

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Lukáš Dušák

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Cisternový přívěs pro hasičský záchranný sbor ČR
Lukáš Dušák

Diplomová práce
2019

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Lukáš Dušák**
Osobní číslo: **D17373**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Název tématu: **Cisternový přívěs pro hasičský záchranný sbor ČR**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Práci zaměřte na návrh konstrukce rámu a samotné válcové skořepiny cisternového přívěsu. Ostatní součásti cisternového přívěsu doplňte formou návrhu koncepce konstrukčního řešení (použití standardně vyráběných dílů). Výpočty pevnosti a únavy zaměřte na válcovou skořepinu a rám přívěsu. Výpočet standardních částí řešte analyticky. Náročnější výpočty ne-standardních konstrukčních uzlů proveďte pomocí MKP. Zpracujte odpovídající výkresovou dokumentaci. Pro vyhodnocení pevnosti a únavy použijte současné poznatky vědy a techniky.

Vypracovat:

1. Úvod
2. Rešerše předpisů a norem, které se týkají cisternových přívěsů.
3. Rešerše současných cisternových přívěsů.
4. Stanovení požadavků na konstruovaný cisternový přívěs.
5. Stanovení zatížení + stabilita jízdy cisternového přívěsu (jízda do zatáčky, zrychlení apod.)
6. Konstrukční návrh rámu a válcové skořepiny. Návrh koncepce ostatních částí cisternového přívěsu.
7. Provedení kontroly pevnosti a únavy rámu a válcové skořepiny.
8. Vyhodnocení.
9. Závěr

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího práce

Rozsah pracovní zprávy: 50 - 60 stran textu a přílohy

Forma zpracování diplomové práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

- [1] ČSN EN 1993-1 (dříve ČSN 731401). Navrhování ocelových konstrukcí. Česká technická norma. Český normalizační institut, 1998.
- [2] EN ČSN 69 0010. Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla - výpočet pevnosti. Český normalizační institut.
- [3] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, CH. R., BUDYNAS, R. G.: Konstruování strojních součástí. Nakladatelství VUTIUM, VUT Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] VOŇKA, T.: Posouzení jízdních vlastností cisternového návěsu na přepravu asfaltu a dalších horkých materiálů. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, DFJP, 2009.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.

Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání diplomové práce: 15. února 2019

Termín odevzdání diplomové práce: 20. května 2019



doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

L.S.



Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2019

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 9/2012 Pravidla pro zveřejňování závěrečných prací a jejich základní jednotnou formální úpravu, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato diplomová práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne 10.5.2019

.....

Lukáš Dušák

Poděkování

Chtěl bych poděkovat nejen vedoucímu práce doc. Ing. Petru Tomkovi, Ph.D., ale chtěl bych poděkovat všem, kteří byli ochotni věnovat mi svůj čas ať už při osobní schůzce či prostřednictvím e-mailové korespondence. Někdy i krátká na první pohled bezvýznamná informace mi často pomohla si uvědomit souvislosti a posunout se v dané řešené problematice o kus dál. Informace poskytl Jaroslav Krčmář a Michal Novák ze stanice HZS ČR v Českých Budějovicích. Pomohl a poradil za společnost THT Polička obchodní ředitel Martin Baláš a vedoucí zkušebního oddělení Ing. Josef Mikuta, vedoucí konstrukce Ing. Miroslav Vacek a konstruktér Ing. David Kopecký ze společnosti KOBIT THZ(továrna hasicích zařízení Slatiňany), Daniel Derli – výrobní ředitel společnosti ZHT Group.

ANOTACE

Tato diplomová práce se zabývá ideovým návrhem konstrukce dvouosého cisternového přívěsu určenému pro potřeby hasičského záchranného sboru České republiky. V první části práce se hovoří o legislativě a požadavcích kladených na navrhovaný přívěs. V druhé části práce se již hovoří o problematice návrhu přívěsu. Byly provedeny pevnostní analýzy rámu a skořepiny válcové cisterny pomocí znalostí z Metody Konečných Prvků ve spolupráci s počítačovým programem SolidWorks.

KLÍČOVÁ SLOVA

hasičský záchranný sbor, legislativa, stabilita, rám, náprava, skořepina, metoda konečných prvků

TITLE

A tank trailer for the Fire Rescue Service of the Czech Republic

ANOTATION

This thesis deals with the ideological design of a two-axle tank trailer designed for the needs of the Fire rescue service of the Czech Republic. The first part of my thesis discusses the legislation and requirements for the proposed trailer. The second part of the thesis focuses on the issue of the trailer design. Strength analyzes of the frame and shell of the tank shell were performed by using the Finite Element Method knowledge, in the cooperation with the SolidWorks computer programme.

KEYWORDS

Fire Rescue Service, legislation, stability, frame, axle, shell, finite element method

Obsah

Seznam ilustrací.....	10
Úvod.....	15
1. Hasičský záchranný sbor ČR a jednotky požární ochrany	17
1.1 Vozidla ve službách HZS ČR	17
1.1.1 Barevná úprava a nápisy.....	23
1.1.2 Značení	26
1.1.3 Nádrž na hasivo	28
2. Předpisy a normy týkající se cisternových přívěsů	29
2.1 Homologace.....	29
2.2 Předpis EHK/OSN č.111	31
2.2.1 Zkouška reálného vozidla na sklopné plošině	31
2.2.2 Výpočetní metoda příčné stability	32
2.3 Vyhláška č. 341/2014 Sb. o schvalování technické způsobilosti.....	33
2.3.1 Největší povolené hmotnosti silničních vozidel	33
2.3.2 Největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav	34
3. Současné cisternové přívěsy.....	35
3.1 Tvary cisteren	35
4. Zatížení, stabilita jízdy cisternového přívěsu	38
4.1 Stabilita a pojmy s ní spojené	38
4.1.1 Těžiště	39
4.1.2 Řešení příčné stability	41
4.2 Zatížení kapalným nákladem	42
5. Stanovení požadavků na konstruovaný cisternový přívěs.....	44
6. Konstrukční návrh rámu a válcové skořepiny	46
6.1 Návrh rámu	46
6.2 Návrh válcové skořepiny	47
6.3 Pevnostní výpočty.....	50
6.3.1 Válcová skořepina	52
6.3.1.1 Vnitřní pevnost jedné sekce nádrže.....	52

6.3.1.2	Ztráta stability jedné sekce nádrže	57
6.3.1.3	Přepážka	60
6.3.1.3.1	Brzdění.....	61
6.3.1.3.2	Zatížení přepážky od kombinace hydrostatického a hydrodynamického tlaku.....	63
6.3.1.3.3	Zatížení přepážky přetlakem 0,22MPa	66
6.3.1.4	Klenuté dno cisterny.....	71
6.3.1.4.1	Klenuté dno zatížené přetlakem o hodnotě 0,047 MPa.....	73
6.3.1.4.2	Klenuté dno zatížené přetlakem o hodnotě 0,22 MPa.....	76
6.3.1.4.3	Klenuté dno zatížené podtlakem	79
6.3.1.5	Válcová nádoba na sedlových podporách	81
6.3.1.5.1	Válcová nádoba na sedlových podporách zatížena vlastní tíhou	84
6.3.1.5.2	Válcová nádoba na sedlových podporách zatížena kombinací podtlaku a vlastní tíhy.....	87
6.3.2	Podvozkový rám.....	89
6.3.2.1	Připojený přívěs.....	90
6.3.2.2	Odpojený přívěs	93
6.4	Provedení kontroly únavy rámu a válcové skořepiny	96
6.4.1	Únava válcové skořepiny.....	96
6.4.2	Únava rámu	96
7.	Návrh koncepce ostatních částí cisternového přívěsu	97
7.1	Náprava.....	97
7.2	Pneumatiky	98
7.3	Opěrná noha.....	99
7.4	Závěsné zařízení	100
7.5	Shrnutí.....	103
7.5.1	Vizualizace navrhovaného cisternového přívěsu.....	107
Závěr.....		109
Seznam použitých zdrojů.....		111
Seznam příloh.....		115

Seznam ilustrací

Obrázky

<i>Obrázek 1: Znak hasičů v ČR [1]</i>	17
<i>Obrázek 2: Přední a zadní nájezdový úhel [2]</i>	18
<i>Obrázek 3: Přechodový úhel [2]</i>	19
<i>Obrázek 4: Světlá výška [2]</i>	19
<i>Obrázek 5: Světlá výška pod nápravou [2]</i>	20
<i>Obrázek 6: Obrysový průměr zatáčení [2]</i>	20
<i>Obrázek 7: Úhel bočního náklonu [2]</i>	21
<i>Obrázek 8: Stoupavost [2]</i>	21
<i>Obrázek 9: Barevná úprava vozidel HZS [2]</i>	24
<i>Obrázek 10: Symboly vybavení požární techniky - vzor č. 1 [3]</i>	25
<i>Obrázek 11: CAS 30/8200/800 - S2R - TATRA [5]</i>	26
<i>Obrázek 12: Ukázka nádrže na hasivo, která je umístěna do nástavby požárního automobilu [13]</i>	28
<i>Obrázek 13: Příklad homologační značky podle EHK/OSN [6, s.22]</i>	30
<i>Obrázek 14: Homologační značka dle předpisů ES/EU [6, s.23]</i>	30
<i>Obrázek 15: Simulace ustáleného zatáčení za pomoci sklopné plošiny [6, s.140]</i>	32
<i>Obrázek 16: Druhy tvarů cisteren -válcový, eliptický, kufrový tvar [16, s.25]</i>	35
<i>Obrázek 17: Nádrž skříňového tvaru [17]</i>	36
<i>Obrázek 18: Nádrž eliptického tvaru [17]</i>	36
<i>Obrázek 19: Návěs s nádrží válcového tvaru [17]</i>	37
<i>Obrázek 20: Návěs s nádrží válcovo-kónického tvaru [17]</i>	37
<i>Obrázek 21: Stabilní poloha a její opak (vratká) labilní poloha [8]</i>	38
<i>Obrázek 22: Určování podélné a příčné polohy těžiště [6]</i>	40
<i>Obrázek 23: Podélné naklápění s měřením zatížení nápravy, naklápění s měřením síly potřebné k naklopení [6]</i>	40
<i>Obrázek 24: Příklad jak eliminovat přelévání kapaliny [13]</i>	43
<i>Obrázek 25: CAS 30/9000/540 - S3VH – TATRA 815-7 [5]</i>	44

<i>Obrázek 26: Náčres TATRA 815-7 6x6 [18].....</i>	<i>45</i>
<i>Obrázek 27: Ochrana proti nárazu zezadu [16, s.22]</i>	<i>45</i>
<i>Obrázek 28: Horní poklop s přepadem upevněn pomocí šroubů.....</i>	<i>49</i>
<i>Obrázek 29: Model chování materiálu s lineárním zpevněním.....</i>	<i>50</i>
<i>Obrázek 30: Proces řízení nelineárních úloh přírůstkem délky oblouku.....</i>	<i>51</i>
<i>Obrázek 31: Síť pláště prostřední sekce modelu.....</i>	<i>53</i>
<i>Obrázek 32: Zatěžovací charakteristika MNA analýzy prostřední sekce.....</i>	<i>54</i>
<i>Obrázek 33: Detail vybraného uzlu prostřední sekce pro MNA analýzu.....</i>	<i>54</i>
<i>Obrázek 34: Napětí von Mises prostřední sekce při zatížení přetlakem 0,2MPa</i>	<i>55</i>
<i>Obrázek 35: Celkové posuvy prostřední sekce při zatížení přetlakem 0,2MPa</i>	<i>56</i>
<i>Obrázek 36: Posuvy prostřední sekce při zatížení přetlakem 0,2MPa.....</i>	<i>56</i>
<i>Obrázek 37: Detail vybraného uzlu prostřední sekce pro GMNA analýzu.....</i>	<i>57</i>
<i>Obrázek 38: Detail zatěžovací charakteristiky MNA analýzy prostřední sekce</i>	<i>57</i>
<i>Obrázek 39: Napětí von Mises prostřední sekce při zatížení podtlakem 0,1MPa.....</i>	<i>58</i>
<i>Obrázek 40: Posuvy prostřední sekce při zatížení podtlakem 0,1MPa</i>	<i>58</i>
<i>Obrázek 41: Navrhované přepážky uvnitř cisterny.....</i>	<i>60</i>
<i>Obrázek 43: Cisterna s použitím přepážek [19, s.41].....</i>	<i>62</i>
<i>Obrázek 42: Zcela naplněná cisterna při brzdění na vodorovné rovině [19, s.29]</i>	<i>62</i>
<i>Obrázek 44: Síť modelu prostřední přepážky</i>	<i>63</i>
<i>Obrázek 45: Zatěžovací charakteristika MNA analýzy prostřední přepážky při tlaku 0,047MPa</i>	<i>64</i>
<i>Obrázek 46: Napětí von Mises prostřední přepážky při zatížení přetlakem 0,047MPa.....</i>	<i>65</i>
<i>Obrázek 47: Celkové posuvy prostřední přepážky při zatížení přetlakem 0,047MPa</i>	<i>65</i>
<i>Obrázek 48: Detail zatěžovací charakteristiky MNA analýzy prostřední přepážky při tlaku 0,22MPa</i>	<i>66</i>
<i>Obrázek 49: Napětí von Mises prostřední přepážky (membrány) při zatížení přetlakem 0,22MPa</i>	<i>67</i>
<i>Obrázek 50: Celkové posuvy prostřední přepážky při zatížení přetlakem 0,22MPa</i>	<i>67</i>
<i>Obrázek 51: Zatěžovací charakteristika GMNA analýzy prostřední přepážky při tlaku 0,22MPa.....</i>	<i>68</i>
<i>Obrázek 52: Napětí von Mises prostřední přepážky při zatížení přetlakem 0,22MPa.....</i>	<i>69</i>
<i>Obrázek 53: Celkové posuvy prostřední přepážky při zatížení přetlakem 0,22MPa</i>	<i>69</i>

<i>Obrázek 54: Zpevnění přepážky vlivem průhybu</i>	<i>70</i>
<i>Obrázek 55: Vzor pro konstrukci klenutého dna [20].....</i>	<i>71</i>
<i>Obrázek 56: Skica navrhnutého klenutého dna</i>	<i>72</i>
<i>Obrázek 57: Síť klenutého dna modelu</i>	<i>72</i>
<i>Obrázek 58: Detail vybraného uzlu klenutého dna pro GMNA analýzu.....</i>	<i>73</i>
<i>Obrázek 59: Zatěžovací charakteristika GMNA analýzy klenutého dna při tlaku 0,047MPa</i>	<i>74</i>
<i>Obrázek 60: Napětí von Mises klenutého dna při zatížení přetlakem 0,047MPa</i>	<i>75</i>
<i>Obrázek 61: Celkové posuvy klenutého dna při zatížení přetlakem 0,047MPa</i>	<i>75</i>
<i>Obrázek 62: Zatěžovací charakteristika GMNA analýzy klenutého dna při tlaku 0,22MPa</i>	<i>76</i>
<i>Obrázek 63: Napětí von Mises klenutého dna při zatížení přetlakem 0,22MPa</i>	<i>77</i>
<i>Obrázek 64: Celkové posuvy klenutého dna při zatížení přetlakem 0,22MPa</i>	<i>77</i>
<i>Obrázek 65: Detail vybraného uzlu klenutého dna v oblasti přechodu</i>	<i>78</i>
<i>Obrázek 66: Zatěžovací charakteristika klenutého dna pro uzel přechodu.....</i>	<i>78</i>
<i>Obrázek 67: Zatěžovací charakteristika GMNA analýzy klenutého dna při zatížení podtlakem</i>	<i>79</i>
<i>Obrázek 68: Napětí von Mises klenutého dna při zatížení podtlakem</i>	<i>80</i>
<i>Obrázek 69: Celkové posuvy klenutého dna při zatížení podtlakem</i>	<i>80</i>
<i>Obrázek 70: Uchycení - Otočná a posuvná podpora</i>	<i>81</i>
<i>Obrázek 71: Detail uchycení válcové nádoby na sedlových podporách.....</i>	<i>81</i>
<i>Obrázek 72: Síť modelu válcové nádoby.....</i>	<i>82</i>
<i>Obrázek 73: Průběh posouvající síly a ohybového momentu</i>	<i>83</i>
<i>Obrázek 74: Detail vybraného uzlu nádoby na sedlech pro GMNA analýzu při zatížení tíhou</i>	<i>84</i>
<i>Obrázek 75: Zatěžovací charakteristika GMNA analýzy nádoby na sedlech při zatížení tíhou</i>	<i>84</i>
<i>Obrázek 76: Napětí von Mises nádoby na sedlech při působení vlastní tíhy.....</i>	<i>86</i>
<i>Obrázek 77: Celkové posuvy nádoby na sedlech při působení vlastní tíhy.....</i>	<i>86</i>
<i>Obrázek 78: Detail vybraného uzlu nádoby na sedlech pro GMNA analýzu při působení tíhy a podtlaku.....</i>	<i>87</i>
<i>Obrázek 79: Zatěžovací charakteristika GMNA analýzy nádoby na sedlech při působení tíhy a podtlaku.....</i>	<i>87</i>

<i>Obrázek 80: Napětí von Mises nádoby na sedlech při působení vlastní tíhy a podtlaku</i>	88
<i>Obrázek 81: Celkové posuvy nádoby na sedlech při působení vlastní tíhy a podtlaku</i>	88
<i>Obrázek 82: Prvková síť modelu rámu</i>	90
<i>Obrázek 83: Detail vybraného uzlu připojeného rámu pro MNA analýzu</i>	90
<i>Obrázek 84: Zatěžovací charakteristika MNA analýzy připojeného rámu</i>	91
<i>Obrázek 85: Napětí von Mises připojeného rámu při působení síly</i>	92
<i>Obrázek 86: Celkové posuvy připojeného rámu při působení (tíhy) síly</i>	92
<i>Obrázek 87: Detail vybraného uzlu odpojeného rámu pro MNA analýzu</i>	93
<i>Obrázek 88: Zatěžovací charakteristika MNA analýzy odpojeného rámu</i>	93
<i>Obrázek 89: Napětí von Mises odpojeného rámu při působení síly</i>	94
<i>Obrázek 90: Celkové posuvy odpojeného rámu při působení tíhy cisterny</i>	95
<i>Obrázek 91: Náprava od společnosti BPW [22]</i>	97
<i>Obrázek 92: Zvolená pneumatika[23]</i> <i>Obrázek 93: Namodelované kolo</i>	98
<i>Obrázek 94: Opěrná noha Simol [24]</i> <i>Obrázek 95: Namodelovaná noha</i>	99
<i>Obrázek 96: Nákres-Opěrná noha Simol [24]</i>	99
<i>Obrázek 97: Ringfeder tažné zařízení typ 5055A [25, s.22]</i>	101
<i>Obrázek 98: Ringfeder tažné oko typ 470 [25, s.92]</i>	102
<i>Obrázek 99: Tažné oko [25, s.92]</i> <i>Obrázek 100: Namodelované tažné oko</i>	102
<i>Obrázek 101: Vysokotlaké hasicí zařízení [26,27]</i>	105
<i>Obrázek 102: Model navrhovaného cisternového přívěsu</i>	107
<i>Obrázek 103: Přední a zadní nájezdový úhel navrhovaného přívěsu</i>	108
<i>Obrázek 104: Model návrhu přívěsu doplněn o úložné prostory</i>	108

Tabulky

<i>Tabulka 1: Přední nájezdový úhel [2]</i>	<i>18</i>
<i>Tabulka 2: Zadní nájezdový úhel[2]</i>	<i>18</i>
<i>Tabulka 3: Přejíždový úhel [2]</i>	<i>19</i>
<i>Tabulka 4: Světlá výška [2].....</i>	<i>19</i>
<i>Tabulka 5: Světlá výška pod nápravou [2].....</i>	<i>20</i>
<i>Tabulka 6: Obrysový průměr zatáčení [2].....</i>	<i>20</i>
<i>Tabulka 7: Úhel bočního náklonu [2].....</i>	<i>21</i>
<i>Tabulka 8: Stoupavost [2].....</i>	<i>21</i>
<i>Tabulka 9: Příklad označení požárních automobilů,</i>	<i>26</i>
<i>Tabulka 10: Reálné hodnoty válcovaných profilů [15, s.1097]</i>	<i>46</i>
<i>Tabulka 11: Vlastnosti nerezového plechu AISI316</i>	<i>52</i>
<i>Tabulka 12: Tloušťka stěn u prostřední sekce modelu.....</i>	<i>53</i>
<i>Tabulka 13: Součinitel adheze pro různé typy povrchů [28, s.28]</i>	<i>61</i>
<i>Tabulka 14: Tloušťka stěn u prostřední přepážky.....</i>	<i>64</i>
<i>Tabulka 15: Tloušťka stěny klenutého dna</i>	<i>72</i>
<i>Tabulka 16: Vlastnosti ocelového rámu.....</i>	<i>89</i>
<i>Tabulka 17: Parametry pneumatiky 385/65 R22,5 [23]</i>	<i>98</i>
<i>Tabulka 18: Opěrná noha Simol [24]</i>	<i>99</i>
<i>Tabulka 19: Technická data tažného zařízení Ringfeder 5055A [25, s.22]</i>	<i>101</i>
<i>Tabulka 20: Technická data tažného oka Ringfeder 470 [25, s.92]</i>	<i>102</i>
<i>Tabulka 21: Technické údaje vysokotlakého zařízení.....</i>	<i>106</i>

Úvod

Jednotky Hasičského záchranného sboru České republiky se potýkají s řadou problémů souvisejících s výkonem jejich činnosti. Jejich členové vykonávají fyzicky i psychicky náročnou práci a jsou na ně kladeny vysoké nároky. Jedním z požadavků na ně a na jejich techniku kladených, je dopravit se ve velmi krátkém čase na místo zásahu a dopravit v co nejkratším čase dostatečně velké množství vody na požářiště.

Cílem výrobců výstroje hasičů a užívané techniky je usnadnit jejich fyzickou námahu, zvýšit bezpečnost při zásahu, usnadnit obsluhu strojů a vyvíjet nové prostředky, pomůcky, vybavení.

Jednou z možností, vedle řady jiných více či méně účinných způsobů, jak dopravit v krátkém čase dostatečně velké množství vody na požářiště je užití velkoobjemových cisteren. V případě velkoobjemových návěsových cisteren se jedná o soupravu tvořenou tahačem a cisternovým návěsem. Tyto velkoobjemové návěsové cisterny, jsou schopny dopravit k místu zásahu 20 000 až 40 000 litrů hasiva. V porovnání s běžně užívanými CAS o objemu 4000 až 9000 litrů jsou tak svým objemem schopny nahradit čtyři až devět takovýchto vozidel. Jízdní souprava má však jak příznivce, tak i řadu odpůrců.

Hlavním argumentem odpůrců tohoto konceptu jsou větší rozměry soupravy než u běžné CAS a její zhoršené manévrovací schopnosti. Navíc vysoká hmotnost soupravy vyžaduje odstavení vozidla na zpevněné komunikaci. Po této soupravě ovšem běžně nikdo nepožaduje, aby se dostavila až na místo požářiště. Může však překvapivě sloužit i při lesních požárech v nepřístupném terénu. Lze ji totiž využít jako zásobu vody a částečně nahradit přírodní vodní nádrž, od které se vede dopravní vedení pomocí hadic k jednotlivým cisternám či pro plnění vaku neseného vrtulníkem, který je schopna teoreticky naplnit až čtyřicetkrát a nahradit tak několik běžných cisternových vozidel, která by musela vodu k vrtulníku kyvadlově dopravovat. Tato souprava svým objemem na požářišti teoreticky nahradí 6 až 14 malých cisteren dobrovolných jednotek a k obsluze soupravy tak namísto 12 až 28 osob postačí dva příslušníci hasičského záchranného sboru ČR.

Pořizovací náklady takovéto soupravy sice značně převyšují pořizovací náklady běžné CAS, neměli by však teoreticky překročit pořizovací náklady čtyř běžných cisteren, jež svým objemem supluje.

Velkoobjemové cisterny složené z návěsu a tahače používají hasiči v Polsku, Německu, Belgii. V České republice však takovéto návěsové soupravy ve službách HZS nejsou.

Jistou alternativou k těmto soupravám by mohlo být navržení a zkonstruování cisternového přívěsu připojitelného k běžným CAS¹ užívanými u Hasičského záchranného sboru v ČR. Takto nově vzniklá souprava by disponovala výhodami (i nevýhodami), které byly zmíněny u souprav složených z tahače a cisternového návěsu a navíc vznik soupravy tvořené dosavadním cisternovým automobilem a novým přívěsem by byl doprovázen nižšími pořizovacími náklady. Pořizovací cena by byla značně nižší nejen než souprava tvořená tahačem a velkoobjemovým návěsem, ale i než pořizovací cena dalšího nového vozidla CAS.

Navíc oproti soupravám složených z tahače a návěsu určených pro profesionální jednotky HZS, které by byly umístěny v okresech, krajích, se jedná o alternativu rozměrově a finančně použitelnou i u dobrovolných jednotek SDH. Jednalo by se o variantu, jak dovybavit Sbory dobrovolných hasičů a zlepšit jejich akceschopnost za relativně nízkou pořizovací cenu oproti pořizování zcela nových vozidel pro obce. Takovéto cisterny by teoreticky byly kompatibilní i s traktory obcí či členů sboru. Mohli by tak sloužit i pro sbory zařazené v kategorii JPO V², které nedisponují žádným cisternovým vozidlem CAS.

Tato diplomová práce se bude zabývat návrhem zmíněného cisternového přívěsu pro hasičský záchranný sbor ČR. A to konkrétně návrhem konstrukce rámu a válcové skořepiny cisternového přívěsu. Rám přívěsu a válcová skořepina budou podrobeny výpočtům pevnosti.

Při návrhu a vyhodnocení přívěsu budou použity vědeckotechnické metody, předpisy provozu na pozemních komunikacích týkající se jízdních souprav a budou zohledněny rozměry a parametry vozidel a jejich tažných zařízení.

¹ CAS = cisternová automobilová stříkačka

² JPO = jednotka požární ochrany

1. Hasičský záchranný sbor ČR a jednotky požární ochrany

Po úvodním slovu a zdůvodnění co autora diplomové práce k tomuto tématu vedlo, bude v diplomové práci zmíněno několik skutečností o hasičském záchranném sboru České republiky a principu značení techniky užívané ve službách HZS ČR.

Hasičský záchranný sbor ČR, patří do Integrovaného záchranného systému ČR, jehož posláním je pečovat o zdraví a životy osob na území ČR. Hasičský záchranný sbor dále poskytuje pomoc při ochraně majetku občanů ohroženého požáry a jinými živelnými pohromami (oheň, voda, vítr).



Obrázek 1: Znak hasičů v ČR [1]

Tuto tematiku podrobněji zpracovává zákon č. 320/2015 Sb. o Hasičském záchranném sboru České republiky a o změně některých zákonů (zákon o hasičském záchranném sboru), který vešel v účinnost 1.1.2016.

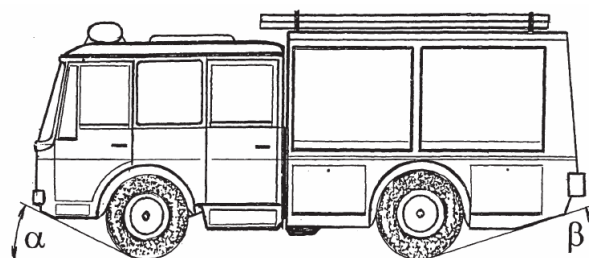
1.1 Vozidla ve službách HZS ČR

Vozidla ve službách HZS ČR musí splňovat řadu kritérií, která jsou přesně specifikována v příslušných zákonech, předpisech a vyhláškách. O těchto kritériích podrobně hovoří vyhláška č.35/2007 Sb. a její přílohy a dále norma ČSN EN 1846, která říká, že:

Přední nájezdový úhel α , který je mezi vodorovnou rovinou a tečnou k pneumatikám přední nápravy s tím, že žádná pevná část vozidla před první nápravou nesmí být mezi těmito rovinami, musí splňovat následující parametry.

Provedení podvozku	Hmotnostní třída		
	L	M	S
silniční	$\geq 13^\circ$	$\geq 13^\circ$	$\geq 13^\circ$
smíšený	$\geq 23^\circ$	$\geq 23^\circ$	$\geq 23^\circ$
terénní	$\geq 30^\circ$	$\geq 35^\circ$	$\geq 35^\circ$

Tabulka 1: Přední nájezdový úhel [2]



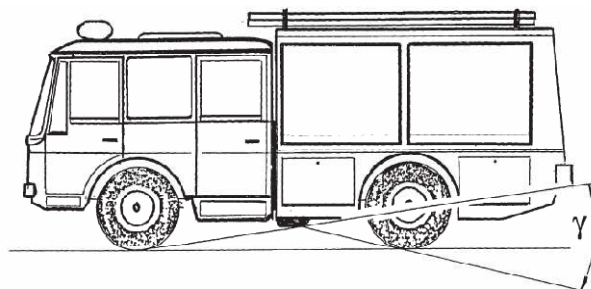
Obrázek 2: Přední a zadní nájezdový úhel [2]

Zadní nájezdový úhel β , který je měřen mezi vodorovnou rovinou a tečnou k pneumatikám zadní nápravy musí splňovat podmínku, jež říká, že žádná pevná část vozidla za poslední nápravou nesmí být mezi těmito rovinami.

Provedení podvozku	Hmotnostní třída		
	L	M	S
silniční	$\geq 12^\circ$	$\geq 12^\circ$	$\geq 12^\circ$
smíšený	$\geq 23^\circ$	$\geq 23^\circ$	$\geq 23^\circ$
terénní	$\geq 30^\circ$	$\geq 35^\circ$	$\geq 35^\circ$

Tabulka 2: Zadní nájezdový úhel [2]

Přechodový úhel γ jež je mezi tečnami k pneumatikám vnitřních náprav, definuje největší rampu, přes kterou je vozidlo schopno přejet.

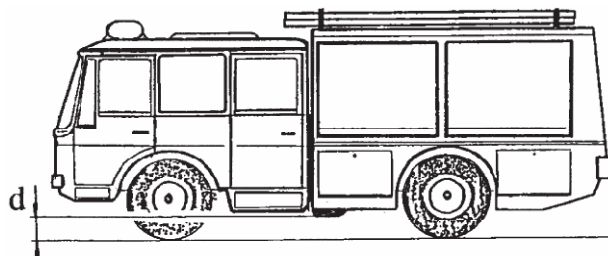


Obrázek 3: Přechodový úhel [2]

Provedení podvozku	Hmotnostní třída		
	L	M	S
silniční	nepoužívá se	nepoužívá se	nepoužívá se
smíšený	$\geq 18^\circ$	$\geq 18^\circ$	$\geq 18^\circ$
terénní	$\geq 25^\circ$	$\geq 30^\circ$	$\geq 30^\circ$

Tabulka 3: Přechodový úhel [2]

Světlá výška d [m] se určuje jako vzdálenost mezi vodorovnou základnou a nejnižším pevným bodem vozidla, kromě náprav.

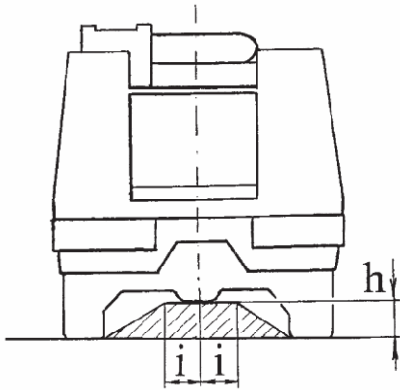


Obrázek 4: Světlá výška [2]

Provedení podvozku	Hmotnostní třída		
	L	M	S
silniční	$\geq 0,15$	$\geq 0,20$	$\geq 0,25$
smíšený	$\geq 0,20$	$\geq 0,30$	$\geq 0,35$
terénní	$\geq 0,25$	$\geq 0,40$	$\geq 0,40$

Tabulka 4: Světlá výška [2]

Světlá výška pod nápravou h [m] (hodnota „i“ je vždy 0,30m)

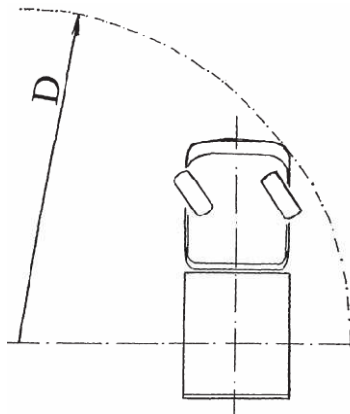


Provedení podvozku	Hmotnostní třída		
	L	M	S
silniční	≥ 0,14	≥ 0,15	≥ 0,16
smíšený	≥ 0,18	≥ 0,23	≥ 0,25
terénní	≥ 0,20	≥ 0,30	≥ 0,30

Obrázek 5: Světlá výška pod nápravou [2]

Tabulka 5: Světlá výška pod nápravou [2]

Obrysový průměr zatáčení D [m], který značí průměr D nejmenšího pomyslného válce, ve kterém se může vozidlo otočit při max. úhlu natočení kol.

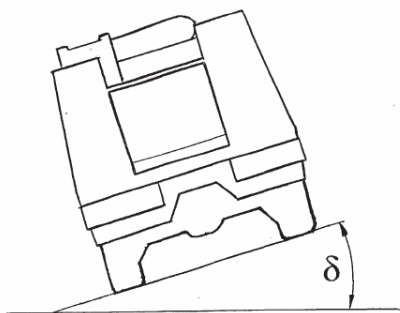


Obrázek 6: Obrysový průměr zatáčení [2]

Provedení podvozku	Hmotnostní třída		
	L	M	S
silniční	≤ 0,14	≤ 0,17	≤ 0,19
smíšený	≤ 0,16	≤ 0,17	≤ 0,19
terénní	≤ 0,16	≤ 0,17	≤ 0,21

Tabulka 6: Obrysový průměr zatáčení [2]

Úhel bočního náklonu δ [°] jež je chápán jako úhel mezi vodorovnou rovinou a základnou, při kterém podélně nakloněné vozidlo ztrácí stabilitu.

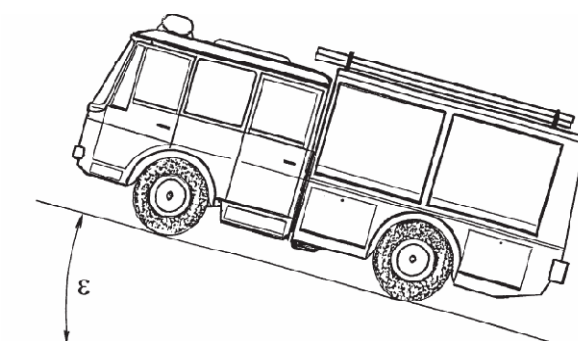


Obrázek 7: Úhel bočního náklonu [2]

Provedení podvozku	Hmotnostní třída		
	L	M	S
silniční	$\geq 32^\circ$	$\geq 32^\circ$	$\geq 32^\circ$
smíšený	$\geq 27^\circ$	$\geq 27^\circ$	$\geq 27^\circ$
terénní	$\geq 27^\circ$	$\geq 25^\circ$	$\geq 25^\circ$

Tabulka 7: Úhel bočního náklonu [2]

Stoupavost P [°], která vyjadřuje schopnost vozidla zatíženého celkovou hmotností rozjet se a zastavit na svahu. Následně po odbrzdění svah zdárně překonat a vyjet až do jeho konce, nebo naopak ze svahu sjet.



Obrázek 8: Stoupavost [2]

Provedení podvozku	Hmotnostní třída		
	L	M	S
silniční	nepoužívá	$\geq 14^\circ$	$\geq 14^\circ$
smíšený	$\geq 17^\circ$	$\geq 17^\circ$	$\geq 17^\circ$
terénní	$\geq 27^\circ$	$\geq 27^\circ$	$\geq 27^\circ$

Tabulka 8: Stoupavost [2]

Kromě povinných technických podmínek, které musí zásahový požární automobil pro účely výkonu služby splňovat, mají veškerá motorová či nemotorová vozidla užívaná HZS ČR vyhláškou č.35/2007 Sb. předepsaná sjednocená pravidla pro označování druhu, účelu, výbavy vozidel.

V České republice se značí požární automobily dle účelu použití a to následovně:

AS	- automobilová stříkačka
CAS	- cisternová automobilová stříkačka
DA	- dopravní automobil
PHA	- pěnový hasicí automobil
PLHA	- plynový hasicí automobil
PRHA	- práškový hasicí automobil
KHA	- kombinovaný hasicí automobil
RZA	- rychlý zásahový automobil
AZ	- automobilový žebřík
AP	- automobilová plošina
TA	- technický automobil
PPLA	- protiplynový automobil
·VEA	- velitelský automobil
·VA	- vyšetřovací automobil
·VYA	- vyprošťovací automobil
·AJ	- automobilový jeřáb
·HA	- hadicový automobil

Zásahové požární automobily se podle rozsahu vybavení požárním příslušenstvím člení na základní (Z) a speciální kde mezi speciální výbavu patří výbava redukovaná (R), rozšířená (V), technická (T), pro hašení (H), pro hašení lesních požárů (LP), pro velkoobjemové hašení (VH), s požárním čerpadlem (PC), s motorovou stříkačkou (MS), chemická (CH), ropná (N).

Hmotnostní třídy motorových vozidel L, M a S definuje norma ČSN EN 1846-1

L – se značí lehká hmotnostní třída motorových vozidel, pro kterou platí, že celková hmotnost vozidla je větší než 2 tuny a zároveň celková hmotnost vozidla je rovna či menší než 7,5 tuny.

M – se značí střední hmotnostní třída motorových vozidel, pro kterou platí, že celková hmotnost vozidla je větší než 7,5 tuny a zároveň celková hmotnost vozidla je rovna či menší než 14 tun.

S - se značí těžká hmotnostní třída motorových vozidel, pro kterou platí, že celková hmotnost vozidla je větší než 14 tun.

Kde celkovou hmotností je míněna provozní hmotnost vozidla (hmotnost vozidla, včetně řidiče (75kg) včetně všech položek potřebných k provozu vozidla, včetně plných náplní chladicí vody, paliva, olejů ale bez náhradního kola a hasiv) a hmotnost zbývajících členů osádky a náplní hasiv (pro výpočet se uvažuje 90 kg na každého člena posádky a doplňuje se o 15 kg na výstroj a výzbroj řidiče).

Kromě rozlišení motorových vozidel podle hmotnostní třídy se motorová vozidla v závislosti na jejich schopnosti zdolávat různé terénní podmínky rozdělují do následujících kategorií:

- kategorie 1: městská - jež je primárně konstruovaná k provozu na zpevněných pozemních komunikacích

- kategorie 2: smíšená - určená k provozu na všech komunikacích a částečně i mimo komunikace

- kategorie 3: terénní - umožňující provoz vozidel na všech komunikacích a především v terénu

1.1.1 Barevná úprava a nápisy

Barevná úprava všech požárních vozidel je daná vyhláškou č. 35/2007 Sb. Vyhláška hovoří o tom, že požárního automobily a jejich přípojná vozidla jsou vyráběna v jasně červené barvě, která je na boku či po obvodu vozidla zvýrazněna bílým vodorovným pruhem. Bílý vodorovný pruh má výšku nejméně 200 mm a je umístěn na bočních plochách kabiny osádky tak, aby jeho horní liniová část byla situována pod okny. „*Další zvýrazňující prvek u zásahového požárního automobilu hmotnostní třídy M a S tvoří bílé provedení předního nárazníku.*“ [3]



Obrázek 9: Barevná úprava vozidel HZS [2]

zdroj:osobní archiv autora práce získaný od HZS Jihočeského kraje

„Zásahový požární automobil se označuje textem umístěným na boku ve střední části bílého zvýrazňujícího pruhu. Text tvoří zkratka popisující:

- a) druh zásahového požárního automobilu,*
- b) hodnotu hlavního výkonového, popřípadě rozměrového parametru účelové nástavby nebo údaj o množství zásoby hasiva,*
- c) hmotnostní třídu (údaj se uvádí za pomlčkou),*
- d) kategorii zásahového požárního automobilu,*
- e) provedení zásahového požárního automobilu podle rozsahu požárního příslušenství u zásahového požárního automobilu“ [3]*

„Nápis použitý na zásahovém požárním automobilu je proveden kolmým písmem písmeny velké abecedy.“ [3]

„Nápis na bílé ploše je proveden v barvě černé a nápis na červené ploše je proveden v barvě bílé; to se nevztahuje na nápis tvořící součást znaku jednotky požární ochrany.“ [3]

Nutno podotknout, že kromě předepsané barevné úpravy karoserie a účelové nástavby doplněné o nápisy je karoserie účelové nástavby navíc označena předepsaným symbolem, který charakterizuje hlavní vybavení nástavby. Jedná se o symbol čtvercového tvaru (o velikosti 250 x 250 mm), který je umístěn vpravo nahoře na zadní straně účelové nástavby zásahového požárního automobilu.



Stříkačka (čerpadlo)



Pěnomet



Odsávač kouře



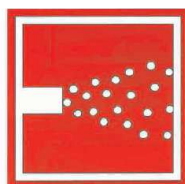
Zdroj elektrické energie



Osvětlovací zařízení



Vysokotlaké hasící zařízení



Práškové hasící zařízení



Plynové hasící zařízení



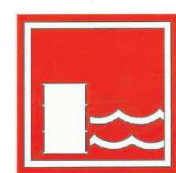
Likvidace chemických látek



Likvidace radioaktivních látek



Dekontaminační zařízení



Likvidace ropných látek



Protiplynová zařízení



Hydraulické vyprošťovací zařízení



Práce na vodě



Hadice



Spojovací zařízení



Týlové zařízení

Obrázek 10: Symboly vybavení požární techniky - vzor č. 1 [3]

1.1.2 Značení

Tabulka 9: Příklad označení požárních automobilů [3],

pokud by v době jejich výroby platily zásady pro označení požárních automobilů podle vyhlášky č. 49/2003 Sb.

