidla. Pro zpřesnění simulace byly doplněny konstrukční prvky sloužící k uchycení rámu vozidla k podvozku. Jednalo se především o čepy pro uchycení listových pružin, umístěné po stranách rámu, a o čepy pro uchycení tlumičů, které jsou osazeny v příčném výztužném plechu spojujícím podélníky rámu. Na tyto čepy byl dále zjednodušeně navázán prvek reprezentující tlumič. Model rámu byl prodloužen a v oblasti přední nápravy byl doplněn o čep, který sloužil k definování okrajových podmínek.

Okrajové podmínky byly definovány tak, že pevné uchycení (fixed support) bylo aplikováno na plochy čepů pro listové pružiny a na dolní plochy uchycení tlumičů. Na přední čep bylo zadáno omezení posunu ve svislém a příčném směru. Zatížení nádrže hydrostatickým tlakem zůstalo stejné jako v předchozích simulacích. Navíc bylo přidáno zrychlení působící na celý model. Ve spojení s hmotnými body připevněnými k jednotlivým částem konstrukce bylo tímto způsobem dosaženo silového zatížení odpovídajícího skutečnému provozu.

Rozložení hmotných bodů bylo navrženo s ohledem na reálné rozmístění náradí a vybavení v hasičském vozidle. Na levé straně v přední části byly hmotnosti rozděleny následovně: spodní police 200 kg, střední police 200 kg a horní police 100 kg. Ve středním bloku nad kolem je vertikální police zatížena 20 kg, dvě kratší police nad sebou nesou hmotnosti 100 kg a 50 kg. V zadním bloku se nachází průtokový naviják, na jehož hřídel bylo aplikováno zatížení 200 kg. Nad navijákem je umístěna police, na kterou bylo zadáno 50 kg.

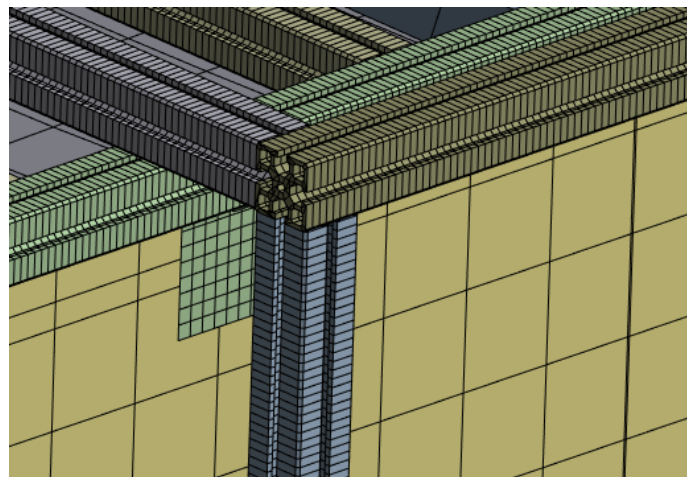
Na pravé straně je v předním bloku na spodní polici zadáno zatížení 100 kg a na horní polici rovněž 100 kg. V prostředním bloku nad kolem jsou dvě police určené k uložení hadic, každá z nich je zatížena 100 kg. Zadní blok má stejné rozložení jako levá strana, tedy 200 kg na hřídel navijáku a 50 kg na polici nad ním. Dále bylo uvažováno zatížení čerpadla a jeho příslušenství, pro které bylo nastaveno 200 kg. Nad čerpadlem se nachází výsuvná police, na kterou bylo umístěno zatížení 100 kg. Pro lepší představu je rozložení znázorněno na Obr. 70.



Obr. 70 Rozložení hmotných bodů při simulaci celkové konstrukce

Zachováno zůstalo i nastavení kontaktů mezi jednotlivými částmi nádrží a rovněž kontakty mezi rámem vozidla a mezirámem, kde byl aplikován třecí kontakt se součinitelem tření 0,2. Významnou část přípravy simulace tvořilo zpracování kontaktů mezi hliníkovými profily. Ty byly automaticky vygenerovány a následně ručně upraveny. Některé kontakty bylo nutné odstranit, jiné pouze upravit. Kontakty mezi profily a plochami nádrže byly nastaveny jako bez tření (*frictionless*) s upravenou orientací kontaktních ploch. Spoje, které představují šroubová spojení, byly ponechány jako plně spojené (*bonded*).

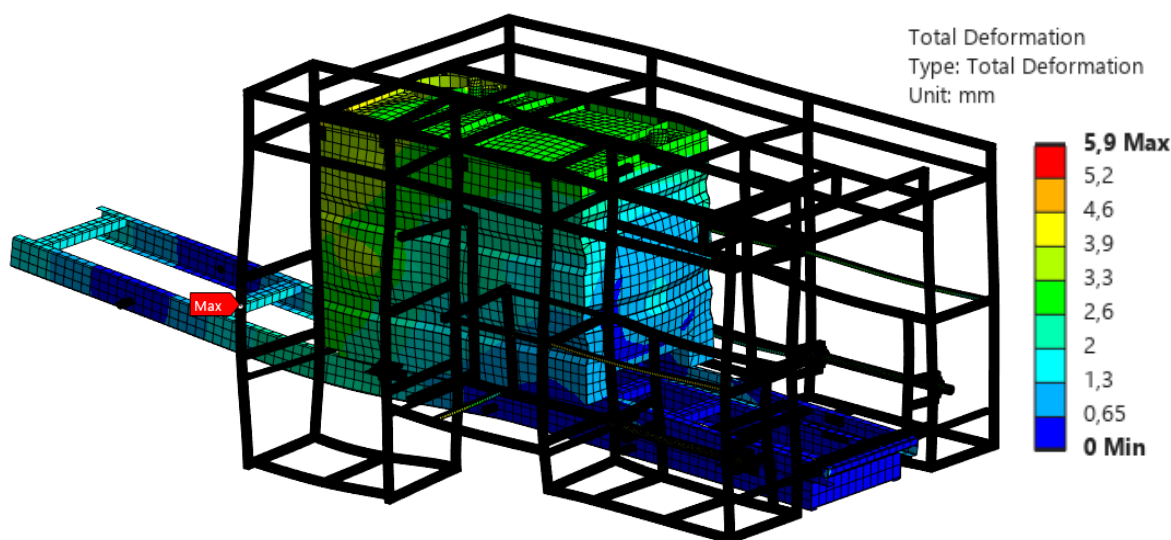
Pro výpočtovou analýzu byla vytvořena objemová síť, která představovala kompromis mezi kvalitou prvků a celkovým počtem prvků sítě. Celkem bylo vygenerováno přibližně 2,15 milionu uzlů a 1,46 milionu prvků. Takto jemná síť byla zvolena s ohledem na složitost



Obr. 71 Detail sítě

geometrie a potřebu přesnějších výsledků v oblastech s vysokými gradienty napětí, přičemž zároveň bylo nutné udržet rozumnou dobu výpočtu. Detail sítě je na Obr. 71.

Z hlediska kvality sítě dosáhla průměrná kvalita prvků hodnoty 0,61667, což je považováno za dostatečné pro většinu konstrukčních analýz. Minimální kvalita prvku činila 0,0011, což ukazuje na výskyt několika méně kvalitních prvků, pravděpodobně v oblastech s velmi složitou geometrií. Poměr stran (*Aspect Ratio*) měl průměrnou hodnotu 4,09 a maximální hodnotu 184,9. Tato hodnota signalizuje přítomnost několika protáhlých prvků, avšak vzhledem k celkové velikosti sítě se jedná o akceptovatelný výsledek. *Skewness* (tvarová deformace prvků) měla průměrnou hodnotu 0,44573, což ukazuje na uspokojivou kvalitu sítě, kdy většina prvků má geometrii blízkou ideálnímu tvaru.



Obr. 72 Simulace brzdění kompletní konstrukce – deformace

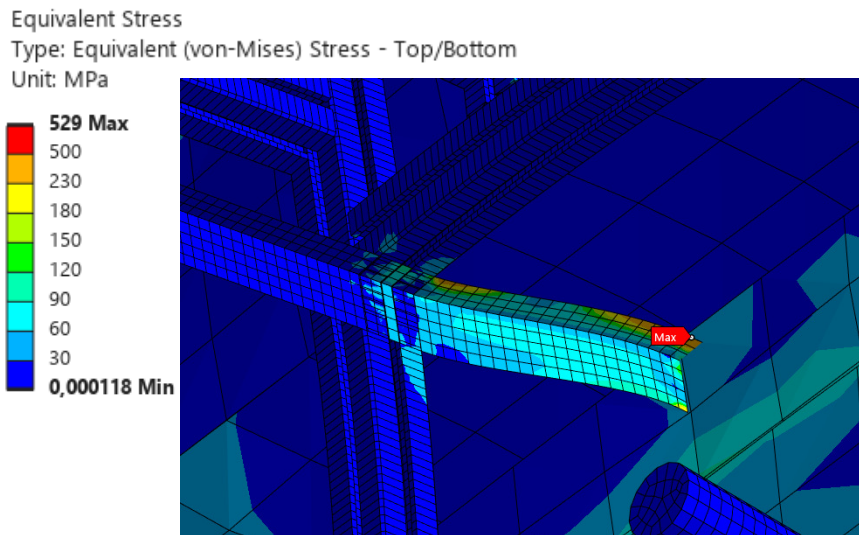
Globální velikost prvku (*Global Element Size*) byla nastavena na hodnotu 70 mm. Pro dosažení vyšší přesnosti ve vybraných oblastech byl na příslušných plochách aplikován samostatný *face sizing*. Tato úprava se týkala zejména oblastí se spojovacími prvky, výztužnými žebry a podpěrami úložných prostor, které byly modelovány pomocí skořepinových prvků.

Samotný model byl vytvořen kombinací objemových a skořepinových prvků. Hliníkové profily konstrukce úložných prostor byly modelovány jako objemové (*solid*) prvky, přičemž pro tyto části byla nastavena lineární metoda sítě s prvky prvního řádu (*Element Order: Linear*). Tato volba přispěla ke snížení výpočetní náročnosti bez výrazného dopadu na přesnost výsledků.

Celkově lze síť hodnotit jako dobře optimalizovanou z hlediska rovnováhy mezi přesností simulace a nároky na výpočetní výkon. Jemnost sítě byla zvolena tak, aby odpovídala klíčovým oblastem konstrukce, a zároveň umožnila provedení výpočtů v rozumném časovém horizontu.

Po přípravě modelu a vytvoření výpočtové sítě byly provedeny pevnostní simulace celkové konstrukce pro různé provozní stavy odpovídající reálnému nasazení vozidla. Jednotlivé analýzy zahrnovaly jízdní režimy, jako je brzdění, zrychlení, průjezd zatáčkou a jízda po nerovnostech. Každý z těchto stavů představuje odlišný typ zatížení a vyvolává specifické napěťové odezvy v konstrukci.

