

Univerzita Pardubice

Dopravní fakulta Jana Pernera

**Návrh zkušebního stanoviště pro měření klopné stability speciálních
nákladních automobilů**

Diplomová práce

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	Bc. Filip Semerád
Osobní číslo:	D20526
Studijní program:	N3708 Dopravní inženýrství a spoje
Studijní obor:	Dopravní prostředky: Silniční vozidla
Téma práce:	Návrh zkušebního stanoviště pro měření klopné stability speciálních nákladních automobilů
Zadávací katedra:	Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Zásady pro vypracování

Cílem diplomové práce je navrhnout sklopnou plošinu pro zkoušky kvazistatické klopné stability speciálních nákladních automobilů. Student by se měl nejdříve seznámit s konstrukcí, specifiky a možnými variantami konstrukce speciálních nákladních vozidel, které budou zkoušce podrobovány. Dále by se měl seznámit s legislativními a normovými požadavky na vozidlo z hlediska klopné stability a jejich účelem. Neměla by rovněž chybět rešerše a průzkum aktuálně používaných zařízení k provádění těchto zkoušek. Vlastní návrh by měl obsahovat stanovení požadavků na sklopnou plošinu a následně ideový návrh zkušebního stanoviště. Zvolené ideové řešení by měl student nadále rozpracovat – provést technický návrh a podrobit ho pevnostním výpočtům. Ustálené řešení by pak měl promítnout do výkresové dokumentace a dopracovat návrh potřebného příslušenství.

Student by v diplomové práci měl obsáhnout následující body:

1. Úvod, cíle práce.
2. Zkoušky klopné stability, legislativní rámec.
3. Rešerše – technická specifika a konstrukční varianty předmětu měření; již realizovaná a provozovaná zkušební zařízení.
4. Ideový návrh zkušebního stanoviště.
5. Konstrukční návrh zvoleného technického řešení.
6. Závěr.

Rozsah pracovní zprávy: **50 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] Shigley, J. E., Mischke, Ch. R., Budynas, R. G.: *Konstruování strojních součástí*. Nakladatelství VUTIUM, VUT Brno, 2010. ISBN 9788021426290.
[2] First, J. a kol.: *Zkoušení automobilů a motocyklů: příručka pro konstruktéry*. Praha: S&T CZ, 2008. ISBN 978-80-254-1850-5.
[3] ČSN EN 1846-2. *Požární automobily – Část 2: Obecné požadavky – Bezpečnost a provedení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Pokorný, Ph.D.**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **10. února 2023**
Termín odevzdání diplomové práce: **15. května 2023**

L.S.

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

Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlašuji:

Práci s názvem *Návrh zkušebního stanoviště pro měření klopné stability speciálních nákladních automobilů* 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. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Ve Vlkanči dne 27. srpna 2023

Bc. Filip Semerád, v.r.

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce panu Ing. Janu Pokornému, Ph.D. za odborné vedení při zpracovávání zadaného tématu a čas, který mi věnoval v rámci konzultací pro úspěšné dokončení diplomové práce. Stejně tak děkuji i dalším zaměstnancům Univerzity Pardubice a firem, kteří mi poskytovali cenné rady. Nemalé poděkování patří také mé blízké rodině a přátelům, kteří mě po celou dobu mého studia podporovali.

Anotace

Diplomová práce je zaměřena na návrh konstrukce zkušebního stanoviště pro provádění kvazistatických zkoušek klopné stability speciálních nákladních automobilů. V teoretické části je pojednáno o těchto zkouškách a související legislativě. Nedílnou součástí je také přehled o zkoušených automobilech a již realizovaných zkušebních zařízeních v rámci České republiky. Získané informace byly využity v praktické části pro ideový návrh zkušebního stanoviště, který byl dále konstrukčně rozpracován s aplikováním potřebných výpočtů včetně moderních numerických metod.

Klíčová slova

Sklopná plošina, klopná stabilita vozidel, zkoušení vozidel, požární automobily, hydraulika, metoda konečných prvků

Title

Design of a test stand for measuring the tilt stability of special trucks

Annotation

The diploma thesis is focused on the structural design of a test stand for quasi-static tests of the tilt stability of special trucks. The theoretical part discusses these tests and related legislations. An essential part is also an overview of the tested vehicles and already implemented test facilities within the Czech Republic. The obtained knowledge was used in the practical part for the conceptual design of the test stand, which was further developed with the application of the necessary calculations including modern numerical methods.

Keywords

Tilt platform, tilt stability of vehicles, vehicle testing, fire trucks, hydraulics, finite element method

Obsah

Seznam obrázků	8
Seznam tabulek	11
Seznam grafů	11
Seznam zkratk a veličin	13
Úvod	19
1 Zkoušky klopné stability a odpovídající legislativa	20
1.1 Stabilita dle normy ČSN EN 1846-2.....	23
1.2 Provádění zkoušek klopné stability.....	24
2 Rešerše	26
2.1 Předmět měření – požární vozidla.....	26
2.2 Přehled realizovaných a provozovaných zkušebních zařízení v ČR.....	31
3 Ideový návrh zkušebního stanoviště	35
3.1 Vstupní parametry	35
3.2 Mechanická koncepce zkušebního stanoviště	35
3.3 Pohon zkušebního stanoviště	38
4 Konstrukční návrh zvoleného technického řešení	41
4.1 Konstrukce základního rámu.....	41
4.2 Konstrukce sklopné plošiny	43
4.3 Analytické výpočty zatěžování sklopné plošiny	48
4.4 Pevnostní výpočet rámu sklopné plošiny pomocí MKP	54
4.5 Vybrané pojezdové rošty.....	68
4.6 Čepové spojení sklopné plošiny se základním rámem.....	71
4.7 Hydraulický systém zdvihu.....	75
4.8 Příslušenství zkušebního zařízení	101
5 Závěr a doporučení pro další pokračování vývoje	112
Použitá literatura	114
Seznam příloh	121

Seznam obrázků

Obrázek 1 Druhy pohybů vozidla [1]	20
Obrázek 2 Nehoda požárního vozidla CAS v důsledku ztráty stability [2].....	21
Obrázek 3 Síly při zatáčení vozidla na hranici překlopení [3]	21
Obrázek 4 Síly při zatáčení vozidla za hranicí překlopení [3].....	22
Obrázek 5 Zkouška klopné stability ve firmě Rosenbauer v porovnání se silovým schématem zkoušky [3]	25
Obrázek 6 Simulace hmotnosti cestujících / posádky [5].....	25
Obrázek 7 Hmotnostní třídy motorových vozidel [6].....	26
Obrázek 8 Kategorie motorových vozidel [6]	27
Obrázek 9 CAS 20/4000/240 - S 2 R, SCANIA P440 4x4, typ kabiny CP28L [7].....	27
Obrázek 10 Vybavený podvozek nákladního automobilu MAN TGS s kabinou [9].....	28
Obrázek 11 Žebřinový rám (obdélníkový) [8].....	28
Obrázek 12 Žebřinový rám (úhlopříčkový) [8]	29
Obrázek 13 Páteřový rám [8].....	29
Obrázek 14 Použití pomocného rámu u rámu páteřových [8]	30
Obrázek 15 Nástavba požárního vozidla [12].....	30
Obrázek 16 Zkušební zařízení VTÚ ve Vyškově [14]	32
Obrázek 17 Hydraulické válce (VTÚ Vyškov) [14].....	32
Obrázek 18 Zkušební zařízení TÜV SÜD v Bezděčíně [16].....	33
Obrázek 19 Zdvíhací převodovky (TÜV SÜD) [17]	33
Obrázek 20 Zkušební zařízení VVCD v Pardubicích [18]	34
Obrázek 21 Varianty míst uložení sklopné plošiny do základního rámu	36
Obrázek 22 Varianty míst zdvihu sklopné plošiny	36
Obrázek 23 Varianty povrchu pojezdů [19; 20; 21]	37
Obrázek 24 Ukázka aplikace zdvižných převodovek společnosti ZIMM [22]	38
Obrázek 25 Zkompletované zkušební stanoviště – základní poloha (0°).....	41
Obrázek 26 Svařenec základního rámu	42
Obrázek 27 Příprava pro podstavec hydraulického válce.....	42
Obrázek 28 Podstavec hydraulického válce přišroubovaný v základním rámu	42
Obrázek 29 Výpalky nástavců pro čepové uložení (základní rám)	43
Obrázek 30 Místo pro připevnění zařízení do betonového základu	43

Obrázek 31 Rozměrové parametry navržené sklopné plošiny.....	44
Obrázek 32 Vzdálenosti od náprav ke krajům plošiny [26]	44
Obrázek 33 Řez rámem sklopné plošiny	45
Obrázek 34 Výpalky k uložení hydraulických válců v sestavě	46
Obrázek 35 Výpalek k uložení hydraulických válců	46
Obrázek 36 Výpalky nástavců pro čepové uložení (sklopná plošina) + výztuhy	46
Obrázek 37 Vedení pojezdových roštů	47
Obrázek 38 Vodící plech	47
Obrázek 39 Schéma pro výpočet zatížení plošiny od sklápěného vozidla	48
Obrázek 40 Schéma pro výpočet reakcí v uložení zatížené sklopné plošiny	50
Obrázek 41 Schéma pro vyšetřování úhlů při sklápění	52
Obrázek 42 Výpočtový model rámu sklopné plošiny.....	54
Obrázek 43 Síť výpočtového modelu rámu sklopné plošiny.....	55
Obrázek 44 Nahrazení pojezdových roštů v rámci MKP analýz.....	55
Obrázek 45 Uchycení rámu sklopné plošiny	56
Obrázek 46 Zatížení pro lineární statickou analýzu rámu sklopné plošiny	57
Obrázek 47 Výsledek lineární statické analýzy – posunutí URES.....	57
Obrázek 48 Lineární statická analýza – reakce v uloženích.....	58
Obrázek 49 Zatížení pro nelineární analýzu rámu sklopné plošiny v rovině (0°)	60
Obrázek 50 Výsledek MNA analýzy rámu sklopné plošiny v rovině – posunutí URES	60
Obrázek 51 Výsledek GNA analýzy rámu sklopné plošiny v rovině – posunutí URES	62
Obrázek 52 Zatížení pro nelineární analýzu rámu sklopné plošiny při maximálním sklopení (40°)	64
Obrázek 53 Výsledek MNA analýzy rámu sklopné plošiny při maximálním sklopení (40°) – posunutí URES	65
Obrázek 54 Výsledek GNA analýzy rámu sklopné plošiny při maximálním sklopení (40°) – posunutí URES	67
Obrázek 55 Pojezdový rošt a jeho uchycení.....	68
Obrázek 56 Šroubový spoj roštu s nosníkem.....	69
Obrázek 57 Umístění roštů na nosících	69
Obrázek 58 Důležité rozměry pro výpočet roštu a zatěžovací plocha [30].....	70
Obrázek 59 Čep uložení sklopné plošiny	72
Obrázek 60 Rozložený pohled na čep.....	72
Obrázek 61 Řez válcovým čepem	72

Obrázek 62 Čepové uložení sklopné plošiny.....	73
Obrázek 63 Schéma pro výpočet čepového spoje	73
Obrázek 64 Hydraulický systém zdvihu.....	75
Obrázek 65 Zvolený hydraulický válec (aktuální zdvih 500 mm)	77
Obrázek 66 Prvky uložení hydraulického válce	78
Obrázek 67 Uložení hydraulického válce.....	79
Obrázek 68 Schéma pro výpočet vzpěru hydraulického válce [35]	80
Obrázek 69 Objemy v hydraulickém válci [38].....	83
Obrázek 70 Schéma hydraulického okruhu a agregátu zkušebního stanoviště [40].....	85
Obrázek 71 Hydraulický agregát AGRO-HYTOS SMA 05 [40].....	87
Obrázek 72 Charakteristika zubového čerpadla GP1 (3,15ccm) [42]	88
Obrázek 73 Propojení šoupátek hydraulického rozváděče Y11 [44]	89
Obrázek 74 Schéma hydraulického zámku [45].....	90
Obrázek 75 Schéma pádového ventilu [47].....	91
Obrázek 76 Použití hydraulických trubek a hadic v rozvodu hydraulické kapaliny	92
Obrázek 77 Hydraulické trubky od agregátu.....	93
Obrázek 78 Hydraulický rozvod základním rámem a částí sklopné plošiny.....	93
Obrázek 79 Otvor pro hydraulické trubky ve sklopné plošině	93
Obrázek 80 hydraulický rozvod ve sklopné plošině.....	93
Obrázek 81 Hadicový spoj mezi sklopnou plošinou a hydraulickými válci.....	94
Obrázek 82 Vedení hydraulických trubek na válci.....	94
Obrázek 83 Danfoss WALPRO – spojování hydraulických trubek [50; 51]	95
Obrázek 84 použité druhy spojek trubek [50]	96
Obrázek 85 Porovnání závitů BSPP a BSPT [52]	96
Obrázek 86 Připojení hydraulických trubek k agregátu	97
Obrázek 87 Řešení propojení trubky a dolního vstupu do hydraulického válce	97
Obrázek 88 Řešení propojení trubky a dolního vstupu do hydraulického válce (schematicky)	97
Obrázek 89 Řešení propojení trubky a horního vstupu do hydraulického válce (rozložený pohled).....	98
Obrázek 90 Držák trubek do IPE profilu.....	98
Obrázek 91 Držák trubek s podložkou	99
Obrázek 92 Držák trubek na válec.....	99
Obrázek 93 Vzdálenosti držáků trubek [55].....	100