Dosavadní označení požárního automobilu	Nové označení požárního automobilu								
	Název požární nástavby	Požární nástavba					Podvozek a požární příslušenství		
		Rozměrový parametr	Voda	Pěnidlo	Plyn	Prášek	Hmotnostní třída	Konstrukce podvozku	Rozsah příslušenství
DA 12 - A 31	DA	8					L	1	Z
AS 16 - IFA 50	AS	16	0	500			M	2	Z
CAS 8 - DA 80	CAS	8	1750	0			L	2	R
CAS 16 - P V3S	CAS	16	3500	200			M	3	R
CAS K25 - L 101	CAS	24	2500	400			S	2	Z
CAS 24 - DR (DENNIS)	CAS	24	1750	170			M	1	Z
CAS 32 - T 815	CAS	32	8200	800			S	3	R
PHA 32 - T 815	PHA	32	4500	4500			S	3	R
PLHA 540 - A 31	PLHA				540		L	1	
PRHA 6000 - T 815	PRHA					6000	S	3	
KHA 1000/6300 - T 815	KHA	5500	800	0	1000		S	3	
RZA 2 - NP	RZA						L	2	R
AZ 30 - IFA 50	AZ	30					M	1	Z
AZ 52 - MB (METZ)	AZ	52					M	1	V
AP 27 - T 815	AP	27					S	2	R
AP 32 - S (BRONTO)	AP	32					S	1	Z

CAS 32/8200/800 – S 2 R



Obrázek 11: CAS 30/8200/800 - S2R - TATRA [5]

Pokud si všímavý čtenář povšiml drobného nesouladu v označení uvedené cisternové automobilové stříkačky CAS 32 respektive CAS 30, jedná se o problematiku vzniklou vstupem ČR do EU. Dle EU se výkon čerpadla již neudává při tlaku 0,8 MPa ale při tlaku čerpadla 1 MPa (10 bar) a při sací výšce 3 metry namísto dříve udávaných 1,5 metru. Došlo tak k dvojnásobnému snížení výkonu čerpadla jelikož při pracovním tlaku 8 barů požární čerpadlo dosahuje svého skutečného maximálního výkonu (dosažen maximální jmenovitý průtok udávaný v litrech za minutu).

S požadavky a předpisy týkající se technických podmínek požární techniky je možné se podrobněji seznámit ve vyhlášce 35/2007 Sb. a jejích přílohách. Zejména příloha č. 3 hovoří o technických podmínkách cisternových automobilových stříkaček užívaných v ČR. Tato příloha popisuje nejen konstrukční provedení nádrže na hasivo, ale hovoří právě i o označování požárních čerpadel užívaných ve vozidlech CAS. Se starým a stále hojně užívaným označováním jmenovitého výkonu čerpadel je možno se seznámit pročtením již neplatné vyhlášky 254/1999 Sb. a její přílohy č. 5 či pročtením přílohy č. 3 vyhlášky 49/2003 Sb. která byla nahrazena již zmíněnou vyhláškou 35/2007.

„Cisternová automobilová stříkačka je vybavena požárním čerpadlem

- a) o jmenovitém výkonu 750 l.min^{-1} (CAS 7,5),*
- b) o jmenovitém výkonu 1000 l.min^{-1} (CAS 10),*
- c) o jmenovitém výkonu 1500 l.min^{-1} (CAS 15),*
- d) o jmenovitém výkonu 2000 l.min^{-1} (CAS 20),*
- e) o jmenovitém výkonu 3000 l.min^{-1} (CAS 30),*
- f) o jmenovitém výkonu 4000 l.min^{-1} (CAS 40), nebo*
- g) o jmenovitém výkonu 6000 l.min^{-1} (CAS 60).*

Hodnota jmenovitého výkonu vychází z ČSN EN 1028-1 a je charakterizována jmenovitým tlakem 10 bar a jmenovitým průtokem (l.min^{-1}) po zabudování do cisternové automobilové stříkačky. Nachází-li se jmenovitý výkon požárního čerpadla mezi hodnotami podle písmen a) až g), požární čerpadlo se zařadí do kategorie požárních čerpadel s nejbližším nižším jmenovitým výkonem.“ [3]

1.1.3 Nádrž na hasivo

„Nádrž na hasivo je konstrukčně upravena tak, aby

- a) umožňovala úplné vypuštění hasiva,*
- b) nebyla poškozena přetlakem při maximálním plnění hasivem,*
- c) nebyla poškozena podtlakem při maximálním odběru hasiva,*
- d) hasivo při jízdě nevytékalo,*
- e) umožňovala průběžné doplňování nádrže na vodu z vnějšího zdroje.*

26. Plnicí zařízení nádrže na vodu je tvořeno nejméně jedním potrubím o průměru 75 mm se spojkami 75 mm a zpětnou klapkou nebo kohoutem, případně zařízením zabraňujícím zpětnému vytékání vody z nádrže.

28. Nádrž na vodu je vybavena tlumícími přepážkami. Rozpojitelné spoje na tlumicích přepážkách jsou zajištěny proti samovolnému uvolnění.

29. Pevně zabudovaná nádrž na vodu má objem nejméně 1700 l.

30. Pevně zabudovaná nádrž nebo nádrže na pěnidlo mají objem o velikosti nejméně 6 % objemu pevně zabudované nádrže na vodu. Pevně zabudovaná nádrž na pěnidlo a pevně zabudované zařízení pro výrobu pěny nemusí být součástí účelové nástavby cisternové automobilové stříkačky v provedení speciálním redukováném nebo v provedení speciálním pro hašení lesních požárů.

31. Průměr průlezného otvoru do nádrže na hasivo s objemem 1000 l a větším je nejméně 450 mm.“ [3]



Obrázek 12: Ukázka nádrže na hasivo, která je umístěna do nástavby požárního automobilu [13]

Po úvodním seznámení se s teorií a problematikou týkající se požární tematiky se autor od požární tematiky odpoutá a přistoupí k problematice návěsových a přívěsových cisteren. Vlastními slovy se čtenáři pokusí popsat informace a poznatky získané po přečtení několika článků týkající se dané problematiky.

2. Předpisy a normy týkající se cisternových přívěsů

„Nejdůležitějším zákonem, který v České republice upravuje problematiku technických požadavků na vozidla a jejich ověřování je zákon č. 56/2001 Sb. o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.“ [6, s.21]

„Předpisy Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (zkráceně v české literatuře EHK/OSN, v anglicky psané literatuře UN/ECE) jsou přílohami „Dohody o přijetí jednotných technických pravidel pro kolová vozidla, zařízení a části, které se mohou montovat a/nebo užívat na kolových vozidlech a o podmínkách pro vzájemné uznávání homologací, udělených na základě těchto pravidel“, uzavřené v Ženevě v roce 1958, ve znění změn z roku 1995 (zkráceně Dohody EHK z roku 1958).

Podpisem Dohody EHK z roku 1958 se smluvní strany zavázaly ke společné tvorbě předpisů (metodik zkoušek a kritérii hodnocení) pro vozidla, jejich vstroj a součásti a zároveň se zavázaly tyto předpisy respektovat.“ [6, s.21]

„K platnosti předpisu je třeba, aby jej přijaly minimálně dvě smluvní strany Dohody EHK z roku 1958. Přistoupení k předpisům EHK/OSN je pro členy Dohody EHK z roku 1958 dobrovolné! Pokud ale příslušná smluvní strana (členská země) přistoupí k předpisu, musí vyžadovat a prosazovat jeho dodržování na svém území. Zároveň každá ze smluvních stran může výrobkům, které plní kritéria předpisů, udělit homologaci a homologační značku.“

[6, s.21]

2.1 Homologace

„Homologací se nazývá proces, při kterém akreditované zkušebny pověřené národním schvalovacím orgánem ověřují, zda nové vozidlo či jeho komponenta opravdu splňují legislativou dané požadavky.“ [6, s.24] O homologaci zpravidla žádá přímo výrobce vozidla nebo výrobce dané komponenty vozidla prostřednictvím žádosti.

Současně s žádostí o homologaci musí žadatel dodat podrobný popis daného výrobku se všemi náležitostmi a rozsáhlou výkresovou dokumentací. Pokud výrobek splňuje všechny potřebné náležitosti a homologaci skutečně získá, výrobce příslušnou homologační značku umístí na viditelné místo schváleného výrobku. Homologační značku tvoří na začátku napsané velké písmeno E v kroužku. Spolu s písmenem E je v kroužku umístěno rozlišovací číslo státu, který vozidlu homologaci schválil. Následuje číselná kombinace označující číslo homologačního předpisu a konkrétně přiřazené homologační číslo. Výrobek, který je označen příslušnou homologační značkou, je pak plně respektován a uznáván všemi státy, které Dohodu o přijetí jednotných technických pravidel pro kolová vozidla, zařízení a části podepsali.



**Příklad homologační značky udávající schválení výrobku podle předpisu EHK/OSN
(zde konkrétně: dle předpisu č. 49,
číslo 11 značí, že homologace byla udělena ve Spojeném království)**

Obrázek 13: Příklad homologační značky podle EHK/OSN [6, s.22]

„Protože přijetí předpisů bylo (a stále je) nepovinné, přistoupilo Evropské společenství k tvorbě vlastních technických předpisů, které se staly pro členské státy závazné.“ [6, s.22]
 „Zásadním rozdílem oproti předpisům EHK/OSN tak je, že členské státy ES/EU jsou povinny tyto předpisy přijmout a aplikovat je ve svých schvalovacích postupech.“ [6, s.22]



Homologační značka označující schválení dle technických předpisů ES/EU a její správné proporce (číslo 1 značí schválení v Německu)

Obrázek 14: Homologační značka dle předpisů ES/EU [6, s.23]

To bylo trochu teorie pojednávající o předpisech a normách týkajících se silničních vozidel a nyní ke konkrétním předpisům, které se cisteren a cisternových přívěsů týkají.

2.2 Předpis EHK/OSN č.111

„Předpis EHK/OSN č. 111 - jednotná ustanovení pro homologaci cisternových vozidel vzhledem ke stabilitě proti překlopení) platí pro stabilitu proti překlopení cisternových vozidel kategorií N2 a N3, O3 a O4³ určených pro přepravu nebezpečného zboží, jak jsou definována v evropské Dohodě o mezinárodní přepravě nebezpečného zboží (ADR). Jedná se o jediný homologační předpis zaměřený na stabilitu silničních vozidel (statickou klopnou stabilitu). V tomto předpisu jsou uvedeny dvě alternativy homologační zkoušky:“ [6, s.138]

2.2.1 Zkouška reálného vozidla na sklopné plošině

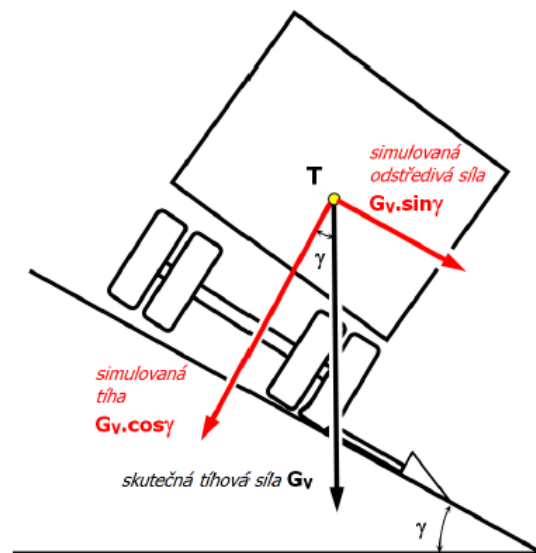
Při tzv. zkoušce reálného vozidla na sklopné plošině se provádí pozvolné příčné naklápění celého vozidla, které je pomocí vázacích prostředků (popruhů) pevně připevněného k naklápějící se sklopné plošině což má simulovat nekmitající ustálené klopení, ke kterému by došlo při ustálené jízdě po kruhové dráze. (*„Při této zkoušce, na rozdíl od podobné zkoušky pro určení výškové polohy těžiště, musejí zůstat veškeré součásti pérování v činnosti! Je totiž třeba, aby se projevíly všechny poddajnosti a vůle mající vliv na úhel klopení.“*) [6, s.139]

Zkouška reálného vozidla na sklopné plošině je vykonávána vždy při maximálním zatížení zkoušeného vozidla kde zatížení tvoří normální náklad, pro který je vozidlo zkonstruováno. Je-li normální náklad nebezpečný, pak jej lze nahradit vodou nebo nějakým jiným bezpečným nákladem. Aby zkouška vyhověla předpisu a její výsledky mohly být mezinárodně uznány, musí obsluha plošiny sklopnou plošinu naklápět pomalu, tedy maximálně rychlostí 0,25° za sekundu. Naklápění zkoušeného vozidla probíhá tak dlouho, dokud nedojde k odpoutání kol na odlehčené straně vozidla od podložky (v tomto případě od sklopné plošiny). Nastane tzv. okamžik ztráty stability. *„Vozidlo je považováno za stabilní proti překlopení, nedojde-li k jeho překlopení do sklonu plošiny 23° při všech zkouškách v obou směrech klopení.“* [6, s.139]

³ Kategorie N2 = vozidla používaná na přepravu s maximální hmotností vyšší než 3,5 t ale nepřesahující 12 tun.
Kategorie N3 = vozidla používaná na přepravu zboží s maximální hmotností vyšší než 12 tun.
Kategorie O3 = přípojná vozidla s maximální hmotností vyšší než 3,5 tuny, ale nepřesahující 10 tun.
Kategorie O4 = přípojná vozidla s maximální hmotností vyšší než 10 tun.

2.2.2 Výpočetní metoda příčné stability

Druhá metoda homologační zkoušky zabývající se statickou stabilitou vozidel, která je uvedena v předpisu EHK/OSN č.111, je tzv. výpočetní metoda příčné stability. U cisternových vozidel je výpočet příčné stability proveden pro případ ustálené jízdy zkoušky po kruhové dráze. Tím je myšlena jízda cisternového vozidla po kruhové dráze o neměnném poloměru konstantní rychlostí jízdy s konstantním příčným zrychlením. V případě aplikace výpočetní metody příčné stability na cisternový přívěs, není ve výpočtu zohledněno spojení přívěsu s tažným vozidlem. Naopak při stanovení příčné stability návěsu pomocí výpočetní metody je ve výpočtu zohledněn i vliv připojeného tažného vozidla. Vliv připojeného tažného motorového vozidla k návěsu je pro účely výpočtu simulován tzv. referenční naklápěcí tuhostí návěsového čepu. Kde referenční naklápěcí tuhost návěsového čepu má simulovat právě spojení cisternového návěsu s tažným vozidlem a jeho vliv na příčnou stabilitu návěsu. Předpis udává podrobný návod jak postupovat při výpočtu v případě užití výpočetní metody pro zjištění příčné stability a říká, že zkoumané vozidlo je odolné proti překlopení (je staticky stabilní), pokud nenastane překlopení tohoto vozidla ani v případě, že příčné zrychlení dosáhne hodnoty 4 m/s^2 . Při výpočetní metodě příčné stability se opět uvažuje maximální dovolené zatížení zkoumaného vozidla. Výsledky získané výpočetní metodou určenou pro zjištění příčné stability je možno v případě potřeby ověřit zkouškou reálného vozidla na sklopné plošině.



Obrázek 15: Simulace ustáleného zatáčení za pomoci sklopné plošiny [6, s.140]

„Jakou má souvislost úhel naklonění plošiny a příčné zrychlení působící na vozidlo při ustálené jízdě zatáčkou?“

„Tangenta příčného sklonu plošiny přímo vyjadřuje simulované příčné zrychlení v násobcích tíhového zrychlení g . Úhel 23° tak odpovídá příčnému zrychlení $4,24 g$, resp. $4,16 \text{ m/s}^2$.“ [6, s.139]

2.3 Vyhláška č. 341/2014 Sb. o schvalování technické způsobilosti

Je nutno zmínit také požadavky na konstruovaný cisternový přívěs vyplývající z předpisů daných vyhláškou č.341/2014 Sb. vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.

2.3.1 Největší povolené hmotnosti silničních vozidel

Paragraf § 37 této vyhlášky říká, že

1) největší povolené hmotnosti na nápravu vozidla nesmí překročit

- a) u jednotlivé nápravy 10 tun,
- b) u jednotlivé hnací nápravy 11,5 tuny,
- c) u dvounápravy motorových vozidel při rozvoru menším než 1 metr - 11,5 tuny
při rozvoru 1 až 1,3 metru - 16 tun
při rozvoru 1,3 až 1,8metru - 18 tun.

Dále paragraf § 37 praví, že

d) u dvojnápravy přípojných vozidel součet zatížení obou náprav dvojnápravy nesmí překročit

- 11tun při jejím dílčím rozvoru menším než 1 metr,
- 16 tun při rozvoru od 1 do 1,3 metru
- 18 tun při rozvoru 1,3 až 1,8 metru.

Příčemž dvojnápravou se rozumí dvě za sebou umístěné nápravy, jejichž středy jsou od sebe vzdáleny méně než 1,8 metru.

2) největší povolená hmotnost silničních vozidel

a) U motorových vozidel se dvěma nápravami nesmí největší povolená hmotnost silničních vozidel překročit 18 tun.

b) U motorových vozidel se třemi nápravami nesmí největší povolená hmotnost silničních vozidel překročit 26 tun (je-li hnací náprava vybavena dvojitou montáží pneumatik a vzduchovým pérováním nebo pérováním uznaným za rovnocenné, nebo pokud je každá hnací náprava opatřena dvojitou montáží pneumatik a maximální zatížení na nápravu nepřekročí 9,50 tuny).

d) U přívěsů se dvěma nápravami nesmí největší povolená hmotnost překročit hodnotu 18tun a u přívěsů se třemi nápravami nesmí překročit hodnotu 24 tun.

e) Podstatné je, aby hmotnost jízdní soupravy nepřekročila největší povolenou hmotnost, která je u jízdní soupravy stanovena na hodnotu 48 tun.

2.3.2 Největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav

Paragraf § 39 vyhlášky č. 341/2014 Sb. nás seznamuje s tím, že největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav včetně nákladu jsou následující:

- a) Největší povolená šířka vozidel kategorií M, N, O, R, T, C⁴ je 2,55 metru.

- b) Největší povolená výška - vozidel je 4 metry,
- jízdní soupravy tahače s návěsem je 4 metry + 2%

- c) Největší povolená délka
 - jednotlivého vozidla (s výjimkou autobusu a návěsu) je 12 m,
 - jízdní soupravy složené z tahače a návěsu je 16,5 metru,
 - jízdní soupravy složené z motorového vozidla a přívěsu 18,75 m.

Jízdní soupravy složené z traktoru s jedním přívěsem nebo návěsem nesmí překročit délku 18 metrů.

⁴ Kategorie M = motorová vozidla s nejméně čtyřmi koly používaná na přepravu osob

Kategorie N = motorová vozidla s nejméně čtyřmi koly používaná na přepravu nákladu

Kategorie O = přípojná vozidla

Kategorie R = ostatní vozidla, která nelze zařadit do výše uvedených kategorií

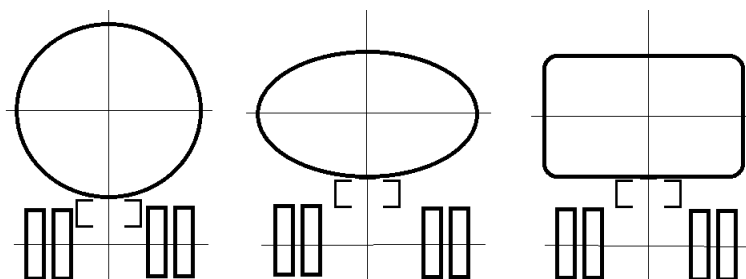
Kategorie T = zemědělské a lesnické traktory

Kategorie C = pásové traktory

3. Současné cisternové přívěsy

3.1 Tvary cisteren

Z dostupného článku vytvořeného Ing. Padělkem je možno získat informaci o tvaru cisteren a jejich vlastnostech, chování. Cisterny se dle tvaru konstrukce člení na cisterny kufrové (skříňové), cisterny eliptické, válcové či válcovo-kónické.



Obrázek 16: Druhy tvarů cisteren -válcový,eliptický,kufrový tvar [16 ,s.25]

Takzvaný kufrový (skříňový) tvar cisterny byl v minulosti hojně využíván z důvodu dosažení velkého objemu při relativně nízké výšce nádrže. „Kufrový tvar cisterny je ale v porovnání s jinými tvary cisteren nejméně stabilní, což je dáno větším mechanickým namáháním přeneseným do skořepiny cisterny od podvozku během jízdy, hydraulickými rázy od převážené kapaliny a cykly vyprazdňování a plnění cisterny. Tedy hmotnostní zátěž zatěžuje skořepinu mechanicky především zkrutem a ohybem, a vlivem těchto namáhání dochází pak i při řádném provozu a při nepřetěžování vozidla k deformacím hlavně v lokalitách styku pláště a vestaveb (komorové přepážky), na vlastním plášti pak v lokalitách nosných konzol a sedel, v uložení točny a podél ochranného bezpečnostního pásu po obvodu cisterny. Kufrový tvar cisterny není pak možno zapustit hlouběji mezi nápravy podvozku cisternového návěsu s kufrovým tvarem cisterny. Takovýto návěs má tedy těžiště vždy výše než válcový tvar cisterny nebo tvar eliptický, čímž je z tohoto důvodu méně stabilní.“ [7, s.31]

To však není jedinou nevýhodou, kterou tento způsob konstrukce cisterny má. Nejen, že je tento typ cisterny méně stabilní, ale je navíc konstrukčně poměrně náročný. Z důvodu proměnného průřezu nádrže, nutnosti nádrž opásat a zkonstruovat pomocný rám pro uložení nádrže, je stavba kufrové (skříňové) cisterny konstrukčně náročnější než stavba cisterny využívající eliptický, válcový či válcovo-kónický tvar nádrže.

Autor dále upozorňuje na skutečnost, která říká, že bylo v průběhu času prokázáno následující. Při dopravních nehodách kufrových cisteren, kdy došlo vlivem nárazu

k deformaci celé nádrže a k průrazu pláště nádrže, se vliv ochranného pásu nádrže, který měl nádrž chránit, ukázal jako element zhoršující následky poškození. Podílel se na průrazu pláště nádrže mobilní cisterny a následném úniku obsahu nádrže (často škodlivého obsahu) do okolního prostředí dopravní nehody.



Obrázek 17: Nádrž skříňového tvaru [17]

Zmíněné nevýhody kufrového tvaru cisterny v podobě náročné výroby z hlediska konstrukce a poměrně vysoko umístěného těžiště vedly k vývoji a uvedení do provozu cisteren eliptického tvaru. Ovšem oproti válcovému tvaru cisterny je eliptický tvar cisterny méně odolný a stabilní, a to při všech druzích namáhání. Jako eliptický tvar cisterny se nazývá jak cisterna s konstantním eliptickým průřezem po celé délce nádrže, tak cisterna která má v přední části elipsu menšího rozměru oproti zadní části nádrže. (ovlivněno nutností umístit pod nádrž přípojné zařízení návěsového typu).



Obrázek 18: Nádrž eliptického tvaru [17]

Válcovým tvarem cisterny je míněn kruhový tvar cisterny bez změny průřezu po celé délce nádrže. Tedy pravidelný válec uložen na pomocném rámu podvozku. Ani tento typ konstrukce však nespĺňuje ideální představy všech přepravců (zejména přepravců nebezpečných látek). Požadavky na snížení těžiště cisterny a na co možná největší možný přepravovaný objem tedy vedly ke zkonstruování válcovo-kónického tvaru cisterny.



Obrázek 19: Návěs s nádrží válcového tvaru [17]

Válcovo-kónický tvar cisteren, který je vytvořen pomocí dvou válců rozdílných průměrů spojený kuželovou částí, splňuje právě požadavky na dosažení co možná nejnižšího možného umístění těžiště a požadavky na co možná nejvyšší tuhost konstrukce samotné nádrže. „Válcovo-kónický tvar je ideální tvar cisterny především pro případ nejčastější dopravní nehody, tedy sjetí cisterny z vozovky, položení cisterny na bok, převrácení cisterny i několikanásobné, pády cisterny z výšky mimo komunikaci atd.“ [7, s.34]



Obrázek 20: Návěs s nádrží válcovo-kónického tvaru [17]

Nutno však podotknout, že většina informací vychází z článků pojednávajících o návěsových cisternách a zejména válcovo-kónická konstrukce cisterny se vyskytuje výhradně v návěsovém provedení.

4. Zatížení, stabilita jízdy cisternového přívěsu

4.1 Stabilita a pojmy s ní spojené

„Stabilitu lze obecně charakterizovat jako takový rovnovážný stav tělesa nebo soustavy těles, při němž po malé poruše rovnováhy, vyvolané rušivým vlivem, se těleso nebo soustava těles sama vrací do původního rovnovážného stavu.“ [6, s.126]



Obrázek 21: Stablní poloha a její opak (vratká) labilní poloha [8]

„Rovnovážným stavem (nebo též vyváženým stavem) se zde rozumí ustálená jízda vozidla na všech kolech ve směru vytyčeném řízením. Tento rovnovážný stav je narušován řadou vlivů, které lze rozdělit do dvou hlavních skupin:

- ovládání vozidla řidičem (jízdní manévry, brzdění, akcelerace),
- rušivé vlivy působené okolním prostředím (např. boční vítr, nerovnost na vozovce).“ [6,s.126]

„Protože vozidlo může být hodnoceno z hlediska stability i ve stavu, kdy není v pohybu, tak lze stabilitu dělit na:

statická stabilita – Při jejím vyšetřování není vozidlo v pohybu, zůstává nehybně na podložce. Jedná se o stav, kdy je vozidlo umístěno na bočním svahu. Zde se pak řeší stabilita proti překlopení či sklouznutí ze svahu.“ [9, s.37] „Rozhodující z hlediska statické stability jsou hodnoty výšky těžiště a vzdálenost kol téže nápravy od sebe.“ [9, s.37]

„dynamická stabilita – Řeší stabilitu vozidla za jízdy, kdy se vozidlo pohybuje. Za pohybu vozidla pak může vzniknout ztráta stability vlivem mnoha možných příčin. U cisternových vozidel je především aktuální dynamická stabilita vozidla, kdy hrozí převrácení cisterny vlivem pohybu přepravované kapaliny. Zde mimo jiné hodně záleží na množství kapaliny. Nejhorší je asi objemové množství 30 – 40 % u cisterny s kruhovým průřezem nádrže. Takovéto množství kapaliny má totiž jak dostatečnou hmotnost, tak i velkou možnost pohybu v cisterně. Dynamická stabilita se hodnotí jízdními zkouškami.“ [9, s.37]

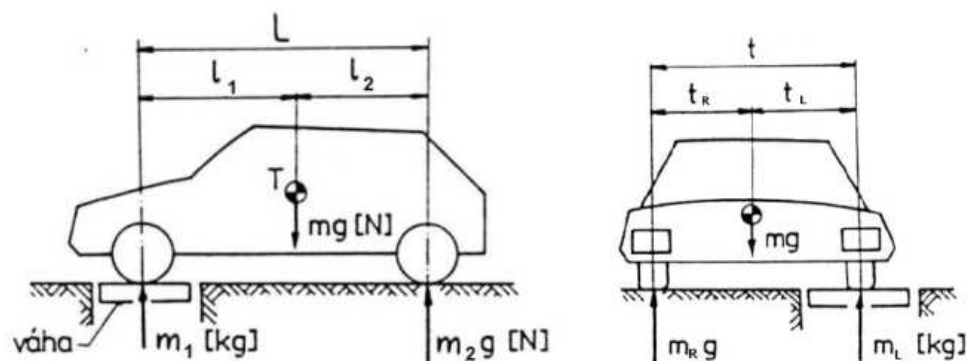
Cisternovým přívěsem je myšlena mobilní celistvá uzavřená nádoba na kapalinu nebo sypké hmoty umístěna na podvozku přívěsu. A právě cisternové vozy a přívěsy (návěsy) jsou dopravní prostředky nejvíce náchylné na ztrátu stability. Ztráta stability cisternových vozidel zpravidla znamená ohrožení zdraví a životů lidí a dle charakteru nákladu často i zásah do životního prostředí v okolí dopravní nehody. V této diplomové práci se jedná o přepravu vody. Ohrožení životního prostředí tak nehrozí. Platí však, že přepravovaná kapalina je náklad velmi silně nestabilní. A jelikož voda je náklad nestabilní, tak u těchto dopravních prostředků se musí dbát na poklidném plynulém stylu jízdy, bez zbytečných prudkých příčných manévřů. Při příčných manévřech působí na stěnu nádoby dynamický účinek přelévající se kapaliny, jež přispívá ke ztrátě stability vozidla. Dále je vhodné se vyvarovat zrychlování a následnému náhlému silnému brzdění na poslední chvíli, jelikož při brzdění kapalina narazí na přední stranu nádrže. Pokud se jedná o silný náraz přepravované kapaliny na čelní stranu nádrže, zpravidla dojde k značnému prodloužení brzdné dráhy cisternového vozidla, což může mít fatální následky pro ostatní účastníky silničního provozu (jedná se o tzv. setrvačnou sílu). Setrvačnou sílu je potřeba mít stále na paměti a nesundávat nohu z brzdy ani po zastavení, neboť při brzdění a následném zastavení na přechodu pro chodce či v koloně a uvolnění brzdy může setrvačnost kapaliny vozidlo rozhoupat nebo posunou ještě o pár centimetrů vpřed či vzad. Dále je nutno, snížit rychlost jízdy při průjezdu oblouky a v oblouku nebrzdit, sledovat sklon vozovky (především příčný sklon vozovky) a pohybovat se pouze se správně naloženým vozidlem (nejméně stabilní je pouze částečně naplněná cisterna). Tyto skutečnosti musí samozřejmě bedlivě sledovat a striktně dodržovat zodpovědný a proškolený personál (obsluha vozu). Jsou ale věci, které personál neovlivní a tou jsou rušivé vlivy vyvolané okolním prostředím (boční vítr, nerovnosti vozovky) a chování vozidla v provozu tedy vlastnosti cisternové soupravy dané konstrukcí.

Konstruktor při konstruování cisternového vozidla se zpravidla snaží směřovat k tomu, aby těžiště nádrže naplněné kapalinou bylo co možná nejnižší. Snaží se tak zamezit převrácení vozidla.

4.1.1 Těžiště

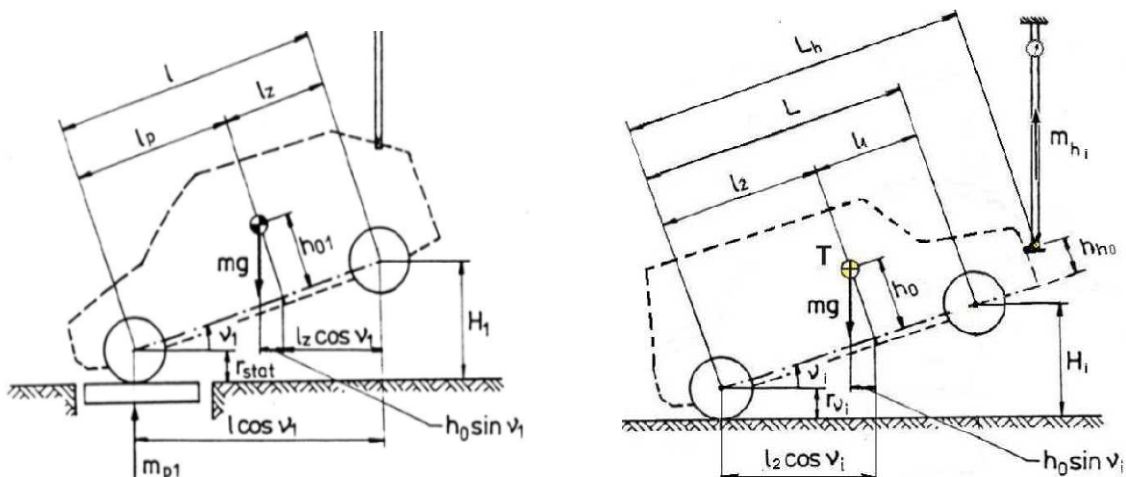
Těžiště tělesa je bod, v němž působí na těleso gravitace či setrvačnost daného tělesa. A právě poloha těžiště motorového vozidla (ve směru podélném i příčném) má vliv na chování vozidla jak při průjezdu zatáčkou tak i při brzdění.

Po absolvování studia na DFJP z předmětu zkoušení silničních vozidel je však již známo, že u motorových vozidel se poloha těžiště zjišťuje tzv. vážením. „Princip určování polohy těžiště spočívá v tom, že známe hmotnost vozidla a vážením i hmotnost připadající na jednotlivá kola. K tomu pomocí délkových parametrů a zjištěných radiálních reakcí kol určíme pomocí rovnováhy momentů k určitému bodu polohu těžiště. Podle toho jakou souřadnici těžiště určujeme, se umístí váhy pod příslušná kola.“ [9, s.64]. Podélnou polohu těžiště vzhledem k nápravám je možno určit umístěním vah na vodorovnou podložku pod kola téže nápravy. Pro určení příčné polohy těžiště se váhy umístí na vodorovné podložce pod kola na téže straně vozidla. Díky tomu lze zjistit zatížení kol na téže straně vozidla a poloha těžiště se následně určí ze znalosti hmotnosti vozidla a součtu radiálních reakcí kol na téže straně vozidla.



Obrázek 22: Určování podélné a příčné polohy těžiště [6]

Pro určení výškové polohy těžiště, je nutno nejen umístit váhy na vodorovnou podložku pod kola vozidla, ale navíc vozidlo podélně či příčně naklonit. Dojde tak k zvýšení zatížení protějších kol, která spočívají na měřicích vahách. Jedná se o vážení podélně nebo příčně nakloněného vozidla. Navíc je nutno vyřadit z činnosti (zablokovat) tlumiče a pružiny, aby nedošlo ke zkreslení výsledné polohy těžiště.



Obrázek 23: Podélné naklápění s měřením zatížení nápravy, naklápění s měřením síly potřebné k naklopení[6]

Po prostudování diplomové práce Ing. Tomáše Voňky lze problematiku stability popsat ještě jednou a podrobněji ji rozebrat.

4.1.2 Řešení příčné stability

„Reálné vozidlo je vybaveno podvěsy, jejichž součástí jsou pneumatiky a odpružení vozidla, které jakožto pružné prvky zvyšují naklonění nástavby. Klopný pohyb umožněný vlastnostmi pneumatik a odpružením vozidla snižují úroveň stability.“ [9, s.46]

„V důsledku náklonu nástavby vozidla se příčně posune těžiště odpérováných hmot a tím se zmenší stabilizační moment, který se snaží zachovat vozidlo v rovnovážném stavu. Protože hmota odpérováných částí tvoří podstatnou část celkové hmoty vozidla, je tímto nakloněním odpérováných hmot výrazně ovlivněna i stabilita celého vozidla proti příčnému převrácení.“
[9, s.46]

„Na vozidlo jedoucí zatáčkou působí vlivem dostředivého zrychlení odstředivá síla, která je zachycena bočními silami na nápravách. Odstředivá síla působící v těžišti vozidla způsobuje klopný moment. Vzniká naklápění nástavby ve směru smyslu působení odstředivé síly k vnější straně směrového oblouku. Vlivem toho dochází k tomu, že na této straně vozidla jsou pružiny vozu více zatíženy a radiální reakce kol na této straně se zvýší. Vnitřní strana vozidla se naopak odlehčí. Aby nebyla porušena stabilita vozidla, tak musí platit kritéria stability: $M_{klopný} < M_{stabilizační}$, a radiální reakce každého kola > 0 “ [9, s.46]

„Ve skutečnosti převrácení cisterny nevzniká staticky, nýbrž je to dynamická událost.“ [9, s.60]

„Z hlediska dynamické stability je nebezpečnější, když se cisterna pohybuje jen z části naplněná (na rozdíl od statické stability, kdy nejméně stabilní je plně naplněná cisterna). Kapalina, která nenaplňuje celou cisternu, se může při jízdě volně přelévat. Takovýto náklad může mít dostatečnou kinetickou energii, která je zapotřebí k zvednutí těžiště vozidla při jeho překlopení. Může se tedy stát, že se vozidlo překlopí, i když působením statických sil nedosáhlo statického prahu překlopení. Za nebezpečné množství kapaliny se považuje obecně takové, které má dostatečně velkou hmotnost a dostatečnou možnost pohybu v nádobě.“ [9, s.60-61]

„Příčné zrychlení působící na vozidlo musí trvat určitý čas, aby se stihla vykonat práce k překlopení těžiště. Tuto práci vykonají příčné budící síly (například odstředivá síla). Při náhlé změně řízení se rychle změní i příčné zrychlení. To vede k přelití kapaliny na stranu a tím se oslabí stabilita.“ [9, s.61]

„Při ustálené jízdě kruhovou drahou je z hlediska zachování stability nebezpečný okamžik přechodu jízdy vozidla z přímého směru do směru po kružnici zatáčky s konstantním poloměrem“. [9, s.39] „V přechodovém bodě (začátek směrového oblouku) vznikne skokem nenulová odstředivá síla, která uvede kapalinu do pohybu a už zůstane konstantní po celou dobu následujícího přechodového děje.“ [9, s.39] “Aby se vozidlo nepřeklopilo, tak musí výslednice odstředivé a tíhové síly protnout rovinu vozovky v prostoru mezi koly.“ [9, s.39]

4.2 Zatížení kapalným nákladem

Každý přepravovaný náklad se dá blíže specifikovat svými charakteristickými vlastnostmi. U kapalného nákladu hovoříme zejména o teplotě, tlaku, hustotě, viskozitě.

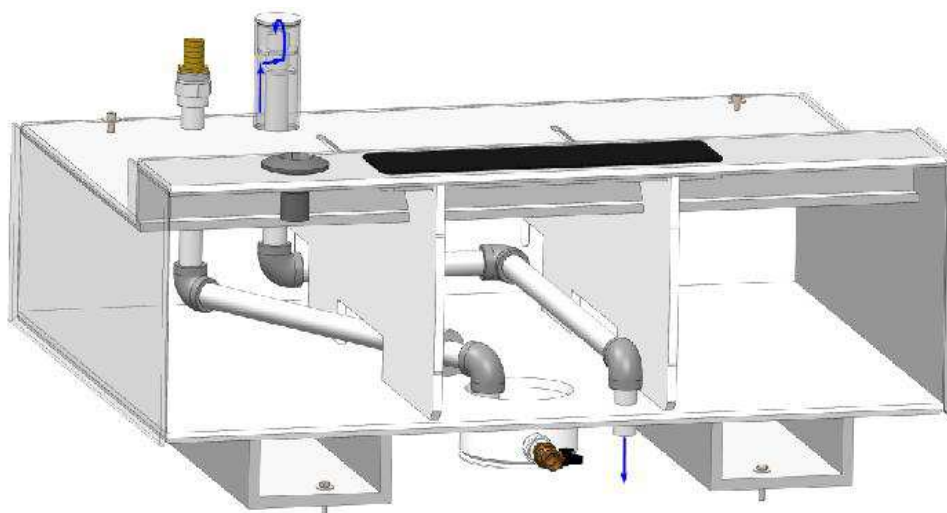
Hustota kapaliny je vlastnost kapaliny, která vyjadřuje poměr hmotnosti zkoumané kapaliny k jejímu objemu. Hustota kapaliny má tak přímý vliv na hmotnost přepravované kapaliny a na tlak uvnitř přepravní cisterny. Logicky tak s rostoucí hustotou roste nejen hmotnost přepravované kapaliny, ale roste také vliv setrvačné a odstředivé síly působící na kapalinu. Zároveň s nárůstem odstředivé síly působící na kapalinu v nádrži (při průjezdu vozidla obloukem) narůstá klopný moment působící na cisternu a zvyšuje se tak náchylnost vozidla ke ztrátě stability.

Viskozita kapaliny je vlastnost kapaliny, která vyjadřuje vnitřní tření vrstev kapaliny. V kapalině s vyšší viskozitou působí vyšší tření a kapalina tak teče pomaleji, což se projeví při transportu a při přelévání kapaliny. Viskozitu kapaliny ovlivňuje teplota kapaliny. S rostoucí teplotou viskozita klesá.

Konstrukční opatření k eliminaci přelévání kapaliny

Kapalný náklad je náklad specifický a každé vozidlo určené pro přepravu kapalin musí být na přepravu tohoto specifického nákladu předem připraveno a konstrukčně uzpůsobeno. Riziko překlopení se dá snížit vhodnou volbou tvaru nádoby a volbou jejího uložení na podvozku, což směřuje k snaze snížit těžiště vozidla i těžiště nákladu. Také rozdělením vnitřního prostoru nádoby na komory anebo vestavbou přepážek do vnitřního prostoru cisterny, které mají zabránit přelévání kapaliny během jízdy, lze zlepšit stabilitu přívěsu. Rozdělení vnitřního prostoru na komory sleduje snahu omezit prostor uvnitř nádrže a snížit tak možnost rozvoje kinetické energie, které může přelévající se kapalina dosáhnout uvnitř nádrže. Vestavba propustných přepážek s otvory umístěných uvnitř nádrže na kapalinu sleduje snahu zpomalit rychlost přelévání kapaliny během manévru vozidla a změnit druh proudění kapaliny (nastane změna laminárního proudění kapaliny na proudění turbulentní). Toto opatření umožní postupné snížení kinetické energie. Druhá funkce přepážek v cisterně je zpevnění konstrukce a tvaru nádoby. Vytvoření přepážky může být provedeno jako příčné anebo podélné. Funkcí příčně vytvořených přepážek je zabránit pohybu kapaliny dopředu a dozadu, funkcí podélně vytvořených přepážek je zabránit pohybu kapaliny ze strany na stranu.

O tom jaký je vhodný tvar přepážek a zejména tvar a četnost jejich otvorů, by mohli zcela jistě podrobně pohovořit výrobci cisteren, kteří mají problematiku přelévání kapaliny uvnitř cisterny podrobně zmapovánu.