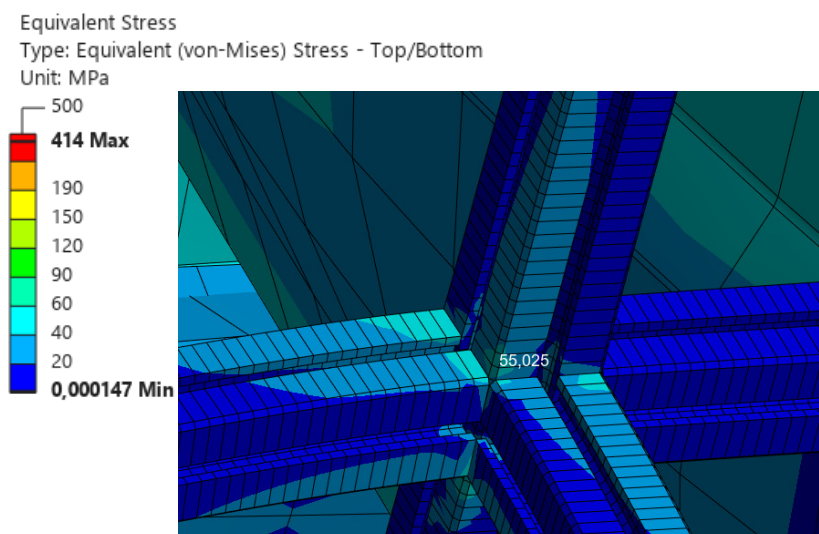
Pro každý jízdní stav byly upraveny vstupní podmínky simulace, zejména velikost a směr zrychlení působícího na celý model. Tato zrychlení byla kombinována s dříve definovanými hmotnými body rozmístěnými podle reálného uložení vybavení, čímž vzniklo zatížení odpovídající reálnému provozu. Dále byla modifikována funkce hydrostatického tlaku v nádržích tak, aby odpovídala směru působení setrvačných sil v dané jízdní situaci.



Obr. 73 Simulace brzdění první návrh podpor

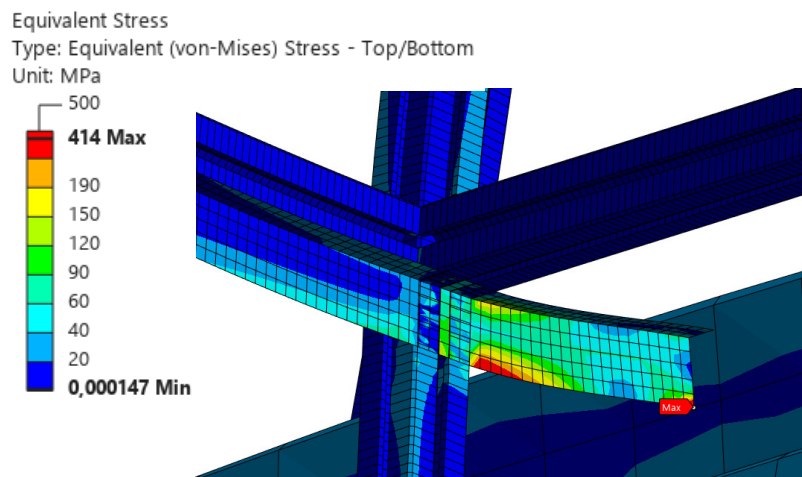
Výsledky simulace brzdění ukazují na vznik lokální deformace v oblasti přední levé části hliníkového profilu, přičemž její maximální hodnota činí 5,9 mm (Obr. 72). Nejvyšší redukované napětí bylo zaznamenáno na ocelovém L profilu, kde dosáhlo hodnoty 529 MPa (Obr. 73). Tato hodnota výrazně překračuje mez kluzu použitého materiálu, což signalizuje nutnost konstrukčních úprav v této oblasti.

Na základě detailního posouzení napěťových a deformačních odezev lze konstatovat, že samotná konstrukce z hliníkových profilů nevykazuje kritické hodnoty napětí – redukované napětí se zde pohybuje v rozmezí od 0 do přibližně 55 MPa, tedy hluboko pod mezí kluzu materiálu, jak je vidět na Obr. 74. Rovněž ocelový profil tvaru U, který tvoří hlavní nosný prvek



Obr. 74 Detail vzniklého napětí na hliníkových profilech

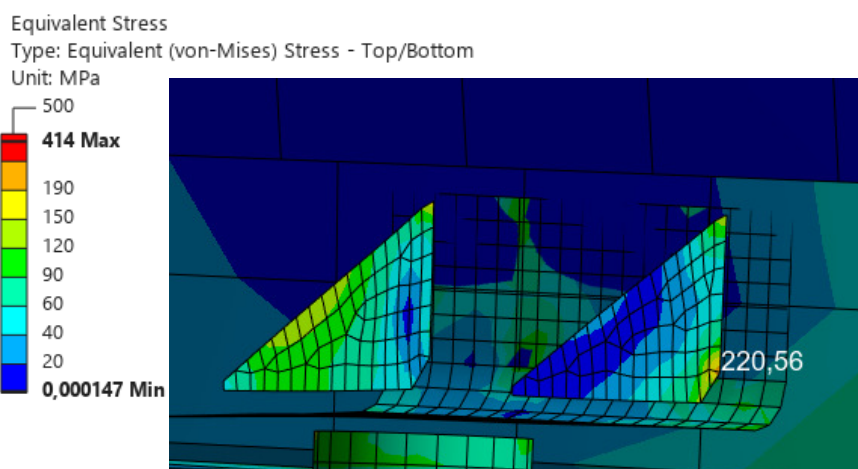
mezirámu, vykazuje redukované napětí do hodnoty 90 MPa, což je z hlediska pevnostního posouzení zcela vyhovující. Naproti tomu ocelové L profily, které plní podpůrnou funkci a přenášejí zatížení z hliníkových komponent, jsou zatěžovány výrazně více a vykazují přetížení, které přesahuje mez kluzu. Tyto profily bude nutné zpevnit nebo nahradit vhodnějším konstrukčním řešením.



Obr. 75 Simulace jízdy po nerovnostech první návrh podpor

V jízdním režimu simulujícím průjezd nerovnostmi při zatížení 1,5g byla maximální deformace opět identifikována na hliníkovém profilu, tentokrát v oblasti středního bloku na horní polici. Deformace zde dosahuje hodnoty 5,3 mm. Kritickým prvkem z pohledu napětí zůstávají ocelové L profily, na kterých bylo naměřeno redukované napětí 414 MPa viz Obr. 75. Tato hodnota rovněž významně překračuje mez kluzu materiálu a potvrzuje, že jde o konstrukčně nevhovující místa vyžadující úpravu.

Při simulaci průjezdu zatáčkou byla nejvyšší deformace zaznamenána v zadním horním hliníkovém profilu, a to ve výši 16 mm. Tento stav indikuje výrazný posun mezirámu vůči hlavnímu rámu vozidla. Nejvyšší redukované napětí se objevuje na spojovacím prvku, konkrétně na výztužném žebro připojeném k ohnutému plechu, jak je patrné z Obr. 76.

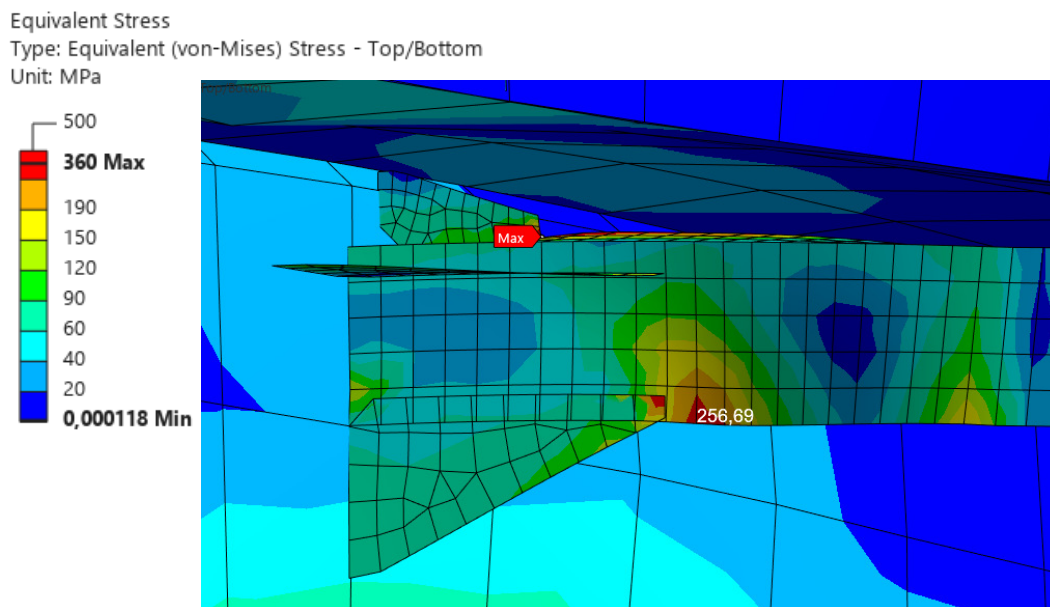


Obr. 76 Simulace průjezdu zatáčkou prvotní návrh

Zde dosahuje napětí hodnoty 220,6 MPa, čímž překračuje mez kluzu materiálu. Také v tomto případě je nezbytné provést konstrukční optimalizaci dané části.

3.18.1 PRVNÍ ÚPRAVY KOMPLETNÍ KONSTRUKCE NÁSTAVBY

Prvním krokem konstrukční úpravy bylo přidání systému výztužných žebér k ocelovým L profilům. Byla navržena trojúhelníková žebra o tloušťce 5 mm s délkami kratších stran 80 mm a 40 mm. První žebro bylo přivařeno na bok L profilu s přesazením 5 mm tak, aby konstrukci vyztužilo ve směru odspodu. Druhé žebro bylo umístěno vodorovně, ve vzdálenosti 7 mm od horní hrany L profilu, s cílem zvýšit tuhost konstrukce v podélném směru. Třetí, menší žebro o rozměrech 40 mm × 18 mm, bylo přivařeno svisle k horní straně L profilu a slouží k vyztužení ve vertikálním směru. Všechna žebra byla současně spojena s nosným prvkem mezirámu, kterým je ocelový U profil.



Obr. 77 Simulace brzdění – přidaná žebra

Tato výztužná sestava byla aplikována na všech osm ocelových L profilů, které podpírají hliníkovou konstrukci úložných prostor. Předpokládá se, že největšímu zatížení jsou vystaveny dva prostřední profily na každé straně konstrukce.

Součástí úpravy byl také zásah do spojovacího prvku, konkrétně navýšení tloušťky výztužného žebra z původních 5 mm na 8 mm.