Obrázek 94 Vybraný spoj hadice a trubky.....	101
Obrázek 95 Rám zastřešení hydraulického agregátu.....	102
Obrázek 96 Střecha a její přínýtování.....	103
Obrázek 97 Detail spodního rohu zastřešení	103
Obrázek 98 Elektrický rozvaděč a jeho uchycení.....	104
Obrázek 99 Uchycení elektrického rozvaděče.....	105
Obrázek 100 Prostorové uspořádání pro návrh kolové zarážky	107
Obrázek 101 Aplikovaná kolová zarážka	107
Obrázek 102 Kolová zarážka – rozložený pohled	108
Obrázek 103 Parametry kolové opěry	108
Obrázek 104 Svařenec hlavního těla kolové zarážky	109
Obrázek 105 Mezery pro zakrytí	109
Obrázek 106 Pohyblivost krytů mezer.....	110
Obrázek 107 Nepohyblivý kryt.....	110
Obrázek 108 Pohyb krycího plechu.....	111
Obrázek 109 Řešení otočného uložení pohyblivého krycího plechu.....	111

Seznam tabulek

Tabulka 1 Hodnoty bočního úhlu naklonění dle ČSN EN 1846-2 [4].....	23
Tabulka 2 Požární vozidla – skupiny a druhy dle EN 1846-1 (část) [6]	26
Tabulka 3 Rozměrové a hmotnostní parametry sklopné plošiny.....	52
Tabulka 4 Základní parametry hydraulického válce.....	77
Tabulka 5 Základní parametry hydraulického agregátu a popis pozic schématu hydraulického okruhu [40]	85
Tabulka 6 Délka trubek obou větví hydraulického okruhu	94

Seznam grafů

Graf 1 Průběhy zatížení plošiny od sklápěného vozidla.....	49
Graf 2 Průběhy reakcí v uloženíh sklopné plošiny	53
Graf 3 Bilineární model chování materiálu [27].....	59
Graf 4 Rovnovážná křivka MNA analýzy rámu sklopné plošiny v rovině (uzel 4767)	61
Graf 5 Rovnovážná křivka GNA analýzy rámu sklopné plošiny v rovině (uzel 8078).....	63

Graf 6 Rovnovážná křivka MNA analýzy rámu sklopné plošiny při maximálním sklopení (uzel 13429)	66
Graf 7 Rovnovážná křivka GNA analýzy rámu sklopné plošiny při maximálním sklopení (uzel 1240)	67
Graf 8 Průběh zatížení a délky prutu zkoumaného na vzpěr	81
Graf 9 Průběh min. průměrů písní tyče z hlediska vzpěru v celém průběhu sklápění	82

Seznam zkratek a veličin

Zkratky

CAS	Cisternová automobilová stříkačka
JSDHO	Jednotka sboru dobrovolných hasičů obce
GLM	Provozní hmotnost vozidla
VTÚ	Vojenský technický ústav
TÜV	Technické kontrolní sdružení
VVCD	Výukové a výzkumné centrum v dopravě
CAD	Počítačem podporované projektování
MKP	Metoda konečných prvků
URES	Výsledné posunutí
MNA	Materiálově nelineární analýza
GNA	Geometricky nelineární analýza
GMNA	Geometricky – materiálově nelineární analýza
LF	Load factor (stupeň zatížení)

Veličiny

m_v	[kg]	návrhová hmotnost vozidla
b	[mm]	rozvor vozidla
h_T	[mm]	výška těžiště vozidla
g	[$m \cdot s^{-2}$]	tíhové zrychlení
α	[°]	úhel sklopení plošiny
K_{Dx}	[N]	reakce dolního vozidlového kola na plošinu (osa x)
K_{Dy}	[N]	reakce dolního vozidlového kola na plošinu (osa y)
K_H	[N]	reakce horního vozidlového kola na plošinu

G_v	[N]	tíhová síla vozidla
G_{vx}	[N]	tíhová síla vozidla (osa x)
G_{vy}	[N]	tíhová síla vozidla (osa y)
G_p	[N]	tíhová síla sklopné plošiny
G_{px}	[N]	tíhová síla sklopné plošiny (osa x)
G_{py}	[N]	tíhová síla sklopné plošiny (osa y)
m_p	[kg]	hmotnost sklopné plošiny
R_A	[N]	reakce v čepovém uložení sklopné plošiny
R_{Ax}	[N]	reakce v čepovém uložení sklopné plošiny (osa x)
R_{Ay}	[N]	reakce v čepovém uložení sklopné plošiny (osa y)
R_B	[N]	reakce v uložení sklopné plošiny k hydraulickým válcům
e	[mm]	výška sklopné plošiny (osa čepů – osa uložení válců v plošině)
l	[mm]	šířka sklopné plošiny (osa čepů – osa uložení válců v plošině)
p	[mm]	výška (osa uložení válců v základním rámu – osa čepů)
c	[mm]	výška sklopné plošiny (osa čepů – povrch plošiny)
r	[mm]	poloha těžiště sklopné plošiny (osa x)
d	[mm]	poloha těžiště sklopné plošiny (osa y)
γ	[°]	úhel mezi osou válce a kolmicí na povrch sklopné plošiny
δ	[°]	úhel mezi osou válce a vodorovnou rovinou
β	[°]	úhel mezi osou válce a svislou rovinou
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu
E_T	[MPa]	modul tečny ke křivce napětí
LF_L^{MNA}	[-]	limitní stupeň zatížení MNA analýzy
LF_D^{MNA}	[-]	dovolený stupeň zatížení MNA analýzy

s	[-]	součinitel bezpečnosti vůči dosažení meze kluzu (MKP)
φ_{svar}	[-]	součinitel hodnoty svarového spoje
LF_L^{GNA}	[-]	limitní stupeň zatížení GNA analýzy
LF_D^{GNA}	[-]	dovolený stupeň zatížení GNA analýzy
n_u	[-]	bezpečnosti vůči ztrátě stability při provozních podmínkách
F_x	[N]	zatížení od každého z dolních kol vozidla (na kolovou zarážku)
F_y	[N]	zatížení od každého z dolních kol vozidla (na nosné rošty)
$L_{\text{rošt}}$	[mm]	světlá rozteč mezi nosníky uložení pojezdových roštů
b_Q	[mm]	rozměr zatěžovací plochy ve směru rozpěrných prutů
b_T	[mm]	rozměr zatěžovací plochy ve směru nosných pásů
F_p	[N]	soustředěné zatížení (působící na zatěžovací ploše)
M_k	[N·mm]	charakteristická hodnota ohybového momentu
γ_Q	[-]	dílčí součinitel proměnného zatížení
M_d	[N·mm]	návrhová hodnota ohybového momentu
$n_{\text{rošt}}$	[-]	součet nosných pásů pod zatěžovací plochou a spolunesoucích
$t_{\text{rošt}}$	[mm]	rozteč nosných pásů
$m_{\text{rošt}}$	[-]	počet spolunesoucích nosných pásů mimo zatěžovací plochu
W_x	[mm ³]	průřezový modul v ohybu (rošt)
$b_{\text{rošt}}$	[mm]	tloušťka nosného pásu
$h_{\text{rošt}}$	[mm]	výška nosného pásu
σ	[MPa]	maximální napětí
$f_{y,d}$	[MPa]	návrhová mez kluzu
$f_{y,k}$	[MPa]	charakteristická mez kluzu
γ_M	[-]	součinitel spolehlivosti materiálu

f	[mm]	průhyb od zatížení
I_x	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu
$f_{\text{dovolené}}$	[mm]	dovolený průhyb od zatížení
$F_{\check{c}_v\text{výp}}$	[N]	síla pro výpočet čepu
t_n	[mm]	tloušťka nástavce uložení čepu v základním rámu
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu
$M_{0\text{max}}$	[MPa]	maximální ohybový moment čepu
W_0	[mm ³]	průřezový modul v ohybu (čep)
σ_D	[MPa]	dovolené ohybové napětí
Re	[MPa]	mez kluzu materiálu
k	[-]	součinitel bezpečnosti vůči dosažení meze kluzu (čep)
τ	[MPa]	smykové napětí
τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí
π	[-]	Ludolfovo číslo
p_{otl}	[MPa]	tlak v čepovém spoji
p_D	[MPa]	dovolený tlak proti otláčení
$F_{4v\text{v_max}}$	[N]	největší síla působící na všechny čtyři hydraulické válce
$F_{4v_v\check{y}p}$	[N]	výpočtová síla působící na všechny čtyři hydraulické válce
k_1	[-]	koeficient pro překonání pasivních odporů
$F_{v_v\check{y}p}$	[N]	výpočtová síla působící na jeden hydraulický válec
p_h	[MPa]	tlak v hydraulickém válci
S_p	[mm ²]	plocha pístu hydraulického válce
S_{p_min}	[mm ²]	minimální plocha pístu hydraulického válce
D_{p_min}	[mm]	minimální průměr pístu hydraulického válce

D_p	[mm]	průměr pístu hydraulického válce
d_p	[mm]	průměr pístní tyče hydraulického válce
Z_p	[mm]	zdvih hydraulického válce
XU	[mm]	vzdálenost čepů uložení válce (zasunutá poloha)
p_n	[MPa]	nominální tlak hydraulického válce
α_k	[-]	součinitel vzpěru
a	[mm]	vzdálenost čepů uložení v závislosti na úhlu sklopení
F_{VZ}	[N]	zatěžovací síla pro výpočet vzpěru
F_{krit}	[N]	kritická síla zatížení (vzpěr)
J	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu
k_{vz}	[-]	součinitel bezpečnosti vůči dosažení kritické síly vzpěru
d_{vz}	[mm]	průběh minimálního průměru pístní tyče (vzpěr)
d_{vz_min}	[mm]	minimální průměr pístní tyče pro odolnost vůči vzpěru
α_{vz_min}	[°]	úhel sklopení plošiny při nejhorší odolnosti vůči vzpěru
S	[mm ²]	plocha průřezu
λ	[-]	štíhlost prutu
λ_{krit}	[-]	kritická štíhlost prutu
a_{max}	[mm]	délka prutu (vysunutého pístu) při max. sklopení 40°
V_{zdvih}	[°/min]	návrhová rychlost zdvihu sklopné plošiny
Z_{40°	[mm]	zdvih hydraulického válce při sklopení plošiny 40°
V_{40°	[dm ³]	objem kapaliny ve válci při sklopení plošiny 40°
$V_{40^\circ_4valce}$	[dm ³]	objem kapaliny ve čtyřech válcích při sklopení plošiny 40°
$t_{0^\circ \rightarrow 40^\circ}$	[min]	doba zdvihu sklopné plošiny ze sklopení 0° do 40°
$Q_{výp}$	[dm ³ ·min ⁻¹]	výpočtový okamžitý průtok hydraulické kapaliny

Q	$[\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$	průtok hydraulické kapaliny
$t_{0^\circ \rightarrow 40^\circ_final}$	$[\text{min}]$	doba zdvihu sklopné plošiny ze sklopení 0° do 40° při Q
$V_{\text{zdvih_final}}$	$[\text{°}/\text{min}]$	rychlost zdvihu sklopné plošiny při Q
p_{max}	$[\text{MPa}]$	maximální tlak hydraulické kapaliny vyvinutý agregátem
$F_{14\text{MPa}}$	$[\text{N}]$	síla vyvinutá hydraulickým válcem při p_{max}
V_{0°	$[\text{dm}^3]$	odebraný objem kapaliny z hydr. válce při sklopení 40°
$V_{0^\circ_4\text{valce}}$	$[\text{dm}^3]$	odebraný objem kapaliny ze čtyř hydr. válců při sklopení 40°
ΔV	$[\text{dm}^3]$	maximální pokles objemu kapaliny v nádrži
P	$[\text{kW}]$	příkon elektromotoru
V_g	$[\text{cm}^3]$	geometrický objem hydrogenerátoru
η_{obj}	$[-]$	objemová účinnost hydrogenerátoru
n	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky elektromotoru
v_{trubka}	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost proudění kapaliny v hydraulických trubkách
d_{in}	$[\text{mm}]$	vnitřní průměr hydraulických trubek

Úvod

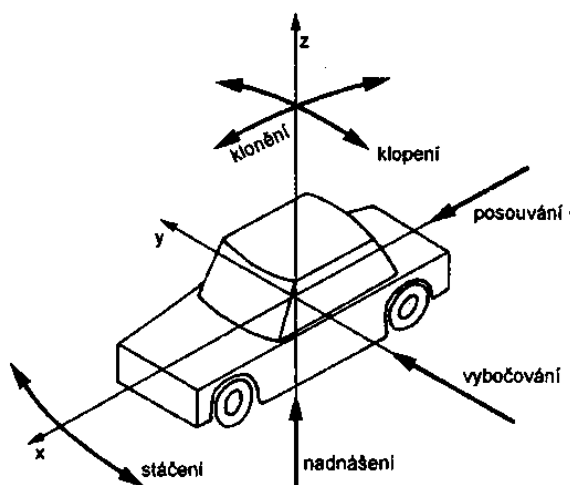
Jednou ze základních složek integrovaného záchranného systému České republiky jsou Hasičský záchranný sbor České republiky a další jednotky požární ochrany zařazené do plošného pokrytí kraje jednotkami požární ochrany – typicky sbory dobrovolných hasičů mající v této zemi bohatou historii. Bez ohledu na to, zdali se jedná o profesionální, dobrovolné či jiné hasičské sbory, u všech platí, že se vždy potřebují dostat na místo zásahu v co nejkratším čase se vším potřebným vybavením při zachování bezpečnosti zasahujících členů. Současná moderní zásahová vozidla pro tyto účely musí splňovat řadu technických a bezpečnostních požadavků, kdy jedním z nich je jejich stabilita – statická a dynamická. Předmětem práce je pouze stabilita statická se specifickým zaměřením na boční klopení.