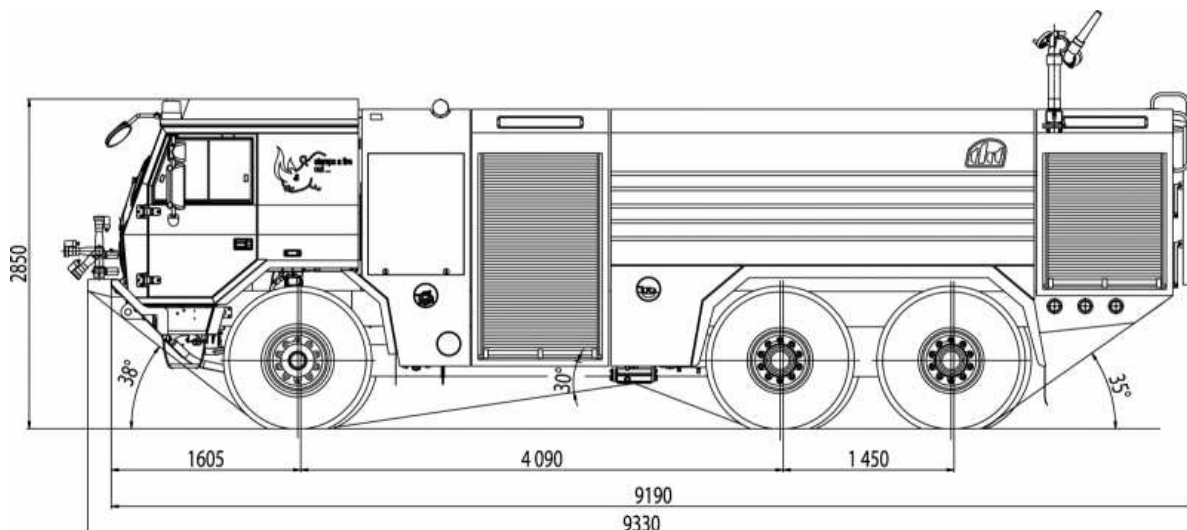
Obrázek 24: Příklad jak eliminovat přelévání kapaliny [13]

5. Stanovení požadavků na konstruovaný cisternový přívěs

- dvounápravový tandemový přívěs s hmotností do 18 tun
- délka jízdní soupravy složené z motorového vozidla a přívěsu nepřekročila zákonem stanovených 18,75 metru
- šířka přípojného vozidla nepřekročila zákonem stanovených 2,55 metru
- rozchod kol (vzdálenost středů pneumatik téže nápravy) totožný s rozchodem kol tažného vozidla
- výška přípojného vozidla nepřekročila 2,85 metru (stanoveno dle rozměrů vozidla CAS 30 na podvozku TATRA 815-7)
- odpružení přívěsu provést pomocí vzduchových měchů
- nádrž na hasivo s minimálně jedním plnicím hrdlem o průměru 75 mm
- v horní části nádrže umístit průlezný otvor o průměru minimálně 450 mm (dle vyhlášky 35/2007 Sb. o technických podmínkách požární techniky a totéž uvedeno i v normě pro tlakové nádoby ČSN 69 0010 kapitola 5.1.)
- závěsné zařízení ve výšce 960 mm až 1060 mm nad zemí (vychází z parametrů tažného vozidla TATRA)



Obrázek 25: CAS 30/9000/540 - S3VH – TATRA 815-7 [5]

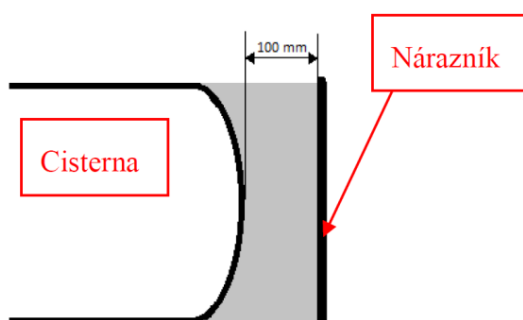


Obrázek 26: Nákres TATRA 815-7 6x6 [18]

Při návrhu cisternového přívěsu je potřeba myslet na maximální bezpečnost konstrukce a jejího provozu, snažit se tak dosáhnout ideálního poměru mezi pevností, hmotností, stabilitou, a objemem.

Dalším důležitým kritériem je způsob upevnění k podvozkové části zaručující nejen snadnou obsluhu a údržbu cisterny a jejího příslušenství, ale také možnost nádobu zcela vyprázdnit. To vše musí navíc zaručit optimální jízdní vlastnosti celé jízdní soupravy.

Při návrhu přívěsu je vhodné zohlednit i skutečnost, že je přívěs provozován v silničním provozu s jinými účastníky silničního provozu a zajistit ochranu válcové cisterny proti nárazu zezadu. K zadní části rámu přívěsu připevnit dostatečně odolný nárazník. Je možné se inspirovat cisternovými vozidly splňující podmínky Evropské dohody o mezinárodní silniční přepravě nebezpečných věcí. Požadavky na konstrukci podle ADR praví, že mezi zadní stěnou cisterny a zadní stranou nárazníku musí být světlá vzdálenost nejméně 100 mm.

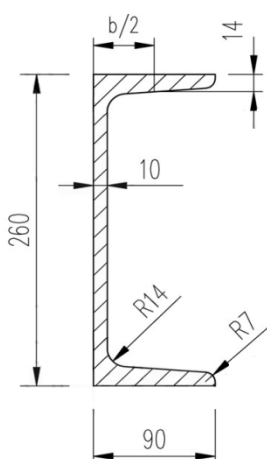


Obrázek 27: Ochrana proti nárazu zezadu [16, s.22]

6. Konstrukční návrh rámu a válcové skořepiny

6.1 Návrh rámu

Ideový návrh podvozkového rámu přívěsu byl v tomto případě zhotoven jako skořepinový model, jehož základem je obdélníkový rám (o rozměru 1400x5500mm) zhotoven z profilu U-260 doplněn o dvě sedla z uzavřeného profilu. Dále je rám doplněn o dvě výztuhy sedlového tvaru z uzavřeného profilu 200x100mm.



Profil	b [mm]	t ₁ [mm]	t ₂ [mm]	Plocha [mm ²]	Hmotnost 1metru [kg]	J _x [cm ⁴]	W _{0x} [cm ³]
U240	85	9,5	13	4230	33,2	3600	300
U260	90	10	14	4830	37,9	4820	371
U280	95	10	15	5330	41,8	6280	448
U300	100	10	16	5880	46,2	8030	535

Tabulka 10: Reálné hodnoty válcovaných profilů [15, s.1097]

U-profil je v tomto návrhu rámu orientován otevřenou stranou profilu dovnitř. Do prostoru U-profilu lze tak velmi snadno umístit kabelové vedení elektroinstalace, vzduchové potrubí, hydraulické hadice. U-profil lze obecně charakterizovat vysokou tuhostí v osovém směru a nižší tuhostí v příčném směru, jež se může projevit vázaným kroucením. Následné analýzy budou tak mít za úkol ověřit do jaké míry je tato nevýhoda omezující pro navržený rám.

V přední části rámu je umístěno oje tvaru V, jež se sbíhá k desce pro upevnění oka oje o tloušťce 30 mm. Oje je rovněž zhotoveno z profilu U-260 skloněné tak, aby výška oka oje odpovídala (při kombinaci s nápravou osazenou pneumatikami 385/65 R 22,5) výšce závěsného zařízení (u Tatra v rozmezí 960 až 1060 mm nad zemí).

Předpokládá se, že sedla budou namáhána v příčném směru. Sedla a výztuhy rámu byly proto navrženy z uzavřeného profilu. Uzavřený profil vykazuje oproti otevřenému profilu zvýšenou tuhost v příčném směru. Je tak zaručeno, že sedla a výztuhy budou tuhá v podélném i příčném směru.

6.2 Návrh válcové skořepiny

Pro přepravu kapaliny (hasiva) na místo určení pomocí tandemového přívěsu byla zvolena nádrž válcového tvaru. Při návrhu nádrže byl zohledněn požadavek, aby celková výška cisternového přívěsu nepřekročila 2,8 metru a aby hmotnost přívěsu nepřekročila 18 tun. Na základě těchto požadavků byla navržena nádrž o průměru 1600 mm a délce 4800 mm. Návrh cisterny uvažuje nádrž rozdělit pomocí nepropustných přepážek na tři samostatné sekce s tím, že každá sekce disponuje v horní části samostatným servisním otvorem s příslušným poklopem a samostatným sacím a výtlačným otvorem umístěným ve spodní části nádrže. V této diplomové práci je cisterna navržena z nerezového plechu, u nějž se předpokládá, že nevykazuje úbytek materiálu vlivem koroze. Nepředpokládá se ani úbytek materiálu při proudění kapaliny vlivem abraze, která by mohla vzniknout při plnění cisterny či při přelévání kapaliny v cisterně. Je tedy uvažována pouze záporná výrobní úchylka plechu. 5milimetrový nerezový plech je tedy v této diplomové práci pro účely výpočtu považován za 4,6milimetrový.

Jestliže mez kluzu $Rp_{1,0}$ zvoleného nerezového plechu AISI 316 je 235 MPa , potom dovolené

$$\text{napětí } \sigma_{DOV} = \frac{Rp_{1,0}}{1,5} \cdot 0,7 = \frac{235}{1,5} \cdot 0,7 = 110 \text{ MPa},$$

kde $1,5$ je součinitel bezpečnosti (podle ČSN 690010) a hodnota $0,7$ značí, že konstrukce skořepiny je svařovaná.

Kotlový vzorec $\sigma = \frac{p \cdot R}{t}$ po úpravě na $p_{DOV} = \frac{\sigma_{DOV} \cdot t}{R}$ říká, že dovolený tlak v nádrži

$$p_{DOV} = \frac{110 \text{ MPa} \cdot 4,6 \text{ mm}}{800 \text{ mm}} = 0,63 \text{ MPa}.$$

Přepadová trubka

Jelikož při plnění kapaliny do uzavřené cisterny by narůstal tlak (a při vyprazdňování by vznikl podtlak) je navržena cisterna opatřena ochranou proti nadměrnému přetlaku (podtlaku) při plnění (vyprazdňování) v podobě dvou přepadových otvorů o průměru 75 mm ve výšce 1600 mm nad dnem nádrže v každém ze tří horních hrdel cisterny, nebo otvorem o průměru 106 mm v horním víku servisního otvoru.

V případě, že bude nádrž plněna spodním plnicím hrdlem hadicí o průměru 75 mm, jež je schopna dopravit 800 litrů za minutu, bude rychlost výtoku kapaliny z přepadových otvorů dosahovat hodnoty 1,509 m/s.

Objemový průtok $Q = V/t = S \cdot v$

$$800 \text{ l/min} = 13,333 \text{ dm}^3/\text{s} = 0,0133333 \text{ m}^3/\text{s}$$

Plocha plnicího otvoru

$$S = \pi d^2/4 = (\pi \cdot 0,075^2) /4 = 0,004417864669 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění kapaliny v plnicí hadici

$$v = Q/S = 0,0133333 / 0,00441786 = 3,018 \text{ m/s}$$

Rychlost proudění kapaliny z přepadových otvorů

$$v = Q/S = 0,0133333 / 0,00883572 = 1,509 \text{ m/s}$$

Jelikož primárním cílem této diplomové práce není stanovit hydrodynamické tlaky v kapalině, je proveden následující zjednodušený konzervativní odhad pro účely numerických analýz.

Z Bernoulliho rovnice vyplývá tlak v nádrži u vtokového otvoru

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho \cdot v_1^2 + \rho \cdot g \cdot h_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho \cdot v_2^2 + \rho \cdot g \cdot h_2$$

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho \cdot 0 + \rho \cdot g \cdot 0 = 0 + \frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot 1,509^2 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,6$$

$$p_1 = 1138 + 15\,696 = 16\,834 \text{ Pascal} = 0,17 \text{ bar}$$

Jako relativní tlak p_2 je zde uvažován vnější atmosférický tlak působící na hladinu kapaliny v nádrži. Stejný tlak však působí i na hladinu kapaliny, ze které je voda čerpávána do nádrže. Tlak p_2 je tedy považován za nulový a od toho se odvíjí vypočtený tlak p_1 .

Rychlost u dna nádrže v_1 je ve výpočtu uvažována konzervativně za nulovou.

Po vynásobení tlaku o hodnotě 0,17 bar součinitelem pro nahodilé zatížení o hodnotě 1,5 byl získán konzervativní odhad relativního vnitřního přetlaku pro účely výpočtu

$$p = 0,17 \cdot 1,5 = 0,26 \text{ bar} (0,026 \text{ MPa}).$$

V tom případě síla, která působí na víko horního hrdla při provozním plnění je

$$F = p \cdot S = 0,026 \text{ MPa} \cdot \pi \cdot 600^2/4 = 0,026 \cdot 282\,744 = 7\,352 \text{ N}$$

Konzervativně je uvažována konstantní hodnota tlaku po celé výšce nádrže o hodnotě maximálního tlaku v nádrži.

Nyní byl uvažován případ, kdy voda má možnost odtékat otvory přepadu. Pokud by se však stalo, že voda nemůže odtékat otvory přepadu a cisterna by byla stále plněna vodou, pak by tlak v cisterně neustále narůstal a hrozilo by roztržení pláště cisterny. Tento případ je nutno ošetřit. Jako způsob ochrany proti přetlaku, je v této diplomové práci navrženo jištění pomocí šroubů.

Jistící šrouby

Při nárůstu tlaku v cisterně dojde k přetržení šroubů osovou silou od tlaku působícího na horní víko, jež je upevněno pomocí dvou šroubů M8 a pantu. Pokud výpočtový průřez nerezového šroubu M8 s mezí pevnosti 500 MPa je 36,6 mm², potom platí, že

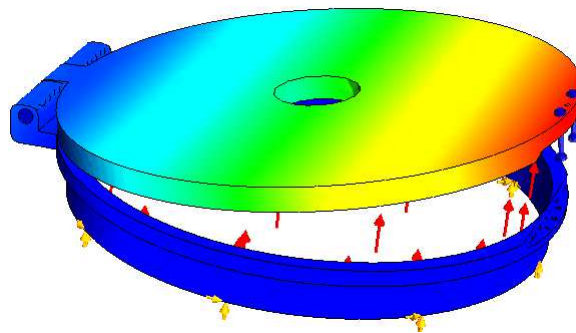
$$\text{Síla potřebná na přetržení šroubů} \quad F = A_s \cdot R_m = 2 \cdot 36,6 \text{ mm}^2 \cdot 500 \text{ MPa} = 36\,600 \text{ N}$$

Vnitřní tlak působící na kruhové víko o průměru 600 mm při přetržení šroubů je

$$p = \frac{F}{S} = \frac{36\,600 \text{ N}}{282\,744 \text{ mm}^2} = 0,13 \text{ MPa}; \quad \text{kde } F \text{ je síla na přetržení šroubů a } S \text{ značí plochu víka.}$$

V tom okamžiku bude primární membránové napětí v plášti cisterny dosahovat hodnot

$$\sigma = \frac{p \cdot R}{t} = \frac{0,13 \text{ MPa} \cdot 800 \text{ mm}}{4,6 \text{ mm}} = 22,6 \text{ MPa.}$$



Obrázek 28: Horní poklop s přepadem upevněn pomocí šroubů

Může se však z různých důvodů stát, že šrouby se nepřetrhnou přesně při hodnotě tlaku 1,3 bar. Aby byl výsledný výpočet na straně větší bezpečnosti, je do výpočtu zahrnut koeficient $k = 1,5$. Na základě tohoto předpokladu se v této diplomové práci bude konzervativně uvažovat, že tlak v cisterně při přetržení dvou šroubů M8 je následující

$$p = 1,3 \text{ bar} \cdot 1,5 = 2 \text{ bary.}$$

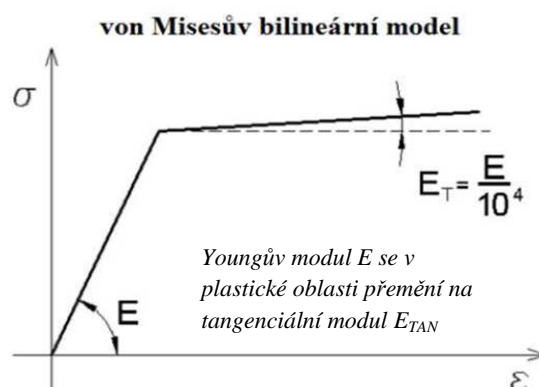
Je tedy požadováno, aby plášť a klenuté dno válcové cisterny bezpečně odolaly vnitřnímu tlaku o hodnotě 0,2 MPa.

6.3 Pevnostní výpočty

V předchozích kapitolách práce byly popsány předpisy a normy vztahující se k hasičské technice, předpisy silničního provozu a bylo vyjmenováno omezení, které nesmí být při návrhu překročeno. K těmto aspektům bylo přihlédnuto a navržen model. Nyní bude přistoupeno k samotnému ověření správnosti návrhu konstrukce z hlediska mechaniky. Jedná se o takzvané pevnostní výpočty. Pevnostní výpočty analyzují chování konstrukce dané součásti při různých zatěžovacích stavech, které mohou v provozu nastat a na konstrukci působit. Pro tyto účely byla vyvinuta metoda konečných prvků (zkratka MKP). V tomto případě se jedná o využití programu SolidWorks umožňujícím tvořit 3D prostorové modely konstrukce a následně aplikovat metodu MKP na tyto navržené modely konstrukce. V diplomové práci bude tento postup spočívající v namodelování a následném aplikování metody MKP použit u dvou částí přívesu a to u podvozkového rámu cisterny a u válcové skořepinové nádoby.

Model rámu i model válcové skořepiny budou v této diplomové práci považovány za ideální (bez počátečních imperfekcí), na které bude kromě materiálové nelineární analýzy (tzv. MNA analýzy) uplatněna i geometricky a materiálově nelineární analýza (tzv. GMNA analýza).

MNA analýza uvažuje nelineární pružně-plastické chování materiálu. K tomu slouží různé výpočtové nelineární modely chování materiálu.



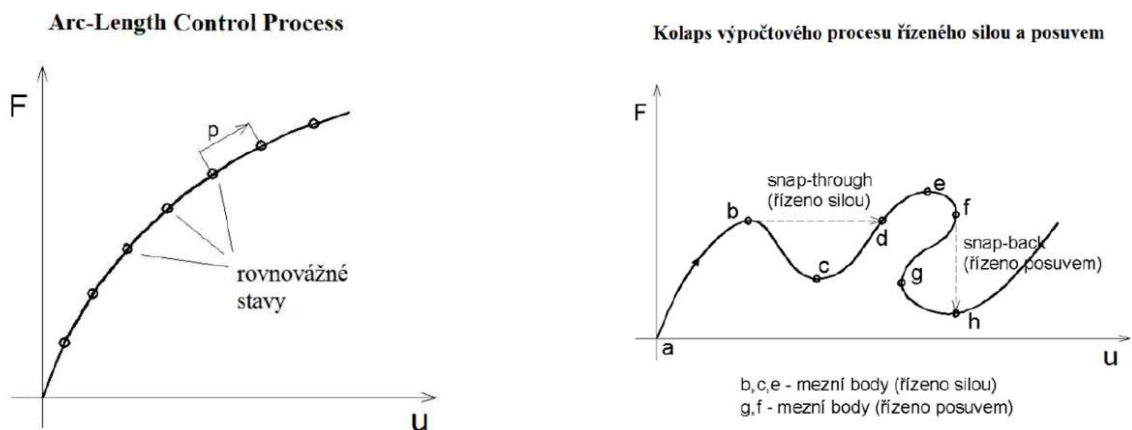
Obrázek 29: Model chování materiálu s lineárním zpevněním

Jako model chování materiálu byl použit von Misesův bilineární model chování materiálu s lineárním zpevněním (doporučen používat pro numerické výpočty pevnosti).

GMNA analýza uvažuje kromě materiálové nelinearity (pružně-plastické chování materiálu) i geometrickou nelinearitu (velké posuvy v konstrukci) která značně prodlouží dobu výpočtu. V každém výpočtovém kroku se při zohlednění geometrické nelinearity vždy sestavuje nová matice tuhosti.

Úlohy, které obsahují materiálové či geometrické nelinearity je možno řídit přírůstkem síly (Force Control), přírůstkem posuvu (Displacement Control Process) či přírůstkem délky oblouku (Arc-Length Control Process). Říká se tomu strategie řešení nelineárních úloh. Princip je založen na tzv. krokování, kdy se postupně zvyšuje zatížení a pro každý přírůstek zatížení se hledá rovnováha (rovnovážný stav) mezi vnějšími a vnitřními silami v konstrukci.

V této diplomové práci byl zvolen proces řízení nelineárních úloh prostřednictvím přírůstku délky oblouku. Řídicím parametrem je délka oblouku rovnovážné křivky. Pomocí této metody je možné propočítat celou rovnovážnou křivku. Metoda by neměla mít omezení (neměla by divergovat) ani v případě, kdy model konstrukce ztrácí stabilitu.



Obrázek 30: Proces řízení nelineárních úloh přírůstkem délky oblouku

6.3.1 Válcová skořepina

Popis modelu:

Válcová skořepina o průměru 1600 mm a délce 4800 mm je rozdělena pomocí přepážek na tři samostatné sekce.

Popis materiálu:

Jako materiál válcové skořepiny byl zvolen ocelový nerezový plech AISI316, jehož vlastnosti (parametry) jsou následující:

Vlastnost	Hodnota
Modul pružnosti	193 000 MPa
Poissonův poměr	0,27
Hustota	8000 kg/m ³
Pevnost v tahu	580 MPa
Mez kluzu	235 MPa
Součinitel Tepelné roztažnosti	1,6 · 10 ⁻⁵ K ⁻¹

Tabulka 11: Vlastnosti nerezového plechu AISI316

6.3.1.1 Vnitřní pevnost jedné sekce nádrže

Popis okrajových podmínek:

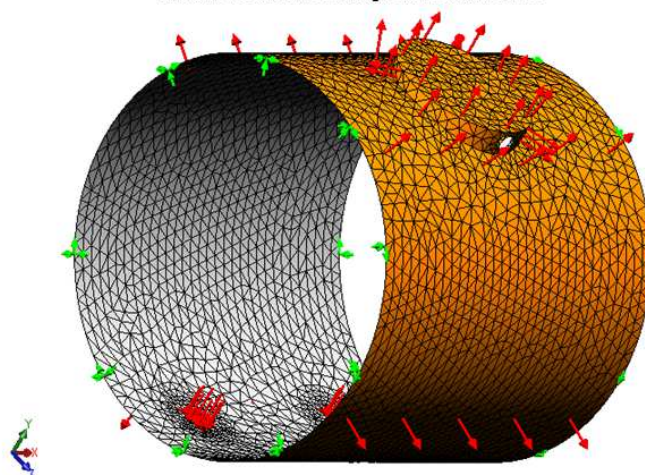
Po zvolení materiálu byly stanoveny okrajové podmínky modelu. Sekce válcové skořepiny byla na jednom konci kloubově uložena (zakázán posuv ve všech třech osách), což znázorňují zelené šipky na obrázku získaném z programu SolidWorks. Jedná se o uchycení za hranu nádoby, kdy jsou zakázány všechny tři posuvy (neboli posun v osách x, y, z, byl nastaven jako nulový). Na druhé hraně byly zakázány dva posuvy a povolen posuv ve směru podélném.

Následně byla válcová skořepina zatížena.

V posledním kroku před spuštěním nelineární analýzy byla zvolena velikost elementů, na které bude skořepinový plášť modelu nádoby rozčleněn (byla vytvořena tzv. síť prvků). V tomto případě byly zvoleny elementy prvkové sítě na základě zakřivení o maximálním rozměru 70 mm.

OKRAJOVÉ PODMÍNKY VÝPOČTOVÉHO MODELU

Prvková síť modelu prostřední sekce



Obrázek 31: Síť pláště prostřední sekce modelu

Popis zatížení:

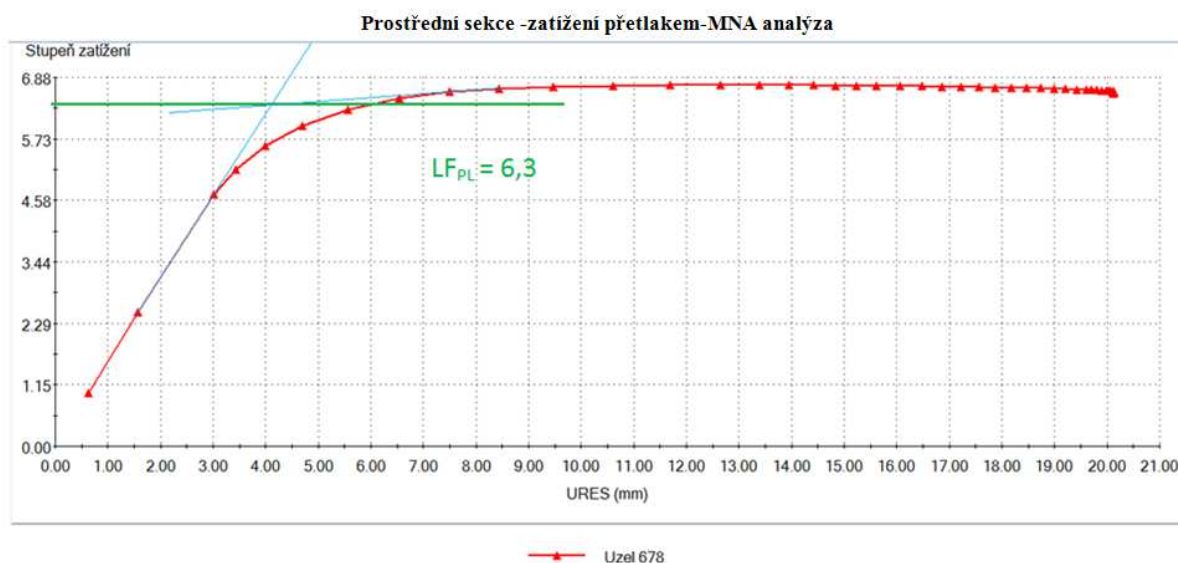
Za pomoci MNA analýzy v programu SolidWorks byly při zatížení přetlakem 0,2 MPa pro výpočtové tloušťky nerezového plechu vygenerovány následující odezvy.

Část skořepiny	Výrobní tloušťka nerezového plechu	Výpočtová tloušťka plechu ⁵
Plášť válce	5 mm	4,60 mm
Plášť horního hrdla	10 mm	9,40 mm
Límec horního hrdla	10 mm	9,40 mm
Víko horního hrdla	50 mm	50 mm
Plášť spodních hrdel	10 mm	9,40 mm
Límec spodních hrdel	10 mm	9,40 mm
Víčka spodních hrdel	16 mm	15,20 mm

Tabulka 12: Tloušťka stěn u prostřední sekce modelu

⁵ Výpočtová tloušťka plechu = nerezový plech snížený o zápornou výrobní úchytku polotovaru.

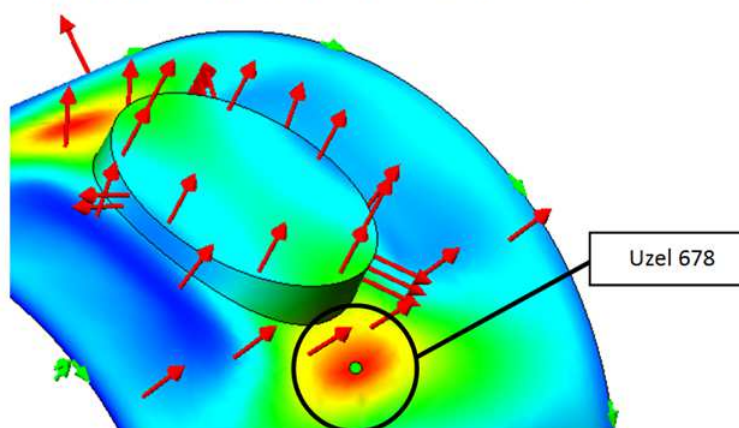
ZATĚŽOVACÍ CHARAKTERISTIKA



Obrázek 32: Zatěžovací charakteristika MNA analýzy střední sekce

Na obrázku 32 je možno vidět zatěžovací charakteristiku nelineární MNA analýzy střední sekce. V první části tvoří zatěžovací charakteristiku elastická část charakteristiky, na níž navazuje elasto-plastická část. Charakteristika je zakončena plastickou částí charakteristiky. K elastické a k plastické části charakteristiky byly přiloženy tečny modré barvy. Tečny se protínají v místě dosažení mezního stavu plasticity modelu, jehož hodnota je v tomto případě $LF_{PL} = 6,3$. Zatěžovací křivka je vygenerována pro uzel 678 (viz obrázek 33).

VYBRANÝ UZEL PROSTŘEDNÍ SEKCE PRO MNA ANALÝZU



Obrázek 33: Detail vybraného uzlu střední sekce pro MNA analýzu

Popis výsledků:

Ze zatěžovací charakteristiky MNA analýzy prostřední sekce vyplývá skutečnost, že limitní zatížení, při kterém nastane mezní stav plasticity, je následující:

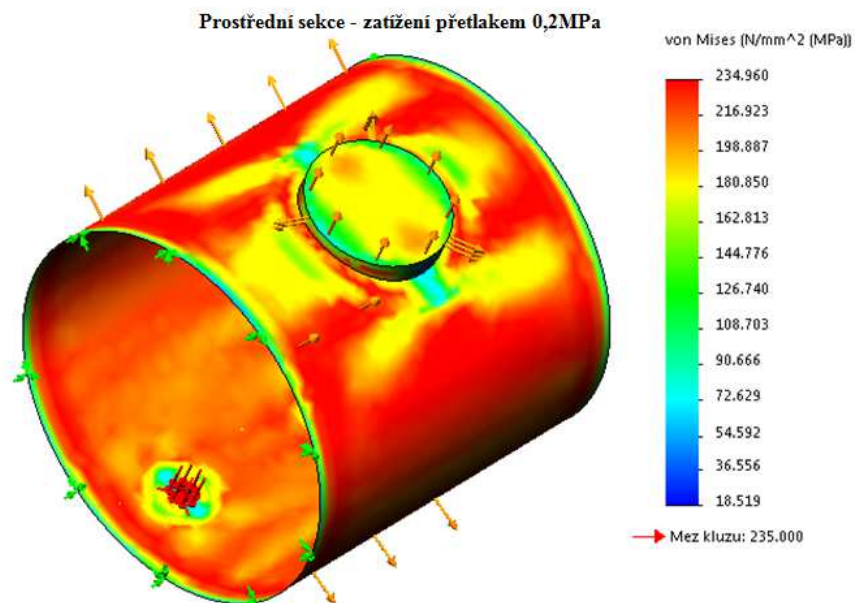
$$p_{LIM} = p \cdot LF_{LIM} = 0,2 \text{ MPa} \cdot 6,3 = 1,26 \text{ MPa}$$

Tohoto mezního stavu však v konstrukci nesmí být dosaženo. Je nutno stanovit nejvyšší dovolené zatížení konstrukce. K stanovení dovoleného zatížení je nutné znát hodnotu součinitele bezpečnosti, který plyne z příslušné normy. Z normy pro tlakové nádoby ČSN 690010 (kapitola 4.2) vyplývá, že součinitel bezpečnosti k meznímu stavu plasticity (k mezi kluzu) n_T při provozních podmínkách zatížení nabývá hodnoty 1,5 a součinitel bezpečnosti k meznímu stavu ztráty stability n_u má pro provozní podmínky hodnotu 2,4.

Kromě zmíněného součinitele bezpečnosti k mezi kluzu n_T a součinitele bezpečnosti k meznímu stavu ztráty stability n_u figuruje ve výpočtu dovoleného stupně zatížení LF_{DOV} veličina φ . Kde φ je pro účely výpočtu pevnosti svařovaných částí tlakových nádob v normě ČSN 690010 uveden jako součinitel hodnoty svarového spoje, jehož hodnota závisí na způsobu kontrol svarů. U svarových spojů, jejichž kontrola probíhá pouze vizuálně, nabývá součinitel φ hodnoty 0,7. Potom dovolené zatížení nabývá následujících hodnot:

$$p_{DOV} = p \cdot LF_{DOV} = p \cdot \frac{LF_{LIM}}{n_T} \cdot \varphi = 0,2 \text{ MPa} \cdot \frac{6,3}{1,5} \cdot 0,7 = 0,2 \text{ MPa} \cdot 2,95 = 0,59 \text{ MPa}$$

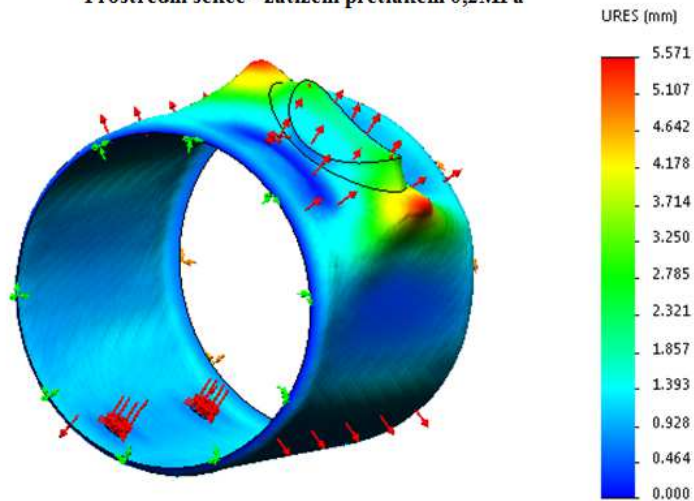
HORNÍ NELINEÁRNÍ UZLOVÉ NAPĚTÍ von Mises v okamžiku kdy LF = 6,3



Obrázek 34: Napětí von Mises prostřední sekce při zatížení přetlakem 0,2MPa

VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ v okamžiku kdy $LF = 6,3$

Prostřední sekce - zatížení přetlakem 0,2MPa

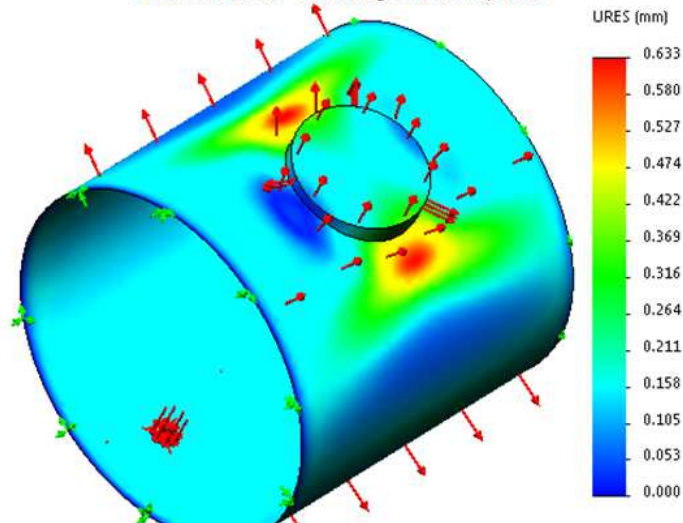


Obrázek 35: Celkové posuvy střední sekce při zatížení přetlakem 0,2MPa

Na snímku je možné spatřit výsledná posunutí jednotlivých částí modelu v okamžiku mezního stavu plasticity. Snímek je vyobrazen v deformovaném stavu s měřítkem deformace 50.

VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ v okamžiku kdy $LF = 1$

Prostřední sekce - zatížení přetlakem 0,2MPa



Obrázek 36: Posuvy střední sekce při zatížení přetlakem 0,2MPa

Obrázek zobrazuje výsledná posunutí (deformace) skořepiny v okamžiku, kdy stupeň zatížení dosahuje hodnoty $LF = 1$. Jedná se o okamžik, kdy skutečně působí zatížení 0,2 MPa. Z obrázku je patrné, že největší deformace dosahuje oblast přechodu mezi pláštěm skořepiny a výztužným límcem horního hrdla.

Vyhodnocení:

Jelikož dovolená hodnota stupně zatížení $LF_{DOV} = 2,95$ překračuje hodnotu jedna, konstrukce střední sekce zatížená přetlakem o hodnotě 0,2 MPa při daném zatížení **VYHOVUJE**.

6.3.1.2 Ztráta stability jedné sekce nádrže

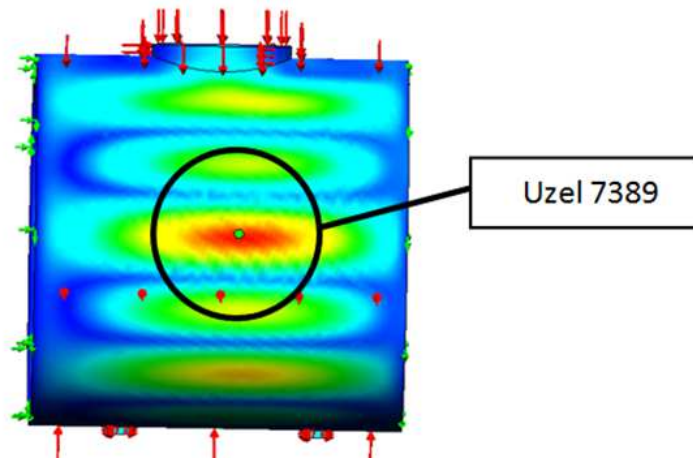
Popis zatížení:

Při vypouštění vody z nádrže spodním výpustným hrdlem a uzavření všech otvorů hrozí vznik podtlaku v nádrži o hodnotě 0,1 MPa. Model je zatížen vnějším přetlakem o této hodnotě.

Popis okrajových podmínek:

Byly stanoveny okrajové podmínky v podobě pokročilého uchycení za hranu nádoby, kde na jedné hraně byly zakázány všechny tři posuvy a na druhé hraně zakázány dva posuvy a povolen posuv v podélném směru.

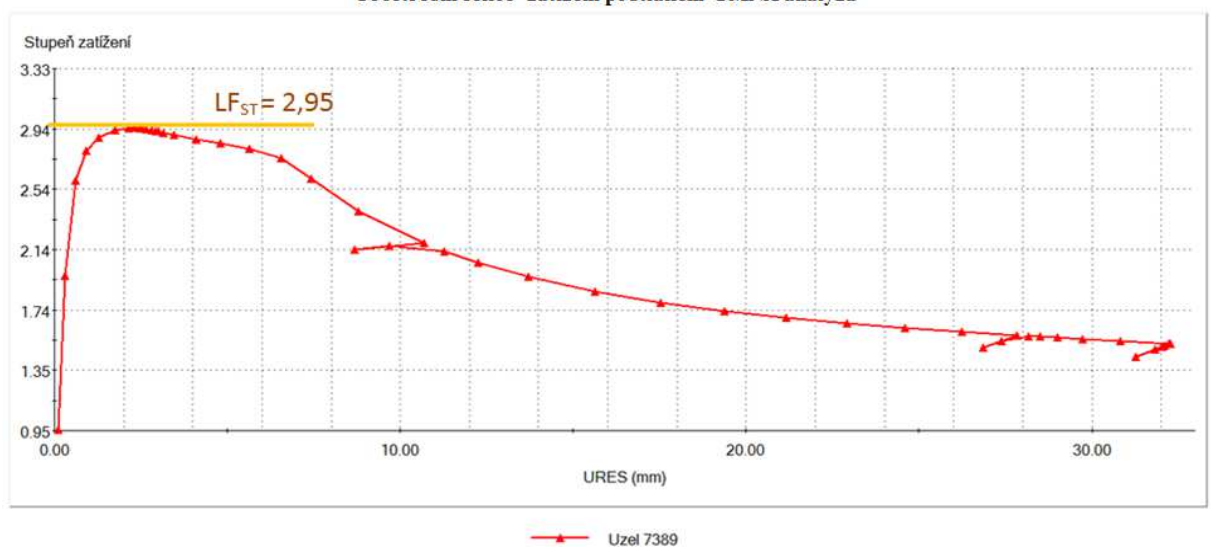
VYBRANÝ UZEL PROSTŘEDNÍ SEKCE PRO GMNA ANALÝZU



Obrázek 37: Detail vybraného uzlu prostřední sekce pro GMNA analýzu

ZATĚŽOVACÍ CHARAKTERISTIKA

Prostřední sekce - zatížení podtlakem - GMNA analýza

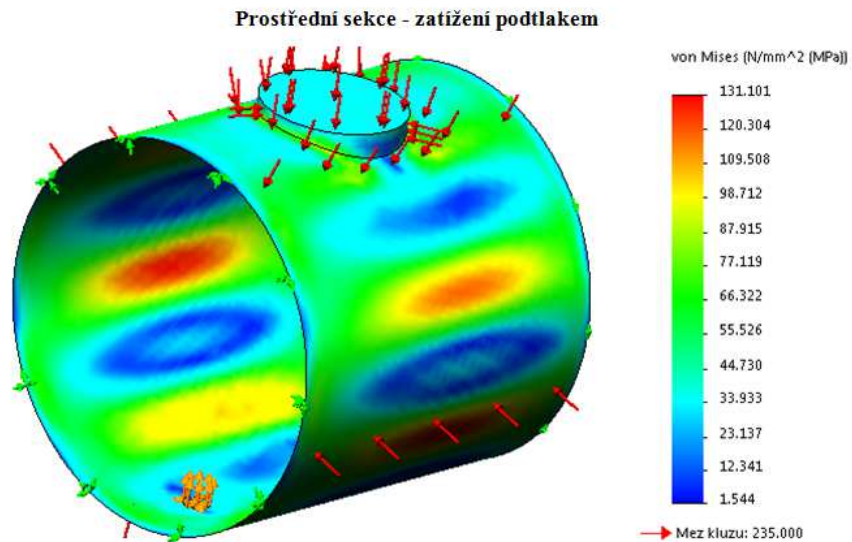


Obrázek 38: Detail zatěžovací charakteristiky MNA analýzy prostřední sekce

Popis výsledků:

Při analýze byla uvažována jak materiálová tak i geometrická nelinearita. Z rovnovážné křivky zatěžovací charakteristiky vycházející z nelineární GMNA analýzy, která byla vykreslena pro uzel z oblasti s největší hodnotou posuvu, lze vyčíst okamžik ztráty stability pláště.

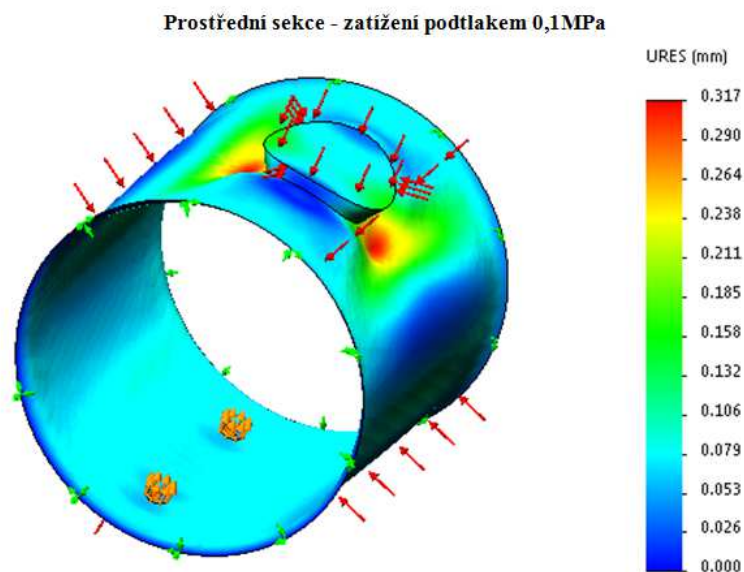
HORNÍ NELINEÁRNÍ UZLOVÉ NAPĚTÍ von Mises v okamžiku kdy $LF = 2,95$



Obrázek 39: Napětí von Mises prostřední sekce při zatížení podtlakem 0,1MPa

Obrázek 39 znázorňuje rozložení redukovaného napětí na horní ploše modelu prostřední sekce zatížené podtlakem v okamžiku ztráty stability konstrukce. V tom okamžiku stupeň zatížení dosahuje hodnoty $LF = 2,95$, ze které byla stanovena hodnota dovoleného zatížení pláště.