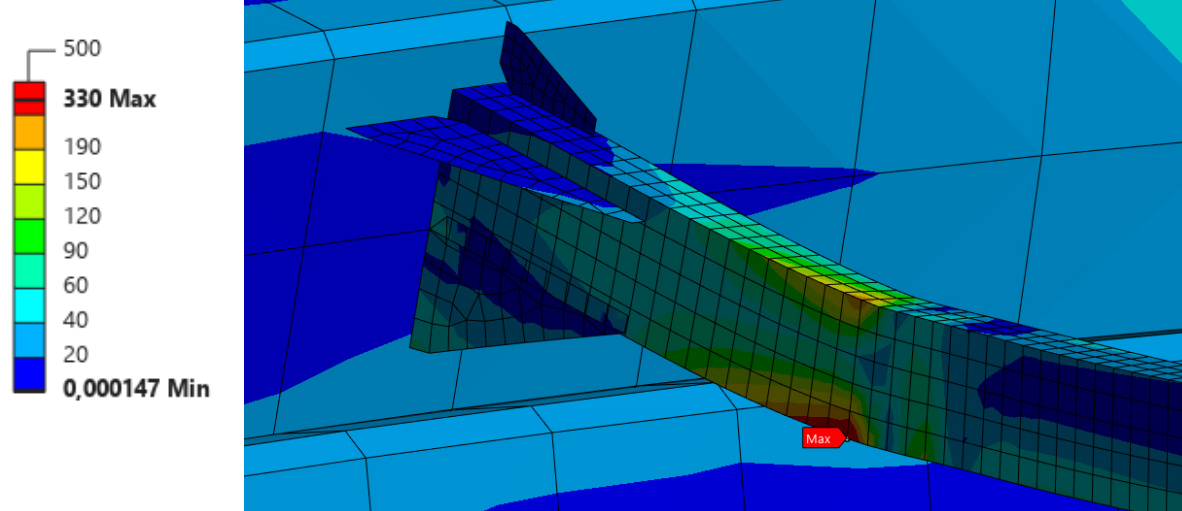
Simulace se zapracováním těchto konstrukčních úprav, zobrazené na Obr. 77, přinesly následující výsledky. Simulace stavu brzdění ukázala maximální redukované napětí o velikosti 360 MPa v oblasti předního z prostředních L profilů, konkrétně v místě spoje s malým žebrem. Dále se zvýšené napětí vyskytuje na spodní hraně profilu v oblasti ukončení svislého žebra, a to ve výši 257 MPa. Zvýšené napětí bylo rovněž zaznamenáno na zadním z prostředních profilů v místě kontaktu s hliníkovou konstrukcí na spodní hraně L profilu, kde hodnota dosáhla 276 MPa.

Při simulaci jízdy po nerovnostech, konkrétně se zatížením působícím svisle hodnotou 1,5g, bylo nejvyšší redukované napětí zaznamenáno na pravé straně v oblasti zadního prostředního profilu, opět ve spoji s hliníkovými profily v dolní části. Vypočtená hodnota činila 330 MPa viz Obr. 78.

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa



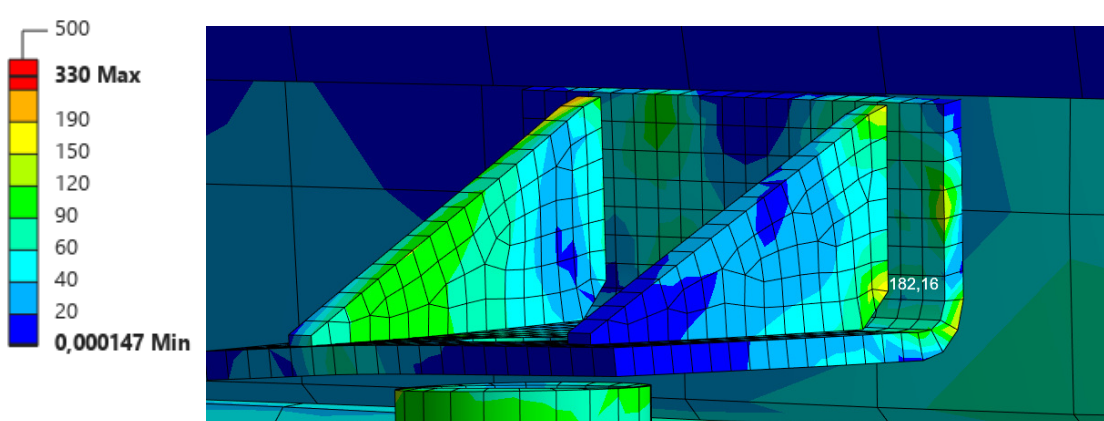
Obr. 78 Simulace jízdy po nerovnostech – přidaná žebra

Simulace průjezdu zatáčkou ukázala, že zesílení spojovacího žebra mělo částečný pozitivní vliv, zobrazeno na Obr. 79. Redukované napětí zde pokleslo na 182 MPa, což je hodnota pod mezí kluzu použitého materiálu. Nicméně, s ohledem na únavové namáhání je třeba uvažovat o dalším snížení této hodnoty, případně o zavedení konstrukčních opatření proti únavovému porušení.

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

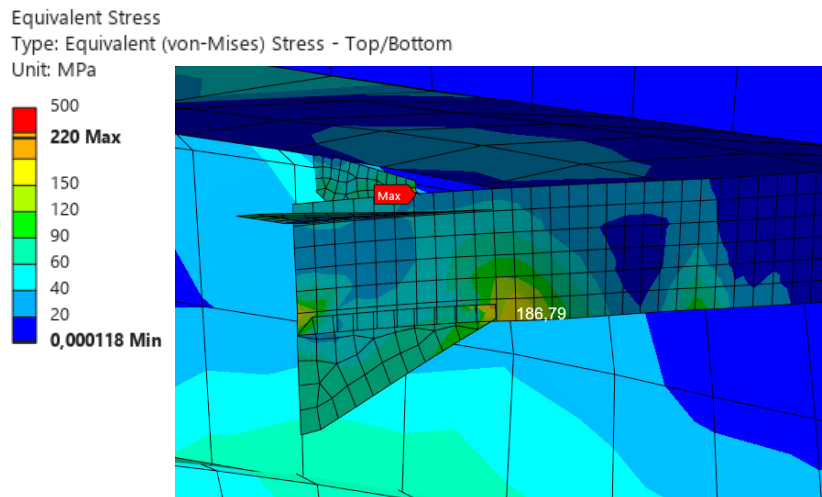
Unit: MPa



Obr. 79 Simulace průjezdu zatáčkou – zesílená žebra

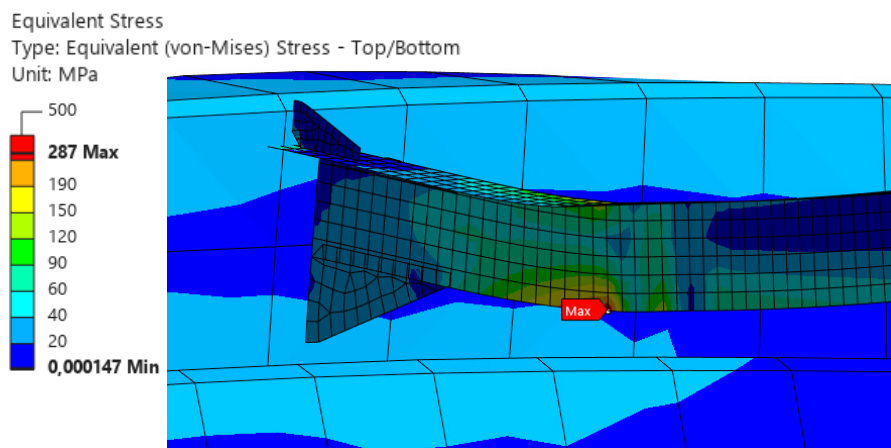
3.18.2 DRUHÉ ÚPRAVY KOMPLETNÍ KONSTRUKCE NÁSTAVBY

Jako další úpravou pro snížení redukovaného napětí byla změna ocelového L profilu. Byla zvolena větší varianta, a to s rozměry 45 x 30 x 5 [30]. Tento profil má delší strany a také zvětšenou tloušťku. Úpravou spojovacího prvku bylo posunutí žebra blíže ke kraji ohnutého plechu.



Obr. 80 Simulace brzdění – větší ocelový L profil

Jako první se zase vyhodnocovala simulace brzdění, kritická místa zůstala stejná, ale došlo k poklesu redukovaného napětí. Maximální napětí zůstalo na spojení malého žebra s L profilem, hodnota je 220 MPa. Došlo také k poklesu napětí na L profilu za svislým žebrem, a to na hodnotu 187 MPa, detailněji na Obr. 80.

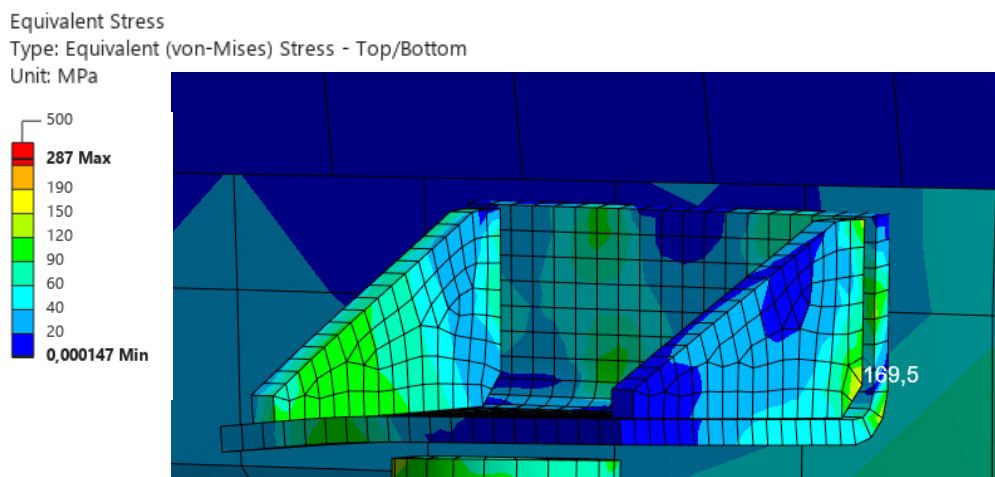


Obr. 81 Simulace jízdy po nerovnostech – větší ocelový L profil

Jako další simulace byla jízda po nerovnostech se svislým zatížením 1,5g. Zde napětí zůstává na spodní hraně L profilu v místech spojení s hliníkovými profily, nicméně zrcadlově na druhé straně. Toto redukované napětí dle von Misses pokleslo na 287 MPa viz Obr. 81.