Cílem této diplomové práce je návrh zkušebního stanoviště právě pro ověření zmíněné statické stability dle příslušné normy pro požární automobily. Splnění náležitých požadavků je základním předpokladem pro uvedení těchto automobilů do provozu na pozemních komunikacích. Motivací k návrhu zkušebního stanoviště a tím i sepsání této diplomové práce byl fakt, že se vzhledem ke specifčnosti jeho účelu jedná o velmi zřídkavé zařízení. Jsou pouze jednotky míst v České republice, kde je takovéto zkoušky možnost u těžkých nákladních automobilů, kterými požární automobily jsou, provádět. Z toho důvodu jedna z českých společností zabývajících se výrobou požární techniky projevila zájem o vlastnictví takového zkušebního zařízení, aby jejich výrobky nemusely být převáženy a testovány na zařízeních jiných firem. Zpracovávání dílčích kroků uvedených v zadání tak bylo uzpůsobeno požadavkům této společnosti.

1 Zkoušky klopné stability a odpovídající legislativa

Bezpečnost při provozu všech vozidel, nejen požárních, pohybujících se po komunikacích i mimo ně je stěžejní záležitostí při jejich konstruování. Na bezpečnost se dá pohlížet z mnoha pohledů. Vzhledem k zaměření práce bude pozornost zaměřena výhradně na klopnou stabilitu, která právě s bezpečností jízdy přímo souvisí. Stabilitu lze definovat:

„Stabilita obecně je takový rovnovážný stav tělesa, nebo soustavy, při němž po malé poruše rovnováhy, vyvolané rušivým vlivem, se těleso, nebo soustava sama vrací do původního stavu“ [1].



Obrázek 1 Druhy pohybů vozidla [1]

Na předchozím obr. 1 jsou uvedeny jednotlivé druhy pohybů vozidla z hlediska stability – ta se rozděluje na podélnou, příčnou a směrovou. Zkoušky na navrhovaném zařízení odpovídají testování klopení vozidla v příčné rovině neboli jeho natáčení kolem osy x, což tedy spadá pod stabilitu příčnou. Ta je staticky dána největším úhlem naklonění plně zatíženého vozidla s rovnoměrně rozloženým nákladem bez ztráty stability – překlacení nebo usmýknutí do boku. Všechny druhy stability mají mimo zmíněného vlivu na bezpečnost provozu obecně podstatný vliv též na průměrnou rychlost a průjezdnost [1].

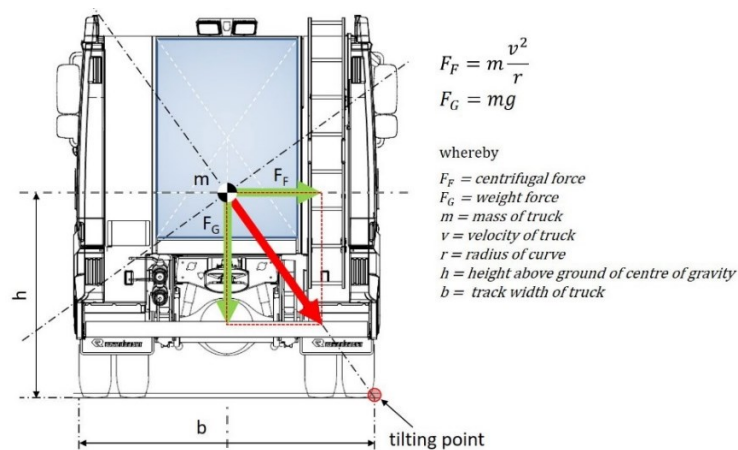
Ztráta stability je u požárních vozidel obzvláště tématem z důvodu používání cisternových automobilových stříkaček (CAS), kdy plná nádrž na vodu obvykle negativně ovlivňuje bezpečnost jízdy – snahou je konstrukčně nádrže umísťovat co nejnižše, aby těžiště vozidla bylo co nejnižše. Současně výjezdy záchranných složek musí být co nejrychlejší, a proto jejich rychlost pohybu i v zatáčkách bývá v rámci možností co nejvyšší. Potom tato kombinace faktorů může vést k nehodám, které jsou zapříčiněny právě ztrátou stability. Příkladem tak může být např. nehoda ze 14. května 2018 při výjezdu cisternové automobilové stříkačky

JSDHO Merklín k požáru, kdy v obci Kolušov při vyhýbacím manévru došlo k jejímu překlopení na bok (viz. obr. 2) [2].



Obrázek 2 Nehoda požárního vozidla CAS v důsledku ztráty stability [2]

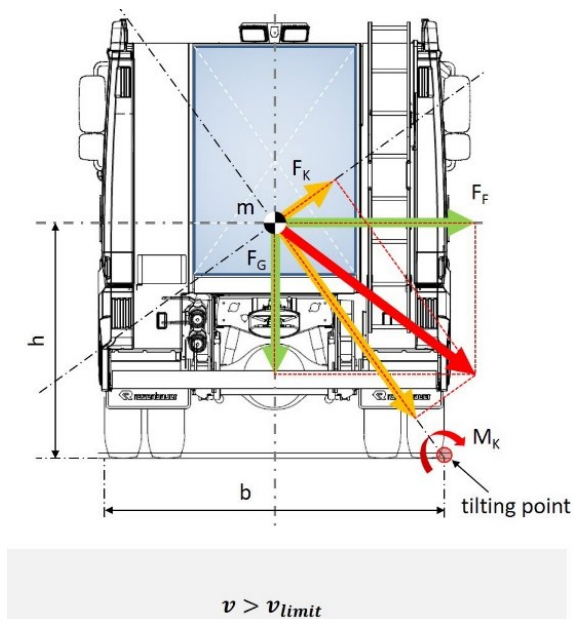
Kvazi-statickou situaci jízdy vozidla, kterou zkouška na navrhovaném zkušebním stanovišti modeluje, je v podstatě jízda vozidla zatáčkou. Jaké je silové působení na vozidlo při průjezdu zatáčkou je uvedeno na obr. 3. Uvažuje se jízda konstantní rychlostí v po kruhové dráze o konstantním poloměru r . Na vozidlo působí tíhová síla F_G . Dále čím rychleji vjíždí vozidlo do zatáčky, tím větší vzniká v těžišti hmoty m také odstředivá síla F_F . Výslednice těchto sil (červeně) se tak vychyluje ze svislé polohy směrem do boku. Kritickým místem je tzv. bod překlopení (tilting point), jímž když prochází nositelka výslednice sil, pak se vozidlo nachází na hranici překlopení. Přesně tento stav je znázorněn na uvedeném obrázku, kde je uveden i výpočtový vztah pro určení limitní rychlosti v_{limit} průjezdu zatáčkou o poloměru r . Do výpočtu vstupují parametry vozidla v podobě rozchodu kol b (vnější hrany pneumatik) a výšky těžiště h [3].



$$\text{limit for tilting: } F_F = mg \frac{b}{2h} \rightarrow v_{limit} = \sqrt{r \frac{b}{2h} g}$$

Obrázek 3 Síly při zatáčení vozidla na hranici překlopení [3]

Je-li limitní rychlost v_{limit} průjezdu zatáčkou překročena (viz. obr. 4), pak dochází k překlopení vozidla vzniklým momentem M_K mezi těžištěm a bodem překlopení [3].



Obrázek 4 Síly při zatáčení vozidla za hranici překlopení [3]

Z předchozího popisu o působení sil na vozidlo při průjezdu zatáčkou je možné formulovat následující tvrzení:

- Čím větší je rozchod vozidla a nižší poloha těžiště vozidla, tím větší rychlostí může zatáčku o stejném poloměru projet.
- Čím větší je poloměr zatáčky, tím rychleji ji může vozidlo projet.
- Nakolik hmotnost vozidla ovlivňuje velikost tíhové síly vozidla a velikost odstředivé síly současně, nemá přímý vliv na velikost limitní rychlosti průjezdu zatáčkou [3].

Konkrétní podmínky zkoušky a kritéria pro vyhodnocení jsou vždy dány příslušným předpisem nebo normou pro daný druh vozidla. Nejhojněji používaným předpisem je EHK/OSN č.111 – „Jednotná ustanovení pro homologaci cisternových vozidel kategorií N a O vzhledem ke stabilitě proti překlopení“. Je určen pro posuzování stability proti překlopení cisternových vozidel kategorií N₂, N₃, O₃ a O₄ určených pro přepravu nebezpečného zboží dle definice v evropské Dohodě o mezinárodní přepravě nebezpečného zboží (ADR). Navrhované zkušební stanoviště je ovšem určeno především pro požární vozidla, nevyjímaje cisternová, která spadají pod přísnější normu ČSN EN 1846-2. Tedy pouze tato norma bude v následující kapitole podrobněji popsána.

1.1 Stabilita dle normy ČSN EN 1846-2

Norma ČSN EN 1846-2 „Požární automobily – Část 2: Obecné požadavky – Bezpečnost a provedení“ je česká technická norma vycházející z evropské normy, která specifikuje obecné požadavky na bezpečnost a (minimální) obecné požadavky na provedení požárních automobilů uvedených v 1. části této normy ČSN EN 1846-1. Pro tuto diplomovou práci je z této normy důležitá především podkapitola 5.1.1.2 „Statická stabilita“.

Zkouška statické stability se provádí na stojícím vozidle s vypnutým motorem při maximální celkové hmotnosti vozidla GLM¹ nakloněním kolem jeho podélné osy doprava i doleva. Výsledkem měření je zaznamenaný úhel, při kterém došlo ke ztrátě stability. Měření tedy probíhá i dále po tom, co vozidlo dosáhne požadovaného minimálního úhlu naklonění, který musí splnit. Dále se provádí doplňující zkoušky u vozidel kategorie 2 a 3 (viz. tab. 1) vybavených jednou nebo více nádržemi pro přepravu hasiv při jejich naplnění na polovinu objemu s tolerancí 50 litrů [4].

Následující tabulka 1 představuje hodnoty bočního úhlu naklonění, které musí požární automobily jednotlivých kategorií a hmotnostních tříd splňovat. Výjimku představuje výšková technika, kterou je nutno posuzovat dle příslušných níže uvedených norem:

- ČSN EN 1777 – hydraulické plošiny,
- ČSN EN 14043 – automobilové žebříky se současnými pohyby,
- ČSN EN 14044 – automobilové žebříky s postupnými pohyby [4].

Tabulka 1 Hodnoty bočního úhlu naklonění dle ČSN EN 1846-2 [4]

Hmotnostní třída (viz EN 1846-1)	L (Lehká)			M (Střední)			S (Těžká)		
	1 (městská)	2 (smíšená)	3 (terénní)	1 (městská)	2 (smíšená)	3 (terénní)	1 (městská)	2 (smíšená)	3 (terénní)
úhel bočního naklonění $\delta(^{\circ})$	≥ 32	≥ 27	≥ 27	≥ 32	≥ 27	≥ 25	≥ 32	≥ 27	≥ 25

Možné změny minimálních požadovaných úhlů naklonění mimo tab. 1 dle normy jsou:

- u vozidel s demontovatelnými systémy a pro vozidla používaná k přepravě zejména různých nákladů při zkoušce bez demontovatelné jednotky nebo

¹ GLM = provozní hmotnost (hmotnost vozidla, řidič → 75 kg, položky potřebné k provozu vozidla, plně náplně – chladicí voda, palivo, oleje, náplně pevně zabudovaných požárních zařízení) + zbývající členové osádky → 90 kg každý + výstroj a výzbroj řidiče → 15 kg + náplně hasiv a dalších přepravovaných prostředků [4].

nákladu – úhel statického bočního naklonění musí být o 3° vyšší oproti hodnotám v tabulce 1,

- u technických automobilů, velitelských automobilů, automobilů pro přepravu osob, pomocných automobilů a u dalších speciálních motorových vozidel dle ČSN EN 1846-1 – zmenšení úhlu bočního naklonění musí být založeno na posouzení rizika [4].

Dále norma uvádí podmínky ověření, resp. zkoušky. Jsou to:

- provedení preventivního opatření k zabránění ztráty jakýchkoliv kapalin z nádrží vozidla dočasnými prostředky,
- provedení preventivního opatření k zabránění úplné ztráty stability vozidla provizorním způsobem zachycení,
- zarážky použité k zabránění bočního sesmeknutí kol nesmí mít maximální výšku větší než 50 % minimální vertikální vzdálenosti mezi plochou, na které stojí vozidlo, a ráfkem kol [4].