VÝLEDNÉ POSUNUTÍ v okamžiku kdy $LF = 1$



Obrázek 40: Posuvy prostřední sekce při zatížení podtlakem 0,1MPa

Na snímku je možné spatřit výsledná posunutí (deformace) jednotlivých částí modelu v okamžiku, kdy stupeň zatížení dosahuje hodnoty $LF = 1$. Jedná se o okamžik, kdy skutečně působí podtlak o hodnotě 0,1 MPa. Je patrné, že největší deformace dosahuje oblast přechodu mezi pláštěm skořepiny a výztužným límcem horního hrdla. Snímek je vyobrazen v deformovaném stavu s měřítkem deformace 500.

Pokud součinitel bezpečnosti k meznímu stavu ztráty stability n_u dosahuje, dle normy pro tlakové nádoby ČSN 69 0010, hodnoty 2,4, pak dovolená hodnota stupně zatížení

$$LF_{DOV} = \frac{LF_{ST}}{n_u} = \frac{2,95}{2,4} = 1,23$$

a dovolené zatížení pláště v tomto konkrétním případě dosahuje hodnoty

$$p_{DOV} = p \cdot LF_{DOV} = 0,1 \text{ MPa} \cdot 1,23 = 0,123 \text{ MPa}.$$

Vyhodnocení:

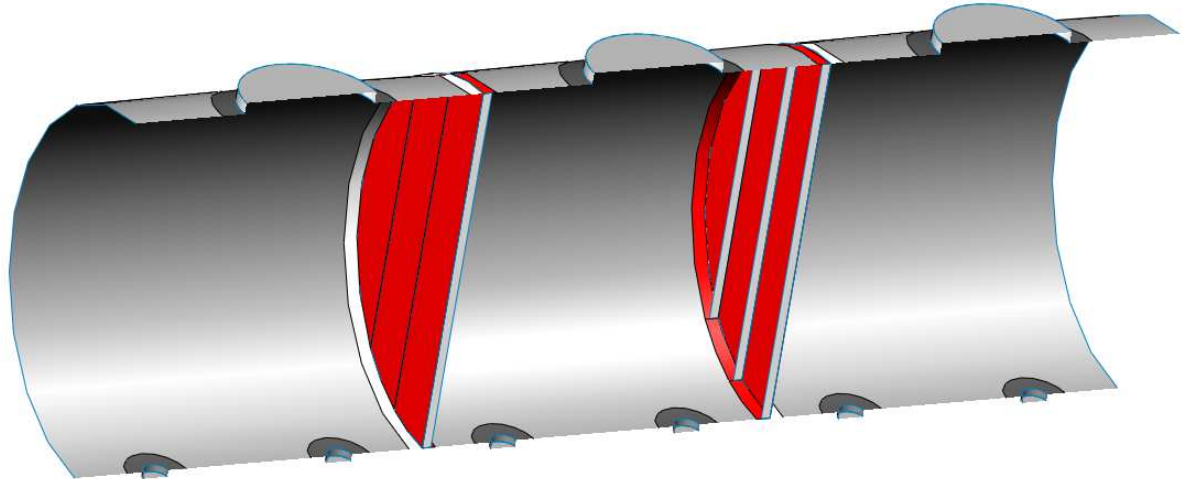
Dovolená hodnota stupně zatížení dosahuje v tomto případě hodnoty $LF_{DOV} = 1,23$. Aby konstrukce danému zatížení vyhovovala, musí být dovolená hodnota stupně zatížení větší než jedna. Lze tak říci, že konstrukce prostřední sekce zatížené podtlakem danému zatížení **VYHOVUJE**.

Navrhovaná válcová cisterna je z hlediska pevnosti kontrolována dle normy pro tlakové nádoby ČSN 69 0010. Cisterna je sice v horní části opatřena přepadovými otvory a při jejím běžném provozním plnění požární hadicí se tedy jedná o otevřenou nádobu. Jakmile by však došlo k ucpání přepadových otvorů, stane se z cisterny uzavřená nádoba a tlak uvnitř cisterny při plnění vzrůstá. V tom případě je vhodné k cisterně přistupovat podobně jako k tlakové nádobě a podle toho navrhovanou nádobu i vyhodnocovat.

Norma ČSN 69 0010 je právě speciálně určená na tento typ konstrukce. Je v ní zpracována problematika válcového pláště a jeho vyhodnocení z hlediska pevnosti.

6.3.1.3 Přepážka

Válcová cisterna je v návrhu rozdělena na tři samostatné sekce pomocí kruhových přepážek vyztužených pěti výztužnými žebry.



Obrázek 41: Navrhované přepážky uvnitř cisterny

V této diplomové práci byly při návrhu kruhové přepážky stanoveny následující požadavky kladené na přepážku. V okamžiku, kdy jsou přepadové otvory volné (otevřené) a cisterna je plněna požární hadicí, musí přepážky bezpečně odolat vzniklému tlaku uvnitř cisterny. Pokud by přepážky měly odolat i tlaku vzniklému uvnitř nádrže v případě, kdy dojde k ucpání přepadových otvorů, byly by přepážky zbytečně masivní a neekonomické. V návrhu není požadováno, aby vnitřní přepážky odolaly tomuto vznikajícímu vnitřnímu tlaku. Situace, kdy by nastalo ucpání přepadových otvorů, je považována za havarijní stav, při kterém lze připustit trvalé deformace přepážky. Tlak při havarijním stavu musí bezpečně přenést válcový plášť a klenutá dna.

Kruhové přepážky jsou v konstrukčním návrhu vyztuženy pomocí pěti žebor. Při návrhu výztužných žebor, bylo ctěno konstruktérské pravidlo, které hovoří o nutnosti navrhnout žebra tak, aby neztratila stabilitu. To má zajistit poměr mezi tloušťkou plechu, z kterého jsou žebra vytvořena a mírou vysunutí žebra do prostoru. Konstruktérská zásada hovoří o poměru o hodnotě osm. Tedy pokud bylo navrhováno vytvořit výztužná žebra vysunutá do prostoru o 40 mm, nemohlo být pro konstrukci žebor použít plech o tloušťce nižší než 5 mm.

6.3.1.3.1 Brzdění

Je nutné si uvědomit, že v běžném silničním provozu se jakékoliv vozidlo nepohybuje pouze konstantní rychlostí vpřed, ale jedná se o pohyb tvořený kombinací konstantní jízdy, akcelerace, brzdění, jízdy do zatáčky. Přepážky cisteren jsou tedy namáhány nejen hydrostatickým tlakem od vlastní tíhy kapaliny, ale také tlakem hydrodynamickým vznikajícím při brzdění od přelévající se kapaliny v důsledku setrvačnosti kapaliny.

Ze znalosti probrané látky na DFJP lze provést následující výpočet záporného zrychlení

Brzdění na vodorovné rovině

Součinitel využití tíhy k adhezi $\xi = \frac{B G_{adhez}}{G_{automobilu}}$

$$\xi = \frac{Z_1 + Z_2}{G_a} = \frac{G_a \cdot \cos \alpha}{G_a} \quad \xi = \cos 0^\circ = 1$$

Adhezní tíha vozidla při brzdění (součet radiálních zatížení všech brzděných kol)

$$B G_{adhez} = G_a \cdot \xi = (18\,000 \text{ kg} \cdot 9,81) \cdot 1 = 176\,580 \text{ N}$$

Suchý beton	0,9
Suchý asfalt	0,8
Suchá dlažba	0,7
Mokrý beton	0,6
Mokrý asfalt	0,5
Mokrá dlažba	0,4
zablácený beton, asfalt	0,3
uježděný sníh	0,2
led	0,1

Tabulka 13: Součinitel adheze pro různé typy povrchů [28, s.28]

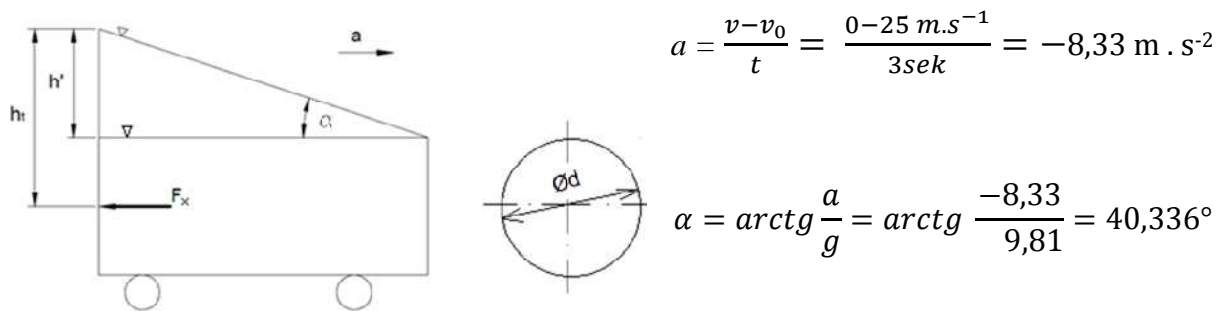
Potom maximální možná brzdná síla mezi pneumatikami a vozovkou je následující:

$$F_{Bmax} = B G_{adhez} \cdot \varphi = 176\,580 \text{ N} \cdot 0,85 = 150\,093 \text{ N}$$

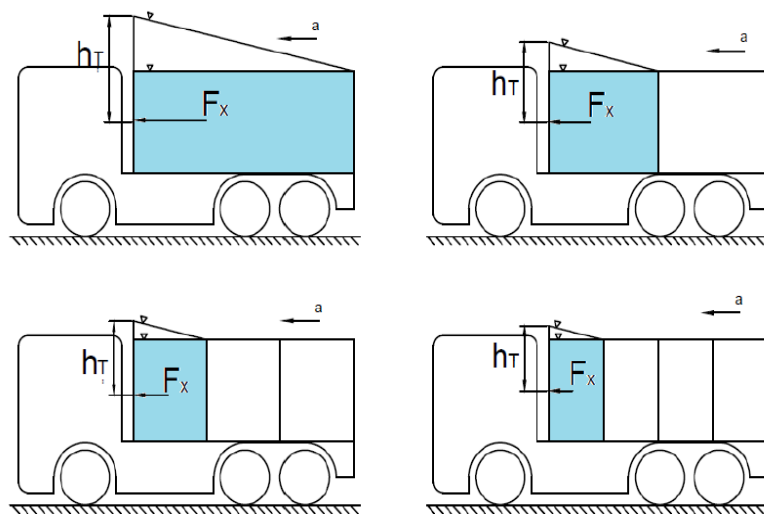
Výpočet brzdné dráhy: $s = \frac{m \cdot v_0^2}{2 \cdot F_B} = \frac{18\,000 \cdot 25^2}{2 \cdot 150\,093} = 37,5 \text{ m}$

Výpočet záporného zrychlení: $a = \frac{v_0^2}{2 \cdot s} = \frac{25^2}{2 \cdot 37,5} = -8,33 \text{ m/s}^2$

Výpočet působící setrvačné síly (podle bakalářské práce Václava Nováka) :



Obrázek 42: Zcela naplněná cisterna při brzdění na vodorovné rovině [19, s.29]



Obrázek 43: Cisterna s použitím přepážek [19, s.41]

$$h' = l \cdot \text{tg } \alpha = 1,6 \cdot \text{tg} 40,336 = 1,3586 \text{ m}$$

$$h_T = h' + \frac{d}{2} = 1,3586 + 0,8 = 2,1586 \text{ m}$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1,6^2}{4} = 2,01062 \text{ m}^2$$

Výpočet síly působící na stěnu cisterny při brzdění

$$F_x = h_T \cdot \rho \cdot g \cdot S = 2,1586 \cdot 997 \cdot 9,81 \cdot 2,01 = 42\,435,8 \text{ N}$$

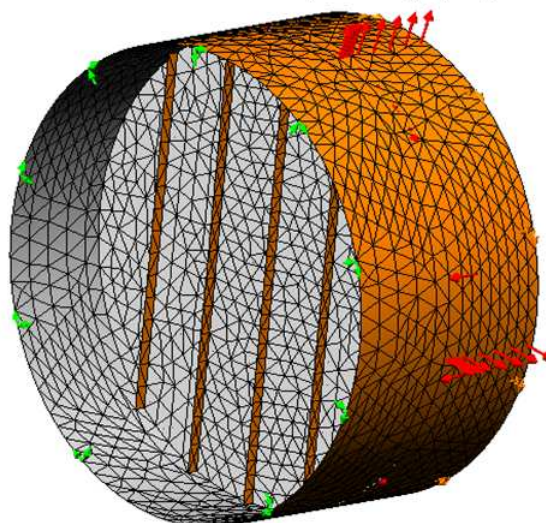
$$p = F/S = 42\,435 / 2,01062 = 21\,105,4 \text{ Pa}$$

Na základě toho je možné přistoupit k pevnostní analýze dvou prostředních kruhových nepropustných přepážek, které rozdělují válcovou nádobu cisterny na tři samostatné komory (sekce).

6.3.1.3.2 Zatížení přepážky od kombinace hydrostatického a hydrodynamického tlaku

OKRAJOVÉ PODMÍNKY VÝPOČTOVÉHO MODELU

Prvková síť modelu střední přepážky



Obrázek 44: Síť modelu střední přepážky

Popis okrajových podmínek:

Model obsahující část pláště válcové cisterny a jednu nepropustnou přepážku, byl na jedné straně uchycen kloubově (posuvy ve všech třech směrech byly stanoveny jako nulové) a na druhé straně byl povolen posuv v podélném směru. Na modelu byla pro účely analýz vytvořena síť o maximální velikosti prvku 70 mm.

Popis zatížení:

Nejprve byla provedena MNA analýza, kdy na přepážku působí kombinace hydrostatického a hydrodynamického tlaku o hodnotě 0,047 MPa. Na skořepinu v tom okamžiku působí přetlak o hodnotě 0,026 MPa vzniklý v cisterně při běžném provozním plnění požární hadicí o průměru 75 mm spodním plnicím hrdlem.

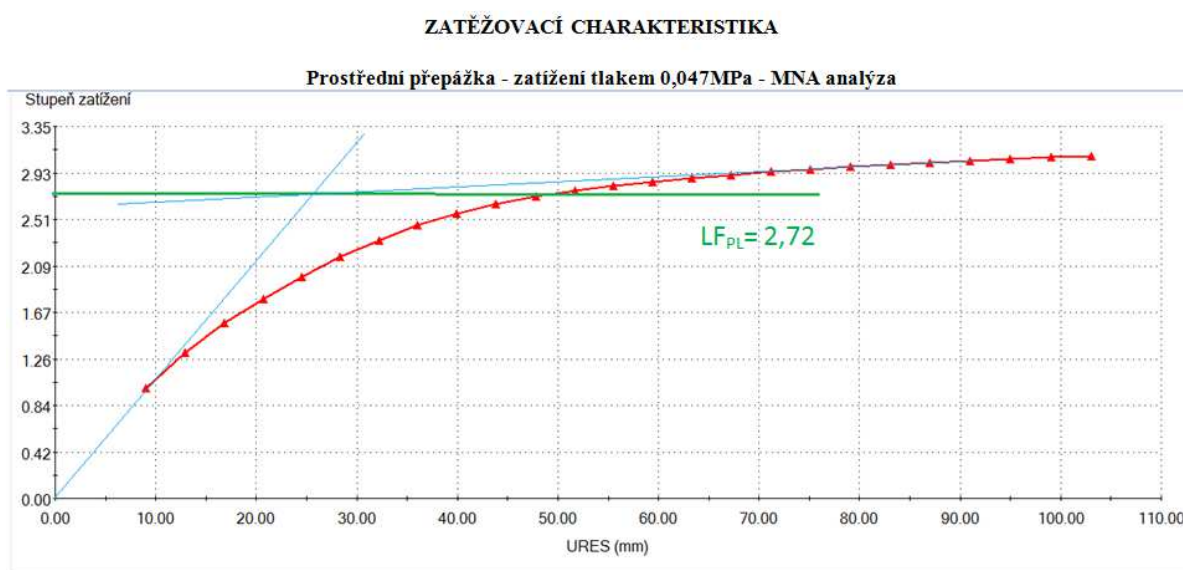
Popis modelu:

Skořepina je z nerezového plechu o tloušťce 4,6 mm (5mm plech snížený o zápornou výrobní úchytku polotovaru). Kruhová přepážka je navrhována z nerezového plechu tloušťky 9,40 mm (10mm plech snížený o zápornou výrobní úchytku), a je symetricky uložena v obruči široké

120 mm, jejíž tloušťka je 9,40 mm. V okamžiku, kdy byly zvoleny tloušťky jednotlivých částí modelu s pěti výztuhami o tloušťce 7,6 mm a výšce 40 mm byly výsledky následující.

Část skořepiny	Výrobní tloušťka nerezového plechu	Výpočtová tloušťka stěny
Plášť válce	5 mm	4,60 mm
Kruhová přepážka	10 mm	9,40 mm
Výztužná obruč šířky 120 mm	10 mm	9,40 mm
Výztužná žebra výšky 40mm	8 mm	7,60 mm

Tabulka 14: Tloušťka stěn u prostřední přepážky



Obrázek 45: Zatěžovací charakteristika MNA analýzy prostřední přepážky při tlaku 0,047MPa

Křivka zatěžovací charakteristiky byla opět vykreslena pro uzel s největší hodnotou posuvu, který se nachází uprostřed kruhové přepážky. K elastické a plastické části charakteristiky byly přiloženy tečny modré barvy. Tečny se protínají v místě, které odpovídá okamžiku dosažení mezního stavu plasticity modelu kruhové přepážky.

Popis výsledků:

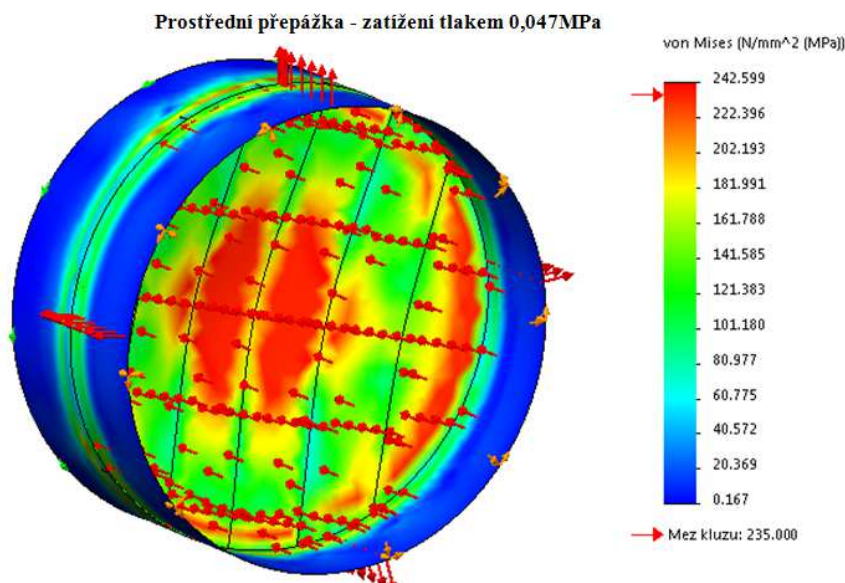
Limitní zatížení, při kterém nastane mezní stav plasticity, je v tomto případě následující

$$p_{LIM} = p \cdot LF_{LIM} = 0,047 \text{ MPa} \cdot 2,72 = 0,13 \text{ MPa}$$

Tohoto mezního stavu však v konstrukci nesmí být dosaženo. Pokud součinitel bezpečnosti n_T nabývá hodnoty 1,5 a součinitel svarového spoje $\varphi = 0,7$, pak dovolená hodnota zatížení

$$p_{DOV} = p \cdot LF_{DOV} = p \cdot \frac{LF_{LIM}}{n_T} \cdot \varphi = 0,047 \text{ MPa} \cdot \frac{2,72}{1,5} \cdot 0,7 = 0,047 \text{ MPa} \cdot 1,27 = 0,06 \text{ MPa}$$

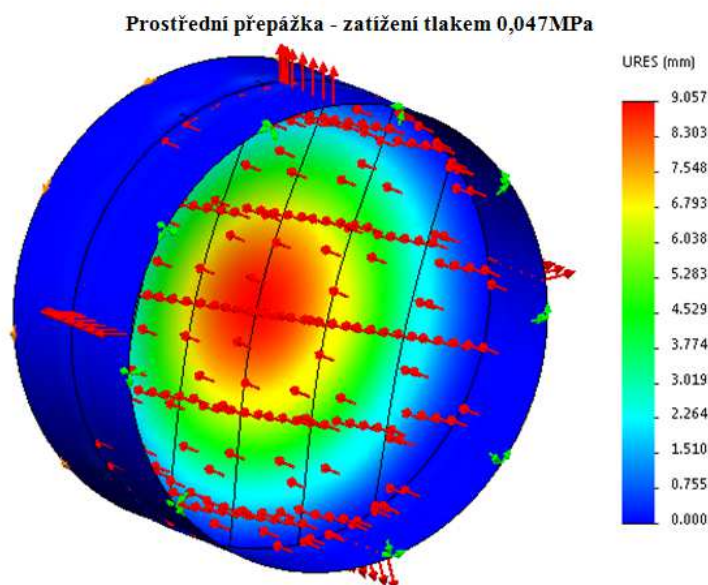
HORNÍ NELINEÁRNÍ UZLOVÉ NAPĚTÍ von Mises v okamžiku kdy $LF = 2,72$



Obrázek 46: Napětí von Mises střední přepážky při zatížení přetlakem 0,047MPa

Znázorněné redukované napětí na horní ploše modelu střední kruhové přepážky zatížené tlakem o hodnotě 0,047 MPa. V tom okamžiku stupeň zatížení dosahuje hodnoty $LF = 2,72$, ze které byla poté stanovena hodnota dovoleného zatížení pláště.

VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ v okamžiku kdy $LF = 1$



Obrázek 47: Celkové posuvy střední přepážky při zatížení přetlakem 0,047MPa

Z obrázku je patrné, že největší hodnota posuvu nastává uprostřed kruhové přepážky.

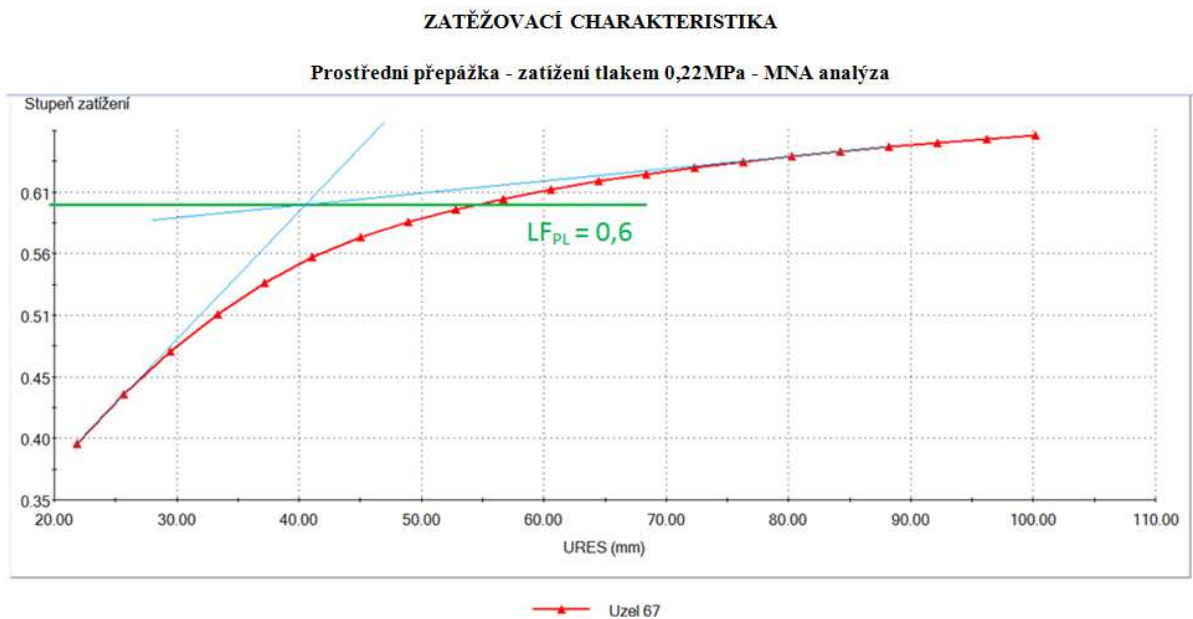
Vyhodnocení:

Dovolená hodnota stupně zatížení $LF_{DOV} = 1,27$ musí být větší než jedna. Konstrukce kruhové přepážky zatížené přetlakem o hodnotě 0,047 MPa při daném zatížení VYHOVUJE.

6.3.1.3.3 Zatížení přepážky přetlakem 0,22MPa

Popis zatížení:

Následně byla provedena MNA analýza za podmínek, kdy na válcovou skořepinu působí přetlak 0,2 MPa. Tohoto tlaku je v cisterně dosaženo v krajním případě, kdy nastane ucpání horních přepadových otvorů. Při tomto tlaku dojde přetržení dvou jisticích šroubů M8 a otevření horního poklopu. Na přepážku působí při této analýze přetlak o hodnotě 0,22 MPa vzniklý kombinací hydrostatického a vnitřního tlaku.



Obrázek 48: Detail zatěžovací charakteristiky MNA analýzy střední přepážky při tlaku 0,22MPa

Popis výsledků:

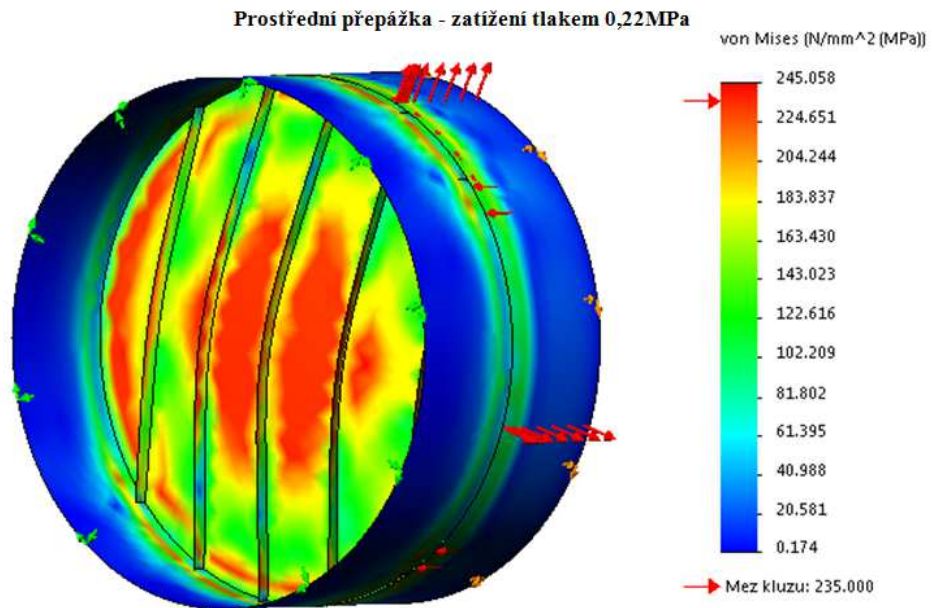
Z příslušné zatěžovací charakteristiky střední přepážky vyplývá, že limitní zatížení střední přepážky, při kterém nastane mezní stav plasticity, dosahuje hodnoty

$$p_{LIM} = p \cdot LF_{LIM} = 0,22 \text{ MPa} \cdot 0,6 = 0,13 \text{ MPa}.$$

Konstrukce ovšem nesmí být vystavena zatížení, při kterém nastane plastická deformace v celém průřezu. Proto se stanoví dovolená hodnota zatížení.

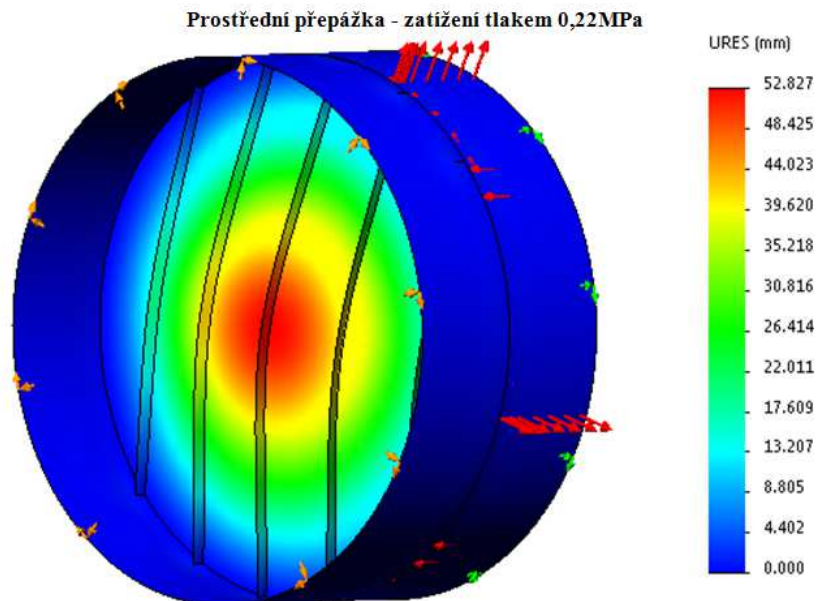
$$p_{DOV} = p \cdot LF_{DOV} = p \cdot \frac{LF_{LIM}}{n_T} \cdot \varphi = 0,22 \text{ MPa} \cdot \frac{0,6}{1,5} \cdot 0,7 = 0,22 \text{ MPa} \cdot 0,28 = 0,06 \text{ MPa}$$

HORNÍ NELINEÁRNÍ UZLOVÉ NAPĚTÍ von Mises v okamžiku kdy LF = 0,6



Obrázek 49: Napětí von Mises prostřední přepážky (membrány) při zatížení přetlakem 0,22MPa

VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ v okamžiku kdy LF = 0,6



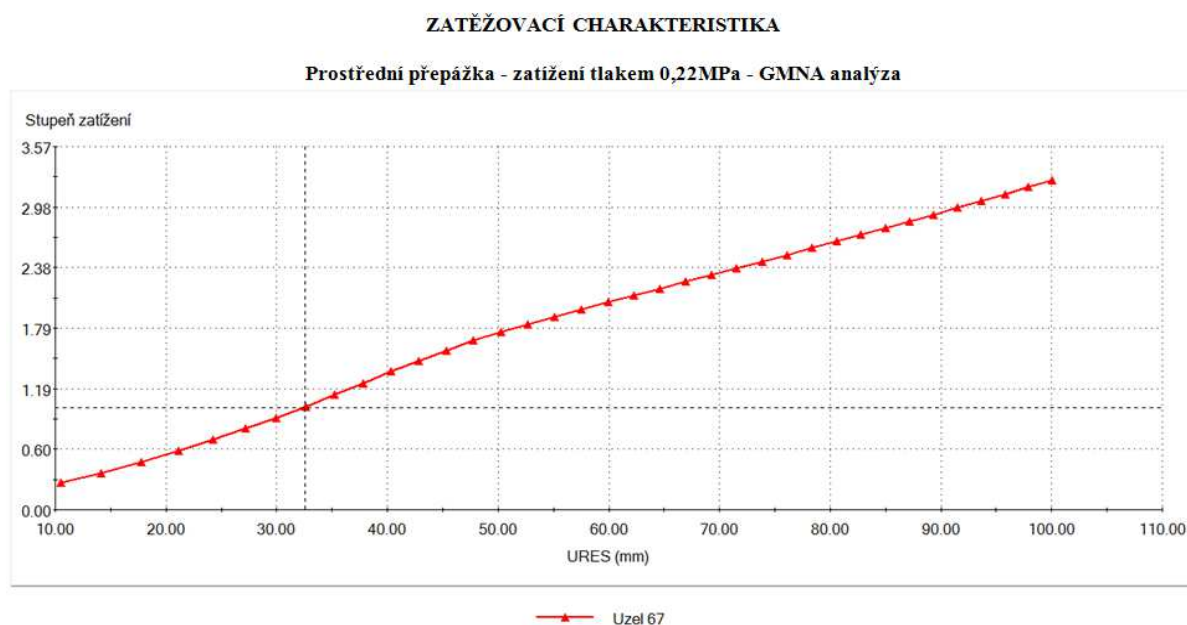
Obrázek 50: Celkové posuvy prostřední přepážky při zatížení přetlakem 0,22MPa

Vyhodnocení:

Aby konstrukce vyhověla, musí být dovolená hodnota stupně zatížení větší než jedna. Jelikož LF_{DOV} dosahuje hodnoty 0,28, konstrukce kruhové přepážky zatížená přetlakem o hodnotě 0,22 MPa při daném zatížení již NEVYHOVUJE.

GMNA analýza

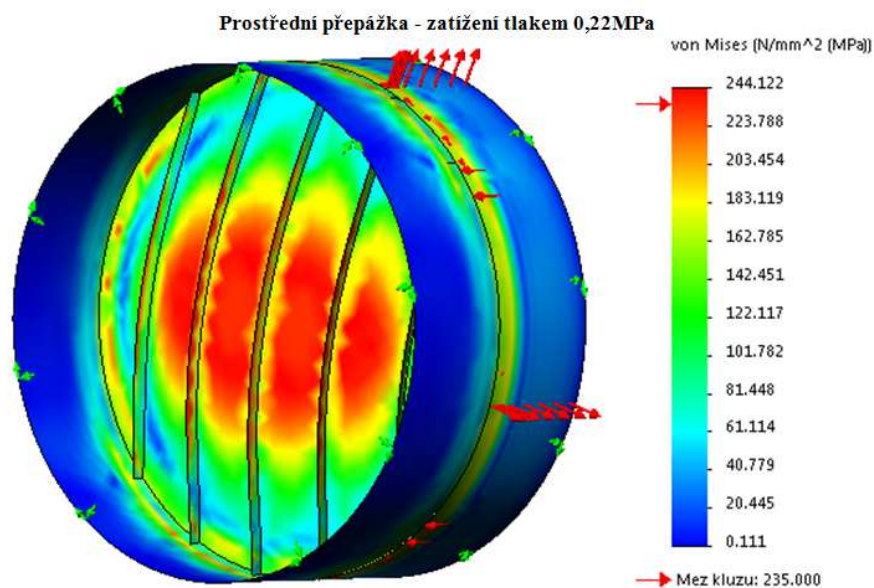
Jelikož se autor práce snažil nalézt kompromis mezi úsporou hmotnosti konstrukce a pevností konstrukce, byla při konstrukčním návrhu prostředních přepážek situace, kdy by teoreticky mohlo dojít ucpání výtokových otvorů, považována za havarijní stav. Primárně tedy nebyla uvažována odolnost konstrukce přepážek při tomto stavu zatížení. Jedná se o havarijní stav, na který se v této diplomové práci konstrukce přepážek nedimenzuje. V takové situaci by došlo k překročení mezního stavu plasticity a nastala by trvalá deformace přepážky. Z toho důvodu byla prostřední přepážka podrobena GMNA analýze, která zohledňuje nejen materiálovou nelinearitu, ale i nelinearitu geometrickou.



Obrázek 51: Zatěžovací charakteristika GMNA analýzy prostřední přepážky při tlaku 0,22MPa

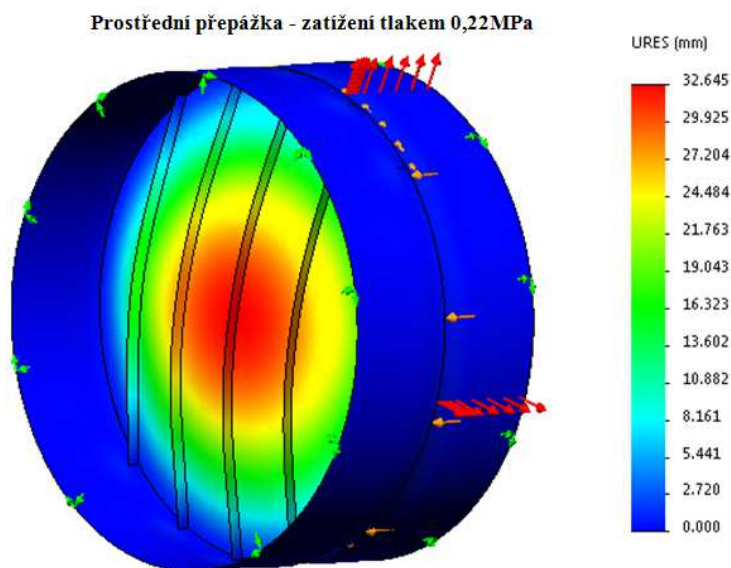
U odezvy získané z geometricko-materiálově nelineární analýzy byla naznačena vodorovná přímkou pro hodnotu násobitele zatížení $LF = 1$. V místě, kde se protne vodorovná přímkou s grafem odezvy, byla vynesena svislá přímkou. Při stupni zatížení o hodnotě $LF = 1$ dosahuje výsledné posunutí URES hodnoty 32 mm.

HORNÍ NELINEÁRNÍ UZLOVÉ NAPĚTÍ von Mises v okamžiku kdy LF = 1



Obrázek 52: Napětí von Mises prostřední přepážky při zatížení přetlakem 0,22MPa

VÝLEDNÉ POSUNUTÍ v okamžiku kdy LF = 1

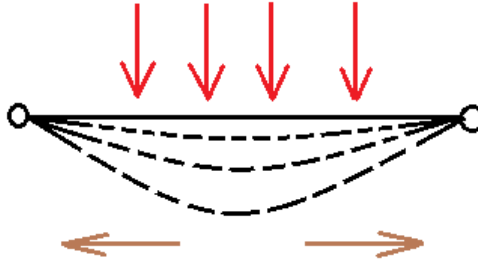


Obrázek 53: Celkové posuvy prostřední přepážky při zatížení přetlakem 0,22MPa

Obrázek má za úkol zobrazit celkové posuvy (deformace) prostřední kruhové přepážky zatížené tlakem o hodnotě 0,22 MPa. Potvrzují se skutečnosti, které jsou již známé z předchozích analýz a z rovnovážné křivky této geometricko-materiálově nelineární analýzy GMNA. Největší hodnota posuvu nastává uprostřed kruhové přepážky a výsledné posunutí dosahuje hodnoty 32 mm.

Vyhodnocení:

Z analýzy je patrné, že sice nastane trvalá deformaci přepážky, ale přepážka vlivem průhybu zvyšuje svou únosnost (zpevňuje).



Obrázek 54: Zpevnění přepážky vlivem průhybu


Konstrukce přepážky tzv. proplastizuje, ale výztužný prstenec v plášti, v němž je přepážka vetknuta, stále drží původní tvar.

Jedná se o simulaci zatížení přepážky narůstajícím tlakem při havarijním stavu, při kterém nastane ucpání horních přepadových otvorů umístěných v horním poklopu cisterny. Při nárůstu tlaku v cisterně se přepážka vlivem zatížení začne postupně deformovat. Teoreticky se kruhová přepážka vlivem zatížení zdeformuje až do tvaru koule. Napětí v kouli je (dle kotlových vzorců z pružnosti $\sigma = \frac{p \cdot r}{2t}$) poloviční oproti napětí v plášti $\sigma = \frac{p \cdot r}{t}$. Navíc je navrhovaná přepážka vyrobena ze silnějšího nerezového plechu než plášť válcové nádoby. Nehrozí tedy situace, kdy by přepážka vlivem působení vnitřního tlaku v nádrži praskla a roztrhla se. Plášť válcové nádoby by se při tomto havarijním stavu roztrhl dříve než navrhovaná přepážka.

6.3.1.4 Klenuté dno cisterny

V této diplomové práci návrh cisternového přívěsu nejprve disponoval válcovou nádobou zakončenou rovnými čely. Aby rovná čela byla schopna odolat tlaku v cisterně, bylo nutné čela vyztužit pomocí žeber. Cílem při návrhu žeber bylo stanovit optimální tloušťku materiálu čela a žeber, vhodné množství žeber a jejich rozměry. V průběhu navrhování bylo přikročeno k nahrazení rovného čela, klenutým dnem. Tento tvar umožnil snížit tloušťku stěny čela, odstranit výztužná žebra a přitom zajisti několikanásobně vyšší únosnost.

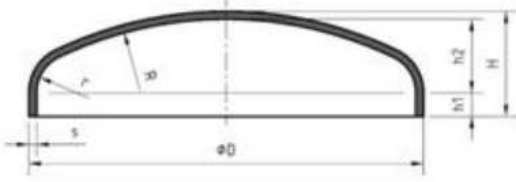
Při návrhu tvaru klenutého dna se autor řídil následujícím vzorem.