Po simulaci průjezdu zatáčkou se projevilo mírné snížení redukovaného napětí na žebro vyztužujícím ohnutý plech. Toto napětí má hodnotu 169,5 MPa (Obr. 82). Součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu materiálu je $k = 1,12$.

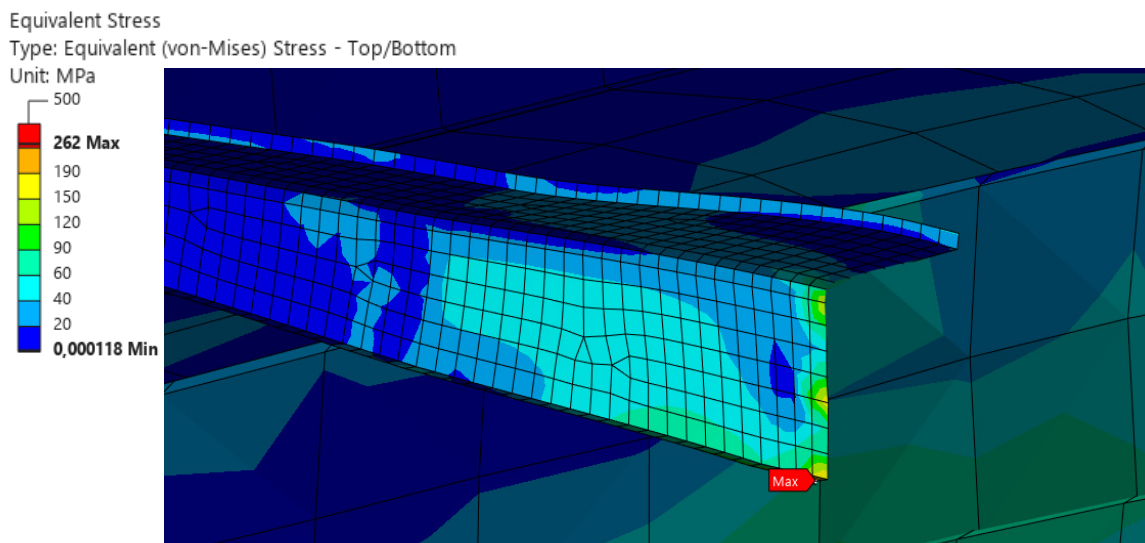
Z těchto simulací se ukazuje snižující se trend redukovaného napětí. Nicméně stejně hodnoty napětí na ocelových L profilech přesahují hodnotu meze kluzu materiálu a musí dojít k další úpravě konstrukce. Co se týče spojovacích prvků, bezpečnost vůči kluzu materiálu je vyhovující ale vzniká otázka, zda vydrží únavové namáhání. A proto se ještě bude zkoušet upravit konstrukci a snížit statické napětí.



Obr. 82 Simulace průřezu zatáčkou s posunutými žebry

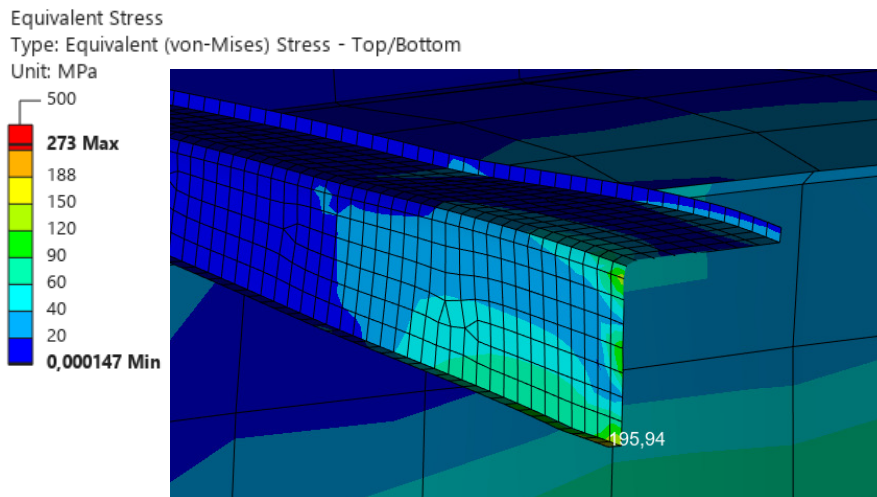
3.18.3 DALŠÍ ÚPRAVY KOMPLETNÍ KONSTRUKCE NÁSTAVBY

Na základě výsledků předchozích simulací byla navržena nová koncepce podpěr úložných prostor. Od původního řešení s ocelovými L profily se zcela upustilo a namísto nich byl navržen nosník z ohýbaného plechu o tloušťce 5 mm. Tento plech se směrem k mezirámu rozšiřuje – výchozí šířka je 30 mm, přičemž od určité délky přechází plynule do šířky 65 mm. Kromě změny samotného nosníku došlo také k úpravě spojovacího prvku, ke kterému byla přidána dvojice nových žebër. Tato nová žebra jsou menší než původní, jejich rozměry činí 75 × 35 mm.



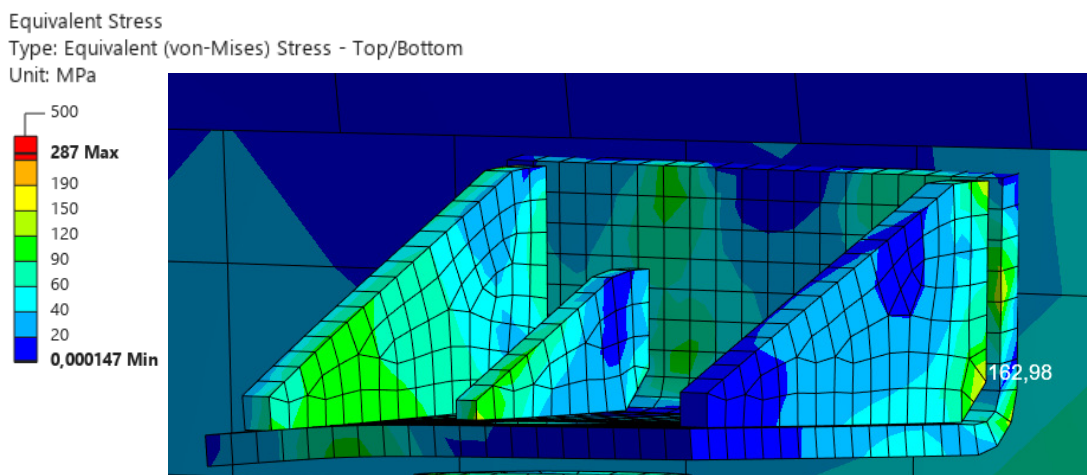
Obr. 83 Simulace brzdění – podpory ohnutý plech

Simulace brzdění s novou koncepcí podpěr ukázala, že maximální redukované napětí vzniká na spodní hraně ohýbaného plechu v místě přivaření k U profilu, kde dosahuje hodnoty 262 MPa viz Obr. 83. Dále bylo sledováno místo spojení plechu s ostatní konstrukcí, kde bylo naměřeno redukované napětí o hodnotě 130 MPa. Následovala simulace jízdy po nerovnostech, při které bylo v oblasti spoje s U profilem zjištěno napětí 196 MPa (Obr. 84), zatímco ve spoji s hliníkovým profilem se hodnota pohybovala kolem 190 MPa. Při simulaci průjezdu zatáčkou, jejímž cílem bylo ověřit namáhání spojovacích prvků, došlo k mírnému poklesu redukovaného napětí na hodnotu 163 MPa, ta je detailně zachycena na Obr. 85.



Obr. 84 Simulace jízdy po nerovnostech – podpory ohnutý plech

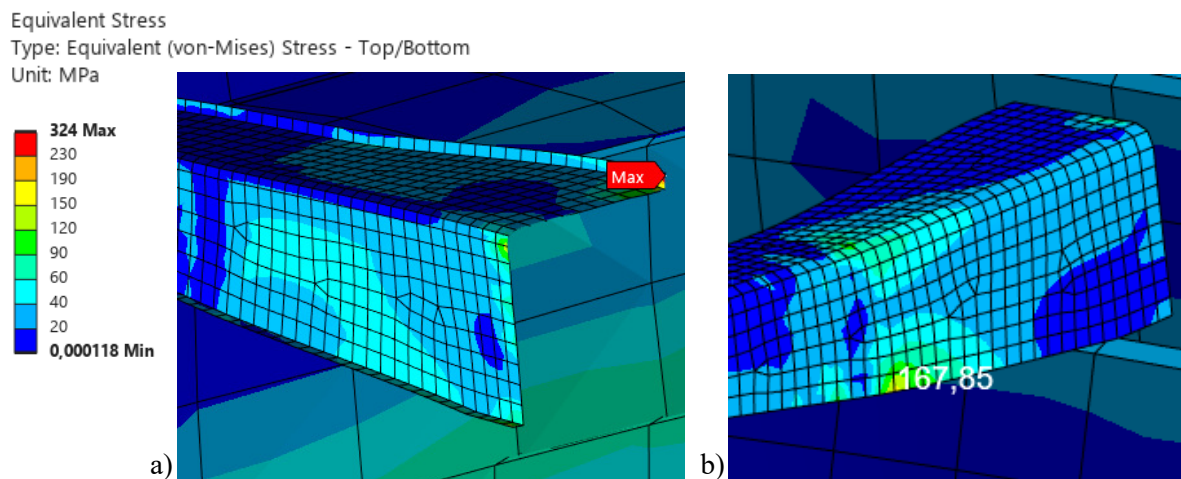
Z těchto výsledků, kdy redukované napětí v několika případech překračovalo mez kluzu použitého materiálu, vyplynula potřeba další úpravy. Ta spočívala v prodloužení rozměru rozšířené části plechu na 85 mm. U spojovacího prvku došlo díky tomu ke snížení redukovaného napětí, přičemž hodnota bezpečnostního součinitele vychází $k = 1,17$. Vzhledem k tomu, že v tomto místě již napětí kleslo na přijatelnou úroveň, nebude tento prvek dále upravován a bude podroben výpočtům z hlediska únavového namáhání.