Nutno také podotknout možnost nahrazení praktické zkoušky pomocí počítačového modelování. Taková výpočtová metoda může být akceptována jen v případě její validace praktickou zkouškou, a to porovnáním dvou dosažených výsledků, jejichž rozdíl musí být menší než 5 % [4].

1.2 Provádění zkoušek klopné stability

Zkoušky se provádí simulací jízdy vozidla zatáčkou na k tomu určených specializovaných zkušebních zařízeních – sklopných plošinách, které bude právě navrhováno. Postup reálné zkoušky lze shrnout do následujících bodů, které vychází z popisované normy ČSN EN 1846-2:

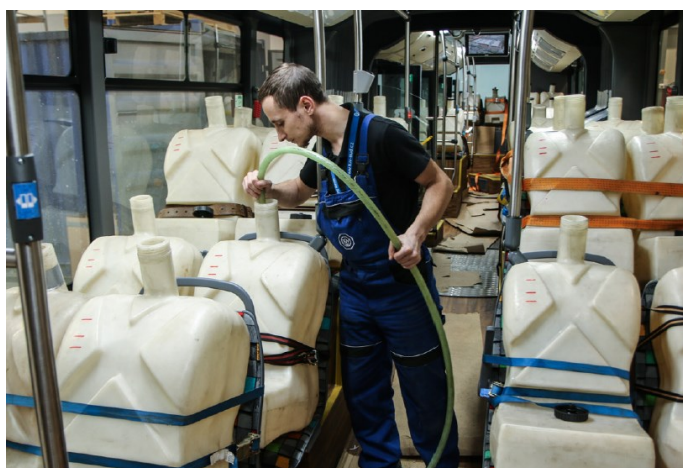
1. Příprava zkušebního stanoviště k provozu dle návodu výrobce.
2. Příprava zkoušeného vozidla do stavu požadovaného příslušnou normou – např. naplnění cisterny nebo simulace hmotnosti posádky nainstalováním figurín.
3. Přistavení zkoušeného vozidla na zkušební zařízení.
4. Pomocí dočasných vázacích prvků uchycení zkoušeného vozidla proti úplné ztrátě stability (převrácení na bok). Vázací prvky nesmí být napnuty, protože by to ovlivnilo výsledek zkoušky.
5. Namontování vhodných zarážek kol proti bočnímu usmýknutí vozidla.

6. Sklápění plošiny s vozidlem – zaznamená se úhel při kterém poslední kolo horní strany vozidla ztratí kontakt s podložkou.
7. Otočení vozidla a opětovné provedení zkoušky jeho sklápěním na opačnou stranu.
8. Výsledky měření náležitě zpracovat do výstupního protokolu měření.



Obrázek 5 Zkouška klopné stability ve firmě Rosenbauer v porovnání se silovým schématem zkoušky [3]

Fotografie z průběhu reálné zkoušky měření úhlu ztráty stability je uvedena na obr. 5, kde jsou na vedlejším schématu rozkresleny působící síly na vozidlo při náklonu. Při porovnání s obr. 3 je vidět, že se jedná skutečně o simulaci daného stavu zatáčení vozidla. Dále jsou na obrázku vidět vázací prvky v podobě řetězu upevněného k vozidlu a kotevnímu místu plošiny. U vozidla v této poloze ještě nedošlo ke ztrátě stability, a proto řetěz není napnutý – nezabránil převrácení.



Obrázek 6 Simulace hmotnosti cestujících / posádky [5]

Jak se do zkoušky zavádí hmotnost cestujících, resp. posádky, je vidět na obrázku 6. Jedná se o případ cestujících autobusu, ale princip je stejný u posádky požárních vozidel. Na místa jsou usazeny a připevněny plastové barely připomínající tvar člověka. Požadované hmotnosti je potom dosaženo plněním vodou.

2 Rešerše

2.1 Předmět měření – požární vozidla

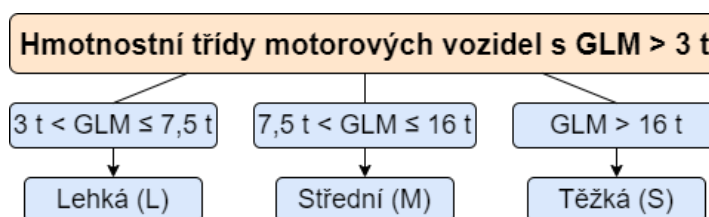
Vzhledem k faktu, že navrhované zkušební stanoviště má sloužit pro potřeby firmy specializující se na výrobu vozidel pro hasičské záchranné sbory, bude vhodné si nejdříve představit tuto techniku jako takovou, jak je definována, rozdělována a také konstruována. Konkrétní speciální výbava a funkce těchto vozidel nebude rozebírána, nakořik to není důležité pro navrhování zkušebního stanoviště. Přestože Hasičské záchranné sbory využívají i speciálně upravená vozidla osobní nebo dodávková, zaměření v této práci je výhradně na vozidla nákladní.

Obecný systém rozdělení a značení požárních vozidel upravuje norma ČSN EN 1846-1. Dle ní je základní definice požárního automobilu: „Automobil používaný pro provádění požárního zásahu a/nebo k záchranným pracím.“ V přesně daném formátu je každý takový automobil označen na základě skupiny vozidla, normy, hmotnostní třídy, kategorie motorového vozidla a doplňkového označení požadovaného specifickou normou. Dále může být použito i doplňující označení dle normy ČSN EN 1846-3, které doplňuje informaci např. o objemu nádrže na vodu, výkonu čerpadla, objemu nádrže na pěnidlo, počtu sedadel posádky nebo přítomnosti lafetové proudnice [6].

Tabulka 2 Požární vozidla – skupiny a druhy dle EN 1846-1 (část) [6]

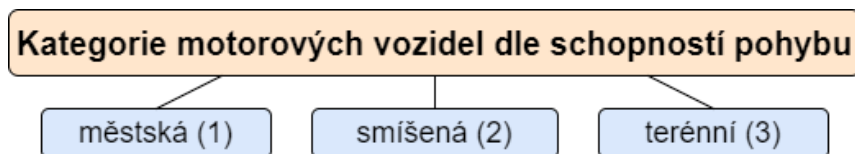
Skupiny motorových vozidel podle EN 1846-1	Druhy požárních automobilů užívaných v ČR	
	název	zkratka
Hasicí automobil (Firefighting and rescue appliance)	automobilová stříkačka cisternová automobilová stříkačka dopravní automobil pěnový hasicí automobil plynový hasicí automobil práškový hasicí automobil kombinovaný hasicí automobil	AS CAS DA (H) PHA PLHA PRHA KHA
Požární výšková technika (High rise aerial appliance)	automobilový žebřík automobilová plošina	AZ AP

Prvním v pořadí při značení požárních automobilů je zkratka jejich skupiny, resp. druhu. Část tabulky z normy EN 1846-1 je uvedena v tab. 2. Její celá podoba je uvedena v příloze A.



Obrázek 7 Hmotnostní třídy motorových vozidel [6]

Na obr. 7 je uvedeno rozdělení na základě hmotnostní třídy. Je platné pro všechna nákladní vozidla s celkovou hmotností (GLM) vyšší než 3 tuny.



Obrázek 8 Kategorie motorových vozidel [6]

Dalším parametrem je kategorie motorových vozidel rozdělená na základě schopností pohybu dle obr. 8. V označení se zapisuje příslušné číslo od 1 do 3. Definice jsou následující:

- Městská (1): Motorové vozidlo běžně používané k provozu na zpevněných pozemních komunikacích.
- Smíšená (2): Motorové vozidlo schopné provozu na všech komunikacích a částečně i mimo komunikace.
- Terénní (3): Motorové vozidlo schopné provozu na všech komunikacích a v terénu [6].

Jedním z nejtypičtějším a nejhojnějším představitelů požárních automobilů jsou již zmiňované cisternové automobilové stříkačky (CAS). Z této skupiny požárních automobilů je možné si představit např. CAS 20/4000/240 - S 2 R na podvozku SCANIA P440 4x4 s typem kabiny CP28L od firmy THT Polička s.r.o., který je uveden na obr. 9. Jedná se o zásahový požární automobil spadající do těžké hmotnostní třídy (S), který je schopen pohybu na všech komunikacích a částečně i mimo ně (kategorie 2) [7].



Obrázek 9 CAS 20/4000/240 - S 2 R, SCANIA P440 4x4, typ kabiny CP28L [7]

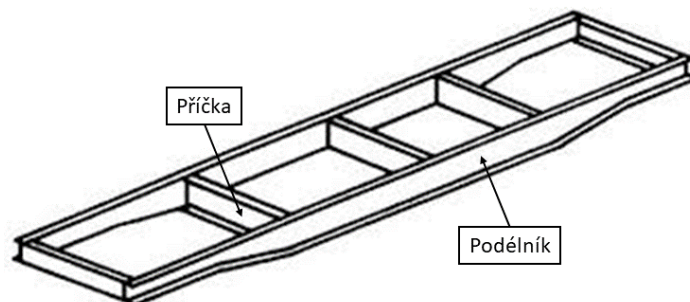
2.1.1 Konstrukční řešení a technická specifikata

Z hlediska konstrukce jsou požární vozidla vytvářena jako speciální nástavby umístované na podvozky nákladních automobilů od různých výrobců (např. Scania, Tatra, MAN, Volvo, Mercedes atd.). Dodávané podvozky jsou schopny samostatného pohybu – jsou tvořeny hlavním nosným rámem vybaveného kompletním hnacím ústrojím vozidla (motor, převodovka atd.), podvěsy, řízením, brzdným zařízením a kabinou (viz. obr. 10) [8].



Obrázek 10 Vybavený podvozek nákladního automobilu MAN TGS s kabinou [9]

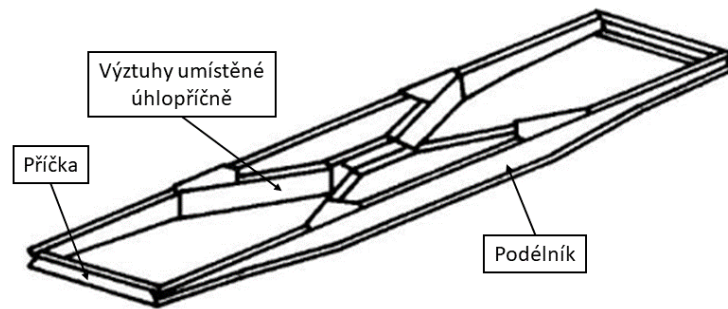
Nosné rámy, na které se mimo jiné umístují právě zmíněné nástavby, mohou být různého konstrukčního řešení. Pro aktuálnost budou představeny pouze v současné době dvě nejpoužívanější varianty rámu – žebřinový a páteřový.



Obrázek 11 Žebřinový rám (obdélníkový) [8]

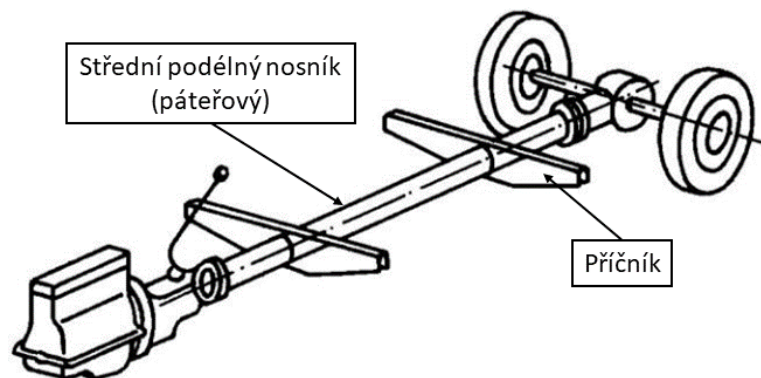
Základní a běžně používaná verze žebřinového rámu, tzv. obdélníkový rám (viz. obr. 11), je tvořen dvěma podélníky spojených různým počtem příček. Dle použitého materiálu nosníků se jedná o konstrukce svařované, či nýtované. Jedná se o rám poměrně pružný, což

může být výhodou při jízdě v terénu, ale v tu chvíli je to zároveň nevýhodou pro umístění tuhé nástavby a dalších prvků. Lze ale říci, že nástavba vždy zvýší celkovou tuhost rámu [8; 10].



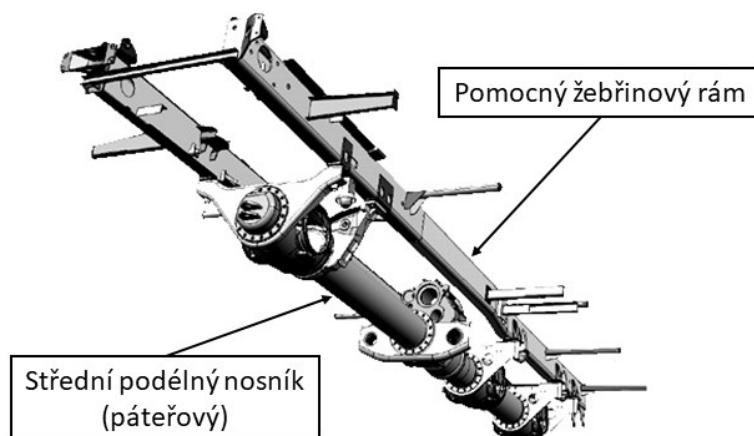
Obrázek 12 Žebřinový rám (úhlopříčkový) [8]

Existuje řada modifikací žebřinového rámu, kdy jako příklad lze uvést rám úhlopříčkový (viz. obr. 12), který má navíc výztuhy umístěné úhlopříčně. Takto vyztužené rámy tak budou tužší, než předchozí obdélníkové. Obecně jsou žebřinové rámy využívány spíše pro vozidla, kde se předpokládá jízda po zpevněných komunikacích nebo i částečně mimo ně.