Nacházíte se zde:  » LISOVANÁ KLENUTÁ DNA » DNA TECHNOKOV »

HLAVNÍ MENU

- O NÁS
- PRODUKTY
- LISOVANÁ KLENUTÁ DNA
- CERTIFIKÁTY
- REFERENCE
- DOPRAVA A BALENÍ
- KONTAKT
- AKTUALITY

DIN 28011



$R = D ; r = 0,1 D$
 $h1 > 3,5 s ; h2 = 0,1935 D - 0,455s$
D: $\varnothing 26,9 \dots \varnothing 4400 \text{ mm}$
s: $2 \dots 30 \text{ mm}$

Obrázek 55: Vzor pro konstrukci klenutého dna [20]

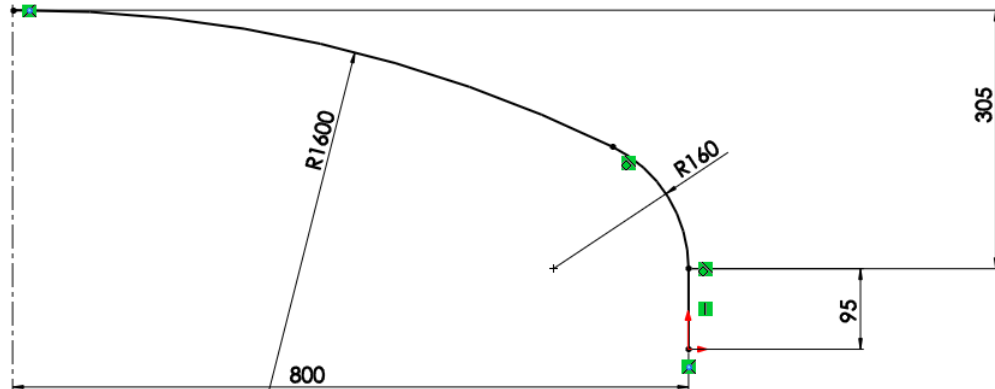
Podle tohoto vzoru bylo navrženo konkrétní klenuté dno o následujících rozměrech:

$$R = 1600 \text{ mm}$$

$$r = 0,1 \cdot 1600 = 160 \text{ mm}$$

$$h2 = 0,1935 \cdot 1600 - 0,455 \cdot 10 \text{ mm} = 305 \text{ mm}$$

Byla vytvořena skica klenutého dna o daných rozměrech a vytvořen model klenutého dna pro účely analýz MKP.

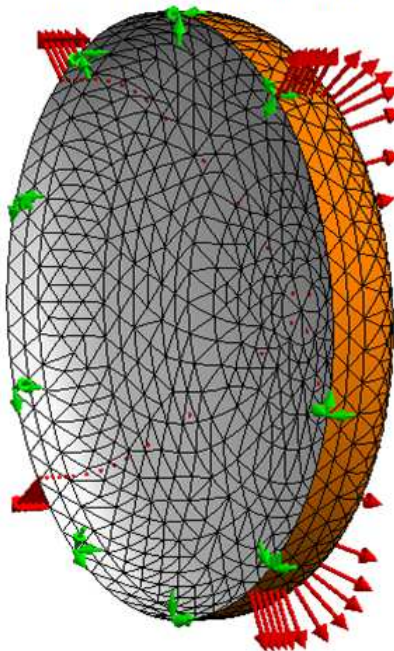


Obrázek 56: Skica navrhnutého klenutého dna

Model klenutého dna byl rozčleněn na síť prvků o maximální velikosti 70 mm a byly stanoveny jeho okrajové podmínky.

OKRAJOVÉ PODMÍNKY VÝPOČTOVÉHO MODELU

Prvková síť modelu klenutého dna



Obrázek 57: Síť klenutého dna modelu

Část	Výrobní tloušťka nerezového plechu	Výpočtová tloušťka stěny
Plášť válce	5 mm	4,60 mm
Klenuté dno	10 mm	9,40 mm

Tabulka 15: Tloušťka stěny klenutého dna

6.3.1.4.1 Klenuté dno zatížené přetlakem o hodnotě 0,047 MPa

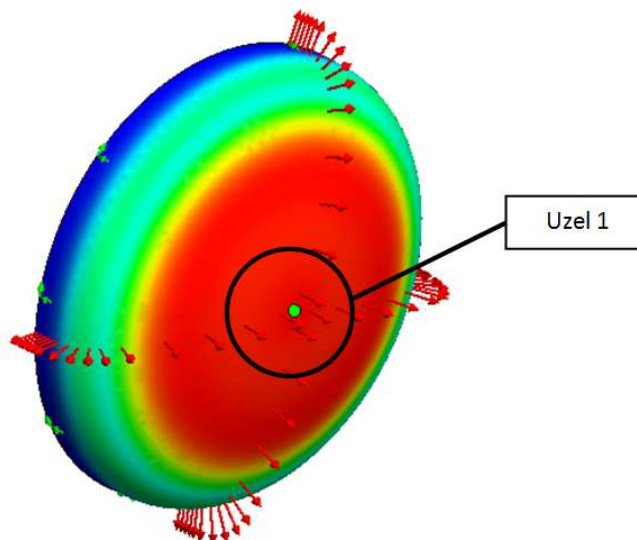
Popis zatížení:

Navržené klenuté dno cisterny bylo zatíženo vnitřním přetlakem o hodnotě 0,047 MPa. Jedná se o kombinaci tlaku vzniklého v hasičské cisterně při plnění cisterny spodními plnicími otvory požární hadicí typu B o průměru 75 mm při průtoku 800 litrů za minutu. Tento tlak je doplněn o tlak působící na kruhové klenuté dno cisterny vzniklý při záporném zrychlení od brzdění soupravy složené z cisternového přívěsu a tažného vozidla.

Při analyzování vlivu vnitřního přetlaku na navržené klenuté dno válcové nádrže bylo nutno (v nelineární analýze v programu SolidWorks) zapnout velké posuvy. Tedy uvažovat kromě materiálové nelinearity, i nelinearitu geometrickou. Geometrická nelinearita byla do výpočtu zahrnuta z důvodu odhalení případné ztráty stability v oblasti přechodu klenutého dna.

Z toho vyplývá, že klenuté dno bylo podrobeno geometricko-materiálově nelineární analýze.

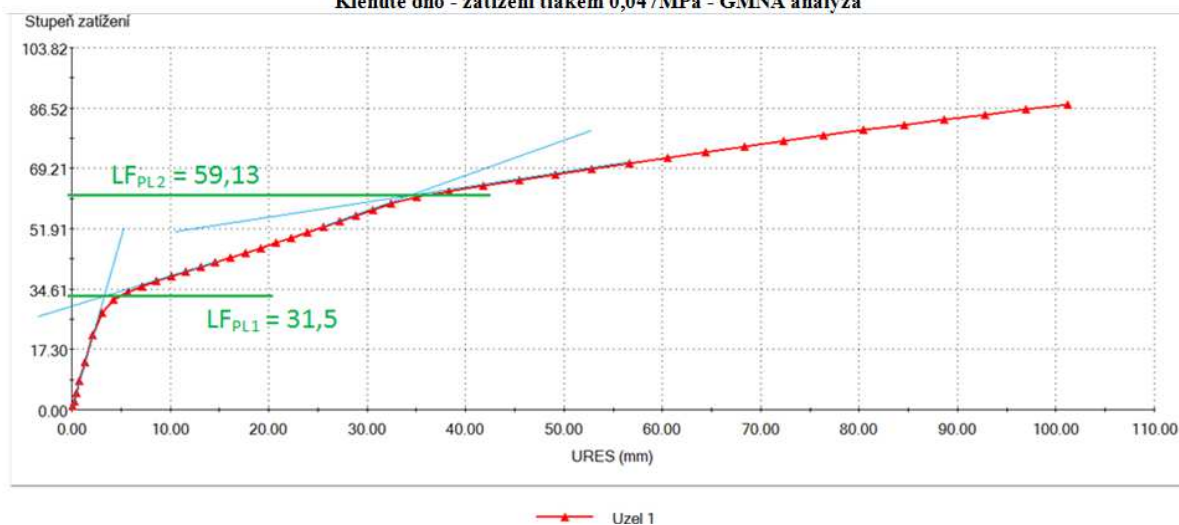
VYBRANÝ UZEL KLENUTÉHO DNA PRO GMNA ANALÝZU



Obrázek 58: Detail vybraného uzlu klenutého dna pro GMNA analýzu

ZATĚŽOVACÍ CHARAKTERISTIKA

Klenuté dno - zatížení tlakem 0,047MPa - GMNA analýza



Obrázek 59: Zatěžovací charakteristika GMNA analýzy klenutého dna při tlaku 0,047MPa

Popis výsledků:

Z této rovnovážné křivky GMNA analýzy klenutého dna zatíženého tlakem 0,047MPa vyplývá, že nedošlo ke ztrátě stability. Graf znázorňuje dvojí mezní stav plasticity. Model klenutého dna dosáhl mezního stavu plasticity v místech, kde dochází ke změně poloměru zaoblení modelu. Křivka znázorňuje průběh přírůstku zatížení v závislosti na výsledném posunutí v uzlu umístěném uprostřed modelu klenutého dna.

$$p_{LIM1} = 0,047 \text{ MPa} \cdot 31,5 = 1,48 \text{ MPa}$$

$$p_{DOV1} = p \cdot LF_{DOV1} = p \cdot \frac{LF_{PL1}}{n_T} \cdot \varphi = 0,047 \text{ MPa} \cdot \frac{31,5}{1,5} \cdot 0,7 = 0,047 \text{ MPa} \cdot 14,7 = 0,69 \text{ MPa}$$

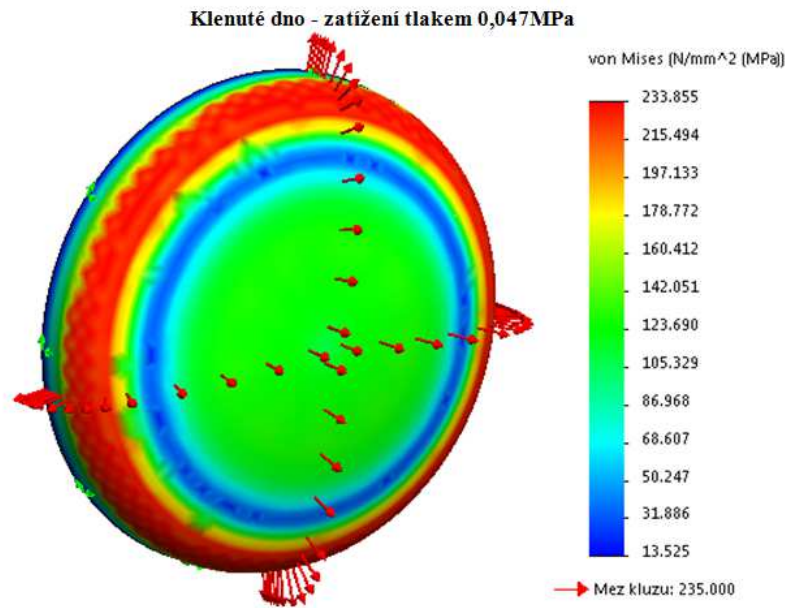
$$p_{LIM2} = 0,047 \text{ MPa} \cdot 59,13 = 2,78 \text{ MPa}$$

$$p_{DOV2} = p \cdot LF_{DOV2} = p \cdot \frac{LF_{PL2}}{n_T} \cdot \varphi = 0,047 \text{ MPa} \cdot \frac{59,13}{1,5} \cdot 0,7 = 0,047 \text{ MPa} \cdot 27,59 = 1,3 \text{ MPa}$$

Vyhodnocení:

Dosažená hodnota dovoleného stupně zatížení $LF_{DOV1} = 14,7$ značí splnění podmínky. Klenuté dno zatížené přetlakem o hodnotě 0,047 MPa při daném zatížení tedy VYHOVUJE.

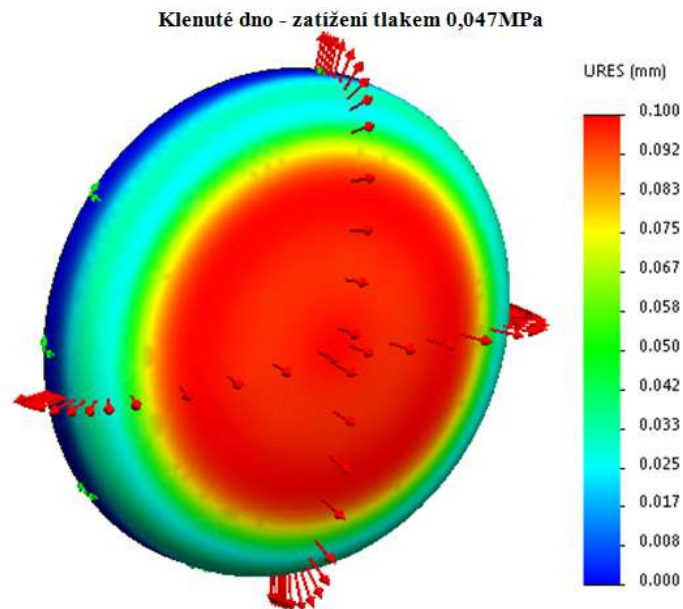
HORNÍ NELINEÁRNÍ UZLOVÉ NAPĚTÍ von Mises v okamžiku kdy LF = 31,5



Obrázek 60: Napětí von Mises klenutého dna při zatížení přetlakem 0,047MPa

Z přiloženého obrázku je patrné, že napětí dosahuje své největší hodnoty v oblasti přechodu zaoblení klenutého dna.

VÝLEDNÉ POSUNUTÍ v okamžiku kdy LF = 1



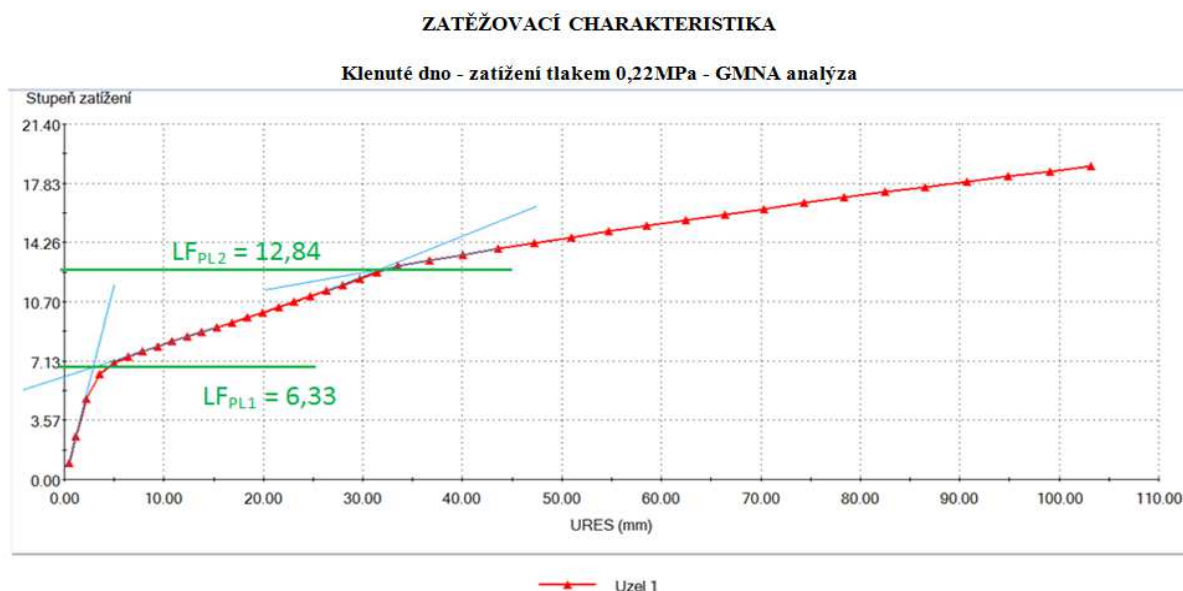
Obrázek 61: Celkové posuvy klenutého dna při zatížení přetlakem 0,047MPa

V okamžiku, kdy stupeň zatížení LF dosahuje hodnoty jedna, působí na model klenutého dna skutečně přiložené zatížení o hodnotě 0,047 MPa. Z obrázku je patrné, že největší deformace v konstrukci nastane uprostřed klenutého dna.

6.3.1.4.2 Klenuté dno zatížené přetlakem o hodnotě 0,22 MPa

Popis zatížení:

Navržené klenuté dno bylo zatíženo vnitřním přetlakem 0,22 MPa. Jedná se o tlak v cisterně v okamžiku, kdy dojde k přetržení jisticích šroubů M8, který je dále zvětšen o dynamický účinek kapaliny působící na klenuté dno cisterny při brzdění.



Obrázek 62: Zatěžovací charakteristika GMNA analýzy klenutého dna při tlaku 0,22MPa

Popis výsledků:

Při zatížení klenutého dna vnitřním přetlakem o hodnotě 0,22 MPa vyplyne z uzlu modelu, který se nachází v oblasti s největší hodnotou posunutí, následující odezva, na základě níž lze konstatovat, že nenastal obávaný případ ztráty stability přechodu klenutého dna. V konstrukci však vznikly dva stavy plasticity a to při zatížení $p_{LIM1} = 1,39$ MPa a $p_{LIM2} = 2,825$ MPa.

$$p_{LIM1} = 0,22 \text{ MPa} \cdot 6,33 = 1,39 \text{ MPa}$$

$$p_{DOV1} = p \cdot LF_{DOV1} = 0,22 \text{ MPa} \cdot \frac{6,33}{1,5} \cdot 0,7 = 0,22 \text{ MPa} \cdot 2,95 = 0,65 \text{ MPa}$$

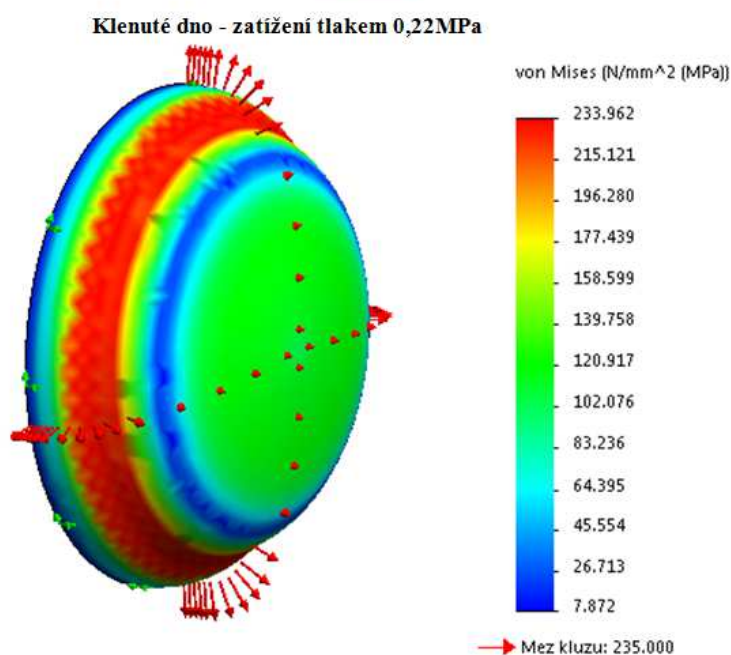
$$p_{LIM2} = 0,22 \text{ MPa} \cdot 12,84 = 2,825 \text{ MPa}$$

$$p_{DOV2} = p \cdot LF_{DOV2} = 0,22 \text{ MPa} \cdot \frac{12,84}{1,5} \cdot 0,7 = 0,22 \text{ MPa} \cdot 5,99 = 1,3 \text{ MPa}$$

Vyhodnocení:

Podmínka, že $LF_{DOV} = 2,95$ musí být větší než jedna, je splněna. Konstrukce klenutého dna zatíženého přetlakem o hodnotě 0,22 MPa při daném zatížení tedy VYHOVUJE.

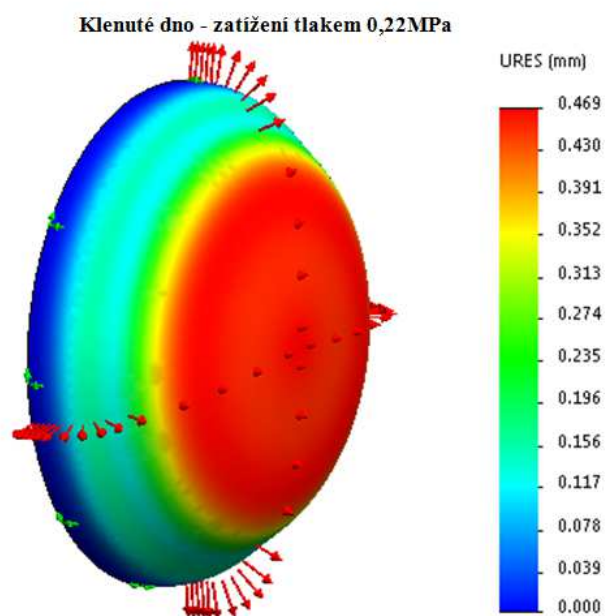
HORNÍ NELINEÁRNÍ UZLOVÉ NAPĚTÍ von Mises v okamžiku kdy LF = 6,33



Obrázek 63: Napětí von Mises klenutého dna při zatížení přetlakem 0,22MPa

Výsledky analýzy jsou zobrazeny v deformovaném stavu s měřítkem deformace 30.

VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ v okamžiku kdy LF = 1

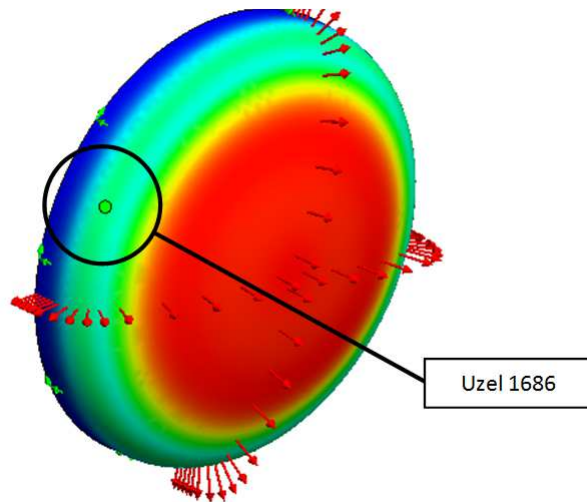


Obrázek 64: Celkové posuvy klenutého dna při zatížení přetlakem 0,22MPa

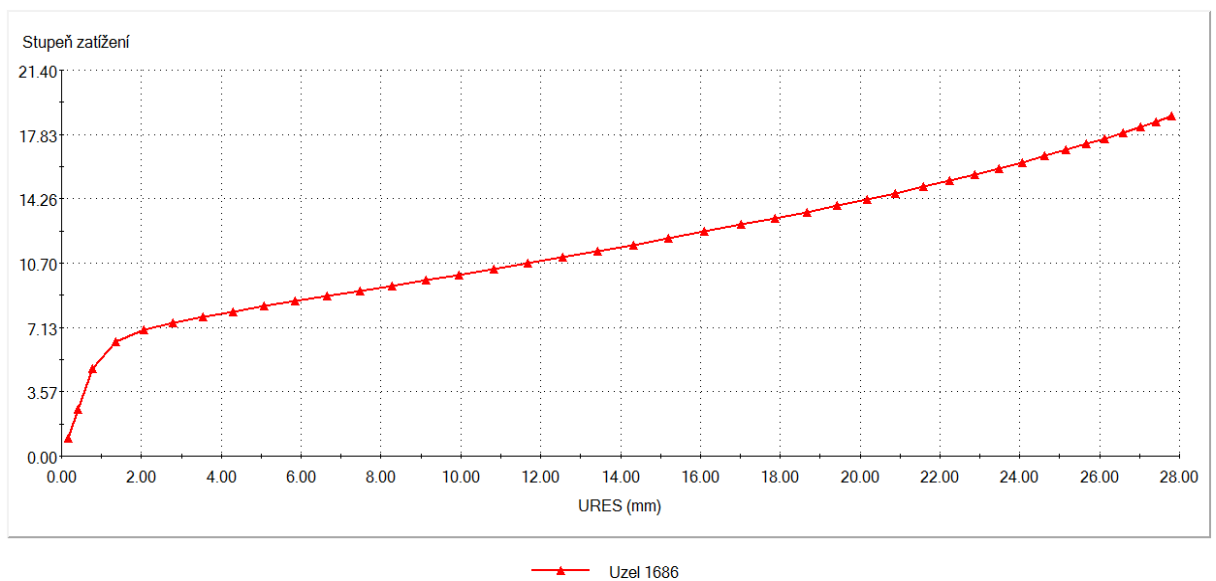
V okamžiku, kdy stupeň zatížení LF dosahuje hodnoty jedna a působí tedy skutečně přiložené zatížení 0,22 MPa, dosahuje výsledné posunutí uprostřed klenutého dna hodnoty 0,47 mm.

Popis:

Byla provedena kontrola oblasti přechodu klenutého dna z důvodu odhalení možné ztráty stability.



Obrázek 65: Detail vybraného uzlu klenutého dna v oblasti přechodu



Obrázek 66: Zatěžovací charakteristika klenutého dna pro uzel přechodu

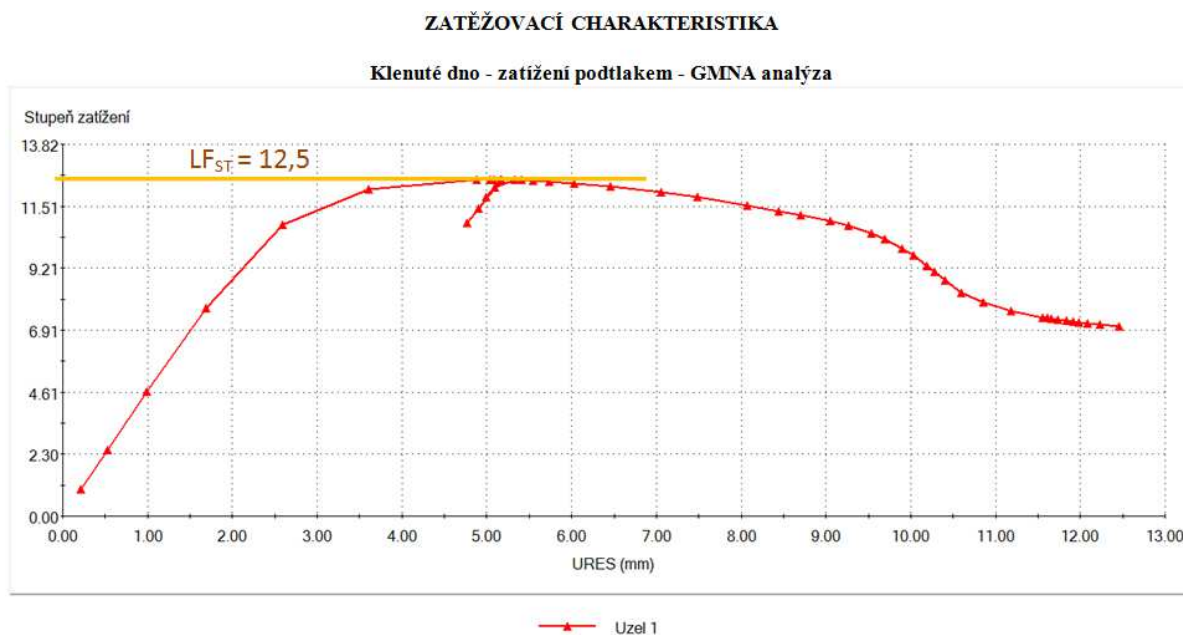
Popis výsledku:

Z křivky GMNA analýzy vyvolané pro uzel z oblasti přechodu klenutého dna zatíženého vnitřním přetlakem o hodnotě 0,22 MPa je patrné, že do konce výpočtové analýzy nebyla ztráta stability v oblasti přechodu prokázána.

6.3.1.4.3 Klenuté dno zatížené podtlakem

Popis zatížení:

Navržené klenuté dno bylo v tomto případě zatíženo vnitřním podtlakem o hodnotě 0,1 MPa. Jedná se o tlak v cisterně při odčerpávání vody z nádrže vzniklý při nežádoucím ucpání přepadových otvorů.



Obrázek 67: Zatěžovací charakteristika GMNA analýzy klenutého dna při zatížení podtlakem

Popis výsledků:

Z této rovnovážné křivky GMNA analýzy klenutého dna zatíženého podtlakem o hodnotě 0,1 MPa, která znázorňuje průběh přírůstku zatížení v závislosti na výsledném posunutí, vyplývá, že ztráta stability klenutého dna nastane při zatížení podtlakem o hodnotě 1,25 MPa. Uzel, pro který byla křivka vykreslena, se nachází uprostřed modelu klenutého dna.

Pokud součinitel bezpečnosti k meznímu stavu ztráty stability $n_u = 2,4$ pak dovolená hodnota

$$\text{stupně zatížení } LF_{DOV} = \frac{LF_{ST}}{n_u} = \frac{12,5}{2,4} = 5,2$$

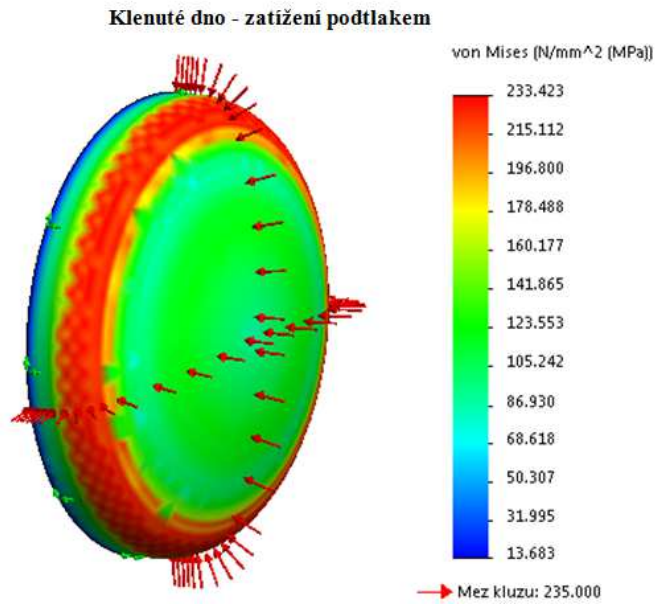
Dovolené zatížení v tomto konkrétním případě dosahuje hodnoty

$$p_{DOV} = p \cdot LF_{DOV} = 0,1 \text{ MPa} \cdot 5,2 = 0,52 \text{ MPa}$$

Vyhodnocení:

Konstrukce klenutého dna zatížená podtlakem tomuto zatížení vyhovuje. Dovoleno zatížení $LF_{DOV} = 5,2$ dosahuje hodnoty vyšší než jedna.

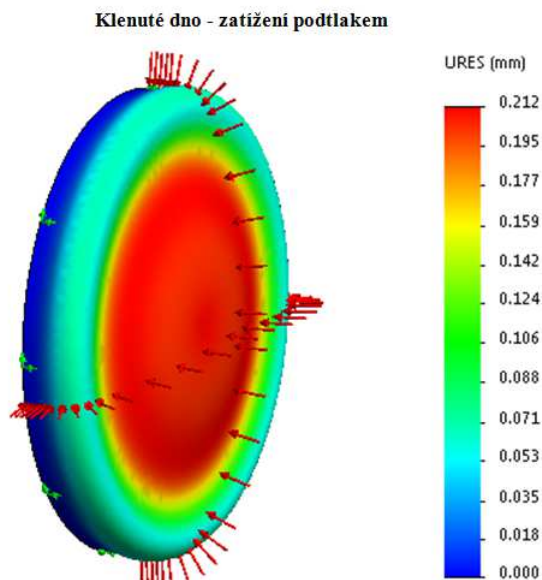
HORNÍ NELINEÁRNÍ UZLOVÉ NAPĚTÍ von Mises v okamžiku kdy LF = 12,5



Obrázek 68: Napětí von Mises klenutého dna při zatížení podtlakem

Stejně jako při zatížení přetlakem, i při zatížení podtlakem je největší hodnoty napětí dosahováno v oblasti přechodu (zaoblení) klenutého dna.

VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ v okamžiku kdy LF = 1



Obrázek 69: Celkové posuvy klenutého dna při zatížení podtlakem

Deformace klenutého dna zatíženého podtlakem jsou zobrazeny v deformovaném stavu s měřítkem deformace 500. Prostřední část modelu klenutého dna se v tomto případě pod účinky zatížení posouvá směrem dovnitř nádrže o hodnotu 0,2 mm.

6.3.1.5 Válcová nádoba na sedlových podporách

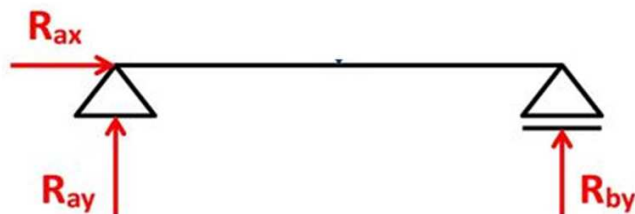
Z hlediska ztráty stability je nutné kontrolovat nejen jednotlivé sekce na lokální ztrátu stability, ale také válcový plášť jako celek a případnou ztrátu stability pláště v místě sedlové podpory.

Popis modelu:

Byl vytvořen model válcové nádoby společně se symetricky umístěnými sedlovými podporami, které jsou součástí navrhnutého podvozkového rámu.

Popis okrajových podmínek:

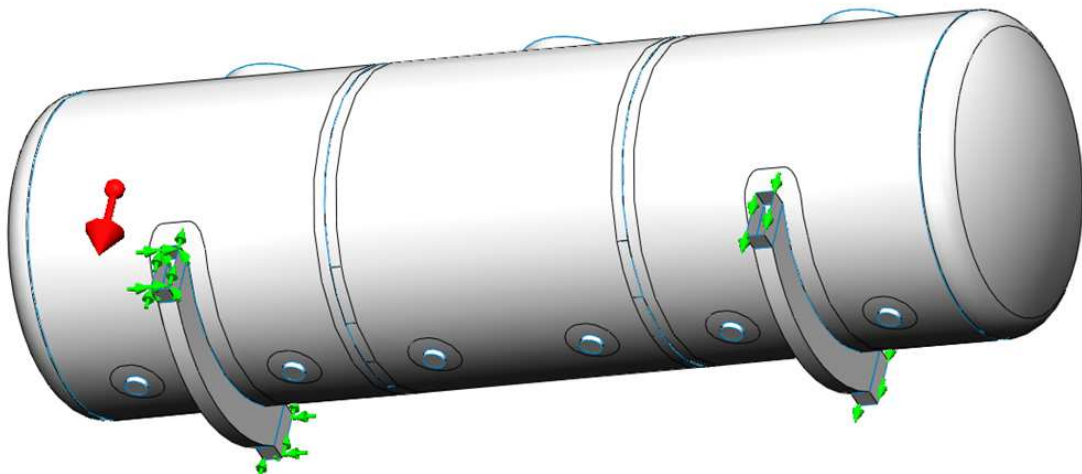
Bylo zvoleno uchycení za hranu sedla, za níž je sedlo uchyceno ke konstrukci rámu. Na jednom sedle byly vlevo zakázány všechny tři posuvy (otočná podpora) a na druhé straně (vpravo) zakázány dva posuvy a povolen pouze posuv v ose sedla (posuvná podpora). U druhého sedla byl na obou stranách sedla zakázán pouze svislý posuv.



Obrázek 70: Uchycení - Otočná a posuvná podpora

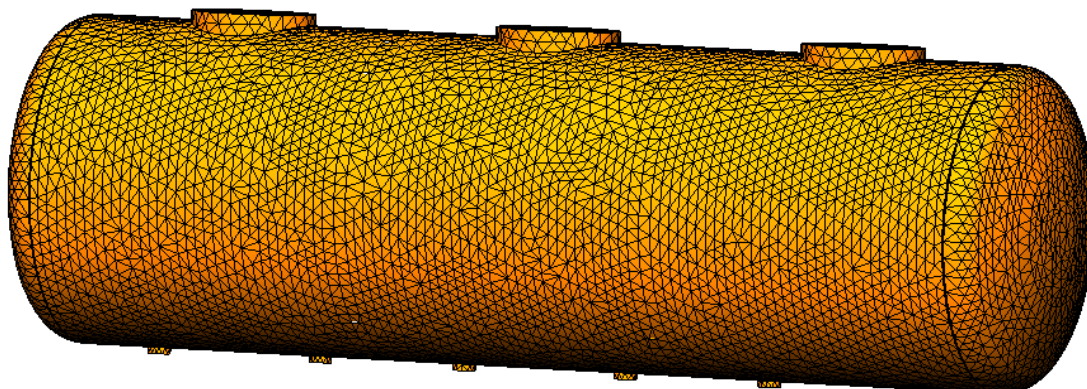
Zvolené uchycení je názorně zachyceno na příslušném snímku modelu válcové cisterny.

OKRAJOVÉ PODMÍNKY VÝPOČTOVÉHO MODELU



Obrázek 71: Detail uchycení válcové nádoby na sedlových podporách

Stejně jako u předchozích analýz, byl model rozčleněn na prvkovou síť elementů o maximální velikosti 70 mm.



Obrázek 72: Síť modelu válcové nádoby

Vlastní tíha kapaliny a nádoby

Nádrž naplněná kapalinou je od vlastní tíhy kapaliny namáhána ohybovým momentem.

Objem válcové nádrže $V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l = \frac{\pi \cdot 1,6^2}{4} \cdot 4,8 = 9,65097 \text{ m}^3 = 9651 \text{ litrů vody}$

Tři hrdla obsahují $V = 3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,6^2}{4} \cdot 0,07 = 0,059 \text{ m}^3 = 60 \text{ litrů vody}$

Dvě klenutá dna obsahují $V = 2 \cdot (1/6\pi \cdot h \cdot (3r^2 + h^2)) = 2/6 \cdot \pi \cdot 305 \cdot (3 \cdot 800^2 + 305^2) = 643 \text{ litrů}$

10 355 kg vody + 5 mm plášť s 3 hrdly (990 kg) + 2 čela průměru 1600 mm o tloušťce 10 mm (320 kg) + 2 klenutá dna o tloušťce 10 mm (340 kg) + 3 poklopy průměru 620 mm a tloušťce 10 mm (72,5 kg) + 10 žeber tl. 8 mm vysunut 40 mm (30 kg) = 12 100 kg

Po vynásobení dynamickým součinitelem, jež zohledňuje dynamické účinky přelévající se kapaliny během jízdy $12\,100 \text{ kg} \cdot 1,5 = 18\,150 \text{ kg}$

$181\,500 \text{ N} / 4800 \text{ mm} = 37,8125 \text{ N} / \text{mm}$

$$\sum F_{i_y} = 0, \quad R_A - q \cdot l + R_B = 0 \quad (1)$$

$$\sum M_{i_B} = 0, \quad -R_A \cdot 3200 \text{ mm} + q \cdot l \cdot 1600 \text{ mm} = 0 \quad (2)$$

$$z(2) \Rightarrow R_A = \frac{(37,8125 \cdot 4800 \text{ mm}) \cdot 1600 \text{ mm}}{3200 \text{ mm}} = 90\,750 \text{ N}$$

$$z(1) \Rightarrow R_B = (37,8125 \cdot 4800 \text{ mm}) - 90\,750 \text{ N} = 90\,750 \text{ N}$$

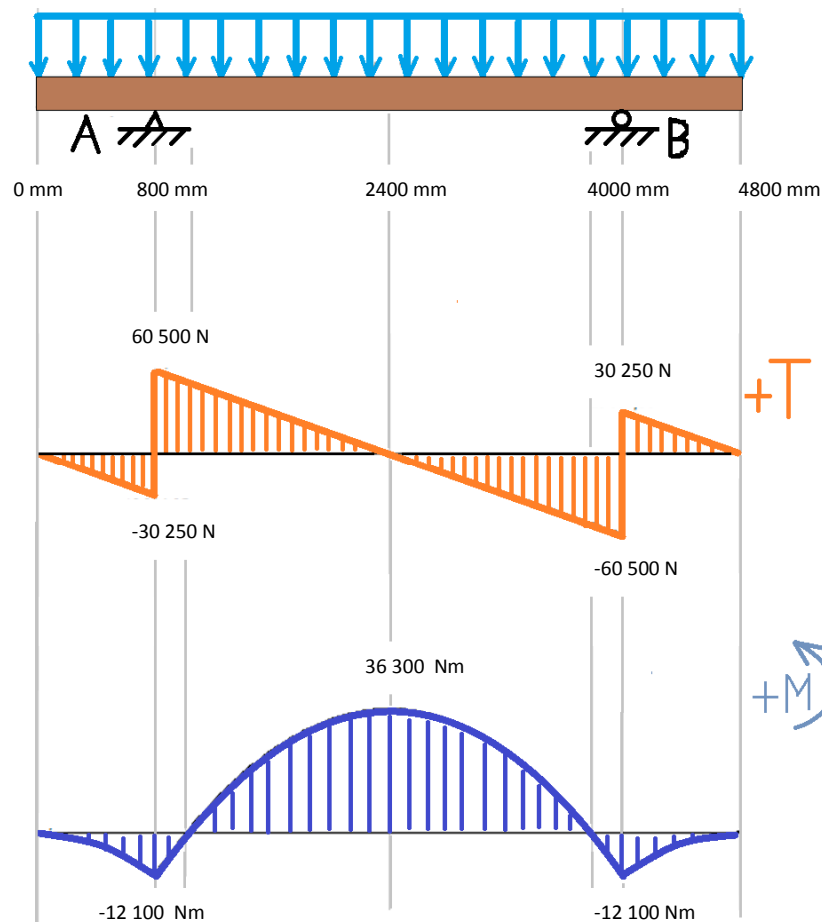
$$x \in (0, 800) \quad T_A = q \cdot x = 37,8125 \cdot 800 \text{ mm} = 30\,250 \text{ N}$$

$$x \in (800, 4000) \quad T_A = R_A - q \cdot x = 90\,750 \text{ N} - 37,8125 \cdot 800 \text{ mm} = 60\,500 \text{ N}$$

$$M_{o_A} = -(q \cdot 800 \text{ mm}) \cdot 400 \text{ mm} = -12\,100 \text{ Nm}$$

$$M_{o_{l/2}} = -(q \cdot 800 \text{ mm}) \cdot 2000 \text{ mm} + R_A \cdot 1600 \text{ mm} - q \cdot \frac{1600^2}{2} = 36\,300 \text{ Nm}$$

$$M_{o_{max}} = 36\,300 \text{ Nm} + 12\,100 \text{ Nm} = 48\,400 \text{ Nm}$$



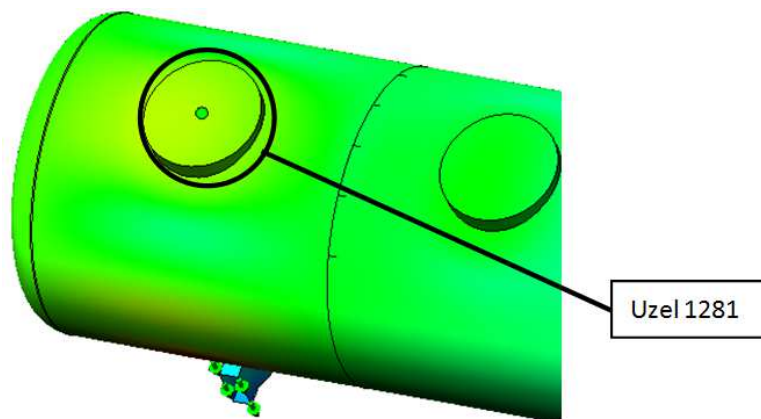
Obrázek 73: Průběh posouvající síly a ohybového momentu

6.3.1.5.1 Válcová nádoba na sedlových podporách zatížena vlastní tíhou

Popis zatížení:

Nejprve byla provedena statická analýza, při níž byl model zatěžován hmotností konstrukce válcové skořepiny s příslušenstvím a hmotností jejího kapalného nákladu. Vlastní tíha je v programu SolidWorks pro účely analýz nahrazena gravitačním zrychlením. Gravitační zrychlení má takovou hodnotu, která v upevnění vyvolává reakci ve svislém směru odpovídající hodnotě reakce zjištěné při výpočtu.