Obr. 85 Simulace průjezdu zatáčkou s posunutými žebry a dvojicí menších žeber

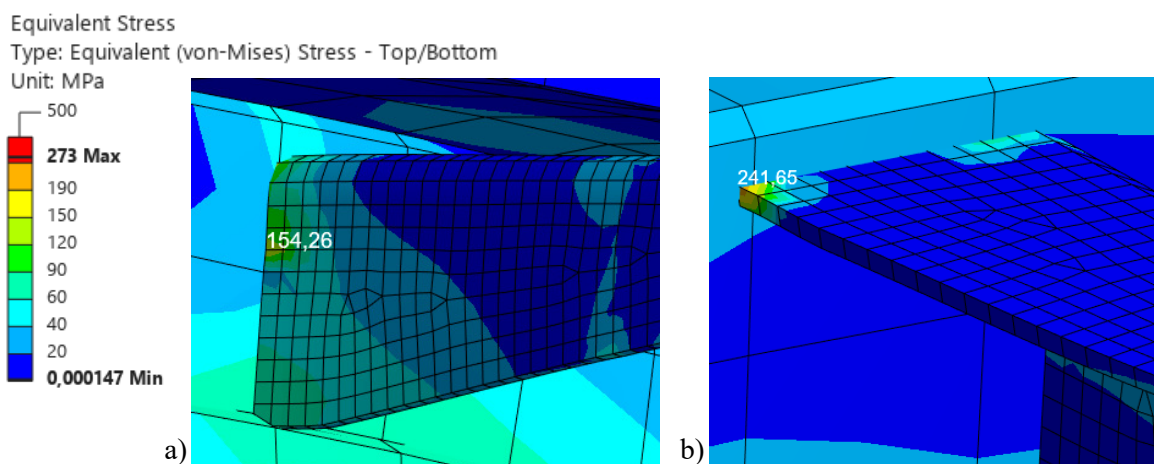
Po zavedení tohoto prodloužení byla znovu provedena simulace brzdění. Výsledkem byl nárůst maximálního redukovaného napětí na hodnotu 324 MPa viz Obr. 86a, a to v oblasti vodorovné hrany přivařené k U profilu. Simulace jízdy po nerovnostech pak ukázala maximální napětí o hodnotě 168 MPa ve spojích s hliníkovými profily, patrné na Obr. 86b. Vzhledem k tomu, že

simulace brzdění stále vykazovala vysoké napětí přesahující mez kluzu, přistoupilo se k další úpravě – a to k prodloužení ohýbaných plechů na 95 mm. Tato změna však byla aplikována pouze na čtyři prostřední plechy, které jsou nejlépe zatěžovány.



Obr. 86 Prodloužení ohnutí na 85 mm, simulace a) brzdění b) jízdy po nerovnostech

Na takto upraveném modelu byly opět provedeny simulace brzdění a jízdy po nerovnostech. Simulace brzdění ukázala vznik redukovaného napětí o hodnotě 154 MPa na vertikální straně, která je spojena s profilem mezirámu (Obr. 87a). Výsledky simulace jízdy po nerovnostech pak odhalily zvýšené napětí na konci vodorovné strany, rovněž v místě napojení na profil mezirámu. Zde redukované napětí dosahuje hodnoty 242 MPa viz Obr. 87b, což opět překračuje mez kluzu materiálu a naznačuje potřebu další optimalizace konstrukce.



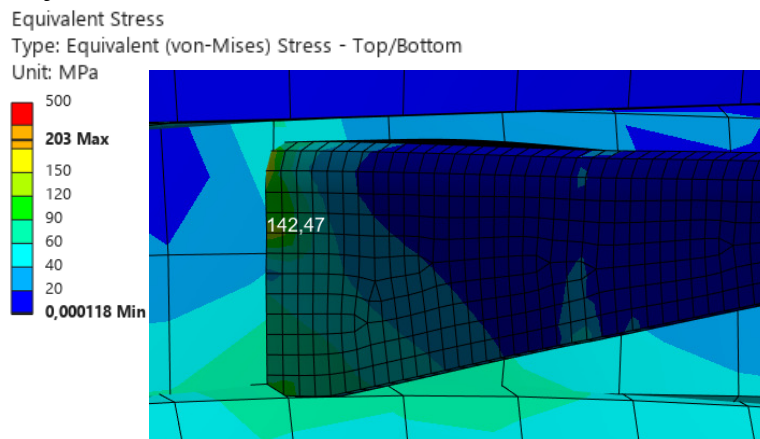
Obr. 87 Prodloužení ohnutí na 95 mm, simulace a) brzdění b) jízdy po nerovnostech

3.18.4 FINÁLNÍ NÁVRH OHNUTÝCH PLECHŮ

Na základě výsledků předchozích simulací byl zvolen nový konstrukční návrh podpory ve formě nesymetrického ohybu plechu. Původní řešení využívalo symetrického rozšíření jak ve vodorovném, tak i ve svislém směru. Nová koncepce však reaguje na zjištěný nárůst napětí při prodlužování vodorovné strany plechu. Z tohoto důvodu byla tato vodorovná strana zkrácena

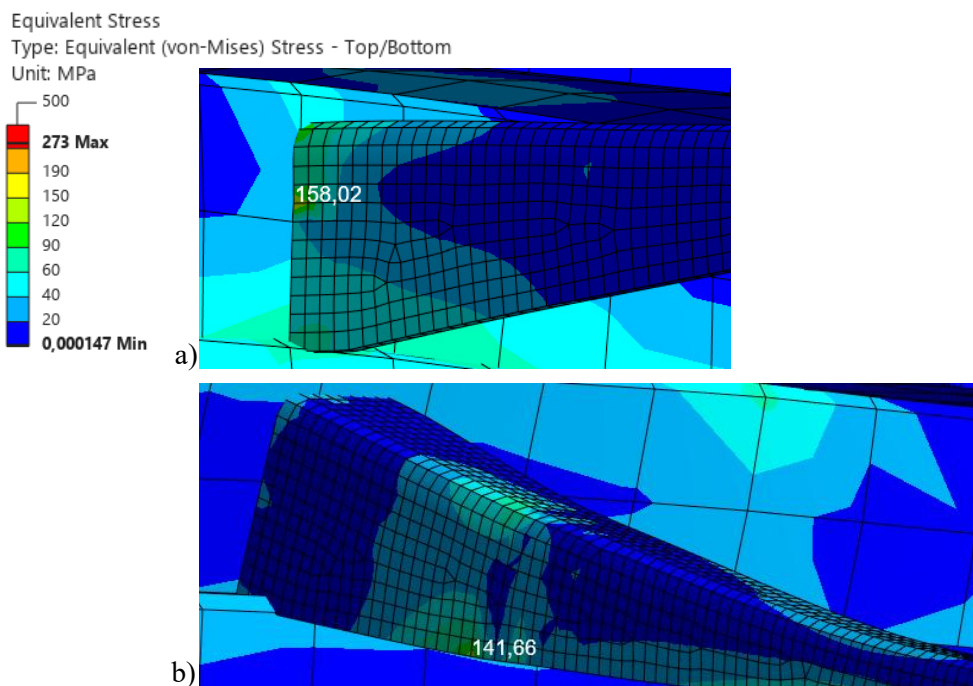
zpět na hodnotu 65 mm, zatímco svislá strana byla ponechána na délce 95 mm. Výsledkem je nesymetrická konstrukce podpory s větší tuhostí ve svislém směru. Úpravy se opět týkají pouze čtyř prostředních podpor, u kterých bylo opakovaně detekováno zvýšené napětí.

Simulace zatížení při brzdění ukázala vznik redukovaného napětí v kritických místech. Na přední prostřední podpoře v oblasti spojení s U profilem činí napětí 143 MPa, znázorněno na Obr. 88, zatímco na zadní prostřední podpoře dosahuje 135 MPa. Obě hodnoty se nacházejí na svislé straně podpory. Pro nejvyšší zjištěné napětí lze stanovit koeficient bezpečnosti ve vztahu k mezi kluzu jako $k = 1,33$.



Obr. 88 Simulace brzdění – nesymetrický ohyb podpory

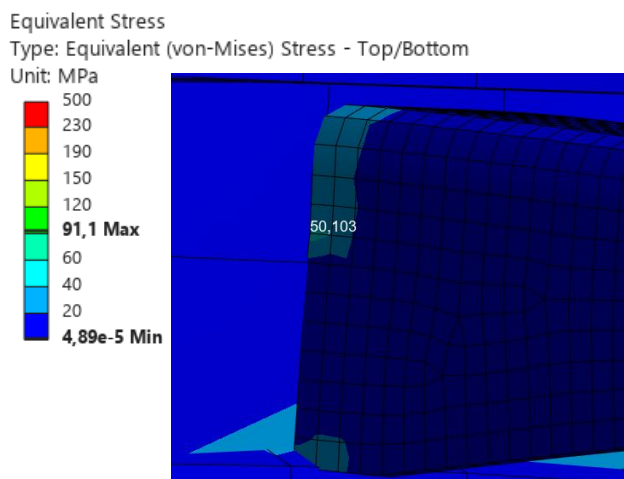
Při simulaci jízdy po nerovnostech se svislým zatížením 1,5g bylo na svislé straně přední prostřední podpory dosaženo napětí 158 MPa viz Obr. 89a. Zvýšené hodnoty se dále objevují



Obr. 89 Simulace jízdy po nerovnostech – nesymetrický ohyb podpory
a) místo spojení s U profilem b) místo spojení s hliníkovými profily

na dolní hraně ohnutého plechu v místě spojení s hliníkovou konstrukcí úložného prostoru, kde napětí dosahuje 142 MPa viz Obr. 89b. Pro tuto hodnotu lze určit koeficient bezpečnosti $k = 1,2$.

Jelikož se jedná o finální návrh, který vyhovuje dvěma nejkritičtějším případům z hlediska redukovaného napětí, byly provedeny doplňující simulace i pro méně zatěžující provozní stavy. Konkrétně se jednalo o simulaci zrychlení a jízdy po nerovnostech se svislým zatížením 0,5g. Výsledky simulace zrychlení neprokázaly výskyt žádných významných napěťových koncentrací.

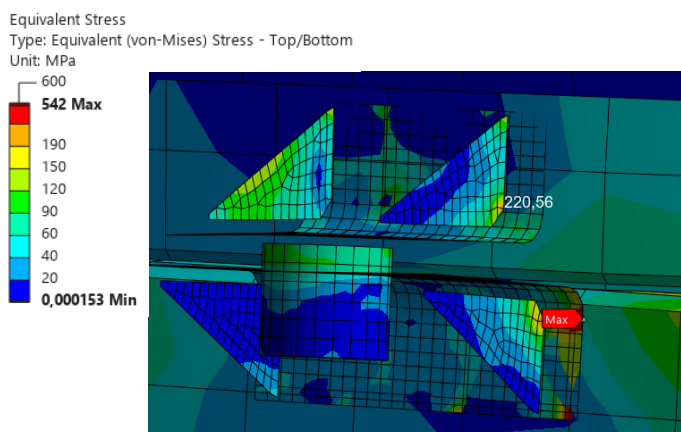


Obr. 90 Simulace jízdy po nerovnostech – svislé zatížení 0,5g

V případě simulace jízdy po nerovnostech se zatížením 0,5g byla pozornost zaměřena na stejná kritická místa jako při zatížení 1,5g, aby bylo možné stanovit rozsah napěťového intervalu. Zatímco při vyšším zatížení činilo napětí v daném místě 158 MPa, při nižším zatížení byla naměřena hodnota 50 MPa, detailněji na Obr. 90. Tato hodnota bude dále využita jako vstupní parametr pro výpočet únavového namáhání.