Obrázek 13 Páteřový rám [8]

Pro vozidla, která musí spolehlivě projet i velmi těžký terén, se pro své výhody volí tzv. koncepce firmy Tatra v podobě páteřového rámu (viz. obr. 13) a náprav s nezávisle zavěšenými výkyvnými polonápravami. Základním nosným prvkem je střední páteřový nosník – ten je složen ze skříní rozvodovek, skříně přídavné převodovky, nosných trub, spojovacích dílů a případně i skupin převodového ústrojí. Hnací síla od motoru ke kolům je tedy vedena uvnitř páteřového nosníku. Z hlediska údržby je tak horší přístup k jednotlivým prvkům, ale tato nevýhoda je vyvážena tím, že jsou hnací prvky chráněny a hrozí tak minimální možnost poškození i při průjezdu těžkým terénem. Dále je tato koncepce velmi univerzální a modulární, a tak volbou různých prvků lze dosáhnout různého uspořádání, počtu náprav a rozvorů náprav. Tento systém je poměrně konstrukčně složitý a jsou kladeny vysoké požadavky na preciznost výroby a montáže. Jednotlivé části se spojují přírubami s přesnými šrouby [8; 11].



Obrázek 14 Použití pomocného rámu u rámu páteřových [8]

Páteřový rám se nikdy nepoužívá samostatně, protože pro umístění nástavby, ale i kabiny a dalšího příslušenství, je třeba použít rámu pomocného. Tím může být např. dle obr. 10 rám žebřinový. Spojení je provedeno přes příčníky páteřového rámu. Samotný páteřový rám je velmi torzně i ohybově tuhý, a tím je nástavba chráněna od přenášeného zatížení [8; 11].



Obrázek 15 Nástavba požárního vozidla [12]

Na obr. 11 je naznačena nástavba požárního vozidla umístěná na žebřinovém rámu požárního vozidla určeného pro silniční provoz. Pro vytvoření plnohodnotného požárního vozidla je mimo jiné třeba přizpůsobit např. i kabinu vozidla danému použití. Při tvorbě těchto nástaveb se používá materiálů jako je sklolaminát nebo hliníkové profily a plechy. Dále je při návrhu třeba respektovat polohu těžiště stojícího vozidla tak, aby byla v hodnotách doporučených výrobcem [4; 7; 12].

Pro návrh zkušebního zařízení pro zkoušky klopné stability těchto vozidel je z této kapitoly důležitý následující fakt. Vozidla mají rámovou konstrukci, nikoliv samonosnou karoserii, a proto může být navrženo univerzální řešení pro provizorní zajištění vozidel proti

úplné ztrátě stability (překlopení). V jejich spodní části bude vždy rám pro uchycení pomocí vázacích prvků.

Nakonec lze zmínit, jaké opatření lze realizovat pro to, aby se snížila možnost překlopení vozidla. Rakouský výrobce požárních vozidel Rosenbauer se z tohoto hlediska zaměřuje na následující body a fakta:

1. Volba podvozku
 - a. Větší rozchod kol vozidla je vždy výhodou.
 - b. Podvozek s uspořádáním 4x2 je výhodnější pro jeho nižší těžiště oproti podvozku 4x4.
 - c. Preferování dvojitých pneumatik oproti jednoduchým.
 - d. Použití asistenčních systémů s integrovaným systémem proti překlopení.
2. Pneumatiky do terénu nejsou vhodné pro použití na silnici. Vozidlo má s nimi na silnici horší jízdní vlastnosti.
3. Při návrhu nastavby a nádrže na vodu je snaha o dosažení co nejnižšího možného těžiště vozidla.
4. Využívání systému vlastní výroby speciálního spojení kabiny a nastavby. Řidič tak má ihned informaci o snaze vozidla se překlopit a může včas zahájit manévry pro zabránění překlopení. Celkově tento systém přispívá k lepší kontrole nad vozidlem i při běžné jízdě, např. při manévru změny jízdního pruhu.
5. Vždy je třeba myslet na to, že žádné konstrukční řešení nebo asistenční systém nezabrání překlopení při překročení limitní rychlosti průjezdu zatáčkou. Opatření pouze zvyšují tuto limitní rychlost a umožňují tak rychlejší průjezd zatáčkou [3].

2.2 Přehled realizovaných a provozovaných zkušebních zařízení v ČR

Ve světě i u nás v České republice existuje řada již provozovaných sklopných plošin splňujících účel, pro který je navrhováno i zkušební zařízení v této práci. Přesto se nejedná o hojně se vyskytující zařízení vzhledem k jeho úzkému, velmi specifickému, spektru použití – zkoušky klopné stability vozidel a také možnost zjišťování polohy těžiště. To platí především právě pro zařízení určená pro těžká nákladní vozidla. Samotní výrobci nákladních automobilů nebo autobusů tak často nemají vlastní zkušební zařízení, ale využívají to jako službu pro získání patřičné homologace od firem disponujících tímto zařízením – v České republice jsou to např. zkušebna vozidel Vojenského technického ústavu, s.p. ve Vyškově nebo TÜV SÜD Czech s.r.o. v Bezděčíně, které budou v následujících kapitolách blíže popsány.

2.2.1 Zkušební zařízení – Vojenský technický ústav, s.p. ve Vyškově

Vojenský technický ústav, s.p. (VTÚ) založený Ministerstvem obrany České republiky je státní podnik provádějící výzkum, vývoj a zkušebnictví v oblasti bezpečnosti, kam spadají např. zbraňové systémy, munice, pozemní technika, letecká technika nebo komunikační systémy. Tento ústav ve svém odštěpném závodě Vojenského technického ústavu pozemního vojska ve Vyškově disponuje zkušebnou vozidel, kde krom dalších různých zkoušek provádí i zkoušky statické klopné stability vozidel [13].



Obrázek 16 Zkušební zařízení VTÚ ve Vyškově [14]



Obrázek 17 Hydraulické válce (VTÚ Vyškov) [14]

Zkušební zařízení v tomto závodě je určeno až pro těžká pásová vozidla, jako jsou tanky. Jedná se tak o skutečně velké a mohutné zařízení, které z hlediska hmotnosti a velikosti měřeného vozidla uspokojí i ty nejnáročnější zákazníky. Tento fakt je vidět na fotografii zkušebního zařízení z průběhu zkoušky na požárním vozidle na obr. 16. Jedná se o konstrukci svařovanou z ocelových profilů s pojezdem pro vozidla z dřevěných fošen. Tyto fošny jsou odnímatelné a prostor společně s odhalenou konstrukcí pod nimi se využívá k vázání zkoušených vozidel pomocí popruhů. Celá konstrukce je v nesklopeném stavu zapuštěna v zemi a je v jedné rovině s podlahou haly. Samotný zdvih je realizován hydraulickým systémem z prostoru pod plošinou, kdy hydraulické válce jsou k plošině upevněny přibližně v polovině její šířky (viz. obr. 17) [14].

2.2.2 Zkušební zařízení – TÜV SÜD Czech s.r.o. v Bezděčíně

TÜV SÜD Czech s.r.o. je českou pobočkou německé společnosti TÜV SÜD patřící pod sdružení organizací TÜV (česky: Technické kontrolní sdružení). Zabývají se testováním,

kontrolami nebo i projektováním v různých technických oblastech včetně motorových vozidel [15].



Obrázek 18 Zkušební zařízení TÜV SÜD v Bezděčíně [16]



Obrázek 19 Zdvížené převodovky (TÜV SÜD) [17]

Zkušební zařízení TÜV SÜD v Bezděčíně je k vidění na obr. 18. Jedná se o zařízení složené ze tří segmentů. Každý z těchto segmentů je schopen zdvihat až 13 tun do maximálního úhlu naklonění 55° a umísťuje se do kolejnic v podlaze variabilně dle potřeby na základě počtu a rozvoru náprav měřeného vozidla. Na obrázku je kupříkladu vidět příprava k měření na kloubový třínápravový autobus. Oproti předchozímu zařízení není plošina v úrovni podlahy, ale 18 cm nad ní a je tedy nutno používat odnímatelné nájezdy. Samotná plocha plošiny je tvořena slzičkovým plechem na poměrně robustní svařované konstrukci. Na ploše jsou též otvory pro upevnění upínek, ke kterým se připevňují poutací popruhy. Samotný systém zdvihu je uveden na obr. 19. Na každém segmentu je zdvih realizován elektromotorem poháněnými dvěma zdvižnými převodovkami pomocí přesných trapézových šroubů s pohyblivou maticí. Při měření každá náprava spočívá na jiné plošině, a pro správné výsledné hodnoty je třeba přesná synchronizace jednotlivých plošin. Celý systém je tak ovládán počítačem a přesnost úhlů naklonění jednotlivých plošin by měla být do $0,1^\circ$ [5; 16].

2.2.3 Zkušební zařízení – VVCD Univerzity Pardubice

Jako poslední příklad lze uvést i zkušební zařízení vyrobené firmou MV Technik, které se nachází ve Výukovém a výzkumném centru v dopravě (VVCD) spadající pod Dopravní fakultu Jana Pernera Univerzity Pardubice. Oproti předchozím se jedná o menší zařízení určené pro vozidla s maximální hmotností 12 tun. Zařízení je uloženo v zemi tak, že plocha plošiny ze

slzičkového plechu je ve sklopeném stavu v jedné rovině s okolní podlahou. Zdvih je řešen z pod plošiny čtyřmi hydraulickými válci. Jedná se o velmi podobný systém, jako v případě zkušebního zařízení VTÚ Vyškov.



Obrázek 20 Zkušební zařízení VVCD v Pardubicích [18]

3 Ideový návrh zkušební stanoviště

3.1 Vstupní parametry

V první fázi návrhu bylo nutné určení základních vstupních parametrů návrhu. Některé z nich vychází ze zmíněné normy ČSN EN 1846-2, jiné na základě požadavku a portfolia vozidel zadávající firmy. Zkušební stanoviště bude určeno pro vozidla:

- Počet náprav: 2 až 4
- Maximální hmotnost: 32 000 kg (max. 11 500 kg na nápravu)
- Rozchod kol: od 1,2 m až 2,5 m
- Rozvor náprav: od 3,2 m do 8,5 m
- Délka: od 5,5 m do 12 m

Dále z hlediska nároků na průběh zkoušky je třeba, aby měření na zkušebním stanovišti splňovalo/umožňovalo:

- Rychlost sklápění: max. 0,25°/sec dle normy; lépe 2-3°/min
- Maximální úhel sklopení²: 40°
- Přesnost měření úhlu sklopení: 0,3°; lépe 0,1°

Další výbava zařízení pro řádné provádění zkoušek:

- Vyměnitelná opora pneu ve výškách od 20 do 120 mm
- Zajištění kotvení proti převrácení vozidla při zkoušce

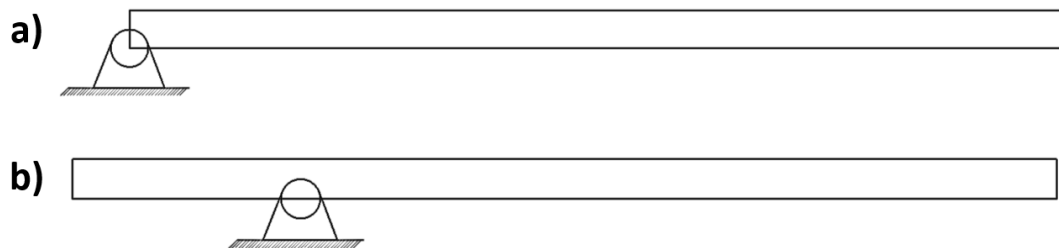
Z hlediska prvotního návrhu je preferovaným pohonem mechanická lineární zdvižná převodovka a uložení plošiny na základové pasy nebo paty v nekrytém prostoru.