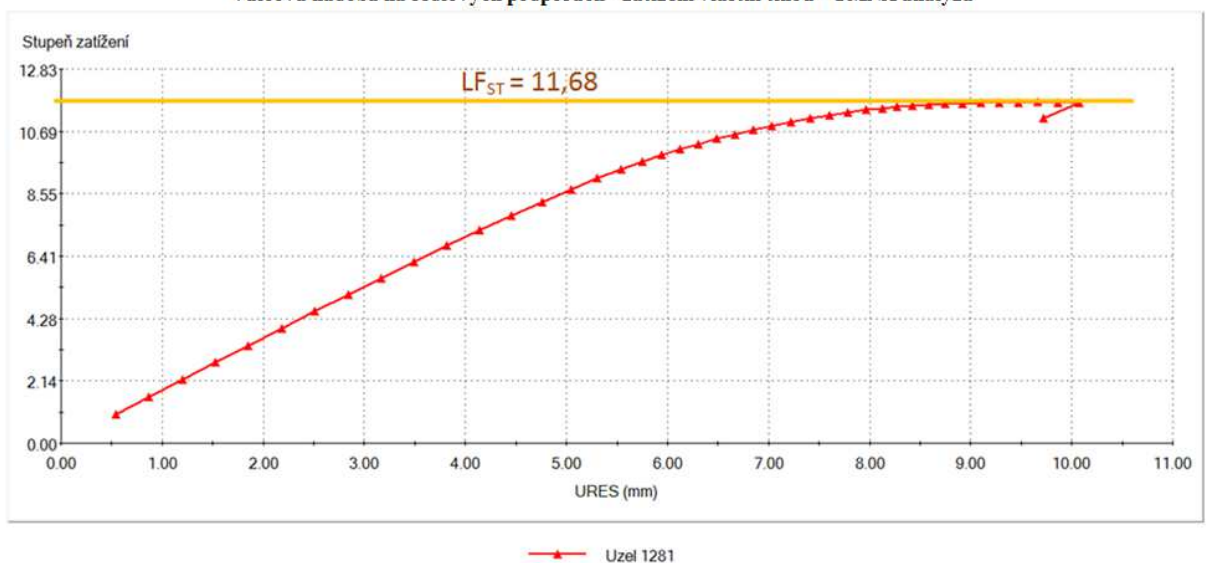
Následně byla provedena GMNA analýza modelu zatíženého touto hodnotou tíhového zrychlení.



Obrázek 74: Detail vybraného uzlu nádoby na sedlech pro GMNA analýzu při zatížení tíhou

ZATĚŽOVACÍ CHARAKTERISTIKA

Válcová nádoba na sedlových podporách - zatížení vlastní tíhou - GMNA analýza



Obrázek 75: Zatěžovací charakteristika GMNA analýzy nádoby na sedlech při zatížení tíhou

Popis výsledků:

Zatěžovací charakteristika, vyplývající z GMNA analýzy aplikované na válcovou nádobu zatíženou vlastní tíhou, má v okamžiku, kdy nastane ztráta stability, na svislé ose stupeň zatížení o hodnotě $LF = 11,68$.

Žádný konstruktér ovšem nechce, aby jeho navržená konstrukce dosáhla kritického okamžiku ztráty stability. V tom okamžiku by nastal kolaps navržené konstrukce. U každé navržené konstrukce se proto stanoví dovolené zatížení. Jedná se o nejvyšší možné zatížení, které je u dané navržené konstrukce ještě stále považováno za bezpečné. Při stanovení tohoto nejvyššího dovoleného zatížení konstrukce hraje významnou roli tzv. součinitel bezpečnosti. Hodnota zvoleného součinitele bezpečnosti při návrhu konstrukce se odvíjí od typu navržené konstrukce, účelu jejího využití a prostředí, ve kterém bude konstrukce provozována. Roli hraje také to, jakým způsobem byla konstrukce vytvořena a jakým způsobem byly jednotlivé díly konstrukce vzájemně spojeny v jeden celek (Zda se jedná o konstrukci svařovanou či o konstrukci jejíž díly jsou vzájemně spojené pomocí šroubů nebo nýtů). V neposlední řadě je při volbě součinitele bezpečnosti zohledněn rozsah, četnost a způsob kontrol konstrukce v průběhu životnosti navrhované konstrukce.

Zde je konstrukce válcové nádoby posuzována podle normy pro tlakové nádoby ČSN 69 0010.

Z této normy plyne, že součinitel bezpečnosti k meznímu stavu ztráty stability n_u dosahuje hodnoty 2,4. Dovolená hodnota stupně zatížení poté tedy nabývá hodnoty

$$LF_{DOV} = \frac{LF_{ST}}{n_u} = \frac{11,68}{2,4} = 4,867$$

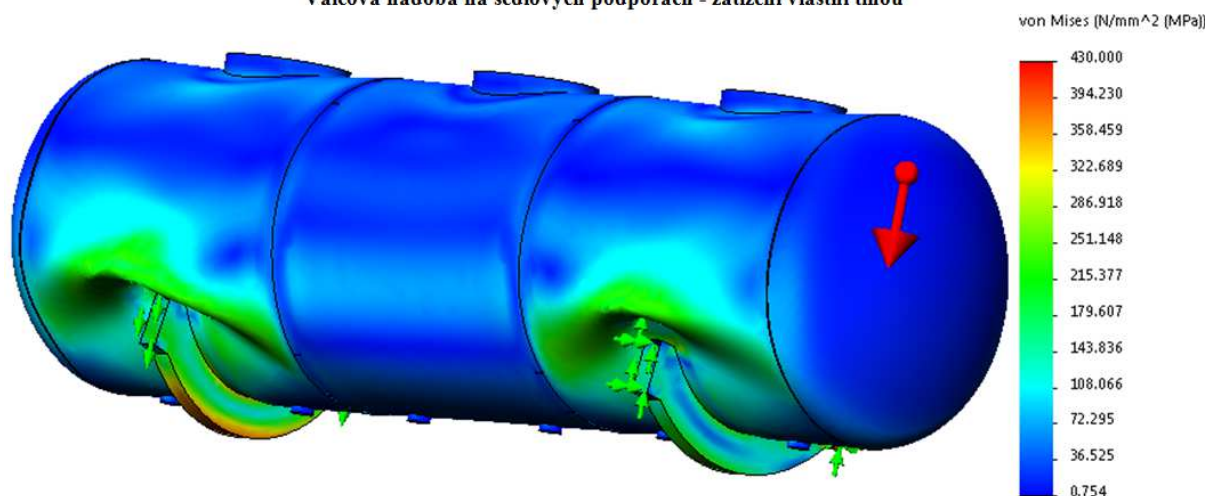
a dovolené zatížení hodnoty $F_{DOV} = F \cdot LF_{DOV} = 181\,500\,N \cdot 4,867 = 883\,300\,N = 88,3\,tun$

Vyhodnocení:

Konstrukce válcové nádoby na sedlových podporách zatížená vlastní tíhou podle ČSN 69 0010 tomuto zatížení vyhovuje. Dovolенý stupeň zatížení $LF_{DOV} = 4,86$ dosahuje hodnoty vyšší než jedna. Podle této analýzy může být konstrukce zatížena namísto 18,15 tun až 88,3 tunami. Tedy více jak čtyřnásobně.

HORNÍ NELINEÁRNÍ UZLOVÉ NAPĚTÍ von Mises v okamžiku kdy $LF = 11,68$

Válcová nádoba na sedlových podporách - zatížení vlastní tíhou

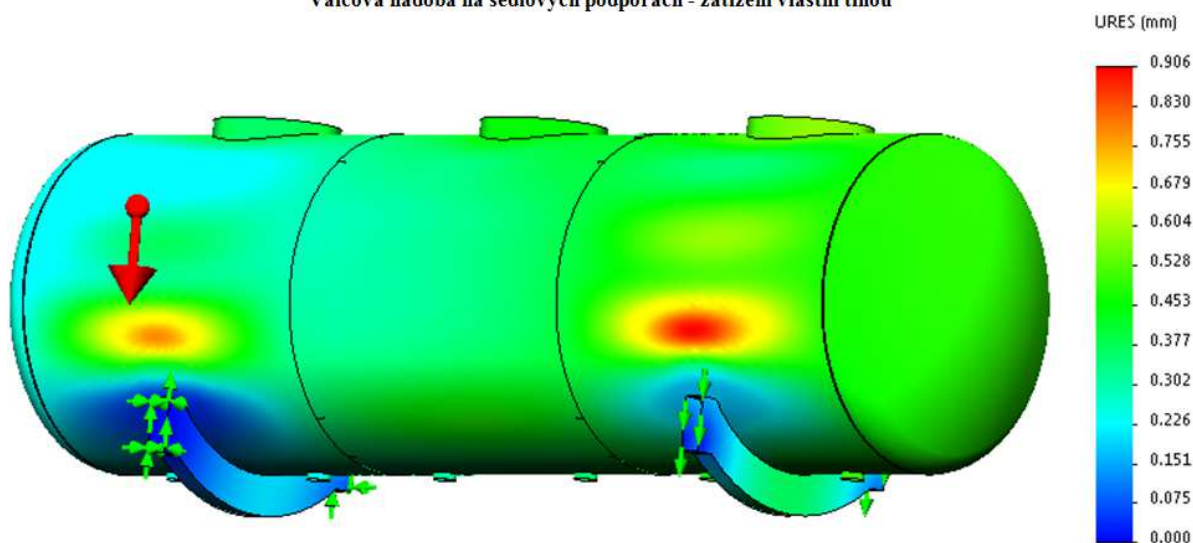


Obrázek 76: Napětí von Mises nádoby na sedlech při působení vlastní tíhy

Obrázek znázorňuje rozložení redukovaného napětí na horní ploše modelu válcové nádoby na sedlových podporách při působení vlastní tíhy v okamžiku ztráty stability konstrukce. Stupeň zatížení dosahuje hodnoty $LF = 11,68$. Z této hodnoty byla poté stanovena hodnota dovoleného zatížení. Výsledek analýzy je zobrazen v deformovaném stavu s měřítkem deformace 20.

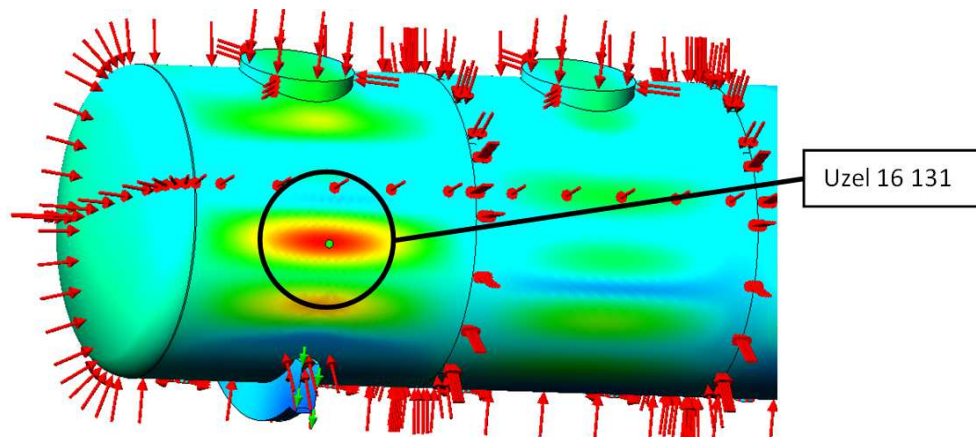
VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ v okamžiku kdy $LF = 1$

Válcová nádoba na sedlových podporách - zatížení vlastní tíhou



Obrázek 77: Celkové posuvy nádoby na sedlech při působení vlastní tíhy

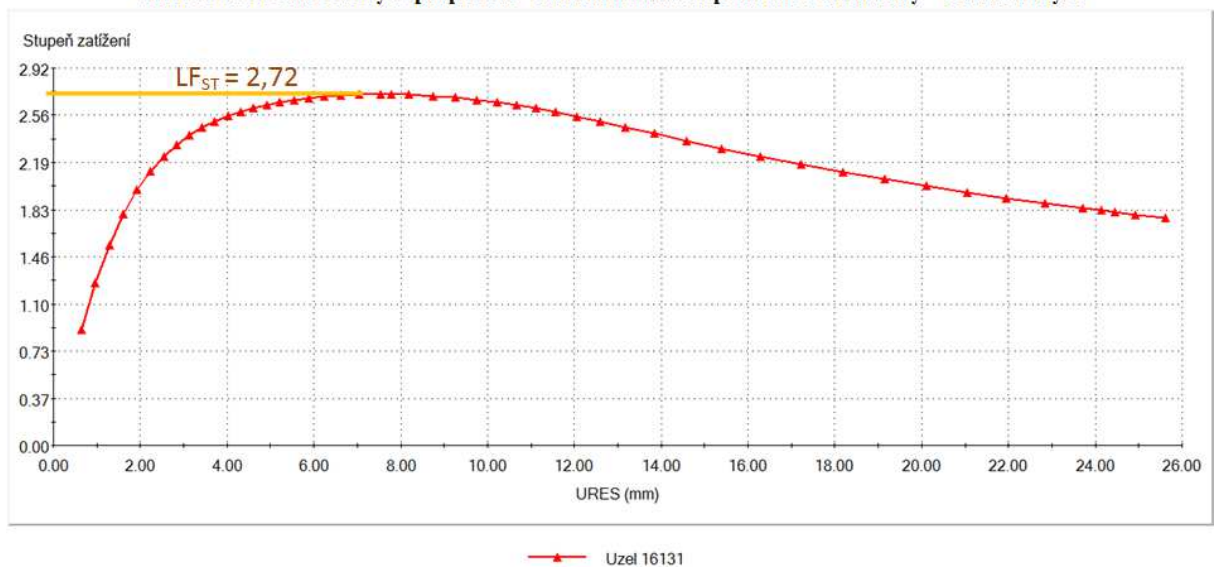
6.3.1.5.2 Válcová nádoba na sedlových podporách zatížena kombinací podtlaku a vlastní tíhy



Obrázek 78: Detail vybraného uzlu nádoby na sedlech pro GMNA analýzu při působení tíhy a podtlaku

ZATĚŽOVACÍ CHARAKTERISTIKA

Válcová nádoba na sedlových podporách - zatížení kombinací podtlaku a vlastní tíhy - GMNA analýza



Obrázek 79: Zatěžovací charakteristika GMNA analýzy nádoby na sedlech při působení tíhy a podtlaku

Popis výsledků:

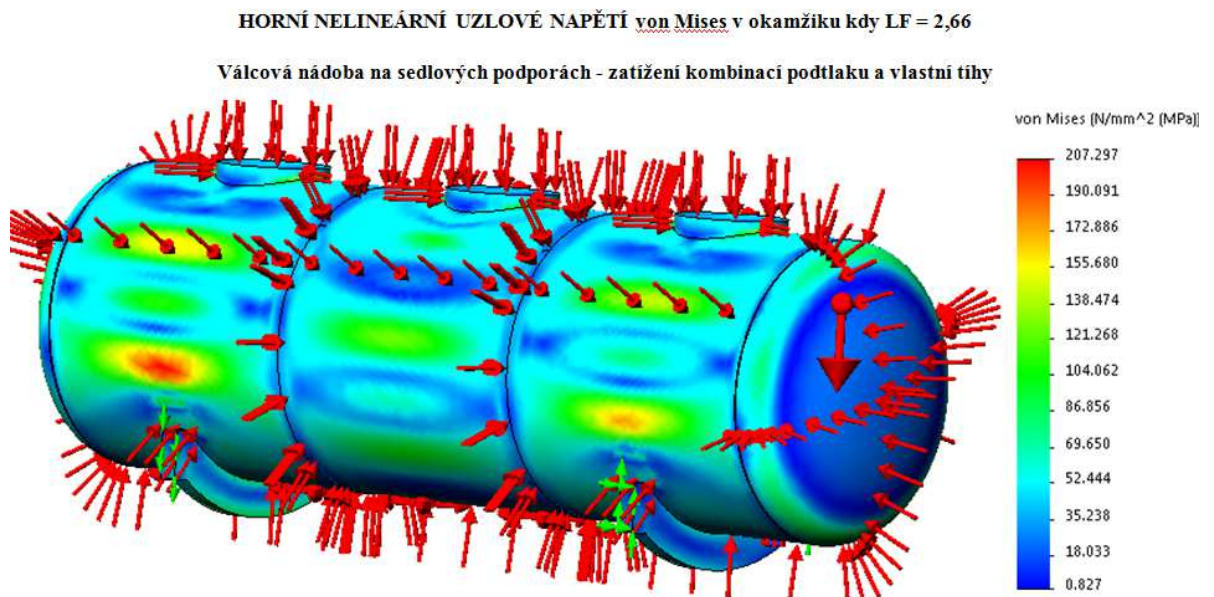
Při působení kombinace podtlaku a vlastní tíhy válcové nádoby umístěné na sedlových podporách, lze z rovnovážné křivky zatěžovací charakteristiky vyčíst okamžik ztráty stability konstrukce. Jedná se o stav, kdy dochází k poklesu únosnosti konstrukce.

Ztráta stability pláště nádoby nastane v okamžiku, kdy násobek zatěžující síly dosahuje hodnoty $LF = 2,72$. Pokud součinitel bezpečnosti k meznímu stavu plasticity $n_T = 1,5$ a součinitel bezpečnosti k meznímu stavu ztráty stability $n_u = 2,4$, pak dovolená hodnota stupně zatížení

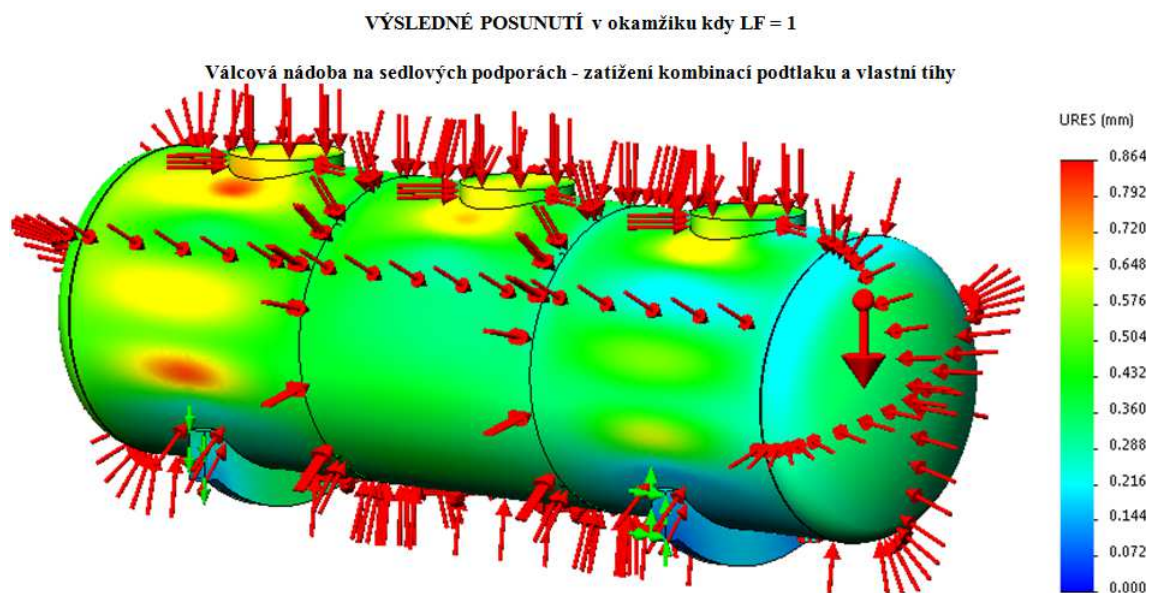
$$LF_{Dov} = \frac{LF_{ST}}{n_u} = \frac{2,72}{2,4} = 1,13$$

Vyhodnocení:

Dovolená hodnota stupně zatížení $LF = 1,13$ je vyšší než jedna. V tomto případě je tedy podmínka splněna a konstrukce válcové nádoby zatížená kombinací podtlaku a vlastní tíhy VYHOVUJE.



Obrázek 80: Napětí von Mises nádoby na sedlech při působení vlastní tíhy a podtlaku



Obrázek 81: Celkové posuny nádoby na sedlech při působení vlastní tíhy a podtlaku

6.3.2 Podvozkový rám

Popis materiálu:

Jako materiál byla zvolena ocel, jejíž vlastnosti (parametry) jsou následující:

Vlastnost	Hodnota
Modul pružnosti	210 000 MPa
Poissonův poměr	0,28
Modul pružnosti ve smyku	79 000 MPa
Hustota	7800 kg/m ³
Pevnost v tahu	530 MPa
Mez kluzu	380 MPa
Součinitel Tepelné roztažnosti	1,1 · 10 ⁻⁵ K ⁻¹

Tabulka 16:Vlastnosti ocelového rámu

Následně byla zjednodušenému modelu rámu přidělena reálná konstanta v podobě tloušťky stěny profilu nosníku o hodnotě 10 mm.

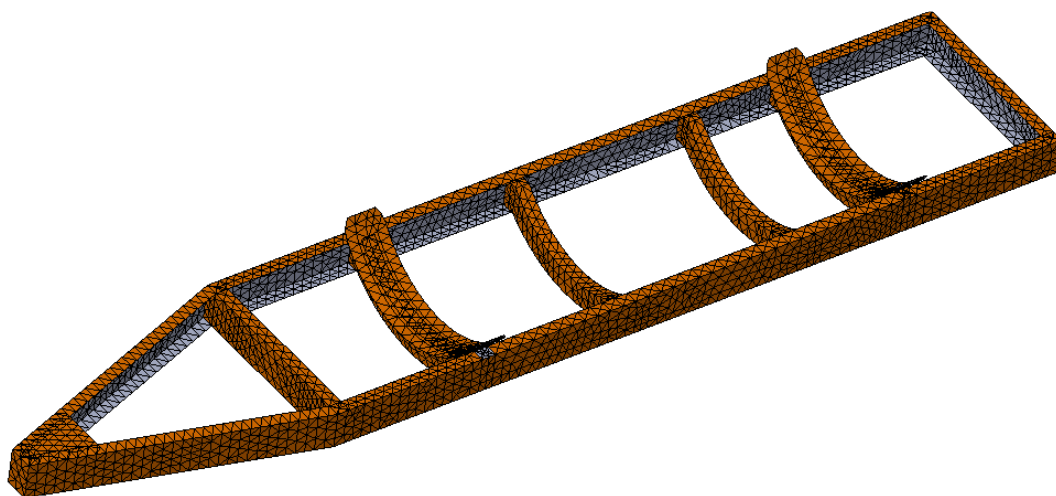
Popis zatížení:

Pro účely pevnostní analýzy provedené metodou konečných prvků je potřeba stanovit takové zatížení, které by věrohodně simulovalo reálné zatížení modelu rámu. V této diplomové práci je uvažován pouze případ, kdy přívěs stojí na místě anebo se pohybuje vodorovným přímým směrem konstantní rychlostí. Zmíněný podvozkový rám je tak zatížen hmotností konstrukce válcové skořepiny s příslušenstvím a hmotností jejího kapalného nákladu, který je v programu SolidWorks pro účely analýz nahrazena silou v místě sedlových podpor o příslušné hodnotě. Stejně jako u válcové cisterny jsou do pevnostního výpočtu rámu zahrnuty dynamické účinky kapaliny, jež vznikají během jízdy, v podobě dynamického součinitele $k = 1,5$.

Popis okrajových podmínek:

Aby příslušná analýza proběhla a model rámu simuloval skutečné provozní podmínky, je potřeba stanovit okrajové podmínky a model rámu v programu vhodně upevnit (zvolit vhodné uchycení z nabídky programu SolidWorks). Za tímto účelem byl k rámu domodelován i zjednodušený pomocný model nápravy čtvercového průřezu, jež je spojena s rámem pomocí vzduchového měchu a upevňovací konzoly.

Stejně jako v předchozím případě i zde byl model před spuštěním příslušné analýzy rozčleněn na základě zakřivení na elementy sítě o maximální velikosti 70 mm.



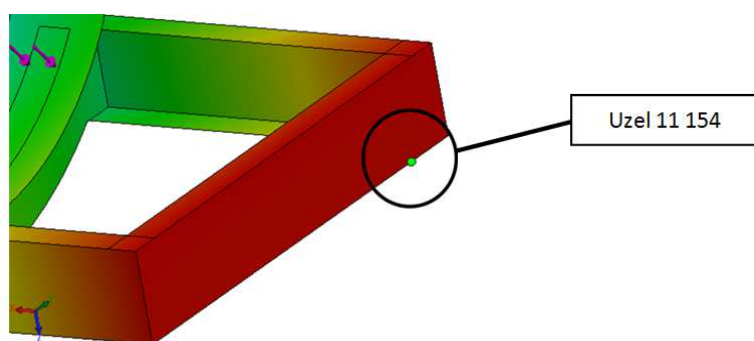
Obrázek 82: Prvková síť modelu rámu

6.3.2.1 Připojený přívěs

Popis okrajových podmínek:

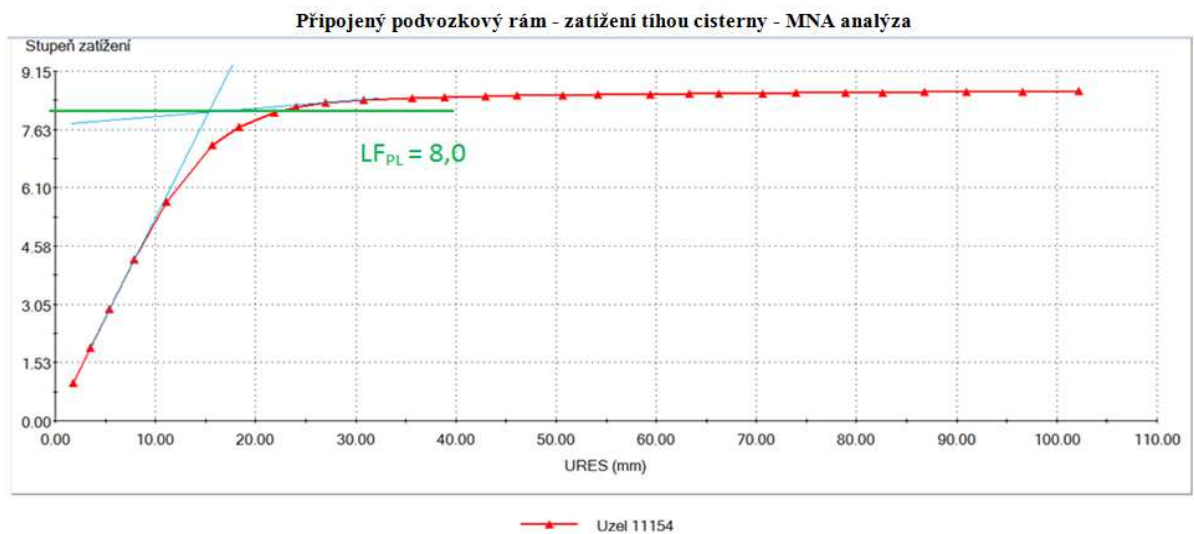
V případě, kdy je přívěs prostřednictvím oka oje připojen k tažnému vozidlu, je na oji zvoleno pokročilé uchycení a jsou zakázány všechny tři posuvy (jedná se o kloubové uložení oka oje v hubici spojovacího zařízení tažného vozidla). Na nápravách přívěsu byl zakázán svislý a příčný posuv prostřednictvím pokročilého uchycení.

Takovýmto způsobem uchycení byl umožněn posuv náprav v podélném směru. Zatěžováním rámu však v důsledku deformace docházelo k podélnému posuvu jednotlivých částí rámu, což se následně projevilo na stupnici výsledného posunutí URES. Jelikož účelem zkoumání byl průhyb rámu od zatěžování ve svislém směru, jevílo se autorovi toto uchycení jako nevhodné. Bylo tedy následně přistoupeno k zakázání i podélného posuvu náprav přívěsu.



Obrázek 83: Detail vybraného uzlu připojeného rámu pro MNA analýzu

ZATĚŽOVACÍ CHARAKTERISTIKA



Obrázek 84: Zatěžovací charakteristika MNA analýzy připojeného rámu

Popis výsledků:

Po vynesení modré tečny k lineární a k nelineární části křivky zatěžovací charakteristiky MNA analýzy vyplývá, že mezní stav plasticity navrhnutého modelu rámu má v tomto konkrétním případě hodnotu $LF = 8,0$.

Limitní zatížení, při kterém dojde k dosažení mezního stavu plasticity průřezu profilu rámu připojeného přívěsu, má hodnotu

$$F_{LIM} = F \cdot LF_{LIM} = 181500 \text{ N} \cdot 8 = 1\,452\,000 \text{ N} = 145\,200 \text{ kg} = 145,2 \text{ tun}$$

Konstrukce ovšem nesmí být vystavena takovému zatížení, při kterém by nastal mezní stav. Z toho důvodu se následně stanovuje nejvyšší dovolená hodnota zatížení F_{DOV} .

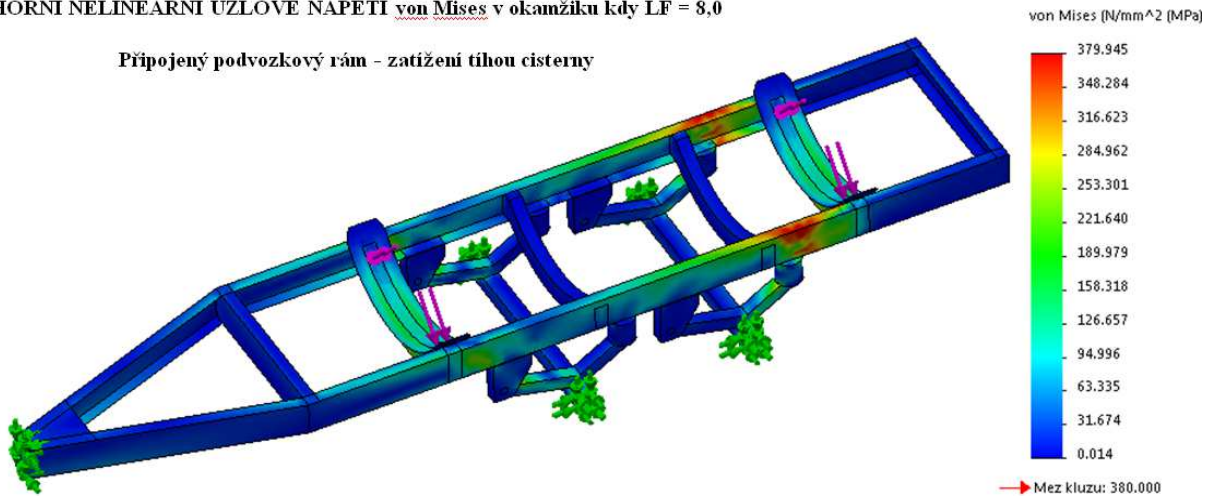
Běžný součinitel bezpečnosti k meznímu stavu plasticity je 1,5. Jelikož konstrukce rámu je navrhnutá z tenkostěnných profilů, které se vyznačují nízkou rezervou vůči meznímu stavu plasticity, byl na základě článku [21] pro vyhodnocení použit součinitel bezpečnosti $n_T = 2$. Tento součinitel zohledňuje nízkou rezervu únosnosti tenkostěnných profilů vůči dosažení mezního stavu plasticity.

Pokud součinitel bezpečnosti $n_T = 2$ a součinitel svarového spoje $\varphi = 0,7$, potom dovolená hodnota zatížení

$$F_{DOV} = F \cdot LF_{DOV} = F \cdot \frac{LF_{LIM}}{n_T} \cdot \varphi = 181\,500 \text{ N} \cdot \frac{8}{2} \cdot 0,7 = 508\,200 \text{ N} = 50\,820 \text{ kg} = 50,8 \text{ tun}.$$

HORNÍ NELINEÁRNÍ UZLOVÉ NAPĚTÍ von Mises v okamžiku kdy LF = 8,0

Připojený podvozkový rám - zatížení tíhou cisterny

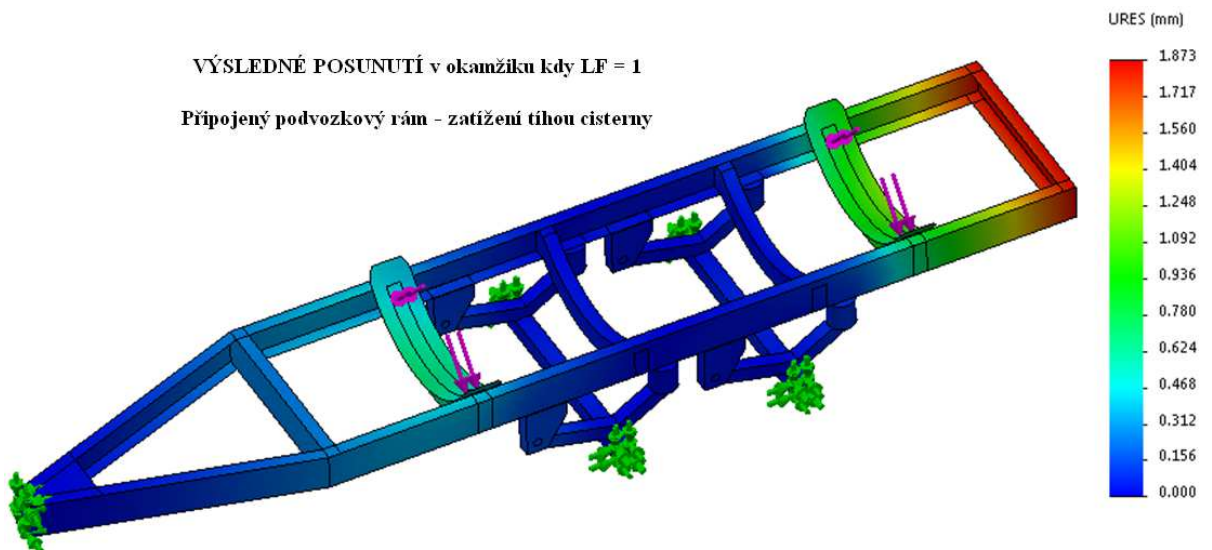


Obrázek 85: Napětí von Mises připojeného rámu při působení síly

Z analýzy vyplývá, že při působení vlastní tíhy naplněné cisterny, se jako nejvíce namáhané místo na modelu připojeného podvozkového rámu jeví podélník v místě uložení zadní nápravy. Jedná se o poslední místo, které je podepřeno a ve kterém se působením tíhy na sedlo rámu přívěsu začne podélník ohýbat směrem dolů.

VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ v okamžiku kdy LF = 1

Připojený podvozkový rám - zatížení tíhou cisterny



Obrázek 86: Celkové posuvy připojeného rámu při působení (tíhy) síly

Z obrázku celkových posuvů je patrné, že největší deformace dosahuje oblast zadní části podélných profilů. Způsobeno je to tím, že v oblasti zadního sedla, na které působí hmotnost válcové skořepiny, není při přepravním stavu ve svislém směru žádná opora konstrukce.

Vyhodnocení:

Dovolená hodnota stupně zatížení $LF_{DOV} = 2,8$ musí být vždy větší než jedna. V tomto případě konstrukce připojeného rámu přívěsu při daném zatížení VYHOVUJE.

6.3.2.2 Odpojený přívěs

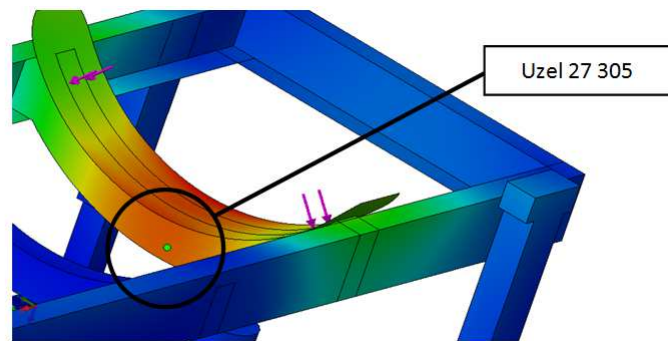
V druhém případě se jedná o plně naložený cisternový přívěs odpojený od tažného vozidla.

Popis okrajových podmínek:

Přívěs je stabilizován pomocí čtyř výsuvných opěrných nohou a je zabrzděn. Tento stav je v této diplomové práci pro účely analýz metodou konečných prvků v programu SolidWorks simulován pomocí pokročilého uchycení náprav a opěrných nohou. U náprav byl zakázán pohyb ve všech třech osách a u opěrných nohou byl zakázán posuv svislý, podélný i příčný.

Popis zatížení:

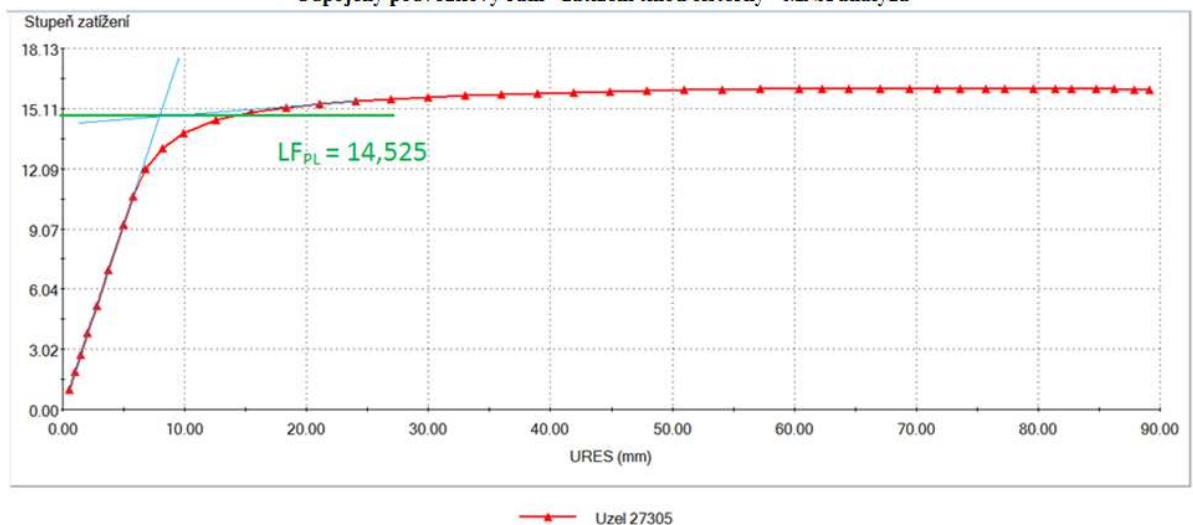
Podvozkový rám přívěsu je zatížen vlastní tíhou válcové skořepiny a jejího kapalného nákladu násobenou součinitelem $k = 1,5$.