3.19 NAMÁHÁNÍ RÁMU VOZIDLA

Během provedených simulací zatížení nástavby se ukázalo, že v některých provozních stavech dochází k významnému namáhání samotného rámu vozidla. Nejvýrazněji se tento problém

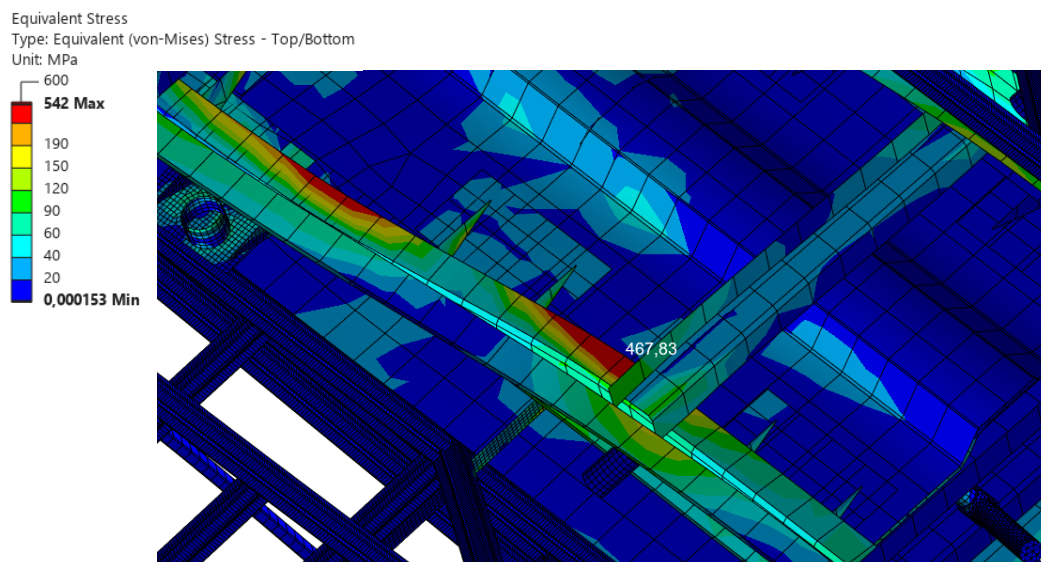


Obr. 91 Simulace průjezdu zatáčkou – napětí na spojovacím bodu rámu vozidla

projevil při simulaci průjezdu zatáčkou, kde bylo v oblasti rámu dosaženo maximální hodnoty redukovaného napětí až 468 MPa. Tato hodnota značně překračuje obvyklé konstrukční limity a v reálné konstrukci by mohla indikovat nutnost zásahu do návrhu rámu. Kromě toho bylo rovněž zaznamenáno velmi vysoké napětí ve spojovacích prvcích mezi nástavbou a rámem, kde redukované napětí v některých případech dosahovalo až 542 MPa viz Obr. 92.

Je však důležité zdůraznit, že rám vozidla (tedy podvozek) není předmětem této diplomové práce. Tato práce se zaměřuje výhradně na konstrukční návrh a optimalizaci nástavby, přičemž rám slouží pouze jako základní nosná platforma pro simulace. Z tohoto důvodu nebyly prováděny žádné zásahy do konstrukce rámu ani jeho optimalizace.

Navíc je třeba brát v úvahu, že se nejedná o přesný model reálného vozidla. V rámci zjednodušení výpočtu nebyla do simulačního modelu zahrnuta deformace pneumatik, pružení kol ani detailní model odpružení či tlumení. Samotný rám je v některých místech výrazně zjednodušen a nezohledňuje konstrukční detaily, které mohou mít vliv na přesnější rozložení napětí.



Obr. 92 Simulace průjezdu zatáčkou – napětí na rámu vozidla

Výsledky simulací je tak nutné brát jako orientační a nelze je bez dalšího ověření přenášet do reálné konstrukce. Přesto však poukazují na potenciálně problematická místa. Tento problém má reálný základ – z praxe jsou známy případy, kdy u některých hasičských vozidel skutečně došlo k prasknutí rámu vozidla v důsledku dlouhodobého přetížení nebo nevhodného rozložení hmotnosti nástavby.

Vzhledem k výše uvedeným skutečnostem nelze výsledné napětí na rámu vozidla považovat za přesné nebo za finální hodnoty. Slouží především jako indikátor možných kritických míst při zvoleném zatížení. Případná modifikace nebo optimalizace rámu by si vyžádala samostatnou analýzu a konstrukční zásah, který je nad rámec této diplomové práce.

Téma úpravy rámu a jeho podrobnější mechanické analýzy by tak mohlo být předmětem další samostatné práce, která by se věnovala například optimalizaci rámu pro specifické typy nástaveb nebo analýze jeho dlouhodobého provozního namáhání.

3.20 MODÁLNÍ ANALÝZA KONSTRUKCE Z HLINÍKOVÝCH PROFILŮ

Na základě modelu použitého při statické strukturální analýze kompletní konstrukce byla provedena také modální analýza, jejímž cílem bylo určit vlastní frekvence a jim odpovídající tvary kmitání konstrukce. Tato analýza slouží k ověření dynamického chování sestavy a k identifikaci možného výskytu rezonance při běžném provozu.

Analýza byla provedena pouze pro finální návrh konstrukce sestávající z hliníkových profilů bez zahrnutí mezirámu a dalších částí. Výpočet zahrnoval prvních 20 vlastních módů. Výsledky ukázaly, že prvních šest módů má téměř nulovou frekvenci, což odpovídá rigidním tělesovým pohybům (translacím a rotacím) celé konstrukce bez deformace. První relevantní vlastní frekvence s významnou deformací konstrukce se objevuje od sedmého módu při frekvenci přibližně 4,1 Hz.

Tab. 5 Vlastní frekvence konstrukce hliníkových profilů

Mód	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Frekvence [Hz]	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	4,1	6,7	11,8	13,4
Mód	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Frekvence [Hz]	14,6	15,1	17,8	18,2	21,1	21,8	22,9	24,0	26,1	27,0

Vzhledem k tomu, že první vlastní frekvence s významným kmitáním leží nad hodnotou 4 Hz a další módy mají rostoucí charakter, lze usoudit, že konstrukce nevykazuje nebezpečí rezonance v běžných provozních podmínkách. Výsledky tedy potvrzují z hlediska dynamiky příznivý návrh konstrukce.

4 VÝPOČTY

Výpočet únavového namáhání představuje důležitou součástí pevnostního ověření konstrukčních celků, které jsou vystaveny opakovanému zatěžování během provozu. V rámci této diplomové práce se jedná o konstrukci nádrže na vodu a pěnídlo umístěné na požárním vozidle, a dále o její nosný mezirám. Analýza vychází z výsledků numerických simulací zatěžovacích stavů, které odpovídají reálným provozním podmínkám vozidla jako je brzdění, zrychlení, průjezd zatáčkami nebo pohyb po nerovném terénu. V rámci výpočtu byly zohledněny dva typy zatěžovacích cyklů, konkrétně míjivý a pulzující, a dále byly aplikovány korekční součinitele podle metodiky Shigleyho, aby bylo možné co nejpřesněji postihnout reálné provozní podmínky. Cílem posouzení je ověřit, zda konstrukce splňuje požadavky na únavovou pevnost a dosahuje požadované spolehlivosti 99,9 % v dlouhodobém provozu.

4.1 VÝPOČET ÚNAVOVÉHO NAMÁHÁNÍ NÁDRŽE NA VODU A NÁDRŽE NA PĚNIDLO

Výpočet vychází z výsledků simulací finální konstrukce nádrže na vodu a pěnídlo. Uvažovány jsou dva typy zatěžovacích cyklů. Míjivý cyklus odpovídá dynamickému namáhání při brzdění, průjezdu zatáčkou nebo zrychlení. Zohledněn bude ten stav, který generuje vyšší úroveň napětí. Pulzující cyklus je charakteristický pro provoz vozidla na nerovném terénu. Jako první je nutné stanovit únavovou mez materiálu, která vychází z meze pevnosti. Pro nerezovou ocel je uvažována hodnota $R_m = 500 \text{ MPa}$. Ta vychází z následující rovnice:

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_{m_{Nerez}} = 252 \text{ MPa} \quad (13)$$

Na základě postupu dle Shigleyho byla provedena korekce základní meze únavy s cílem zohlednit reálné provozní podmínky. Výpočet zahrnuje úpravu základní meze únavy pomocí následujících korekčních součinitelů.

Součinitel vlivu jakosti povrchu k_a : Zohledňuje vliv drsnosti povrchu na únavovou pevnost. Vzhledem k použití nerezového materiálu s mezí pevnosti $R_m = 500 \text{ MPa}$ byla hodnota vypočtena na $k_a = 0,869$.

Součinitel vlivu velikosti tělesa k_b : Zohledňuje velikost součásti vzhledem k objemu materiálu, který se účastní namáhání $k_b = 0,954$.

Součinitel způsobu zatěžování $k_c = 1$: Odpovídá ohybovému zatěžování.

Součinitel vlivu teploty $k_d = 1,01$: Předpokládá se provozní teplota bez významného negativního vlivu na únavové vlastnosti.

Součinitel spolehlivosti $k_e = 0,753$: Zvolený s ohledem na požadovanou spolehlivost konstrukce, kterou je 99,9 %.

Po zahrnutí všech vlivů byla vypočtena korigovaná mez únavy:

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} = 158,85 \text{ MPa} \quad (14)$$

Tato hodnota představuje mezní napětí, pod kterou by konstrukce měla při daných podmínkách vydržet prakticky neomezený počet cyklů bez vzniku únavového poškození.