3.2 Mechanická koncepce zkušební stanoviště

V předchozí kapitole, kde byly krátce rozebrány některá zkušební zařízení provozovaná v České republice je možno vidět, že z hlediska základní mechanické koncepce sklápěná plošina zkušební stanoviště může být různě umístěna nebo řešena:

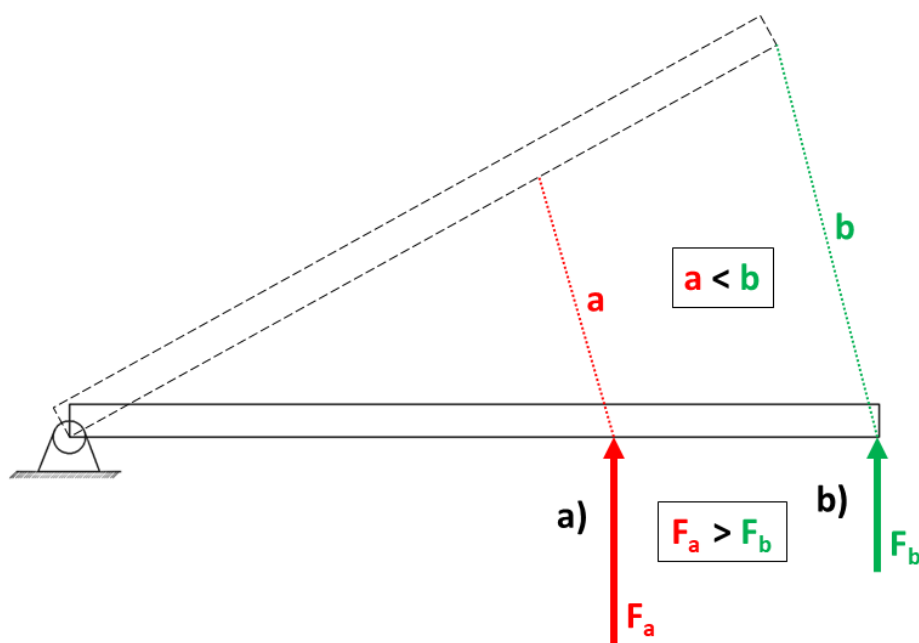
1. uložení k základnímu rámu zkušební stanoviště (bod rotace),
2. zdvihová místa a
3. povrch pojezdu.

² Velikost úhlu byla stanovena na základě požadovaných minimálních hodnot bočního úhlu naklonění požárních automobilů dle ČSN EN 1846-2 (viz. tabulka 1), kde nejméně přísnou hodnotou sklopení automobilu je 32°. Bylo tedy třeba zvolit hodnotu takovou, aby i tyto automobily byly pro splnění normy změřitelné, a to s určitou rezervou (+ 8°), nakolik je třeba vždy ukončit zkoušku ztrátou stability vozidla.



Obrázek 21 Varianty míst uložení sklopné plošiny do základního rámu

Dvě základní možnosti **uložení sklopné plošiny k základnímu rámu** z čelního pohledu jsou uvedeny na obr. 21. Varianta a) představuje umístění otočných čepů uložení na kraji sklopné plošiny. Takové řešení má výhodu v tom, že kraj plošiny při sklápění nezasahuje pod vodorovnou rovinu, ve které probíhá rotace. Vhodné řešení pro uložení na povrch bez zásadních výkopových prací nebo obecně bez prostoru pod plošinu i pokud bude umístěna v zemi. Z hlediska rozložení zatížení a tím potřebných sil ke zvednutí plošiny s vozidlem se ovšem jedná o méně výhodnou variantu ve srovnání s variantou b). V jejím případě je ovšem nutné počítat se zásahem plošiny pod vodorovnou rovinu uložení. Z hlediska sil pro zdvih je potom výhoda, že vozidlo nepůsobí v celém svém rozsahu v určité vzdálenosti od čepu. Tato vzdálenost je buď menší nebo dokonce jedna strana vozidla může svými koly zasahovat až za čep, a tak při sklápění svojí vlastní tíhou pomáhat zdvihu.



Obrázek 22 Varianty míst zdvihu sklopné plošiny

Řešení zdvihových míst se z hlediska možností jejich umístění jeví velmi podobně jako uložení plošiny k základnímu rámu. Možné varianty jsou naznačeny na obrázku 22. Teoreticky

by bylo možné zdvih plošiny řešit i např. řetězy shora, ale protože se bude jednat o zařízení umístěné ve venkovním prostoru, uvažují se pouze varianty zdvihu působením síly zespod plošiny. Varianta a) představuje umístění zdvihacího prvku (např. hydraulického válce) v určité vzdálenosti od pravého kraje plošiny. Druhou variantou b) je umístění zdvihacího prvku na kraji plošiny. Jak je symbolicky naznačeno, pro zdvih plošiny při stejném umístění čepového uložení je v případě umístění zdvihacího prvku na kraji plošiny potřeba menší síla. Na druhou stranu je v tomto případě nutné zvolit prvek s větším zdvihem – vznikne delší podepření plošiny při maximálním zdvihu. Ze znalostí mechaniky tak lze říci, že vznikne dlouhý štíhlý prut náchylný ke ztrátě stability. Při volbě tohoto řešení by tak bylo nutné tento fakt výpočtem zkontrolovat.



Obrázek 23 Varianty povrchu pojezdů [19; 20; 21]

Posledním řešeným bodem je **volba povrchu pojezdu**. Je tím myšlen prvek, po kterém se zkoušená vozidla budou pohybovat a budou umístěna během zkoušky. Tento prvek má nosnou funkci. Uvažované varianty zvolené mimo jiné i na základě provedené rešerše existujících zkušebních zařízení jsou uvedeny na obr. 23. Jednou z variant jsou pojezdové rošty. Obvykle se dodávají v pozinkované variantě a výhodou je, že existují speciální rošty určené právě pro pojezd těžkých vozidel. Tím, že se jedná o rošt a je tedy z velké části průchozí znamená možnost průchodu nečistot nebo vody. Pro vnitřní použití by mohlo být zanášení nečistot nevýhodou, což je nevýhoda v podstatě i pro venkovní použití, kdy je ale vyvážena možností odvodu dešťové vody z pod plošiny. Voda tak nezůstává usazena na povrchu, jako např. v následující variantě při použití slzičkových plechů. Ty jsou vyráběny z různých materiálů (pozinkovaná ocel, slitiny hliníku, nerezová ocel) a při použití rozumných tlouštěk z principu nemohou dosahovat nosnosti, jako předchozí pojezdové rošty. Při jejich použití jako pojezdu by bylo nutné vytvořit dostatečně rozmanitou konstrukci pod plechy, která by zatížení od vozidla přenášela bez průhybů plechu. Plech v slzičkové variantě se uvažuje pro jeho protiskluzovou

úpravu, což plní i už zmíněné pojezdové rošty. Variantou pojezdů by též mohlo být použito fošen z tvrdého dřeva. Varianta, která může mít i své výhody (viz. kapitola 2.2.1), nicméně pro použití venku byla zavrhnuta z důvodu horší trvanlivosti dřeva při působení veškerých vlivů venkovního prostředí – především sluneční záření a voda nebo sněh.

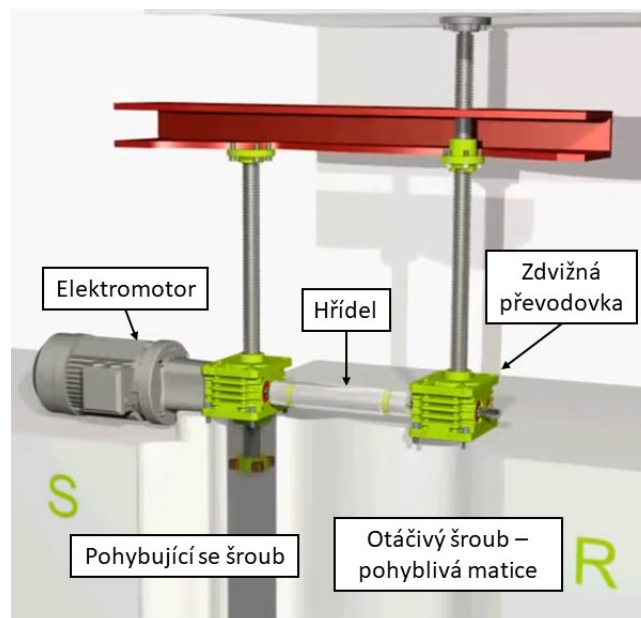
Pro počátek samotné konstrukční práce bylo nakonec zvoleno následující řešení:

- uložení sklopné plošiny k základnímu rámu umístěné na jejím okraji,
- zdvihová místa umístěna v kraji opačné strany plošiny a
- pojezdy pro měřená vozidla zvolena z pojezdových roštů.

3.3 Pohon zkušebního stanoviště

Mechanická koncepce byla pospána v předchozí kapitole, ale stěžejní částí celého zařízení je také jeho pohon, resp. jakým způsobem bude vyvozována síla, která bude zdvihát sklopnou plošinu. Uvažovány byly možnosti:

- mechanický pohon zdvižnými převodkami,
- hydraulický pohon a
- pneumatický pohon.



Obrázek 24 Ukázka aplikace zdvižných převodovek společnosti ZIMM [22]

Jak bylo zmíněno v kapitole 3.1 *Vstupní parametry*, tak z hlediska prvotního návrhu byl zadávající firmou určen preferovaný pohon **zdvižnými převodkami** viz. obr. 24. Důvodem tohoto požadavku byla absence potřeby velkého množství oleje, jako je tomu u pohonu

hydraulického. Zdvíhacími převodovkami je v podstatě myšlen mechanický šnekový převod, který přeměňuje přivedený točivý moment od elektromotoru na pohyb trapézového či kuličkového šroubu nebo jeho otáčení za pohybu matice (dle zvolené varianty) na lineární pohyb. Systém je stavebnicový a umožňuje velkou rozmanitost tvorby zdvihu pro různé aplikace použitím např. různého počtu převodovek v různém uspořádání, různými variantami jejich uložení včetně otočného nebo rozmanitostí nabídky velikostí převodovek od 5 kN do 1000 kN. Původní návrh zařízení byl řešen tímto způsobem, a přestože by zkonstruovat zařízení s tímto pohonem možné bylo, tak bylo z důvodu nevýhod od tohoto systému ustoupeno [23].

Zjištěné nevýhody během návrhu se systémem zdvihu mechanickými převodovkami byly:

- Potřeba příliš výkonného motoru ($P \gg 5,5 \text{ kW}$ – z důvodu uvažování momentové charakteristiky asynchronních motorů) s největším zatížením v počátku pohybu, což také přináší velké požadavky na kvalitu sítě především během spouštění elektromotoru.
- Velký počet mechanických prvků – celková komplikovanost systému.
- Poměrně dlouhé hřídele přenášející točivý moment – bylo by nutno počítat s torzní tuhostí těchto hřídelů.
- Nevhodnost použití pro venkovní aplikace, přestože je to dle aplikací výrobců možné. Je to dáno velmi zřídkačným použitím navrhovaného zařízení, a tak by nedocházelo pravidelně k promazávání šroubovic, které by časem vlivem vnějšího prostředí začaly degradovat a kvalita povrchu je pro funkci tohoto zdvihu stěžejní. Alternativou by byla v určitých intervalech údržba, resp. použití zařízení naprázdno jen pro promazání šroubovic nebo řešení zastřešením zkušebního stanoviště.

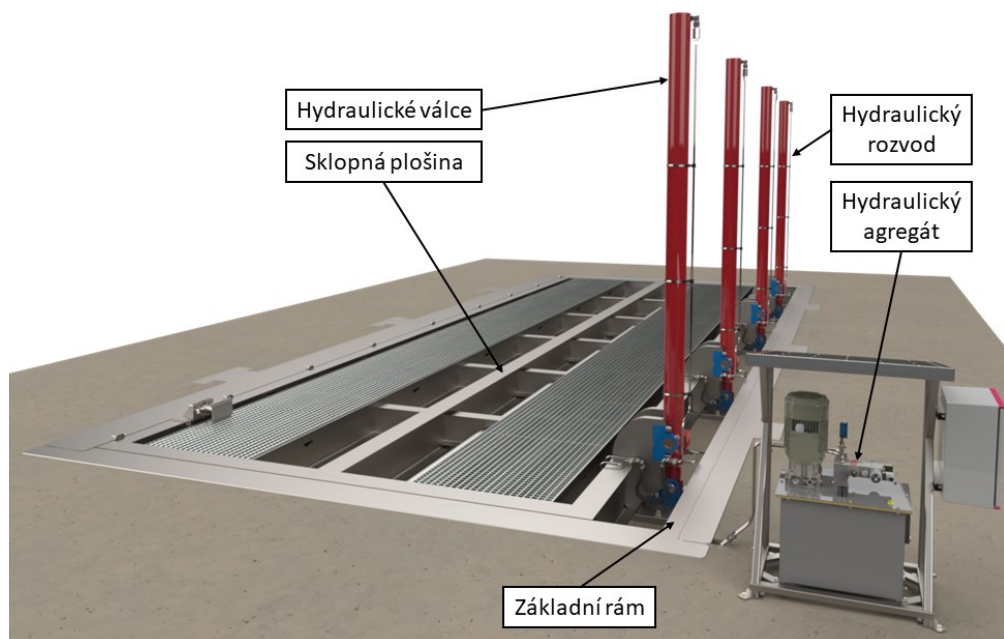
Původní návrh byl tedy přepracován a volba nahrazení systému zdvižných převodovek byla mezi systémem **pneumatickým a hydraulickým**. Jedná se o téměř identické systémy, kde hlavním rozdílem je použité médium k převodu mechanické energie. V obou případech se jedná o tekutinu – pneumatika funguje na bázi stlačeného plynu, zatímco hydraulika využívá tlakovou hydraulickou kapalinu (olej). Z hlediska terminologie, symbolů a používaných komponentů je rozdílů velmi málo. V dané aplikaci by se vždy použilo lineárních válců (pneumatických / hydraulických) převádějící akumulovanou energii v tekutině na přímočarý pohyb. Energie se do tekutiny akumuluje v případě pneumatického systému pomocí kompresoru, v případě hydraulického systému hydraulickým agregátem [24; 25].