Obrázek 87: Detail vybraného uzlu odpojeného rámu pro MNA analýzu

ZATĚŽOVACÍ CHARAKTERISTIKA

Odpojený podvozkový rám - zatížení tíhou cisterny - MNA analýza



Obrázek 88: Zatěžovací charakteristika MNA analýzy odpojeného rámu

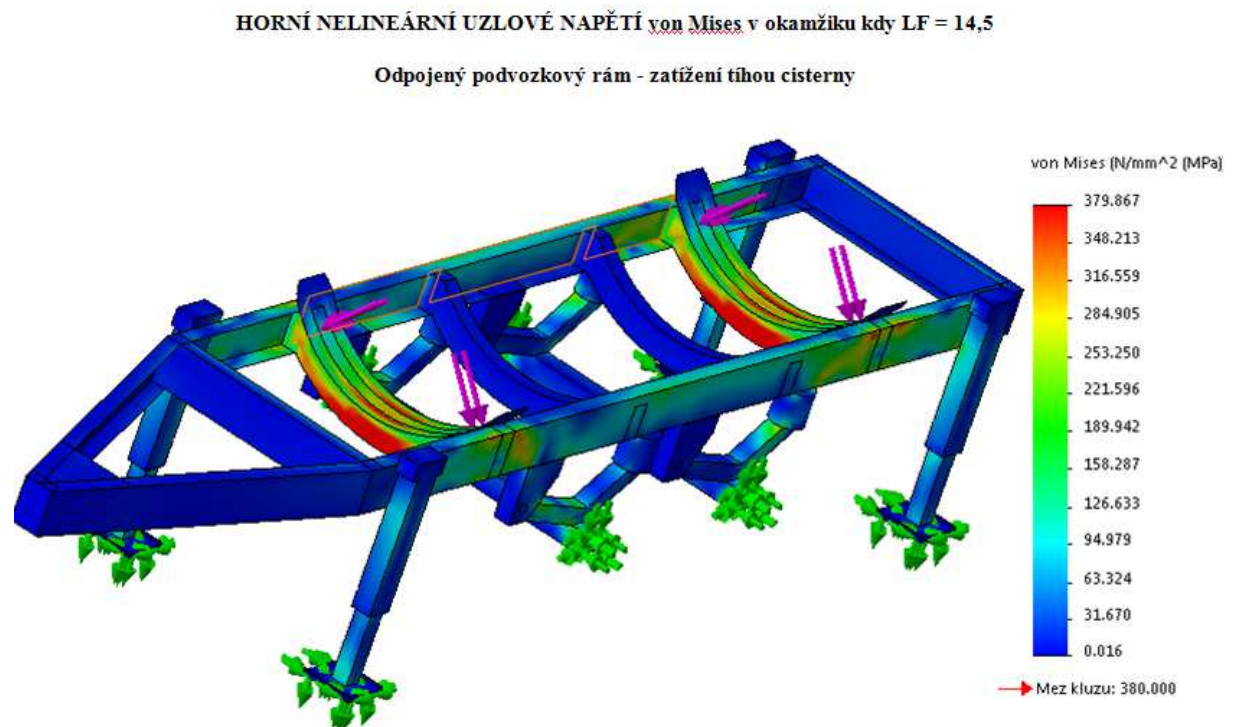
Popis výsledků:

V případě odpojení přívěsu od tažného vozidla a zaaretování přívěsu pomocí čtyř opěrných nohou, dosahuje limitní zatížení hodnoty

$$F_{LIM} = F \cdot LF_{LIM} = 181\,500\,N \cdot 14,525 = 2\,636\,287,5\,N = 263\,628\,kg = 263,6\,tun.$$

Takového stavu však nesmí být v konstrukci dosaženo a je nutno stanovit dovolené zatížení. Pokud součinitel bezpečnosti k meznímu stavu plasticity $n_T = 2$ a součinitel svarového spoje $\varphi = 0,7$, potom dovolené zatížení odpojeného rámu dosahuje hodnoty

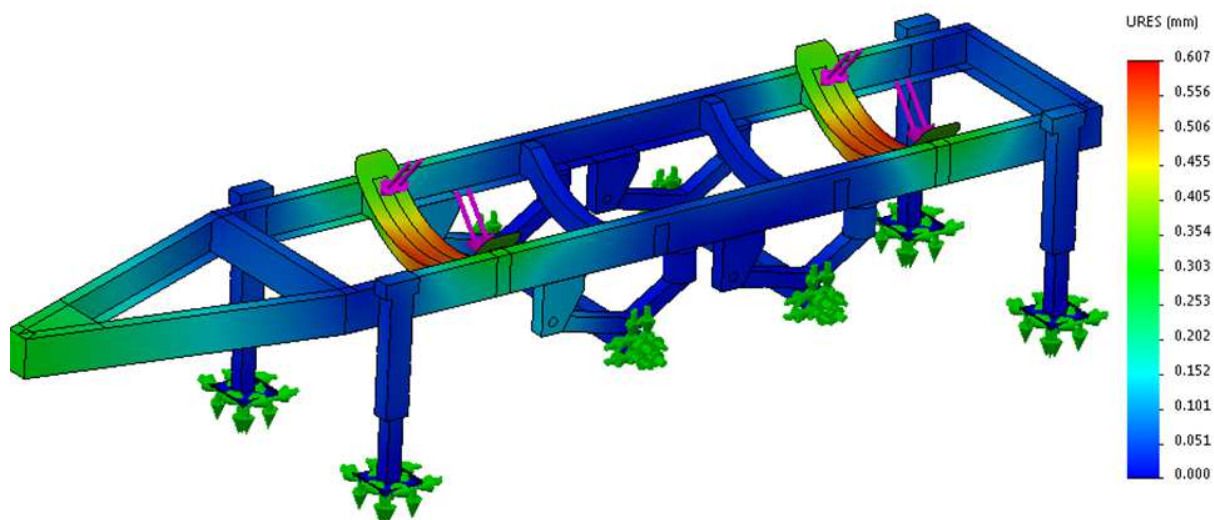
$$F_{DOV} = F \cdot LF_{DOV} = F \cdot \frac{LF_{LIM}}{n_T} \cdot \varphi = 181\,500\,N \cdot \frac{14,525}{2} \cdot 0,7 = 922\,700\,N = 92,2\,tun$$



Obrázek 89: Napětí von Mises odpojeného rámu při působení síly

VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ v okamžiku kdy $LF = 1$

Odpojený podvozkový rám - zatížení tíhou cisterny



Obrázek 90: Celkové posuvy odpojeného rámu při působení tíhy cisterny

Z obrázku celkových posuvů odpojeného rámu je zřejmé, že výsledná posunutí v okamžiku, kdy stupeň zatížení dosahuje hodnoty jedna ($LF=1$), tedy v okamžiku, kdy skutečně působí zatížení 18 150 kg, dosahují nejvyšší hodnoty v oblasti sedla.

Vyhodnocení:

Dovolená hodnota stupně zatížení $LF_{DOV} = 5,08$ musí být vždy větší než jedna, v tomto případě tedy konstrukce odpojeného rámu přívěsu při daném zatížení VYHOVUJE.

Podle analýzy může být konstrukce rámu přívěsu při odpojení od tažného vozidla a zaaretování pomocí čtyř opěrných nohou zatížena namísto 18,15 tun až 92,2 tunami. Tedy pětinašobně více než je nyní zatížena od zcela naplněné navrhnuté válcové nádoby.

6.4 Provedení kontroly únavy rámu a válcové skořepiny

6.4.1 Únava válcové skořepiny

Bodem zadání diplomové práce bylo vyhodnotit případnou únavu. V úvodní části návrhu nebylo zcela jasné, zda se bude jednat o tlakovou nádobu zatěžovanou tlakovými cykly. V průběhu řešení diplomové práce přešlo řešení konstrukce původně uzavřené cisterny do podoby otevřené nádoby. Konstrukce není proto namáhána významnými tlakovými cykly. U otevřené nádoby mohou významnější tlakové cykly nastat pouze ve výjimečných případech. Při plnění nádoby vzniká tlak pouze zanedbatelné hodnoty. Není tedy důvod řešit únavu z hlediska plnění hydrostatickým tlakem.

Únavu by bylo třeba řešit, pokud by daná cisterna byla uzavřená nádoba zatížená tlakovými cykly během plnění a vyprazdňování. Například u cisteren na sypký materiál, které se vyprazdňují pomocí přetlaku. V tom případě se jedná o nízkocyklovou únavu. Podle normy ČSN 69 0010 je hranice, od kdy je nutno se zabývat kontrolou tlakové nádoby z hlediska nízkocyklové únavy, 1000 cyklů. Nepředpokládá se, že by počet těchto významných tlakových cyklů byl vyšší než tisíc cyklů a proto se nemusí provádět kontrola na nízkocyklovou únavu částí cisterny.

6.4.2 Únava rámu

U rámu z hlediska únavy musí být svary provedeny s plným průvarem. Podmínkou je, aby konstrukční rozměr svaru nebyl nižší, než je tloušťka spojovaných součástí. Ideální je, aby byl konstrukční rozměr svaru větší než tloušťka součástí. Rám je vyroben tak, že bude svařen kombinací svaru $\frac{1}{2}V$ s koutovým svarem a s plným průvarem kořene svaru.

Únava je velmi nahodilý proces. Pokud by byl navrhovaný přívěs skutečně realizován, bylo by nutné před uvedením do sériové výroby provést jízdní zkoušky při různém jízdním zatížení. Ze získaných spekter zatížení se následně vyhodnocuje únava konstrukce pomocí statistických metod. Vyhodnocení únavy a konkrétní řešení únavy pro nahodilá spektra zatížení během jízdy přesahuje rámec této diplomové práce a v případě realizace rámu bude předmětem další diplomové práce.

7. Návrh koncepce ostatních částí cisternového přívěsu

7.1 Náprava

Nepostradatelným konstrukčním prvkem každého vozidla, jež zajistí přenos zatížení na podložku je náprava a její příslušenství.

Brzdová soustava

V dnešní době se u silničních nákladních přívěsů v hmotnostní kategorii nad 3,5 tun vyskytují převážně nápravy s dvouokruhovými vzduchotlakými brzdami. Na rozdíl od hydraulických brzd nehrozí „ekologická havárie“ při netěsnosti brzdové soustavy a úniku media. Nevýhodou však lze spatřovat v nutnosti mít pro tažení přívěsu s dvouokruhovým vzduchotlakým systémem tažné vozidlo, jež je také vybaveno dvouokruhovým systémem.

Pérování

V silniční dopravě se pro odpružení nákladních přívěsů využívá podélně umístěných listových pružin, jejichž tuhost závisí na počtu a délce listů, anebo pružin s konstantním objemem náplně, jehož pružícím médiem je vzduch. Tyto pružiny vyžadují trvalý přívod tlaku vzduchu. Použití vzduchových pružin je tedy vhodné zejména u vozidel, která disponují vzduchovou brzdovou soustavou a u kterých dochází často ke změně zatížení. V okamžiku, kdy nastane změna zatížení, dojde k doplnění vzduchu do zatížené pružiny. Zvýší se tlak a naroste hmotnost stlačeného vzduchu v pružině. Objem vzduchu se v těchto pružinách nemění. Tento princip zachování konstantního objemu vzduchu v pružině zajistí, že i při výrazné změně zatížení se kruhová frekvence téměř nemění, což zajistí komfort cestování.

Jelikož kapalina je značně nestabilní materiál a její přeprava je značně složitá, využije se právě této skutečnosti zaručující snahu náklad co nejlépe stabilizovat a eliminovat otřesy a náklony při přepravě. Z toho důvodu byla vybrána vzduchem odpružená náprava od společnosti BPW. Základním konstrukčním prvkem této zvolené nápravy pro přívěsy je nosník čtvercového průřezu o rozměru 120 mm a nosnosti 9000 kg.



Obrázek 91: Náprava od společnosti BPW [22]

7.2 Pneumatiky

Pro návrh přívěsu byly zvoleny pneumatiky o rozměru 385/65 R 22,5. Jedná se o pneumatiky o hmotnosti cca 70 - 78 kg disponující šířkou 385 mm, jejíž výška tvoří 65 % z šířky pneu. Výška pneu tedy činí 250,25 mm. Pneumatika je osazena na disku (11,75 x 22,5´´) o průměru 22,5 palce. Jelikož palec je 25,4 mm, tak průměr disku je 571,5 mm. Výška středu nápravy od podložky tak po sečtení výšky pneu a poloměru disku činí 536,5 mm.

Zvolit je možno například pneumatiku od výrobce Continental, Matador či Hankook s následujícími vlastnostmi.



Obrázek 92: Zvolená pneumatika[23]



Obrázek 93: Namodelované kolo

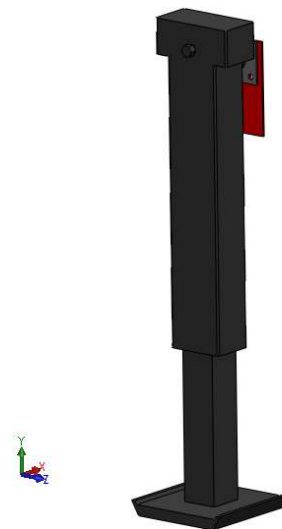
Váha	76 kg
šířka	385 mm
profil	65
ráfek	R22,5"
Index nosnosti (LI)	160 – nosnost 4500 kg
Rychlostní index	K - do 110 km/h
Typ	nákladní návěsová zimní
Valivý odpor	B (84%)
Záběr na mokru	C (68%)
Hlučnost	69 dB

Tabulka 17: Parametry pneumatiky 385/65 R22,5 [23]

7.3 Opěrná noha

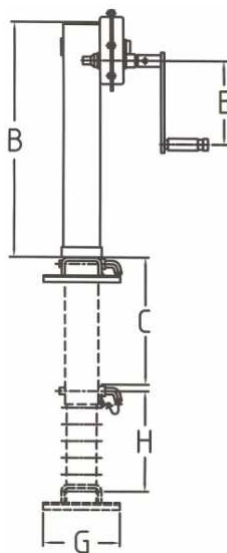


Obrázek 94: Opěrná noha Simol [24]



Obrázek 95: Namodelovaná noha

Po odpojení přívěsu od tažného vozidla je potřeba uživateli zajistit spolehlivý pevný a stabilní postoj. Navržený tandemový přívěs byl v návrhu opatřen teleskopickou opěrnou nohou přívěsu o nosnosti 10 000 kg, jež je zhotovena z trubky čtvercového průřezu. Aby byla skutečně zajištěna důkladná stabilita a případná možnost regulovat sklon terénu v místě odstavení přívěsu, byl návrh opatřen touto opěrnou nohou v počtu čtyř.



Obrázek 96: Náčrt-Opěrná noha Simol [24]

Nosnost:	10 000 kg
Rozměr B:	800 mm
Rozměr C:	460 mm
Rozměr E:	250 mm
Rozměr G:	300 mm
Rozměr H:	335 mm
Převodový poměr:	1:2,5

Tabulka 18: Opěrná noha Simol [24]

7.4 Závěsné zařízení

Byl využit získaný TYPOVÝ LIST ZÁVĚSNÉHO ZAŘÍZENÍ RINGFEDER jež obsahuje následující pomoc při výpočtech:

D_c – hodnota pro tažné vozidlo a přívěs s centrální/tuhou nápravou (platí jen ve spojení s V-hodnotou)

$$D_c = g \cdot \frac{T \cdot C}{T + C}$$

kde T: celková hmotnost tažného vozidla v tunách

C: součet zatížení na nápravy u přívěsu s centrální/tuhou nápravou v tunách

g: zrychlení 9,81 m/s²

Vypočtená D_c - hodnota může být stejná nebo menší než D_c - hodnota závěsu! Přípustné statické zatížení nesmí být překročeno!

V-hodnota pro přívěs s centrální/tuhou nápravou (platí jen ve spojení s D_c - hodnotou)

$$V = a \cdot \frac{X^2}{l^2} \cdot C$$

kde a: porovnávací zrychlení v místě spojení v m/s²

a = 1,8 u tažného oka se vzduchovým pérováním zadní nápravy

a = 2,4 u tažného vozidla s jiným pérováním zadní nápravy

I: teoretická délka tažné oje v metrech

X: délka ložného prostoru v metrech X^2/I^2 minimálně 1,0 (pro výpočet)

C: součet zatížení na nápravy u přívěsu s centrální/tuhou nápravou v tunách

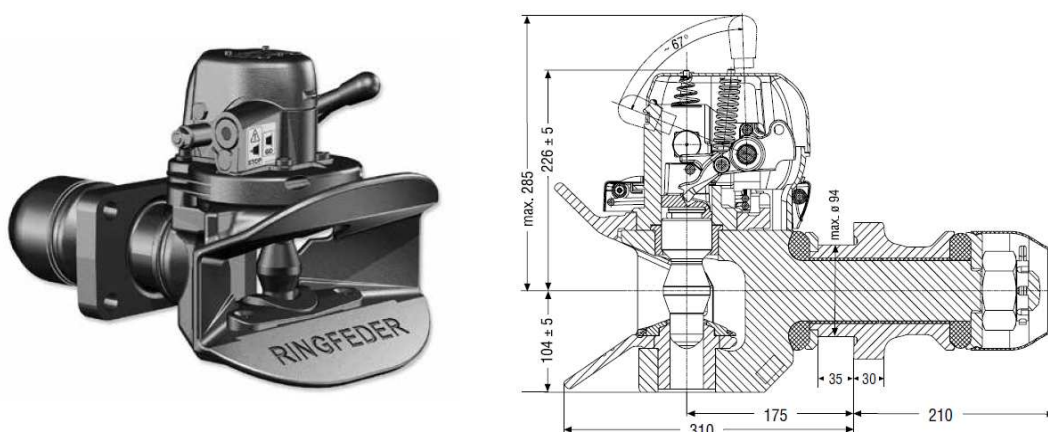
Vypočítaná V – hodnota může být stejná nebo menší než V – hodnota závěsu.

Jelikož Tatra 815-7 Force 6x6 která je dlouhá 9 450 mm (včetně lanového navijáku), široká 2 550 mm, vysoká 2 850 mm má provozní hmotnost 14 500 kg a celkovou hmotnost 26 000 kg, tak v tomto případě se jedná o následující parametry:

$$D_c = g \cdot \frac{T \cdot C}{T + C} = 9,81 \cdot \frac{26 \cdot 18}{26 + 18} = 104,3 \text{ kN}$$

$$V = a \cdot \frac{X^2}{l^2} \cdot C = 1,8 \cdot \frac{4,8^2}{(2,2 + 2,5)^2} \cdot 18 = 33,8 \text{ kN}$$

Na základě hodnot získaných z tohoto pomocného výpočtu bylo zvoleno z katalogu výrobků společnosti Ringfeder následující tažné zařízení (hubici a tažné oko).

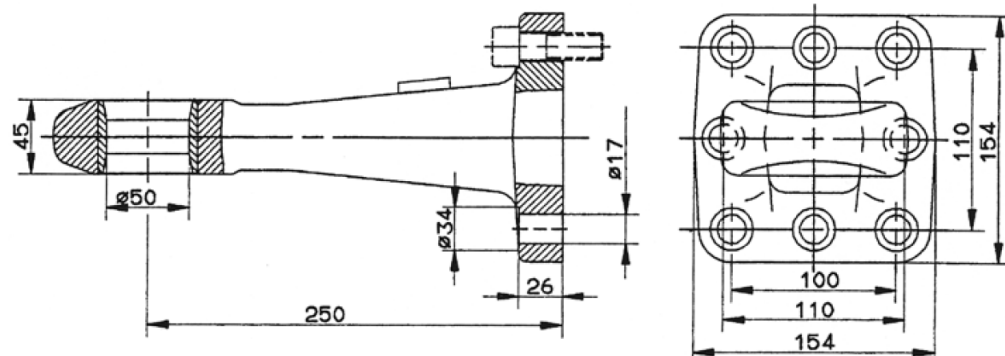


Obrázek 97: Ringfeder tažné zařízení typ 5055A [25, s.22]

Technische Daten ■ Technical data ■ Données techniques ■ Datos técnicos

ohne-/mit+ Sensor without-/with+ sensor sans-/avec+ capteur sin-/con+ Sensor	Klasse gem. Class Classe Directiva	94/24 EG EEC CEE CEE	ECE 55-01	D-Wert D-Value Valeur D Valor D kN	Dc-Wert Dc-Value Valeur Dc Valor Dc kN	V-Wert V-Value Valeur V Valor V kN	Zul. statische Stützlast Admiss. supporting load Charge d. porte-à-faux autor. Carga admisible soportada kg	Gewicht Weight Poids Peso kg	Bestellnummer Order number Référence article Referencia
A-	C 50-X	e11 00-5997	E11 55R-015997	200	135	75/63	1000/2000	50	14 991 058
A+	C 50-X	e11 00-5997	E11 55R-015997	200	135	75/63	1000/2000	50	14 991 234

Tabulka 19: Technická data tažného zařízení Ringfeder 5055A [25, s.22]



Obrázek 98: Ringfeder tažné oko typ 470 [25, s.92]

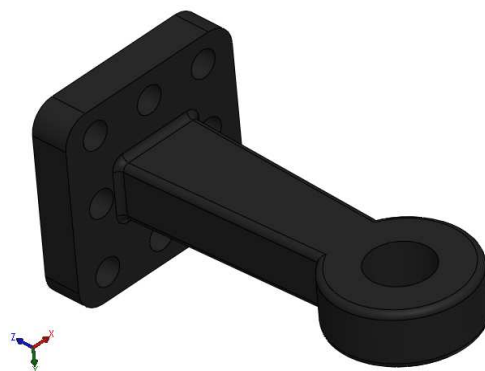
Technische Daten ■ Technical data ■ Données techniques ■ Datos técnicos

Typ Type Type Tipo	Klasse gem. Class Classe Directiva 94/20 EG	EG-Typgenehmigung EEC type approval Homologation CEE Homologación europea (CEE)	D-Wert D-Value Valeur D Valor D kN	Dc-Wert Dc-Value Valeur Dc Valor Dc kN	V-Wert V-Value Valeur V Valor V kN	Zul. statische Stützlast Admiss. supporting load Charge d. porte-à-faux autor. Carga admisible soportada kg	Befestigungsschrauben Fastening screws Vis de fixation Tornillos de sujeción	Bestellnummer Order number Référence article Referencia
470	D 50-X	e1 00-0800	190	125	75	1000	M 16 - 10.9	14 990 683
470	D 50-X	e1 00-0800	190	125	50	2500	M 16 - 10.9	14 990 683
471	D 50-C1	e1 00-0633	190	125	50	1000	M 16 - 10.9	14 990 683
Befestigungsplatte 162 x 162 - 8 Loch ■ Fastening plate 162 x 162 - 8 holes ■ Plaque de fixation 162 x 162 - 8 trous ■ Placa de sujeción 162 x 162 - 8 taladros								10 996 449

Tabulka 20: Technická data tažného oka Ringfeder 470 [25, s.92]



Obrázek 99: Tažné oko [25, s.92]



Obrázek 100: Namodelované tažné oko

Tažné oko o průměru 50mm, s kolmou přírubou 100 / 110 mm, 8 děr, průměr děr 17mm (pro šrouby M16). Homologace E11 -tažné oko je homologováno pro provoz po pozemních komunikacích.

Parametry:

- **Dc-povolená hodnota:** 125 kN
- **D-hodnota (max. tažná síla):** 190 kN
- **Materiál:** 42 CrMo 4V
- **Max. povolená celková hmotnost přívěsu:** 25000 kg
- **V:** 75 kN až 1000 kg (přípustné statistické zatížení)

7.5 Shrnutí

HMOTNOSTI

hmotnost nákladu $m_n =$ cca 10 355 kg

hmotnost pláště válcové skořepiny s 3 hrdly = 965 + 25 = 990 kg (plášť tl.5mm, hrdlo výšky 50mm)

2 přepážky (tl. 10 mm) o průměru 1600 mm = 320 kg

10 žeber (1200 mm x 40 mm x 8 mm) = 30 kg

2 klenutá dna (tl. 10 mm) = 340 kg

Hmotnost 3 poklopů = 3x 24,15 kg = 72,5kg (průměr 620 mm, tl.10 mm, hustota 8000 kg/m³)

1 metr profilu **U 260** = 37,9 kg = 2 . 5500 mm + 6 . 1400 mm + 2 . 2000 mm (oje) = 23,4 m . 37,9 kg = 880kg

hmotnost 2 náprav (s brzdami, vzduchovým měchem) + vzduchojem = 2 . 400 kg

Hmotnost kol 4 . 80 kg + disk 4 . 52kg = cca 550 kg

4 podpěrné nohy 4 . 40 kg = 160 kg

80 kg čerpadlo + 20 kg zadní podjezdová trubka

2 nerezové blatníky (tl.3mm, 8000kg/m³) = 2 . 41,5 kg

Celkem cca 14 700 kg

Maximální hmotnost přívěsu 18 tun.

Vlastní hmotnost přívěsu dle výbavy cca od 3,75 tun do 6 tun.

ROZMĚRY

Celková šířka 2 550 mm.

Celková výška cca 2 650 mm.

Celková délka cca 7 500 mm.

PODVOZEK/PŘÍDAVNÉ DÍLY

Ocelová svařovaná konstrukce s centrálním uložením náprav a s pevnou tažnou ojí.

Vidlicová tažná oj + tažné oko o průměru 50 mm.

Plechové tandemové (vícenápravové) blatníky s lapači nečistot.

Jako ochrana proti podjetí přívěsu zezadu užita válcová trubka.

Vpředu i vzadu jsou na přívěs umístěny dvě sklopné opěrné nohy (značka dle výběru závodu).

Nápravy

Pneumaticky odpružené nápravy s bubnovými brzdami, jejichž povolené zatížení na nápravu je 9 tun.

Kola

4 ks 385/65 R 22,5, 160J (značka dle výběru závodu).

4ks ocelových ráfků 11,75 x 22,5, 10 otvorů, s prolisem 120 mm.

BRZDOVÝ SYSTÉM

Dvouokruhový brzdový systém (dle platných předpisů ČR/EU) disponující zásobníky vzduchu.

DOPRAVNÍ NÁDRŽ - CISTERNA V SAMONOSNÉM PROVEDENÍ

Nádrž válcového tvaru z nerezové oceli.

Celkový objem cca 10 000 litrů.

Tři komory (rozdělení komor dle přání zákazníka).

Vnitřní dělící přepážky (jsou-li technicky nutné).

Tříkrát servisní průlez o průměru 600 mm s uzávěrem.

Každá komora vybavena jedním plnicím a jedním vypouštěcím otvorem o průměru 110 mm (Strana plnění vpravo ve směru jízdy, výdej ve směru jízdy vlevo).

Hliníkový žebřík pro výstup obsluhy k servisním otvorům.

ELEKTRICKÁ VÝBAVA

Elektroinstalace dle platných předpisů ČR/EU.

Dvě koncová světla v zadním nárazníku.

LED - boční osvětlení.

LED výstražná rampa modré barvy, nebo záblesková modrá světla.

Vpředu dvě poziční světla.

Na zadním nárazníku – dvě obrysová světla + osvětlení SPZ.

Elektrický vodič se 7-pólovou nebo 15-pólovou zásuvkou.

VYBAVENÍ

Zakládací klíny

Vysokotlaké hasicí zařízení

V této diplomové práci je uvažováno, že navržený cisternový přívěs bude spolupracovat s vysokotlakým hasicím zařízením umístěným v přední části příslušného přívěsu.

Autorem diplomové práce byl vybrán jeden vzorový příklad vysokotlakého hasicího zařízení a umístěn popis od výrobce zařízení.



Obrázek 101: Vysokotlaké hasicí zařízení [26,27]

„Vysokotlaké hasicí zařízení tvoří:

- motor,
- vysokotlaké čerpadlo s převodovkou,
- průtokový naviják s vysokotlakou hadicí,
- vysokotlaká proudnice,
- přiměšovací zařízení“ [26]

Motor

Čerpadlo je poháněno spalovacím motorem (4-taktním zážehovým) jež je obvykle startován příslušníkem HZS manuálně pomocí startovací šňůry, nebo pomocí elektrického startéru. Motor je spojen s čerpadlem prostřednictvím převodovky.

Vysokotlaké čerpadlo

„Vysokotlaké čerpadlo je určeno pro dodávku tlakové vody pro vysokotlaké hašení. Zdrojem tlakové vody je plunžrové čerpadlo vybavené regulačním ventilem, manometrem a přetlakovým ventilem, který zabraňuje tlakovým rázům a omezuje nejvyšší tlak a tím chrání čerpadlo proti poškození.“ [27] „Čerpadlo je samonasávací, vybavené přiměšovačem. Přiměšovač má pevně nastavené procento přimíšení (3%, 5% nebo 6%).“ [26]

Hadicový naviják s proudnicí

Hadicový naviják je osazen vysokotlakou hadicí, na jejímž konci je pistolová proudnice s dvojitým pracovním režimem pěna/voda. „Otočením ovládacího prvku na proudnici lze přepínat mezi vodním mlhovým proudem a širokým pěnovým proudem pro tvorbu kvalitní těžké pěny.“ [26]

Technické parametry:

Motor	4-taktní zážehový
Výkon motoru:	8,7 kW (11,8 PS) při 3600 ot/min
Čerpadlo	(tří)plunžrové
Maximální pracovní tlak:	200 bar
Maximální průtok:	21 litru/min
Průtokový naviják	
Délka vysokotlaké hadice:	50 - 60 m
Vnitřní průměr hadice:	1/2 "
Navíjení:	ruční
Vysokotlaká proudnice	
Délka	975 mm
Hmotnost	1,5 kg
Režimy proudnice:	voda/pěna
Dostřik vodou:	13 m
Dostřik v režimu přiměšování	10,5 m
Přiměšovač:	s pevným nastavením přimíšení
Rozměry:	80 x 60 x 48 cm (DxŠxV)
Hmotnost:	70 - 80 kg

Tabulka 21: Technické údaje vysokotlakého zařízení

7.5.1 Vizualizace navrhovaného cisternového přívěsu



Obrázek 102: Model navrhovaného cisternového přívěsu





Obrázek 103: Přední a zadní nájezdový úhel navrhovaného přívěsu



Obrázek 104: Model návrhu přívěsu doplněn o úložné prostory

Závěr

Cílem této diplomové práce nazvané „Cisternový přívěs pro hasičský záchranný sbor ČR“ bylo v rámci školní práce navrhnout přívěs za využití poznatků získaných během školních let. Přívěs byl zamýšlen jako jistá alternativa k velkoobjemovým požárním cisternám užívaným v zahraničí, jež jsou koncipovány jako návěsové soupravy.

Nejprve byly zmíněny požadavky na konstruovaný cisternový přívěs vyplývající z vyhlášky o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Na základě vyhlášky bylo rozhodnuto o tom, že se bude jednat o tandemový dvounápravový přívěs s maximální hmotností nepřesahující 18 tun. Na základě požadavku na nosnost nápravy dosahující hodnoty 9 tun a odpružení nápravy vzduchovými měchy byla vybrána konkrétní náprava z portfolia výrobce náprav. Následně byly zvoleny pneumatiky o konkrétním rozměru. Při návrhu přívěsu byly zohledněny parametry tažného vozidla TATRA 815 - 7. Na základě těchto požadavků byly stanoveny základní rozměry jednotlivých částí konstrukce a byl navržen model cisternového přívěsu.

Navržený model byl podroben pevnostním výpočtům metodou konečných prvků MKP v programu SolidWorks. Na základě stanovených zatížení byly pomocí analýz stanoveny tloušťky stěn modelu. Plášť nádoby je z nerezového plechu tloušťky 5 mm, klenuté dno o průměru 1600 mm tloušťky 10 mm. Nádoba je rozdělena pomocí kruhových přepážek na tři samostatné sekce (komory). Kruhová přepážka z 10 mm nerezového plechu je v návrhu vyztužena pomocí pěti výztužných žebér výšky 40 mm z nerezového plechu tl. 8 mm. Každá sekce je opatřena jedním plnicím a jedním výpustným otvorem o průměru 110 mm. V horní části je sekce opatřena servisním otvorem o průměru 600 mm. Servisní otvor je uzavřen pomocí kruhového víka s pantem, které je zajištěno pomocí dvou šroubů M8. Šrouby slouží jako pojistka proti porušení pláště přetlakem. Při nárůstu tlaku v cisterně nad hodnotu 0,2 MPa dojde k přetržení šroubů. Tento stav by však nastal pouze v případě, kdy by došlo k ucpání přepadového otvoru v horním víku. Zatížení (tlaku) vzniklém při plnění nádoby odolají (dle normy ČSN 69 0010) všechny části válcové nádoby. Havarijnímu stavu, kdy by došlo k ucpání přepadových otvorů a nárůstu tlaku v cisterně, plášť i klenuté dna odolají. U navržených kruhových rozdělovacích přepážek s výztužnými žebry při tomto tlaku (při zatížení tlakem vyšším než 0,13 MPa) nastane trvalá deformace přepážek. Při havarijním stavu je možné se dopustit trvalé deformace přepážky. Zásadní je, že přepážka se neroztrhne.

Model válcové nádoby byl podepřen sedly podvozkového rámu a zatížen vlastní tíhou nádoby a jejího kapalného nákladu. Pro účely analýz bylo působení vlastní tíhy zvýšeno o dynamický součinitel $k = 1,5$. Na základě nelineárních MKP analýz bylo zjištěno, že ztráta stability konstrukce válcové nádoby by nastala až při jedenáctinásobném zatížení než je zatížení skutečné. Dovolené zatížení je více jak čtyřnásobné oproti skutečnému zatížení vlastní tíhou.

Podvozkový rám navrženého přívěsu je tvořen dvěma podélníky profilu U 260. Rám je doplněn o dvě sedla a dvě výztuhy z uzavřeného profilu. Nejprve byla provedena analýza rámu přívěsu v okamžiku, kdy je rám připojen k tažnému vozidlu. Při tomto stavu je nejvíce namáhána zadní část konstrukce rámu. Následně byl model rámu uveden do situace, kdy je rám odpojen od tažného vozidla a ustaven pomocí čtyř opěrných nohou. Při tomto způsobu uchycení se, na základě nelineární MKP analýzy,jevilo jako nejvíce namáhané místo konstrukce sedlo rámu. Model rámu byl pro účely analýz zatížen vlastní tíhou válcové nádoby a jejího kapalného nákladu zvýšenou o součinitel $k = 1,5$. Podle provedených analýz navržený rám podvozku cisternového přívěsu za daných podmínek zatížení vyhoví.

Práce byla přínosná především pro samotného autora práce. Na zajímavém tématu týkající se konstruování dopravního prostředku si mohl uvědomit souvislosti a prohloubit znalosti získané během studia.

Seznam použitých zdrojů

- [1] Vyhláška č. 247/2001 Sb., *Vyhláška Ministerstva vnitra o organizaci a činnosti jednotek požární ochrany* [online]. [cit. 2018-07-25]. Dostupné na: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2001-247>

- [2] ČSN EN 1846-2. *Požární automobily – Část 2: Obecné požadavky – Bezpečnost a provedení*. Český normalizační institut, 2014. Třídící znak 38 9301.

- [3] Vyhláška č. 35/2007 Sb., *Vyhláška o technických podmínkách požární techniky* [online]. [cit. 2018-07-07]. Dostupné na: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2007-35>

- [4] Vyhláška č. 254/1999 Sb., *Vyhláška Ministerstva vnitra o technických podmínkách požární techniky* [online]. [cit. 2018-07-07]. Dostupné na: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/1999-254>

- [5] Kobit THZ Slatiňany: *Cisternové automobilové stříkačky* [online]. [cit. 2018-07-21]. Dostupné na: <https://www.kobit-thz.cz/produkty-cisternove-automobilove-striacky-172>

- [6] ZIKMUND, Tomáš. *Zkoušení silničních vozidel*. Studijní opora. Pardubice 2013. ISBN 978-80-7395-618-9.

- [7] PADĚLEK, Radek. *Přeprava nebezpečných věcí po pozemních komunikacích cisternovými vozidly v podmínkách ČR*. Pardubice, 2008. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, DFJP, Vedoucí práce Ing. Roman Graja.

- [8] ŽIDEK Martin. *Stanovení polohy těžiště zemědělského stroje*. Brno, 2014. Bakalářská práce. Mendelova univerzita v Brně, Agronomická fakulta, Vedoucí práce doc. RNDr. Stanislav Bartoň, CSc.

- [9] VOŇKA, Tomáš. *Posouzení jízdních vlastností cisternového návěsu na přepravu asfaltu a dalších horkých materiálů*. Pardubice 2009. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, DFJP, Vedoucí práce doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
- [10] Vyhláška č. 341/2014Sb., *Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích* [online]. [cit. 2018-06-25]. Dostupné na: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2014-341>
- [11] Zákon č. 56/2001 Sb., *Zákon o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a o změně zákona č. 168/1999 Sb., o pojištění odpovědnosti za škodu způsobenou provozem vozidla a o změně některých souvisejících zákonů (zákon o pojištění odpovědnosti z provozu vozidla), ve znění zákona č. 307/1999 Sb.* [online]. [cit. 2018-06-25]. Dostupné na: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2001-56>
- [12] VTÍPIL, Tomáš. *Návrh rámu traktorového sklápěcího přívěsu*. Pardubice 2017. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, DFJP, Vedoucí práce doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.
- [13] ZHT group: *Automobilové nástavby* [online]. [cit. 2019-04-14]. Dostupné na: <http://www.zht.cz/plastove-nastavby/index.php/cz/>
- [14] EN ČSN 69 0010. *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla – výpočet pevnosti*. Český normalizační institut, 1993. Třídící znak 69 0010.
- [15] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

- [16] DVOŘÁKOVÁ Pavlína. *Vyproštění cisterny po nehodě na dálnici a rychlostní komunikaci; možné následné škody po nehodě*. Brno 2016. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, Vedoucí práce Ing. Josef Libertín, CSc.
- [17] Schwarzmuller: *Vozidla* [online]. [cit. 2018-08-14]. Dostupné na: <https://schwarzmueller.com/cs/vozidla/>
- [18] TATRA.cz: *Nákladní automobily TATRA* [online]. [cit. 2018-08-21]. Dostupné na: <https://www.tatra.cz/nakladni-automobily/odvetvovy-katalog/hasici/dalsi-vozy/6x6-nosic-hasic-nych-nastaveb-1/>
- [19] NOVÁK, Václav. *Analýza chování kapaliny v cisterně*. Ostrava 2014. Bakalářská práce. Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Vedoucí práce Ing. Jana Jablonská, Ph.D.
- [20] Pro-Steel Ocelový svět: *Lisovaná klenutá dna* [online]. [cit. 2019-02-26]. Dostupné na: <https://www.pro-steel.cz/lisovana-klenuta-dna/dna-technokov/din-28011/>
- [21] TOMEK, Petr a Doubravka STŘEDOVÁ. *Proposal of a new method for strength evaluating of construction of railway vehicles*. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and engineering, J Braz. Soc. Mech. Sci. Eng. DOI 10.1007/s40430-016-0550-6, ISSN 1678-5878, Springer 2017.
- [22] BPW: *GENERIC_21BW-3_00506 .pdf*. Bergische Achsen kommanditgesellschaft, *Katalogblatt*. 2008. [online]. [cit. 2018-10-23]. Dostupné na: <https://www.bpw.de/en/products/landing-gear-drawbar-assemblies/landing-gear>

- [23] Expres pneu.cz: *Pneu-Nákladní* [online]. [cit. 2018-11-08]. Dostupné na: <https://www.exprespneu.cz/hankook-tw01-smart-control-385-65-r22-5-160k-rotal>
- [24] Zemědělské potřeby M+S: *Opěrné nohy návěsu* [online]. [cit. 2018-11-07]. Dostupné na: <https://www.eshop-zemedelske-potreby.cz/operna-noha-pod-tandemovy-zaves-simol-nosnost-10000-kg-tristupnova-s-redukcní-prevodovkou-p32905/>
- [25] RINGFEDER: *Product catalogue 3/2013*. [online]. [cit. 2018-09-06]. Dostupné na: https://ringfeder.de/int/catalogues/Catalogue_RF_DE_EN_FR_ES.pdf
- [26] EuroFire: *Vysokotlaké hasicí zařízení* [online]. [cit. 2018-11-13]. Dostupné na: <http://www.eurofire.cz/vysokotlake-hasici-zarizeni/vysokotlake-hasici-zarizeni.html>
- [27] THT Polička: *Vysokotlaké hasicí zařízení typ 3216* [online]. [cit. 2018-11-13]. Dostupné na: <https://www.tht.cz/cs/ostatni-technika/vysokotlake-hasici-zarizeni-typ-3216>
- [28] SCANIA: *Rámy povozku* [online]. [cit. 2019-02-11]. Dostupné na: https://til.scania.com/groups/bwd/documents/bwm/xzaw/mda5/~edisp/bwm_0000931_22.pdf

Seznam příloh

<i>Příloha 1: Katalogový list společnosti BPW (list1) [22]</i>	116
<i>Příloha 2: Katalogový list společnosti BPW (list2) [22]</i>	117
<i>Příloha 3: Výkres nápravy BPW</i>	118
<i>Příloha 4: Výkres opěrné nohy přívěsu</i>	119
<i>Příloha 5: Výkres sedlové podpěry cisterny</i>	120
<i>Příloha 6: Výkres rámu podvozku přívěsu</i>	121
<i>Příloha 7: Výkres válcové skořepiny</i>	122
<i>Příloha 8: Katalogový list-pomocný výpočet Ringfeder [25]</i>	123
<i>Příloha 9: Technická data závěsného zařízení Ringfeder typ5050A [25]</i>	124
<i>Příloha 10: Technická data tažných ok Ringfeder [25]</i>	125
<i>Příloha 11: Technická data držáků ochranných prvků Ringfeder [25]</i>	126
<i>Příloha 12: Technická data zadních ochranných prvků proti podjezdu Ringfeder [25]</i>	127
<i>Příloha 13: Technická data rámu podvozku vozidel Scania [28]</i>	128

Příloha č.1 – Katalogový list nápravy BPW Arlight II AL II-SN.0 (list1)

Airlight II Air-spring axle with drum brake SN 4218
 Series HSFALO 9010 V30KV30 HZFALO 9010 V30KV30
 Ride height 390-510 mm
 for trailer and semi-trailer
AL II-SN.0
 Sheet-no. 1



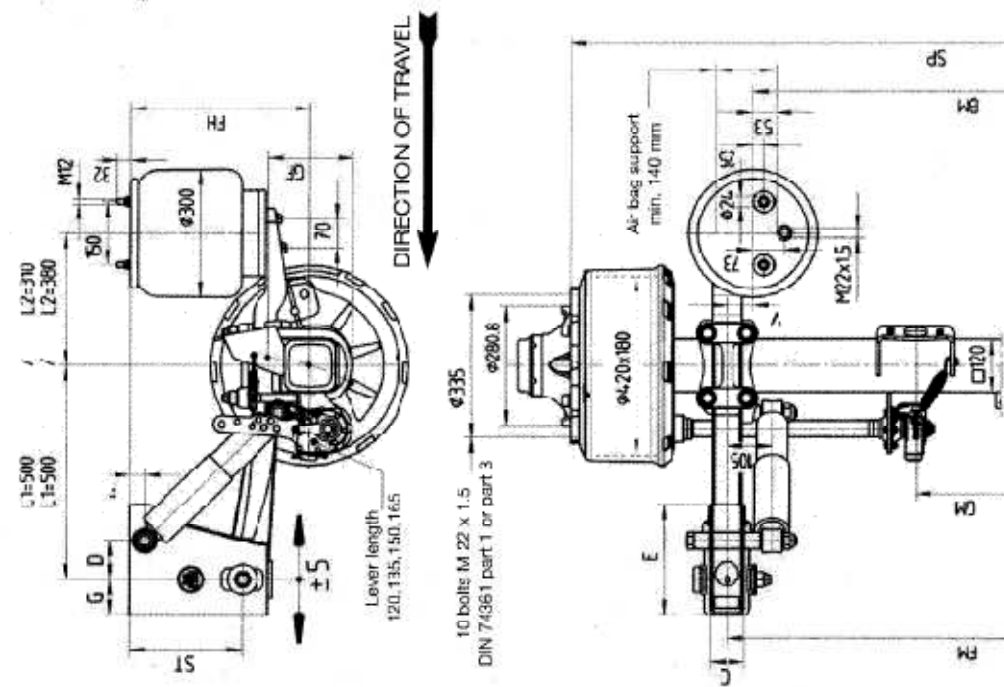
Line	Series	adjustable ride height FH			Total height	Air bag	Shock absorber 32.37...	Hanger bracket			Shock absorber mount		
		for single axle	mm FH with raised	with air				Loaded without air	ST	C	E	G	D
1	ALO	350-430	400-430	430	315	30K	..22.83.0C	184	86	240	83	70	35
2	ALO	420-470	430-470	460	345	30K	..22.83.0C	268	80	258	83	90	35
3	ALO	450-510	460-510	490	375	30	..02.92.0C	205	60	258	63	90	35

¹⁾ Lifting heights acc. to TD- 242.0
²⁾ Only suitable for semi-trailer / Centre axle drawbar taller

³⁾ M = for diaphragm cylinder / t = for spring brake cylinder
⁴⁾ at V=50 only diaphragm cylinder
⁵⁾ V=20 only with trailing arm L1=500 / L2=380

Axle type	Track Sp	Spring centre FM	Air cylinder centre GM	Air bag centre BM V=20	Brake cyl. s	Tyres recommended
HSFALO 9010	2010	1200	379	1160	M / F	385/65 R 22.5 385/65 R 22.5 275/70 R 22.5
HSFALO 9010	2040	1200	409	1160	M / F	
HSFALO 9010	2040	1300	409	1260 ⁵⁾	M / F	
HSFALO 9010	2040	1300	671	1260 ⁵⁾	M / (F) ⁴⁾	
HSFALO 9010	2095	1300	464	1260	M / F	
HSFALO 9010	2095	1400	464	1280	M / F	
HSFALO 9010	2140	1400	585	1360 ⁴⁾	M / F	
HZFALO 9010	1820	900	239	860	M / (F) ⁴⁾	
HZFALO 9010	1820	980	339	86C	M / F	
HZFALO 9010	1880	980	259	940	M / F	

max. inclination angle of the semi-trailer under full load and lowest adjustable ride height ±1°
 with trailing arm L1=500 / L2=310, bag pressures acc. to T=1186.0 sheet 14
 with trailing arm L1=500 / L2=380, bag pressures acc. to T=1188.0 sheet 15
 The hanger brackets, air bag supports and the frame must be reinforced so that the forces applied can be absorbed. See the current BPW installation instructions.