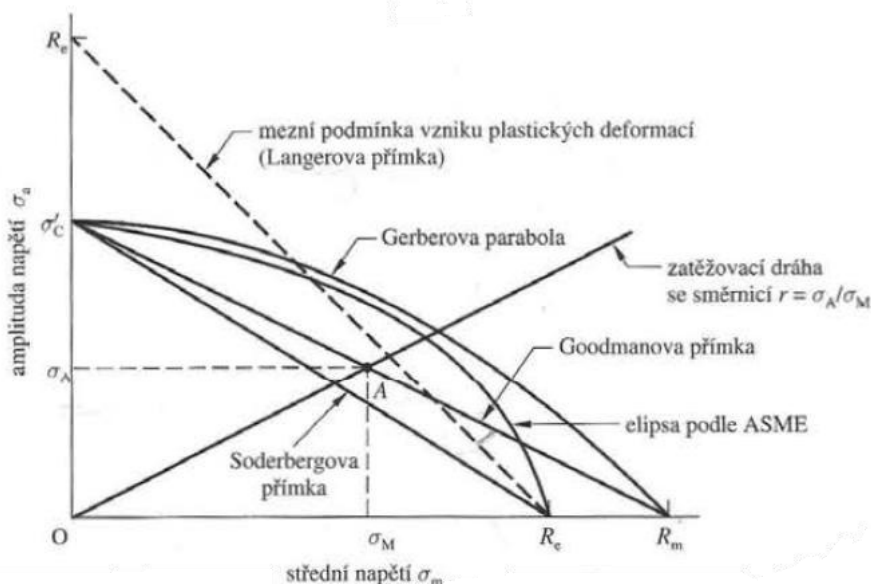
Jako první byl řešen míjivý zatěžovací cyklus, který odpovídá stavům, jež nastávají pouze přechodně, například při prudkém brzdění, průjezdu zatáčkou nebo zrychlení vozidla. Z těchto simulovaných stavů byl jako nejvíce zatěžující vyhodnocen průjezd zatáčkou, při kterém došlo ke vzniku největšího redukovaného napětí o hodnotě 95,5 MPa. Tato hodnota je brána jako maximální napětí v cyklu, zatímco minimální napětí je uvažováno nulové, což odpovídá charakteristice míjivého cyklu.

Na základě těchto hodnot byla dále stanovena amplituda napětí a střední napětí. Tyto parametry slouží jako základ pro určení koeficientu bezpečnosti vůči únavě.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 47,75 \text{ MPa} \quad (15)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 47,75 \text{ MPa} \quad (16)$$

Z hlediska výběru vhodného posuzovacího přístupu byla zvolena dvě nejběžněji používaná a zároveň konzervativní únavová kritéria – Soderbergovo a Goodmanovo. Soderbergovo kritérium je obecně považováno za přísnější, neboť při výpočtu zohledňuje mez kluzu materiálu, zatímco Goodmanovo kritérium pracuje s mezí pevnosti. Obě kritéria jsou reprezentována přímkami v Haighově diagramu viz Obr. 93.



Obr. 93 Haighův diagram

Na základě těchto kritérií byl spočten koeficient bezpečnosti, který lze vypočítat pomocí následující rovnice vycházející ze Soderbergova kritéria.

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma'_{Co}} + \frac{\sigma_m}{Re_{Nerez}}} = 1,81 \quad (17)$$

Výsledkem je hodnota koeficientu bezpečnosti $k_u = 1,81$, což znamená, že konstrukce vyhovuje požadavkům na únavovou pevnost. Pro porovnání byl proveden také výpočet podle Goodmanova kritéria, kde se mez kluzu nahradí mezí pevnosti.

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma'_{Co}} + \frac{\sigma_m}{Rm_{Nerez}}} = 2,53 \quad (18)$$

Výsledný koeficient bezpečnosti v tomto případě dosáhl hodnoty $k_u = 2,53$, a tedy rovněž splňuje požadavky na únavovou pevnost.

Následoval výpočet pro pulzující zatěžovací cyklus, který odpovídá jízdě po nerovnostech, kdy dochází k periodickému kolísání zatížení bez návratu do nulové hodnoty. Ze simulace byly získány hodnoty redukovaného napětí, přičemž maximální napětí dosáhlo 100 MPa a minimální 44,3 MPa. Na základě těchto hodnot byla vypočtena střední a amplitudová složka napětí.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 27,85 \text{ MPa} \quad (19)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 72,15 \text{ MPa} \quad (20)$$

Dále byla bezpečnost vůči únavovému namáhání.

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma'_{Co}} + \frac{\sigma_m}{Re_{Nerez}}} = 1,80 \quad (21)$$

To stejné bylo provedeno pro Goodmanovo kritérium.

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma'_{Co}} + \frac{\sigma_m}{Rm_{Nerez}}} = 3,13 \quad (22)$$

Koeficient bezpečnosti vůči mezi únavy vyšel podle Soderbergova kritéria $k_u = 1,80$ a podle Goodmanova kritéria $k_u = 3,13$, což potvrzuje, že konstrukce splňuje požadavky i při tomto typu zatížení.

4.2 VÝPOČET ÚNAVOVÉHO NAMÁHÁNÍ MEZIRÁMU

Stejným způsobem jako u výpočtu únavového namáhání konstrukce nádrže na vodu a pěnidlo bude proveden i výpočet pro vybrané části mezirámu. Vzhledem k tomu, že se jedná o stejný materiál jako v případě nádrží, bude se uvažovat stejná korigovaná mez únavy. Samotný postup výpočtu zůstává v zásadě totožný, liší se pouze vstupní hodnoty redukovaného napětí.

Výchozí hodnota pro výpočet pochází ze simulace průjezdu zatáčkou, při které bylo v oblasti žebra u spojovacího prvku mezi mezirámem a rámem vozidla dosaženo redukovaného napětí 163 MPa. Vzhledem k charakteru zatížení se předpokládá mýjivý cyklus. Prvním krokem je výpočet amplitudy napětí a střední hodnoty napětí.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 81,5 \text{ MPa} \quad (23)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 81,5 \text{ MPa} \quad (24)$$

Následně se stanoví součinitel bezpečnosti vůči únavovému namáhání, nejprve podle Soderbergova kritéria,

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma'_{Co}} + \frac{\sigma_m}{Re_{Nerez}}} = 1,06 \quad (25)$$

a poté i podle Goodmanova kritéria.

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma'_{Co}} + \frac{\sigma_m}{Rm_{Nerez}}} = 1,48 \quad (26)$$

Výsledné hodnoty koeficientů bezpečnosti vycházejí následovně: podle Soderberga $k_u = 1,06$ a podle Goodmana $k_u = 1,48$. Je patrné, že hodnota podle Soderberga se blíží hranici 1, nicméně pro požadovanou spolehlivost 99,9 % je tento výsledek stále považován za vyhovující.

Ve druhé části výpočtu bylo nutné prověřit další potenciálně kritické místo – konkrétně oblast plechové podpory úložných prostor, která vykazovala zvýšené napětí při simulaci jízdy po nerovnostech. V tomto případě se předpokládá pulzující cyklus zatížení. Vstupní hodnoty redukovaného napětí byly 158 MPa při svislém zatížení 1,5g a 50 MPa při zatížení 0,5g. I zde se výpočet zahajuje stanovením amplitudy a střední hodnoty napětí.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 54 \text{ MPa} \quad (27)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 104 \text{ MPa} \quad (28)$$

Následuje opět výpočet koeficientů bezpečnosti – nejprve dle Soderbergova kritéria,

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma'_{Co}} + \frac{\sigma_m}{Re_{Nerez}}} = 1,13 \quad (29)$$

poté i podle Goodmana.

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma'_{Co}} + \frac{\sigma_m}{Rm_{Nerez}}} = 1,83 \quad (30)$$

Výsledné hodnoty jsou $k_u = 1,13$ podle Soderberga a $k_u = 1,83$ podle Goodmana. Obě hodnoty převyšují mez 1, což potvrzuje, že dané konstrukční řešení vyhovuje z hlediska únavového namáhání.

Provedený výpočet prokázal, že konstrukce nádrže na vodu a pěnidlo i její nosný mezirám splňují požadavky na únavovou pevnost v rámci očekávaných provozních podmínek. U všech analyzovaných zatěžovacích stavů byly dosaženy koeficienty bezpečnosti vyšší než jedna, přičemž i nejnižší hodnota podle přísnějšího Soderbergova kritéria zůstává nad touto mezí. Výsledky potvrzují, že návrh vykazuje dostatečné rezervy vůči únavovému namáhání, a to i v oblastech, které byly identifikovány jako potenciálně kritické. Celkové hodnocení tedy ukazuje, že konstrukce je z hlediska únavové životnosti vhodná pro dlouhodobý provoz a odpovídá požadované úrovni bezpečnosti a spolehlivosti.

ZÁVĚR

Výsledkem práce je konstrukční návrh, který reflektuje požadavky kladené na moderní hasičská vozidla a současně respektuje konstrukční omezení daná původním rámem podvozku.

Podstatnou součástí návrhu byla nová konstrukce nerezové nádrže na vodu a pěnidlo. Ta byla postupně optimalizována prostřednictvím několika variant a numerických simulací. Finální verze nádrže zajišťuje požadovaný objem i dostatečnou pevnost při zachování nízké hmotnosti. Konstrukce je tvořena plechy o tloušťce 4 mm a zahrnuje i integrované potrubní a přepadové systémy. Pevnostní analýzy prokázaly, že při všech simulovaných jízdních stavech vozidla je konstrukce nádrže dostatečně dimenzována, přičemž redukované napětí při simulovaných statických jízdních stavech mimo oblasti singularit dle hypotézy von Mises dosahuje maximálně hodnot přibližně do 100 MPa. Nejnižší zjištěný součinitel bezpečnosti činil $k = 1,90$, což lze považovat za vyhovující hodnotu.

Řešeny byly také konstrukční prvky úložných prostor, včetně výsuvné police, bočního plechu a výklopného schůdku. U schůdku došlo k výrazné optimalizaci konstrukce pantu, jehož původní verze vykazovala nevyhovující hodnoty napětí. Nově navržený pant s bočním uchycením a upravenou geometrií vykazuje maximálního redukované napětí dle hypotézy von Mises 115 MPa, což lze považovat za přijatelnou hodnotu.

Dále byl navržen nosný mezirám, který slouží k propojení nádrže s rámem vozidla. Byl optimalizován z hlediska tuhosti a únosnosti. Kritickým místem byly podpěrné prvky konstrukce hliníkových profilů, které byly v počátečním návrhu řešeny jako ocelové profily tvaru L. Ty však vykazovaly vysoké hodnoty napětí překračující mez kluzu. Po nahrazení profilu ohýbaným, tvarově optimalizovaným plechem se podařilo snížit redukované napětí při statických stavech na maximální hodnotu 158 MPa, což odpovídá koeficientu bezpečnosti $k = 1,2$.

Modální analýza navržené konstrukce potvrdila, že vlastní frekvence konstrukce leží mimo běžné provozní frekvenční spektrum, a za provozu tak nehrozí rezonance. Tato analýza byla provedena jak pro nádrž, tak pro konstrukci z hliníkových profilů.

V práci byl také proveden v prvním přiblížení výpočet únavového namáhání vybraných míst konstrukce. Použit byl konzervativní přístup zahrnující výpočty podle Soderbergova a následně i Goodmanova kritéria. Výsledky vykazují z hlediska dlouhodobého provozního zatížení akceptovatelné hodnoty.