Pro použití pneumatického systému pro danou aplikaci ve venkovním prostředí hovoří především čistota systému, nakolik využívá stlačený vzduch a ekologickou havárii tak nemůže způsobit, což není možné říci o systému hydraulickém. Tento fakt by byl naprosto stěžejní např. při aplikaci v potravinářském průmyslu. Zde nakonec bylo přistoupeno k hydraulickému systému z důvodu velkého výkonu i při malých zástavbových rozměrech, což je výhodné pro zdvih těžkých nákladních vozidel [25].

4 Konstrukční návrh zvoleného technického řešení

K tvorbě konstrukčního návrhu bylo využito 3D CAD modelovacího softwaru SolidWorks 2023 společnosti Dassault Systèmes. Výsledné zkompletované zkušební stanoviště v základní poloze (sklopení 0°) jako celek je uvedeno na následujícím obr. 25. Detailnímu popisu jednotlivých částí budou věnovány následující podkapitoly. Zkušební stanoviště lze rozdělit na tři základní celky:

- základní rám,
- sklopnou plošinu a
- hydraulický pohon (hydr. válce, hydr. rozvod, hydr. agregát).



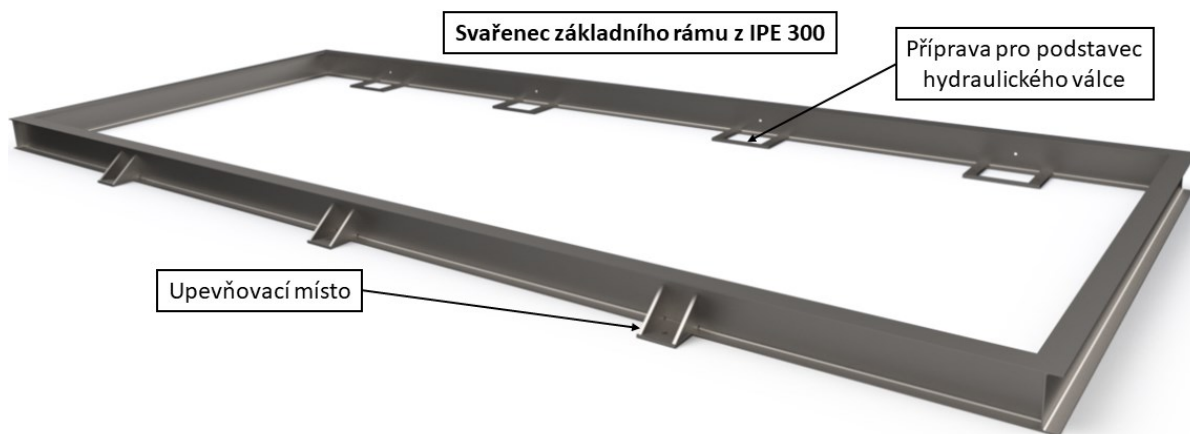
Obrázek 25 Zkompletované zkušební stanoviště – základní poloha (0°)

V 3D modelu je též navíc vidět naznačený betonový základ, do kterého je zřízení uloženo tak, aby nájezd vozidel na plošinu byl v jedné rovině a nebylo nutné použití doplňujících nájezdových ramp. Detailní řešení betonového základu a systém uchycení zkušebního stanoviště k němu není předmětem této práce. Dále jsou viditelné krycí plechy mezi tímto základem a samotným zkušebním zařízením, zastřešení hydraulického agregátu s elektrorozvaděčem a kolová zarážka. Pohled na zkušební stanoviště při jeho maximálním sklopení 40° je uveden v příloze B.

4.1 Konstrukce základního rámu

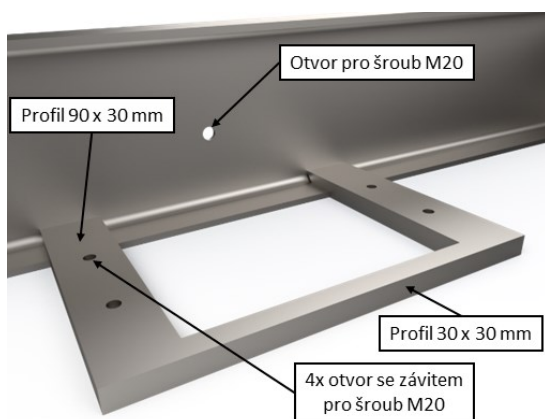
Základním rámem je obdélníkový svařenec z profilů IPE 300 (viz. obr. 26), který slouží k uložení sklopné plošiny do betonového základu na obou jeho podélných stranách. Materiálem

zvolených profilů je standartní konstrukční ocel S235JR (1.0038) – vlastnosti tohoto materiálu, který je používán na většinu dalších částí konstrukce, jsou uvedeny viz. tabulka v příloze C.

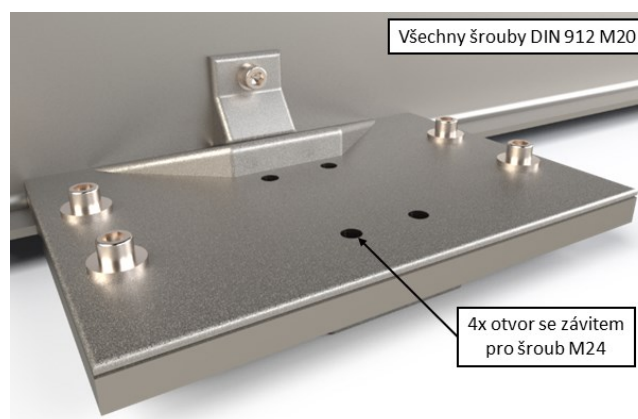


Obrázek 26 Svařenec základního rámu

Na jedné z podélných vnitřních stran základního rámu, jak je přibliženo na následujícím obr. 27, jsou vidět na čtyřech místech navařené dvojice ocelových plochých tyčí z materiálu S235JR o průřezu 90 x 30 mm s otvory se závity pro šrouby M20. Tyto dvojice tyčí jsou na svých koncích spojeny čtvercovou tyčí z materiálu S235JR o rozměru 30 x 30 mm. V těchto místech je též v podélném profilu IPE vyvrtán průchozí otvor, opět pro šroub M20. Tato konstrukční část slouží k připevnění podstavce (viz. obr. 28), přes který je následně realizováno uložení hydraulických válců zajišťujících zdvih sklopné plošiny. Podstavce jsou odlitky z oceli GE300 (1.0558) s podmíněnou svařitelností, kdy je třeba tepelné zpracování po svařování, a proto jsou ke konstrukci šroubovány.



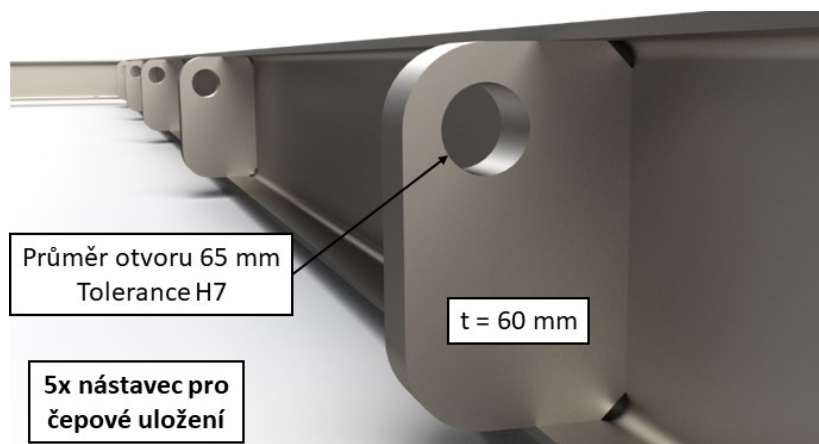
Obrázek 27 Příprava pro podstavec hydraulického válce



Obrázek 28 Podstavec hydraulického válce přišroubovaný v základním rámu

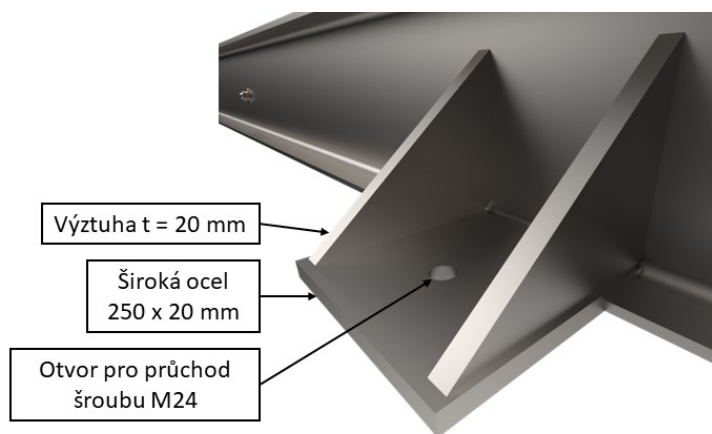
Na druhé z podélných vnitřních stran základního rámu jsou dle obr. 29 navařeny vypálené nástavce s otvorem, které slouží k otočnému uložení mezi základním rámem a sklopnou plošinu pomocí čepového spoje. Vypalek je vytvořen z materiálu S235JR o tloušťce

60 mm. Otvor pro čep, ve kterém bude ještě vloženo kluzné ložisko, má průměr 65 mm s předepsanou tolerancí H7 → průměr tak bude mezi 65 mm a 65,03 mm a jedná se o uložení s vůlí. Těchto míst pro čepové spoje je celkem 5 rovnoměrně rozložených po celé délce rámu.



Obrázek 29 Výpalky nástavců pro čepové uložení (základní rám)

Na stejných podélných IPE nosnících základního rámu jsou (viz. obr. 30) z jejich vnějších stran navařeny konzole z široké oceli 250 x 20 mm (materiál S235JR) s otvory pro mechanické kotvy M24, přes které se bude celé zařízení pevně spojovat s betonovým uložením v zemi. Po jejich stranách jsou navařeny výztuhy o tloušťce 20 mm. Tato místa jsou připravena po třech kusech na každé straně, tedy dohromady 6.

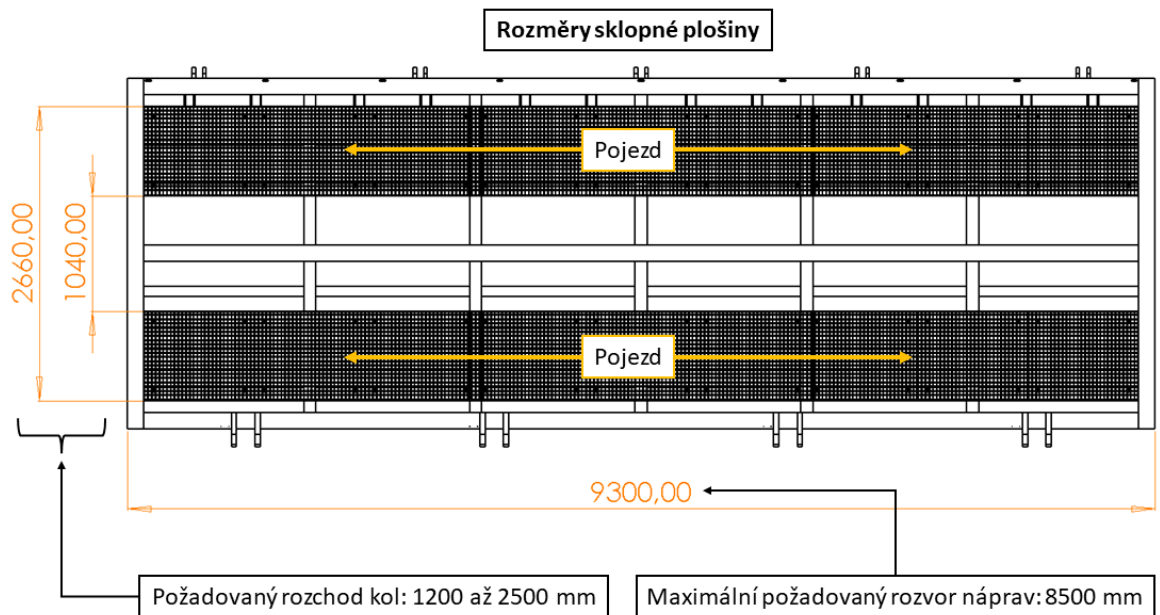


Obrázek 30 Místo pro připevnění zařízení do betonového základu

4.2 Konstrukce sklopné plošiny

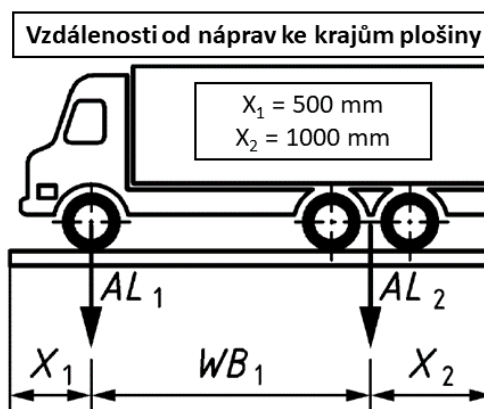
Do základního rámu popsaného v předešlé podkapitole se již ukládá samotná sklopná plošina. Rozměrové parametry navržené sklopné plošiny jsou uvedeny na následujícím obr. 31. Rozměry jsou takové, aby sklopná plošina měla zajištěný pohyb s dostatečnou vůlí vůči

základnímu rámu současně s tím, aby otvor mezi nimi byl dostatečně malý pro pohodlný přejezd vozidlovým kolem a proti zapadnutí lidské nohy z hlediska bezpečí obsluhy.