Příloha 1: Katalogový list společnosti BPW (list1) [22]

Airlight II

Air-spring axles with drum brake SN 4218
Series HSFALM(T) 9010 V30K/V30 HZFALM(T) 9010 V30K/V30

AL II-SN.0

Ride height 245-420 mm
for trailers and semi-trailers

Sheet-no. 8

Line	Series	For single axles		For axle units		adjustable ride height FH				Total spring travel 121	Air bag	Shock absorber 02.37...		Flanger bracket			Shock absorber mount		
		For axle with raised air	For axle with air	min FH with raised air	min FH with air	Empty without air	Loaded without air	ST	C			E	G	D	F				
1	ALMT	245-290	255-290	285	185	170	190	30K	.02.70.00	184	86	240	83	70	35				
2	ALMT	270-310	280-310	310	210	195	220	30	.02.70.00	184	86	240	83	70	35				
3	ALMT	280-325	290-325	320	220	205	190	30K	.22.83.00	268	80	258	83	55	35				
4	ALM	300-340	310-340	340	240	225	190	30K	.22.83.00	184	86	240	83	70	35				
5	ALMT	305-360	315-360	345	245	230	220	30	.22.83.00	268	80	258	83	55	35				
6	ALM	340-390	350-390	380	280	265	190	30K	.22.83.00	268	80	258	83	90	35				
7	ALM	365-420	375-420	405	305	290	220	30	.22.83.00	268	80	258	83	90	35				

¹⁾ Lifting heights acc. to TD=1242.0

²⁾ Only suitable for semi-trailers / Centre axle drawbar trailer

³⁾ M = for diaphragm cylinder / F = for spring brake cylinder

⁴⁾ at V=60 only diaphragm cylinder

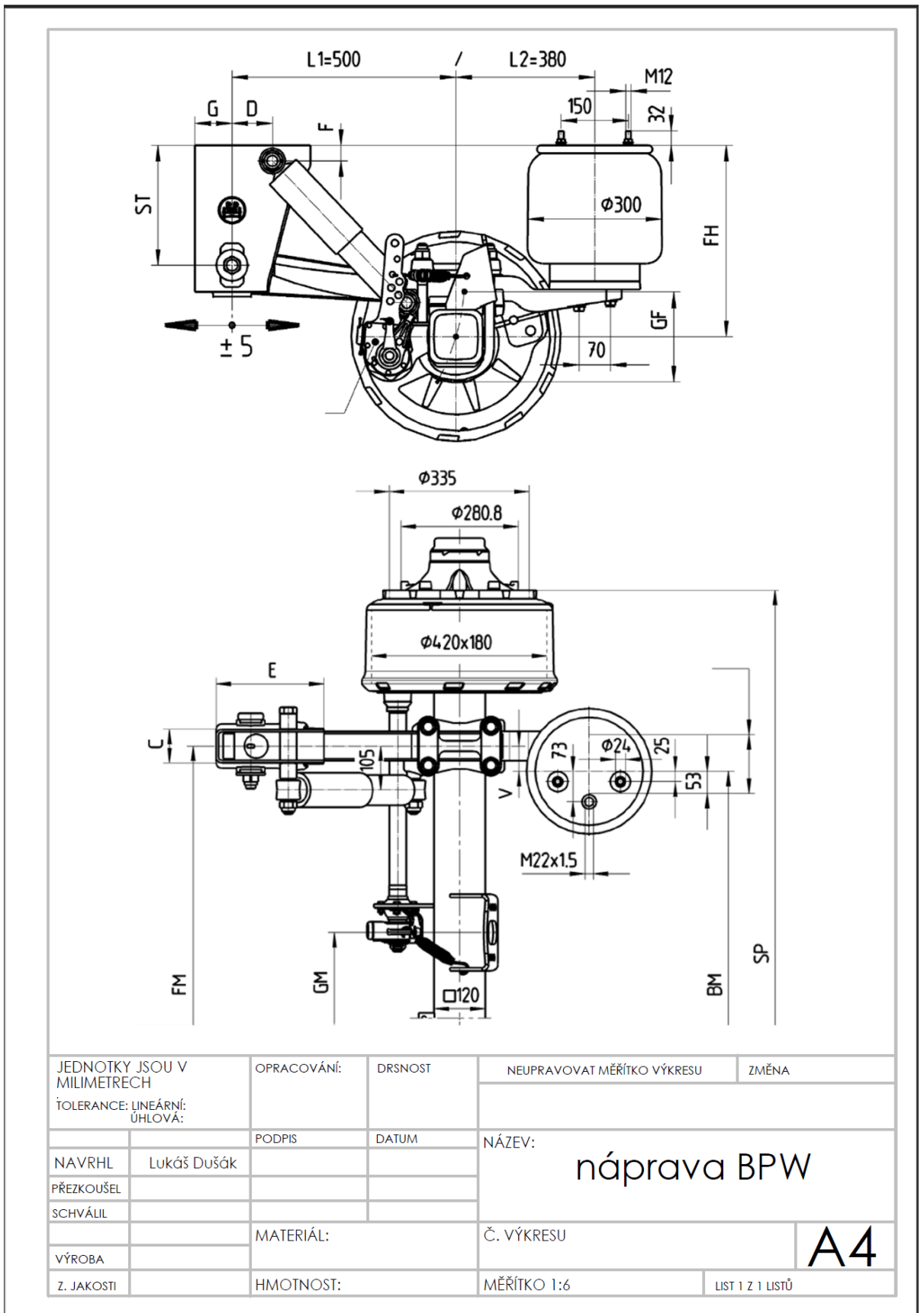
Axle type	Track SP	Spring centre FM	Air cylinder centre GM	Air bag centre BM		Brake cyl. ³⁾	Tyres recommended
				V=20	V=60		
HSF... 9010	2010	1200	379	1160	1080	M / F	385/65 R 22.5
HSF... 9010	2040	1200	409	1160	1080	M / F	
HSF... 9010	2040	1300	409	1260	1180	M / F	
HSF... 9010	2040	1300	671	1260	1180	M / (F) ⁴⁾	
HSF... 9010	2085	1300	464	1260	1180	M / F	
HSF... 9010	2085	1400	464	---	1280	M / F	385/55 R 22.5
HSF... 9010	2140	1400	585	360	1280	M / F	
HZF... 9010	1820	900	239	860	780	M / (F) ⁴⁾	
HZF... 9010	1820	980	239	---	860	M / F	275/70 R 22.5
HZF... 9010	1880	980	259	940	860	M / F	

max. inclination angle of the semi-trailer under full load and lowest adjustable ride height $\pm 1^\circ$
With trailing arm L1=500 / L2=380, bag pressures acc. to TE-1185.0 sheet 15

The hanger brackets, air bag supports and the frame must be reinforced so that the forces applied can be absorbed. See the current BPW installation instructions.

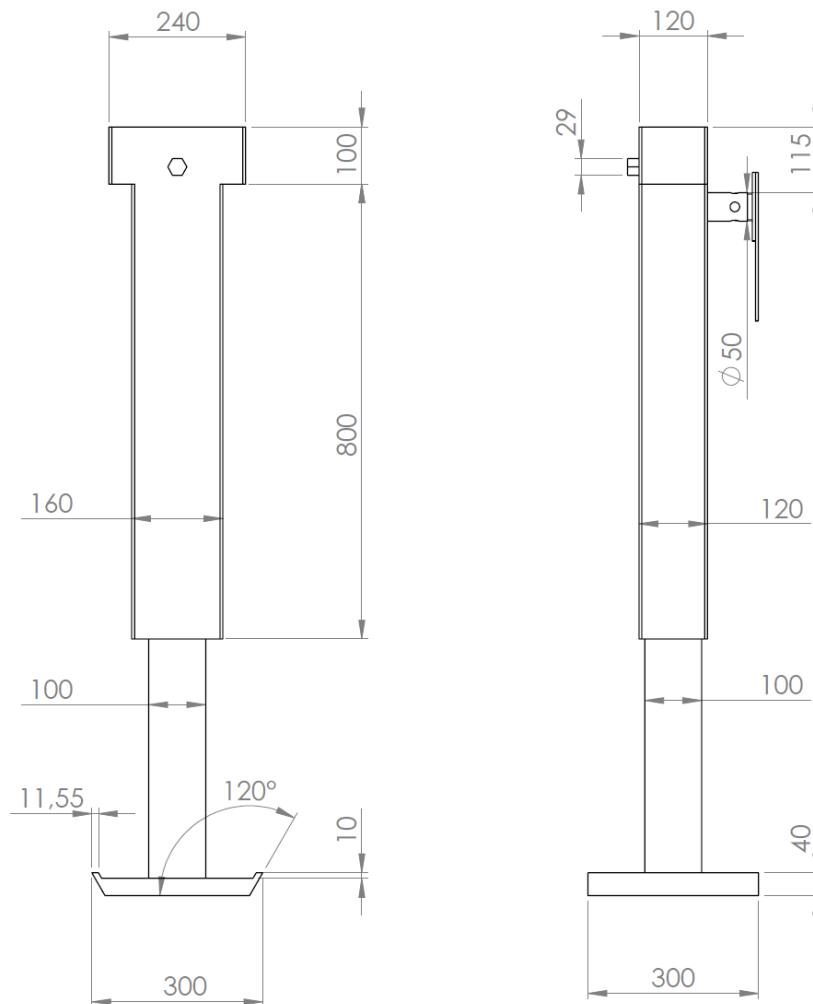
Příloha 2: Katalogový list společnosti BPW (list2) [22]

Příloha č.3 - Výkres nápravy BPW Airlight II AL II-SN.0



Příloha 3: Výkres nápravy BPW

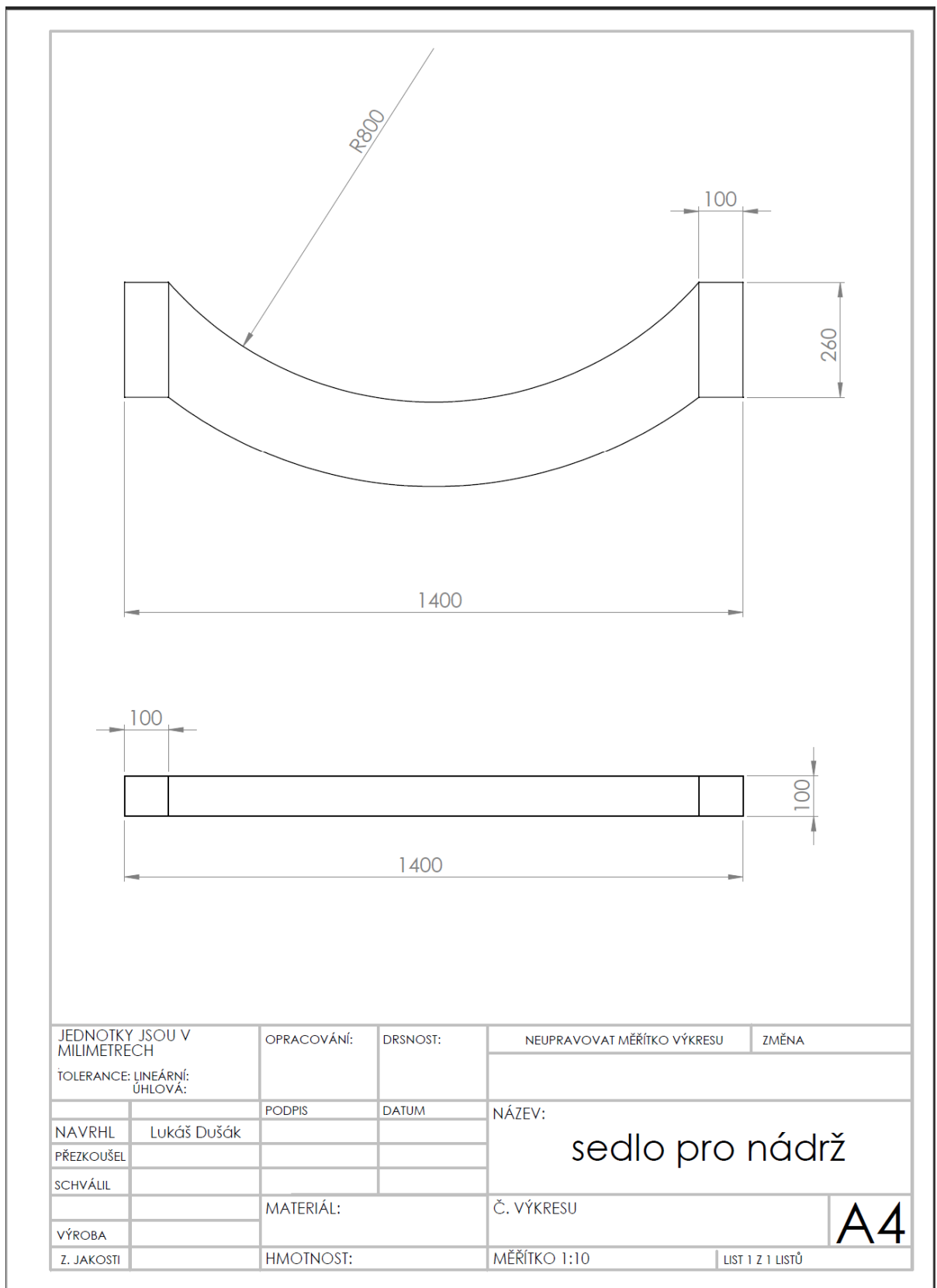
Příloha č.4 - Výkres opěrné nohy



JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH		OPRACOVÁNÍ:	DRSNOST	NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU	ZMĚNA
TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:					
		PODPIS	DATUM	NÁZEV:	
NAVRHL	Lukáš Dušák			podpěrná noha	
PŘEZKOUŠEL					
SCHVÁLIL				Č. VÝKRESU	A4
VÝROBA		MATERIÁL:			
Z. JAKOSTI		HMOTNOST:		MĚŘÍTKO 1:10	LIST 1 Z 1 LISTŮ

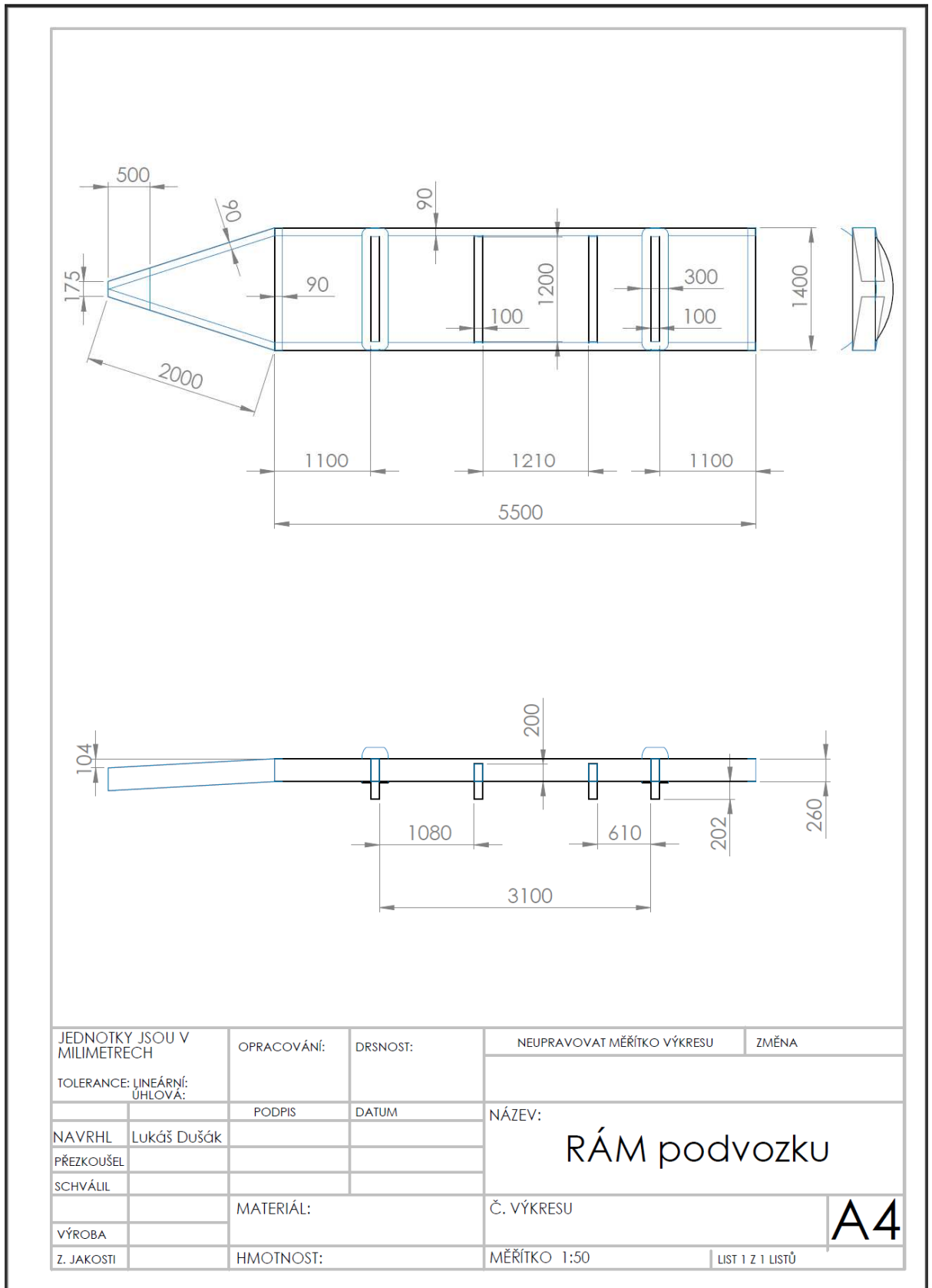
Příloha 4: Výkres opěrné nohy přívěsu

Příloha č.5 - Výkres sedlové podpory válcové nádoby cisterny



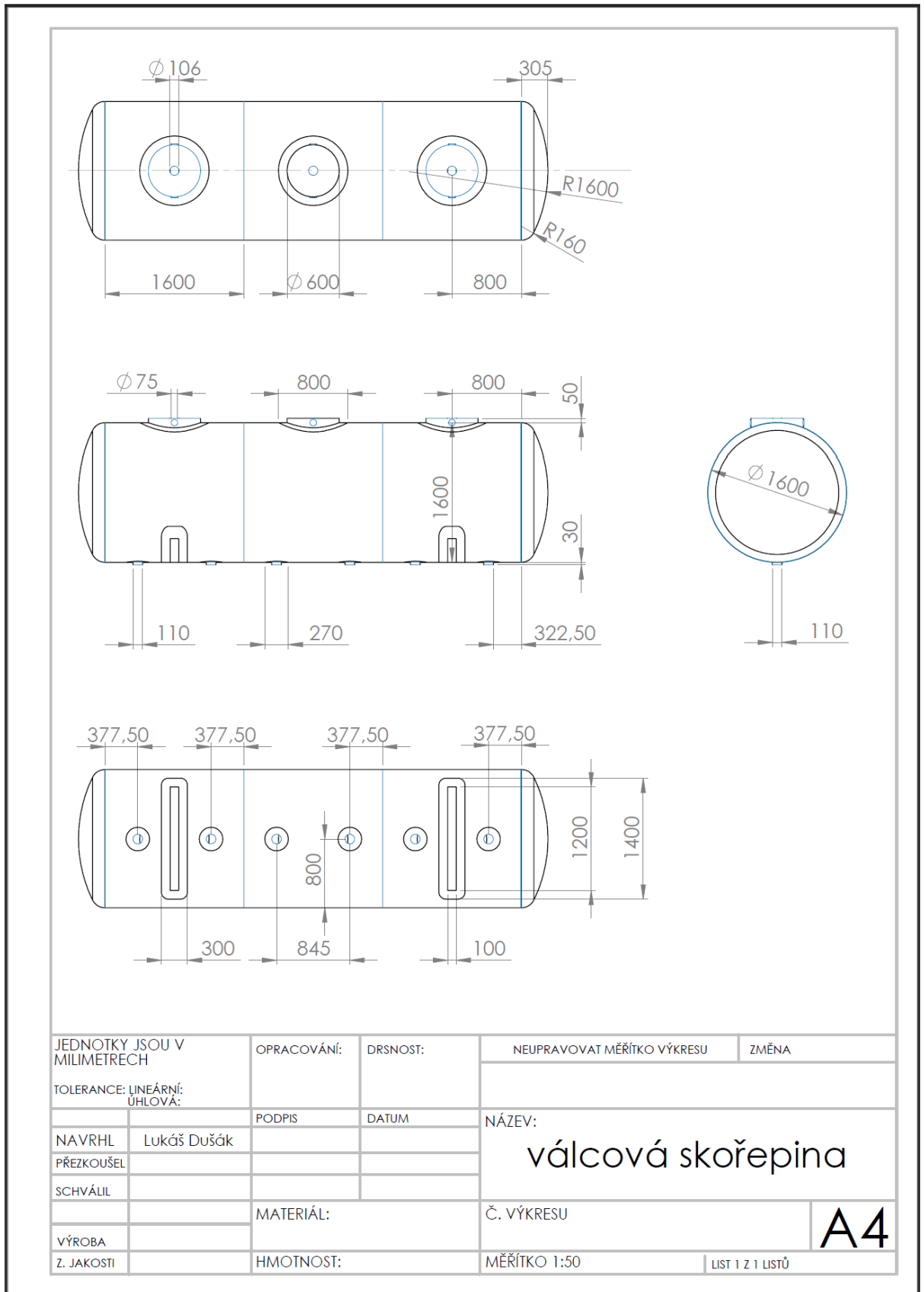
Příloha 5: Výkres sedlové podpěry cisterny

Příloha č.6 - Výkres rámu podvozku přívěsu



Příloha 6: Výkres rámu podvozku přívěsu

Příloha č.7 - Výkres nádrže cisterny válcového tvaru



Příloha 7: Výkres válcové skořepiny

Příloha č.8 - Pokyny pro správný výběr spojovacího zřízení a tažného oka oje

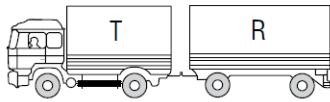
Important instructions for selection of coupling and drawbar eye



Criteria for the selection of trailer couplings

- Existing flange design in the cross member of the drawbar vehicle
- Which drawbar eyes are available or intended to be used?
- Combination with full trailer or centre axle/rigid drawbar trailer?
- Which parameters must the trailer coupling comply with?

Full trailer



D-value for the drawbar vehicle and full trailer:

$$D \text{ (kN)} = g \cdot \frac{T \cdot R}{T + R}$$

T: max. permissible mass in tonnes of the drawbar vehicle

R: max. permissible mass in tonnes of the full trailer

g: acceleration due to the gravity 9.81 m/s²

The calculated D-value may be less or equal to the D-value of the coupling.

Rigid drawbar/Centre axle trailer

With regard to trailer couplings where the V-value has still been omitted, the admissible trailer load shown for the rigid drawbar/centre axle trailer must not be exceeded. The admissible supporting load must not be exceeded either.

Dc-value for the drawbar vehicle and centre axle trailer (only applicable in connection with the V-value)

$$Dc \text{ (kN)} = g \cdot \frac{T \cdot C}{T + C}$$

T: max. permissible mass in tonnes of the drawbar vehicle

C: sum of the axle loads of the centre axle trailer carrying maximum permissible load, in tonnes

g: acceleration due to the gravity 9.81 m/s²

The calculated Dc- value may be less or equal to the Dc-value of the coupling.

The admissible supporting load "S" must not be exceeded.

V-value for the centre axle trailer (only applicable in connection with the Dc-value)

$$V \text{ (kN)} = a \cdot \frac{X^2}{l^2} \cdot C$$

a: equivalent vertical acceleration in the coupling point, in m/s² dependent on the kind of suspension on the rear axle(s) of the drawbar vehicle including a constant factor

a = 1.8 for vehicles with air suspension

a = 2.4 for vehicles with other suspension

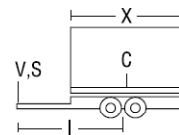
l: theoretical drawbar length in metres

X: length of the loading area of the trailer in metres

X^2 / l^2 at least 1.0 (for the calculation)

C: sum of the axle loads of the centre axle trailer carrying maximum permissible load, in tonnes

The calculated V-value may be less or equal to the V-value of the coupling.



Important instruction:

When fitting (or replacing) the trailer coupling, the relevant legal regulations and instructions of the car manufacturers have to be observed!

EEC Type Approval

The mounting of the trailer coupling has to be checked in accordance with the regulations contained in appendix I, no. 5.10 and in compliance with the requirements laid down in appendix VII of the EC regulation 94/20.

Příloha č.9 - Automatické spojovací zařízení Ringfeder

Typ / Type
Type / Tipo

5055
A

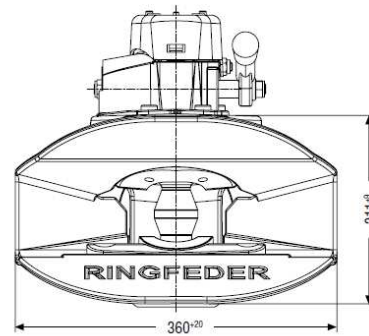
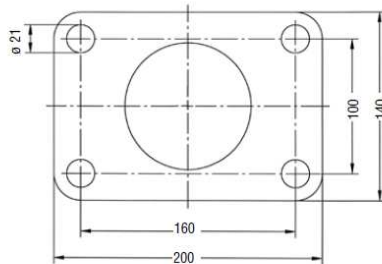
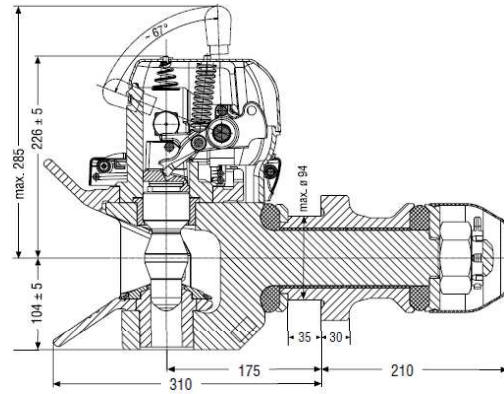
Automatische Anhängerkupplungen / Automatic drawbar couplings
Systèmes d'attelage automatiques / Enganches automáticos de remolque

Anhängerkupplungen ■ Drawbar couplings ■ Systèmes d'attelage ■ Enganches de remolques

Für Zugösen ■ For drawbar eyes
Pour anneaux ■ Para ojetas de tracción

Ø 50

DIN 74053 · ISO 1102 · D 50



Ausschläge der Zugösen D 50
Articulation of drawbar eyes D 50
Oscillations des anneaux D 50
Desviaciones de las argollas de tracción D 50

horizontal / horizontal / horizontal / horizontal ± 110°
vertikal / vertical / vertical / vertical ± 20°
axial / axial / axial / axial ± 360°

Technische Daten ■ Technical data ■ Données techniques ■ Datos técnicos

ohne-/mit+ Sensor without-/with+ sensor sans-/avec+ capteur sin-/con+ Sensor	Klasse gem. Class Classe Directiva	94/24 EG EEC CEE CEE	ECE 55-01	D-Wert D-Value Valeur D Valor D kN	Dc-Wert Dc-Value Valeur Dc Valor Dc kN	V-Wert V-Value Valeur V Valor V kN	Zul. statische Stützlast Admiss. supporting load Charge d. porte-à-faux autor. Carga admisible soportada kg	Gewicht Weight Poids Peso kg	Bestellnummer Order number Référence article Referencia
A-	C 50-X	e11 00-5997	E11 55R-015997	200	135	75/63	1000/2000	50	14 991 058
A+	C 50-X	e11 00-5997	E11 55R-015997	200	135	75/63	1000/2000	50	14 991 234



22

Příloha 9: Technická data závěsného zařízení Ringfeder typ 5050A [25]

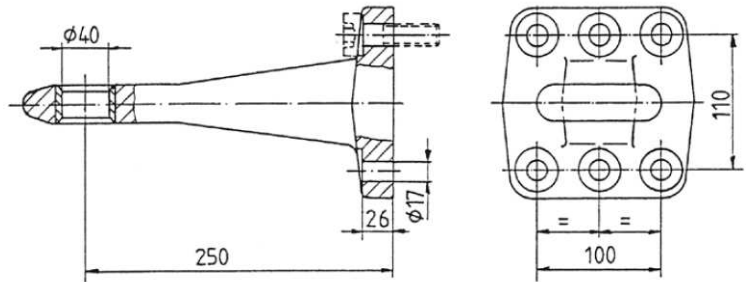
Příloha č.10 – Tažná oka Ringfeder

Zugösen
Drawbar eyes
Anneaux
Ojete de
tracción

Zugösen / Drawbar eyes / Anneaux / Ojos de enganche

Zugösen / Drawbar eyes / Anneaux / Ojos de enganche

Zugöse (40) Typ 440 und Befestigungsplatte ■ Drawbar eye type 440 (40) and fastening plate
Anneau d'attelage (40) Type 440 et plaque de fixation ■ Ojete de tracción (40) tipo 440 y placa de sujeción



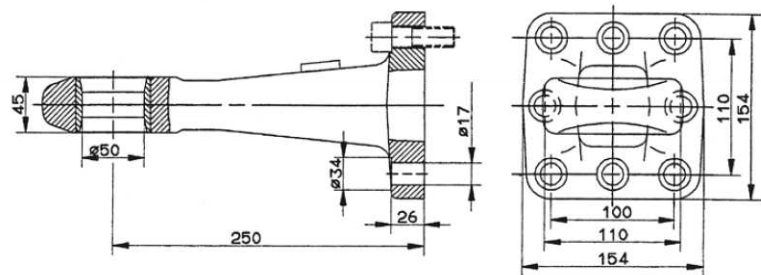
Technische Daten ■ Technical data ■ Données techniques ■ Datos técnicos

	ABG	Zul. D-Wert Admiss. D-Value Valeur D autor. Valor D admisible kN	Zul. statische Stützlast Admiss. supporting load Charge d. porte-à-faux autor. Carga admisible soportada kg	Abstände d. Befestigungslöcher Flange design Entr'axe des trous de fixation Distancia de los taladros mm	Bestellnummer Order number Référence article Referencia
Mehrachsanhänger ■ Full trailer Remorque à essieux multiples ■ Remolques con ejes extremos	F 2198	120	-	100 x 110	10 990 548
Zentralachsanhänger ■ Rigid drawbar trailer Remorque à essieu central ■ Remolque con ejes centrales	F 2198	95	> 25 km/h: 1000 < 25 km/h: 2000	100 x 110	10 990 548
Befestig.platte 162 x 162 - 8 Loch ■ Fastening plate 162 x 162 - 8 holes ■ Plaque de fixation 162 x 162 - 8 trous ■ Placa de sujeción 162 x 162 - 8 taladros					10 996 449

Zul. Gesamtgewicht des Zentralachsanhängers: 13500 kg ■ *Admissible total weight of the rigid drawbar trailer: 13500 kg
Poids total autorisé de la remorque à essieu central: 13500 kg ■ *Peso total de remolque con lanza fija: 13500 kg

Befestigungsschrauben: 6 Innensechskantschrauben M 16 ■ Fastening screws: 6 Hexagon socket screws M 16
Vis de fixation: 6 vis à tête hexagonale M 16 ■ Tornillos de sujeción: 6 tornillos hexagonales M 16

Zugöse (50) Typ 470 und 471 und Befestigungsplatte ■ Drawbar eye (50) types 470 and 471 and fastening plate
Anneau d'attelage (50) Type 470 et 471 et plaque de fixation ■ Ojete de tracción tipo (50) 470 y 471 y placa de sujeción



Technische Daten ■ Technical data ■ Données techniques ■ Datos técnicos

Typ Type Type Tipo	Klasse gem. Class Classe Directiva 94/20 EG	EG-Typgenehmigung EEC type approval Homologation CEE Homologación europea (CEE)	D-Wert D-Value Valeur D Valor D kN	Dc-Wert Dc-Value Valeur Dc Valor Dc kN	V-Wert V-Value Valeur V Valor V kN	Zul. statische Stützlast Admiss. supporting load Charge d. porte-à-faux autor. Carga admisible soportada kg	Befestigungsschrauben Fastening screws Vis de fixation Tornillos de sujeción	Bestellnummer Order number Référence article Referencia
470	D 50-X	e1 00-0800	190	125	75	1000	M 16 - 10.9	14 990 683
470	D 50-X	e1 00-0800	190	125	50	2500	M 16 - 10.9	14 990 683
471	D 50-C1	e1 00-0633	190	125	50	1000	M 16 - 10.9	14 990 683
Befestig.platte 162 x 162 - 8 Loch ■ Fastening plate 162 x 162 - 8 holes ■ Plaque de fixation 162 x 162 - 8 trous ■ Placa de sujeción 162 x 162 - 8 taladros								10 996 449

RINGFEDER

92

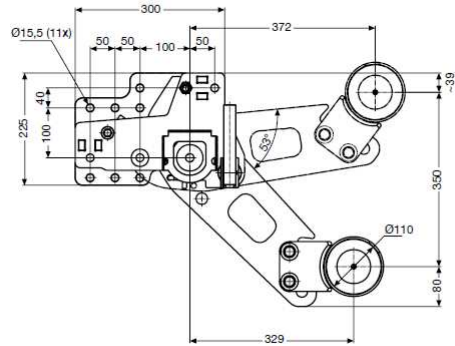
Příloha 10: Technická data tažných ok Ringfeder [25]

Příloha č.11 – Držáky ochranných prvků Ringfeder

Typ / Type Type / Tipo UFS-II	Unterfahrerschutz / Underride protection / Dispositif anti-encastrement / Protección antiempotramiento
--	--

Ausführung / Design / Version / Versión ■ MAN

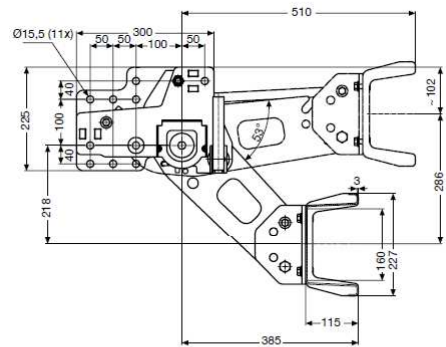
inkl. Rundrohr / incl. circular tube / compris profilé tubulaire / incluido tubo redondo



Technische Daten ■ Technical data ■ Données techniques ■ Datos técnicos

EG-Typgenehmigung EEC type approval Homologation CEE Homologación europea (CEE)	Bezeichnung Designation Désignation Designación	Gewicht Weight Poids Peso kg	Bestellnummer Order number Référence article Referencia
e11 2006/20 010003	Schwenkarm links vollst. ■ Cpl. swivel arm left Bras articulé complet à gauche ■ Brazo giratorio compl. izquierda	~ 22	14 996 340
	Schwenkarm rechts vollst. ■ Cpl. swivel arm right Bras articulé complet à droite ■ Brazo giratorio compl. derecha	~ 22	14 996 360
	Kompl. inkl. Rundrohr ■ Compl., incl. circular tube Complet y compris profilé tubulaire ■ Compl. incluido tubo redondo	~ 65	14 996 600

mit Parallelogramm / with parallelogram / avec parallélogramme / con paralelogramo



Technische Daten ■ Technical data ■ Données techniques ■ Datos técnicos

EG-Typgenehmigung EEC type approval Homologation CEE Homologación europea (CEE)	Bezeichnung Designation Désignation Designación	Gewicht Weight Poids Peso kg	Bestellnummer Order number Référence article Referencia
e11 2006/20 010002	Schwenkarm links vollst. ■ Cpl. swivel arm left Bras articulé complet à gauche ■ Brazo giratorio compl. izquierda	~ 22	14 991 745
	Schwenkarm rechts vollst. ■ Cpl. swivel arm right Bras articulé complet à droite ■ Brazo giratorio compl. derecha	~ 22	14 991 168
	Kompl. inkl. U-Profil ■ Compl., incl. U-beam Profil en U complet compris ■ Compl. incl. perfil U	~ 65	14 999 400

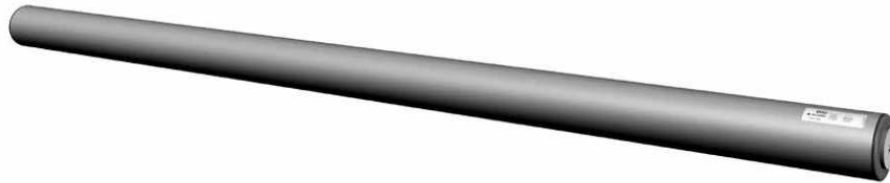


90

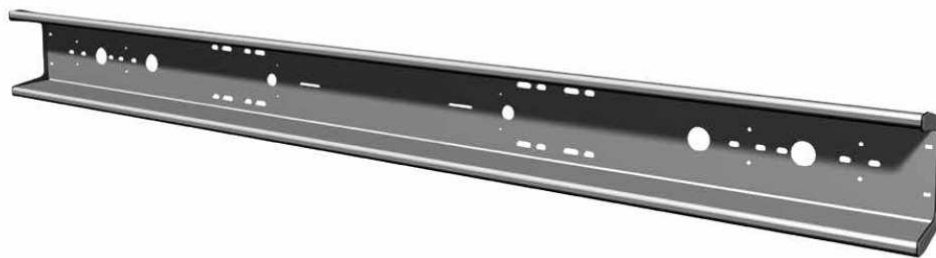
Příloha 11: Technická data držáků ochranných prvků Ringfeder [25]

Příloha č.12 – Zadní ochranné prvky proti podjezdu přívěsu Ringfeder

Rundrohr ■ Circular tube ■ Profilé tubulaire ■ Tubo redondo



U-Profilbalken ■ U-beam ■ Barre de profilé en U ■ Parra de perfil U



Technische Daten ■ Technical data ■ Données techniques ■ Datos técnicos

Bezeichnung Designation Désignation Designación	Durchmesser Diameter Diamètre Diámetro mm	Länge Length Longeur Largo mm	Gewicht* Weight* Poids* Peso* kg	Bestellnummer Order number Référence article Referencia
Rundrohr vollst. (KETL-beschichtet) ■ Circular tube compl. (KETL coated) Profilé tubulaire complet (Recouvrement KETL) ■ Tubo redondo compl. (Recubrimiento KETL)	110	2300	~ 19	10 069 659
U-Profilbalken ■ U-beam ■ Barre de profilé en U ■ Parra de perfil U	–	2370	~ 26	10 069 671
Befestigungssatz U-Profilbalken ■ Fastening kit U-beam Jeu de pièces de fixation pour barre de profil en U ■ Kit de sujeción por parra de perfil U	–	–	0,5	21 178 300

* ohne Befestigungsschellen ■ * without collar bands ■ * sans colliers de fixation ■ * sin abrazaderas de sujeción

Die jeweilige EG Typgenehmigung gilt nur für die Kombination Schwenkarm/Profil aus dem Hause Ringfeder. Andere Kombinationen mit Produkten von Fremdherstellern sind nicht abgedeckt.

The respective EC type approvals are only valid for the combination arm/profile manufactured by Ringfeder. Other combinations incorporating products from outside manufacturers are not covered.

Les homologations CEE respectives se rapportent exclusivement à la combinaison „bras articulé/profilé tubulaire” provenant de la production Ringfeder. Toute autre combinaison incorporant des produits de fabricants extérieurs n’est pas couverte.

La homologación europea solo es válida para la combinación del brazo articulado/perfil de RINGFEDER. Otras combinaciones con productos que fabricantes ajenos no están homologados.



91

Příloha 12: Technická data zadních ochranných prvků proti podjezdu přívěsu Ringfeder [25]

Příloha č.13 – Rámy podvozku vozidel Scania

Rámy podvozku



Řada rámu podvozku Scania

Řada rámu podvozku Scania

Rám podvozku sestává ze 2 bočních příček rámu.

Více informací o konkrétních podvozcích naleznete v individuální specifikaci podvozku (ICS) a individuálním schématu podvozku (ICD).

Řada rámu podvozků se skládá z následujících typů rámu:

Typ rámu	F700	F800	F950	F957	F958
Vnější šířka rámu s tolerancí (mm)	766 ± 1	768 ± 1	771 ± 1	768 ± 1	770 ± 1
Rozměry boční příčky rámu - U-profil (mm)					
Tolerance: výška ± 1 šířka ± 3 tloušťka ± 0,15					
Plocha (cm ²)	27,5	33,6	39,4	64,9	69,2
Ohybový odpor W_x (cm ³) ve svislé ose nosníku	194	249	287	438	464
Setrvačný moment I_x (cm ⁴) ve svislé ose nosníku	2 628	3 364	3 877	5 953	6 315
Hmotnost (Kg) na nosník a metr	21,4	26,2	30,7	50,7	54,0

Scania Truck Bodybuilder
© Scania CV AB 2017, Sweden

22:10-648 Vydání 2 2017-05-02
1 (6)

SCANIA

Rámy podvozku



Řada rámu podvozku Scania

Materiály

Boční příčky rámu

Vlastnosti materiálu

Mez pružnosti	500–600 N/mm ²
Pevnost v tahu	Maximálně 730 N/mm ²
Roztažnost	Min. 21 %
Tvrdost	200 Hv
Rázová pevnost	Min. 18 J

Scania Truck Bodybuilder
© Scania CV AB 2017, Sweden

22:10-648 Vydání 2 2017-05-02
2 (6)

SCANIA

Příloha 13: Technická data rámu podvozku vozidel Scania [28]