Výsledkem práce je kompletní konstrukční návrh modernizované nástavby, který splňuje požadavky na pevnost, výrobitelnost i praktické použití v provozu. Přestože to nebylo náplní práce do budoucna by bylo vhodné věnovat se kontrole rámu vozidla, neboť v rámci simulací byly na rámu zaznamenány oblasti s vyššími hodnotami napětí a zkušenosti z provozu tyto problémy potvrzují.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *MERCEDES-BENZ LK/LN2, 1124 AF 177 kW*. Online. Světluška. C2020. Dostupné z: <https://eshop.svetluska.cz/nahradni-dily-na-nakladni-auta/mercedes-benz/lk-ln2-1984/1124-af-177kw-4x4-komunalni-vozidlo-11t-1992/>. [cit. 2024-10-13].
- [2] *Cisternová automobilová stříkačka*. Online. In: Wikipedia: the free encyclopedia. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Cisternov%C3%A1_automobilov%C3%A1_st%C5%99%C3%ADka%C4%8Dka. [cit. 2025-02-12].
- [3] COLLOTTA, M. a SOLAZZI, L. New design concept of a tank made of plastic material for firefighting vehicle. Online. *INTERNATIONAL JOURNAL OF AUTOMOTIVE AND MECHANICAL ENGINEERING*. 2017, roč. 14, č. 4, s. 4603-4615. ISSN 22298649. Dostupné z: <https://doi.org/10.15282/ijame.14.4.2017.2.0363>. [cit. 2024-10-02].
- [4] *Nástavby polymodule*. Online. ZHT - Zabransky high technology. C2021. Dostupné z: <https://www.zht.cz/>. [cit. 2024-05-24].
- [5] Company profile: MERAJ Limited. Online. In: . C2024. Dostupné z: <https://www.merajlimited.com/product-category/vehicles/fire-fighting-rescue-vehicles/>. [cit. 2024-10-13].
- [6] *Požární automobily*. Online. THT Polička, s.r.o. C2019. Dostupné z: <https://www.tht.cz/cs>. [cit. 2024-05-24].
- [7] *ALPAS*. Online. Ziegler. 2024. Dostupné z: <https://www.ziegler.de/en/company/core-competencies/alpas>. [cit. 2024-10-01].
- [8] MINISTERSTVO DOPRAVY. *Přeprava nebezpečných věcí - Dohoda ADR*. Online. Ministerstvo dopravy. 2023. Dostupné z: [https://www.mdcz.cz/Zivotni-situace/Silnicni-doprava/Nakladni-doprava-\(1\)/Preprava-nebezpecnych-veci-dohoda-adr/Dohoda-ADR-2021?returl=/Zivotni-situace/Silnicni-doprava/Nakladni-doprava-\(1\)/Preprava-nebezpecnych-veci-dohoda-adr](https://www.mdcz.cz/Zivotni-situace/Silnicni-doprava/Nakladni-doprava-(1)/Preprava-nebezpecnych-veci-dohoda-adr/Dohoda-ADR-2021?returl=/Zivotni-situace/Silnicni-doprava/Nakladni-doprava-(1)/Preprava-nebezpecnych-veci-dohoda-adr). [cit. 2024-05-24].
- [9] *Technické podmínky pro pořízení požárního automobilu: Cisternová automobilová stříkačka CAS 15/2000/120 - M 2 Z*. PDF. 2007. Dostupné také z: <https://hzscr.gov.cz/clanek/katalog-vydanych-technicky-podminek-pozarni-techniky-a-vecnych-prostredku.aspx>.
- [10] *Technické podmínky pro pořízení požárního automobilu: Cisternová automobilová stříkačka CAS 15/2200/135 - M 2 Z*. PDF. 2008. Dostupné také z: <https://hzscr.gov.cz/clanek/katalog-vydanych-technicky-podminek-pozarni-techniky-a-vecnych-prostredku.aspx>.

- [11] SDH ZUBŘÍ. *Rozdělení požárních hadic*. Online. 2013. Dostupné z: <https://www.obeczubri.cz/hasici/2013/04/09/rozdeleni-pozarnich-hadic/>. [cit. 2025-04-21].
- [12] *Datový list: Austenitická ocel 1.4301*. Online. In: AGST Draht & Biegetechnik. 2023. Dostupné z: <https://www.agst.de/4301?lang=cs>. [cit. 2025-04-17].
- [13] *Profil otevřený průřezu U rovnoramenný, U 120x60x5*. Online. Feron. C2017. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/30768/profil-otevreny-prurezu-u-rovnoramenny-en-10162-u-120x60x5>. [cit. 2025-04-17].
- [14] WATEROUS. *HLU SERIES*. 2024. Dostupné také z: <https://www.waterousco.com/product/hlu/>.
- [15] *Trubka bezešvá pro tlaková zařízení, průměr 76,3x4*. Online. Feron. C2017. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/42154/trubka-bezesva-pro-tlakova-zarizeni-en-10216-1-prumer-76-1x4>. [cit. 2025-04-21].
- [16] *Trubka bezešvá pro tlaková zařízení, průměr 114,3x4*. Online. Feron. C2017. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/42542/trubka-bezesva-pro-tlakova-zarizeni-en-10216-1-prumer-114-3x4>. [cit. 2025-04-21].
- [17] *Přehled vlastností oceli S235JR: Technická dokumentace*. Online. In: Bolzano. C2020. Dostupné z: <https://tpbolzano.cz/wp-content/uploads/2022/02/S235JR.pdf>. [cit. 2025-05-22].
- [18] *Profil dutý svařovaný černý se čtvercovým průřezem, rozměr 50x3*. Online. Feron. C2017. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/28694/profil-duty-svarovany-cerny-se-ctvercovym-prurezem-en-10219-rozmer-50x3>. [cit. 2025-04-26].
- [19] *Profil nerovnoramenný L z konstrukční oceli válcované za tepla, L 40x20x4*. Online. Feron. C2017. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/27792/profil-nerovnoramenny-l-z-konstrukcni-oceli-valcovane-za-tepla-en-10056-l-40x20x4>. [cit. 2025-04-26].
- [20] *Pružina pouzdrová - 30x60/60(68)*. Online. Rubena. C2025. Dostupné z: <https://eshop.rubena.cz/pruzina-pouzdrova-30x60-6068/d-163964-c-2249/>. [cit. 2025-04-27].
- [21] *ALUTEC KK Hliníkový konstrukční systém: Technická data*. PDF. 2023. Dostupné také z: <https://www.aluteckk.cz/files/katalog-tlac-ver-cz-30102023.pdf>.
- [22] *ALUTEC KK*. Online. ALUTEC KK. Dostupné z: <https://www.aluteckk.cz/>. [cit. 2025-04-13].

- [23] *Elektrocentrála PH-PROGRESS RD 7700*. Online. Pavliš a Hartmann. C2025. Dostupné z: https://www.phhp.cz/elektrocentrala-ph-progress-rd-7700/pro205_254.html. [cit. 2025-04-28].
- [24] *Telescopic slides GN1432*. Online. Eles+Ganter. C2025. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.com/en/www/products/linear-motion-components--1/Linear-motion-components--Telescopic-slides--GN1432#categoryid=343008&sortby=0&facetvalue=>. [cit. 2025-04-28].
- [25] *Telescopic slides GN1440*. Online. Eles+Ganter. C2025. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.com/en/www/products/linear-motion-components--1/Linear-motion-components--Telescopic-slides--GN1440#categoryid=343008&sortby=0&facetvalue=>. [cit. 2025-04-17].
- [26] *Přenosné plovoucí čerpadlo PH-Mamut 2400*. Online. Pavliš a Hartmann. C2025. Dostupné z: https://www.phhp.cz/prenosne-plovouci-cerpadlo-ph-mamut-2400/pro231_278.html. [cit. 2025-05-06].
- [27] *Závěs RT72*. Online. Lidokov. C2015. Dostupné z: <http://www.lidokov.cz/zaves-rt72>. [cit. 2025-04-30].
- [28] *Vzpěra plynová s navařenými oky 300 mm/1000 N*. Online. Trans-Technic. C2025. Dostupné z: <https://www.trans-technik.cz/vzpera-plynova-s-navarenymi-oky-300-mm-1000-n-0851530-100>. [cit. 2025-04-29].
- [29] TRANS-TECHNIK. *Konstrukční díly*. Online. C2025, Aktualizace 8/22. Dostupné z: <https://www.trans-technik.cz/08-konstrukcni-dily>. [cit. 2025-04-01].
- [30] *Profil nerovnoramenný L z konstrukční oceli válcované za tepla, L 45x30x5*. Online. Feron. C2017. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/40333/profil-nerovnoramenny-l-z-konstrukcni-oceli-valcovane-za-tepla-en-10056-l-45x30x5>. [cit. 2025-05-22].
- [31] ALUTEC K&K. *Katalog Alutec K&K*. Online. C2015. Dostupné z: <https://katalogalutecck.aspone.cz/#>. [cit. 2025-04-01].

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<i>ADR</i>		Evropská dohoda o mezinárodní silniční přepravě nebezpečných věcí
a_y^v	[g]	Zrychlení v natočeném souřadném systému ve směru osy y
a_{y1}^v	[g]	Gravitační složka zrychlení na nakloněném vozidle ve směru osy y
a_{y2}^v	[g]	Odstředivá složka zrychlení na nakloněném vozidle ve směru osy y
a_z^v	[g]	Zrychlení v natočeném souřadném systému ve směru osy z
a_{z1}^v	[g]	Gravitační složka zrychlení na nakloněném vozidle ve směru osy z
a_{z2}^v	[g]	Odstředivá složka zrychlení na nakloněném vozidle ve směru osy z
a_y	[g]	Zrychlení ve směru osy y
a_z	[g]	Zrychlení ve směru osy z
<i>CAS</i>		Cisternová automobilová stříkačka
<i>DIN</i>		Deutsches Institut für Normung
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
H.Z.T.		Hasičská záchranná technika
<i>ISO</i>		International Organization for Standardization
k	[-]	Bezpečnost vůči mezi kluzu materiálu
k_a	[-]	Součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[-]	Součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[-]	Součinitel způsobu zatěžování
k_d	[-]	Součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	Součinitel spolehlivosti
k_u	[-]	Bezpečnost vůči mezi únavy
<i>PPC</i>		Polypropylene kopolymer
Re_{Nerez}	[MPa]	Mez kluzu materiálu nerez
Rm_{Nerez}	[MPa]	Mez pevnosti materiálu nerez
<i>STEP</i>		Standard for the exchanges of product data
y^v		Natočený souřadný systém vozidla osa y
z^v		Natočený souřadný systém vozidla osa z
α	[°]	Úhel naklonění vozidla
σ'_{Co}	[MPa]	Redukovaná mez únavy materiálu
σ_a	[MPa]	Amplituda napětí
σ_{Co}	[MPa]	Mez únavy materiálu
σ_m	[MPa]	Střední napětí

σ_{max}	[MPa]	Maximální napětí
σ_{min}	[MPa]	Minimální napětí

SEZNAM PŘÍLOH

P1_ Pomocny vypocet k diplomove praci - Richter Vojtech.mcdx/pdf