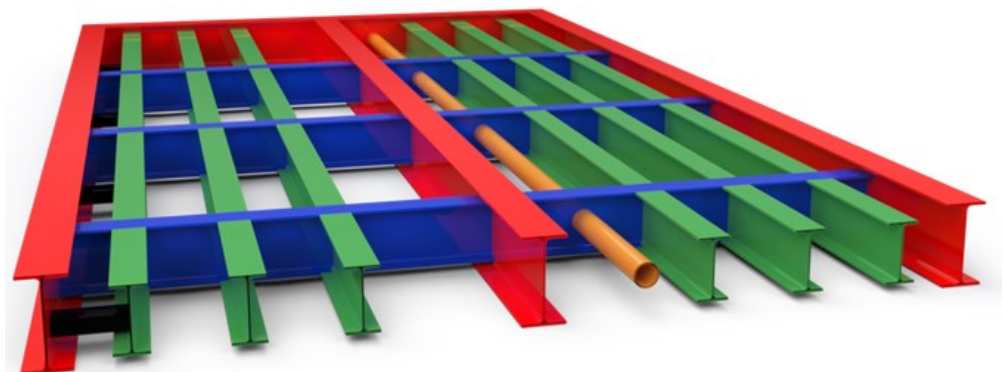
Obrázek 31 Rozměrové parametry navržené sklopné plošiny

Uvedené rozměry plošiny dále respektují požadované vstupní parametry na rozchody kol a rozvory náprav zkoušených vozidel. Pojezdy pro rozchody kol jsou záměrně širší / užší pro pohodlné najíždění vozidlem s rezervou k okrajům. Rozchody kol jsou v tomto případě uvažovány k vnějším okrajům pneumatik – šířka pneumatik je uvažována. Délka sklopné plošiny je navržena na základě maximálního požadovaného rozvoru a také respektuje normu ČSN EN 1493 „Zvedáky vozidel“, která stanovuje požadované vzdálenosti mezi nápravami a kraji plošiny dle obr. 32. U jednoduché nápravy se uvažuje vzdálenost od její osy (X_1), v případě dvojitých náprav se uvažuje vzdálenost od poloviční vzdálenosti mezi jejich osami (X_2).



Obrázek 32 Vzdálenosti od náprav ke krajům plošiny [26]

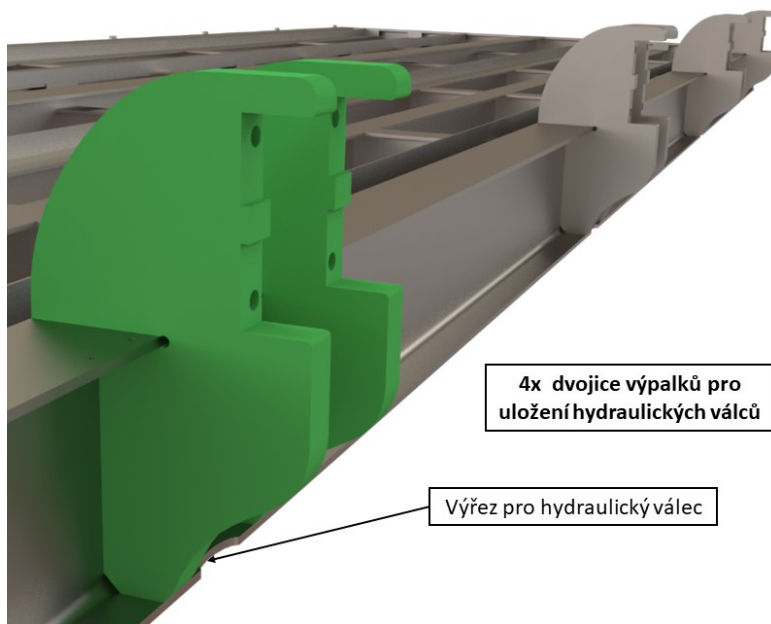
Pro jednodušší popis použitých konstrukčních nosníků je na následujícím obr. 33 zobrazen rám sklopné plošiny v řezu s barevně rozdělenými jednotlivými prvky.



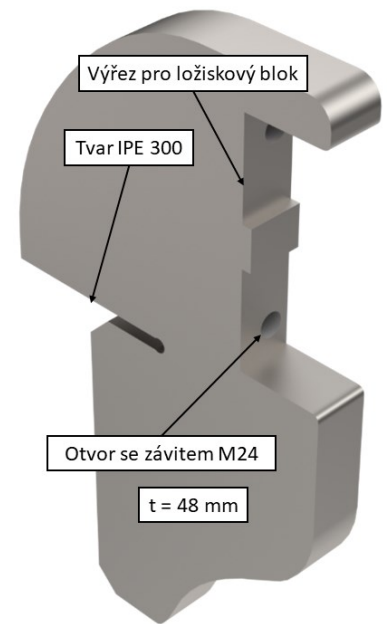
- Vnější obvod rámu a podélná výztuha – IPE 300
- Příčné vyztužení – IPE 220
- Podpory uložení pojezdových roštů – IPE 220
- Trubka k uvazování vozidel – svařovaná hladká 88,9 x 6 mm
- Výztuhy – dutý svařovaný profil obdélníkový 100 x 60 x 6 mm

Obrázek 33 Řez rámem sklopné plošiny

Celá popisovaná konstrukce rámu je z materiálu S235JR. Vnější obvod s jednou podélnou výztuhou ve středu (červeně) je tvořen profilem IPE 300, tedy o stejné výšce, jako jsou obvodové profily základního rámu. Rovnoměrně po délce plošiny je rám pětkrát příčně vyztužen profily IPE 220 (modře). Ty jsou vůči horní rovině předešlých profilů navařeny níže tak, aby po umístění pojezdových roštů sklopná plošina měla celou horní plochu v jedné rovině. Po celé délce plošiny jsou dále umístěny profily IPE 220 ve třech řadách na každé straně (zeleně). Ty tvoří místo pro uložení pojezdových roštů v celé délce. V konstrukci rámu je také navařena podélná trubka svařovaná hladká o rozměru 88,9 x 6 mm (oranžově), která slouží k uvazování vozidel proti jejich překlopení při provádění zkoušek. Na opačnou stranu plošiny, kam se převažuje vozidlo a je tak plošina více zatěžována, jsou mezi podélnými profily na kraji výztuhy z profilu dutého svařovaného o obdélníkovém průřezu s rozměrem 100 x 60 x 6 mm (černě).

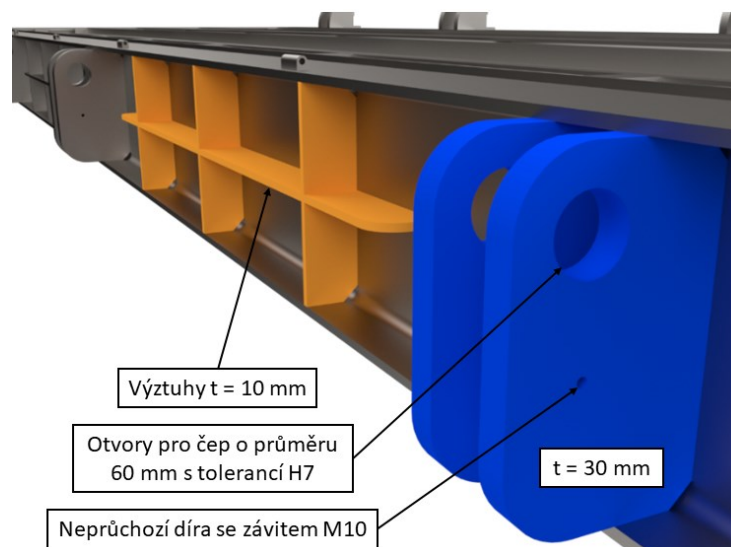


Obrázek 34 Výpalky k uložení hydraulických válců v sestavě



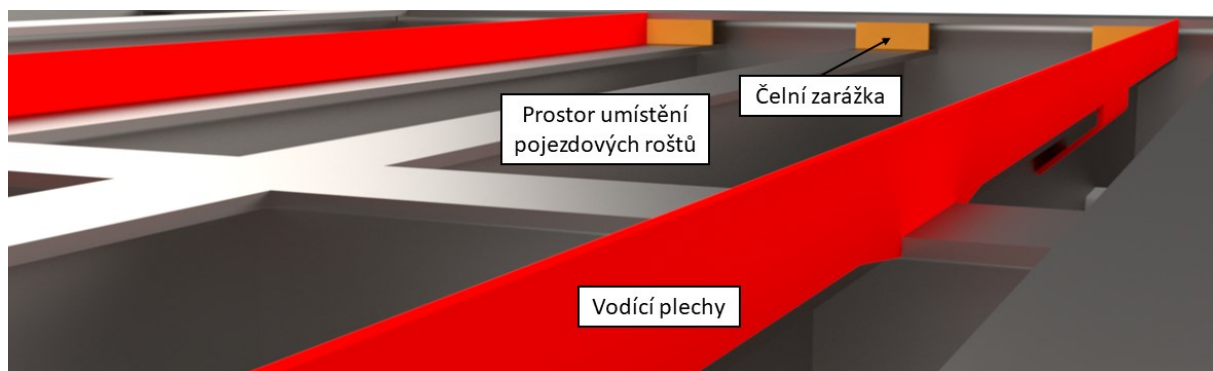
Obrázek 35 Výpalek k uložení hydraulických válců

Pro zdvih bylo třeba zvolené hydraulické válce ke konstrukci sklopné plošiny vhodně upevnit. To je provedeno pomocí výpalků z materiálu S235JR o tloušťce 48 mm přivařených po boku plošiny po dvojicích pro každý ze čtyř plánovaných hydraulických válců dle obr. 34. Samostatný tvar výpalku je uveden na vedlejším obr. 35. Ten je tvarově navržen tak, aby vhodně zapadl do profilu IPE 300 a mohl k němu být přivařen – zatěžování tak bude probíhat i přes materiál a nebudou namáhány čistě jen svary. Samotné válce budou uloženy do ložiskového bloku, pro který je ve výpalku výřez pro jeho tvarové uložení. Spoj mezi výpalkem a ložiskovým blokem je šroubový, a proto jsou ve výpalku díry se závitem pro šrouby M24. Tyto otvory nejsou v ose a tím pádem jsou dvojice z výpalků vůči sobě vždy zrcadlové.



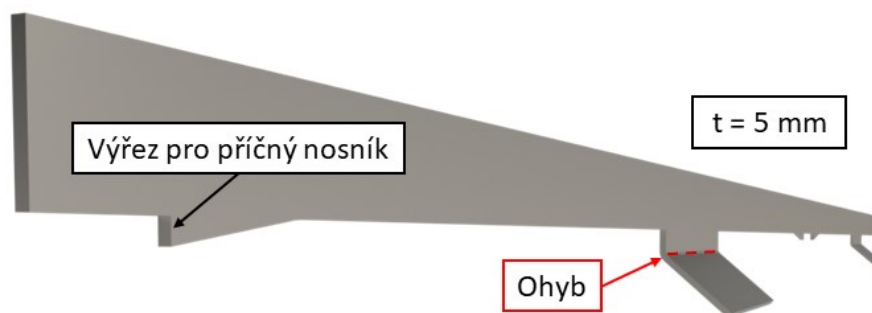
Obrázek 36 Výpalky nástavců pro čepové uložení (sklopná plošina) + výztuhy

Na opačné straně v podélném směru sklopné plošiny jsou navařeny vypálené dvojice nástavců (modře viz. obr. 36) pro čepová uložení do základního rámu, který již protikusy o dvojité tloušťce obsahuje. Tyto nástavce umístěné ve sklopné plošině jsou opět z materiálu S235JR, ale o tloušťce pouze 30 mm. Otvor pro čep je o průměru 60 mm s tolerancí H7 – čep bude vložen přímo bez kluzného ložiska. V jednom z výpalků je navíc díra se závitem M10 k aretaci vloženého čepu v axiálním směru a také v radiálním směru vůči sklopné plošině. Tím je docíleno relativního pohybu čepu pouze vůči základnímu rámu. Dále jsou na obrázku oranžově zvýrazněny výztuhy nosníku o tloušťce 10 mm. Důvodem je zatěžování tohoto nosníku při sklápění, kdy vozidlo přenáší svoji hmotnost na tuto stranu současně s tím, kdy jsou kolové zarážky opřeny právě o tento nosník.



Obrázek 37 Vedení pojezdových roštů

Poslední z důležitých prvků v celkovém svařenci sklopné plošiny jsou vytvořená vedení pro uložení pojezdových roštů, která jsou na obr. 37. Je složeno z čelních zarážek (oranžově) a podélných plechů navařených tak, že jejich horní hrana je v rovině s horní plochou obvodových nosníků IPE 300.



Obrázek 38 Vodící plech

Vedení po celé délce sklopné plošiny je složeno celkem ze tří kusů vodících plechů na sebe navazujících, protože se uvažuje výroba z plechu dlouhého max. 3000 mm. Jeden z těchto

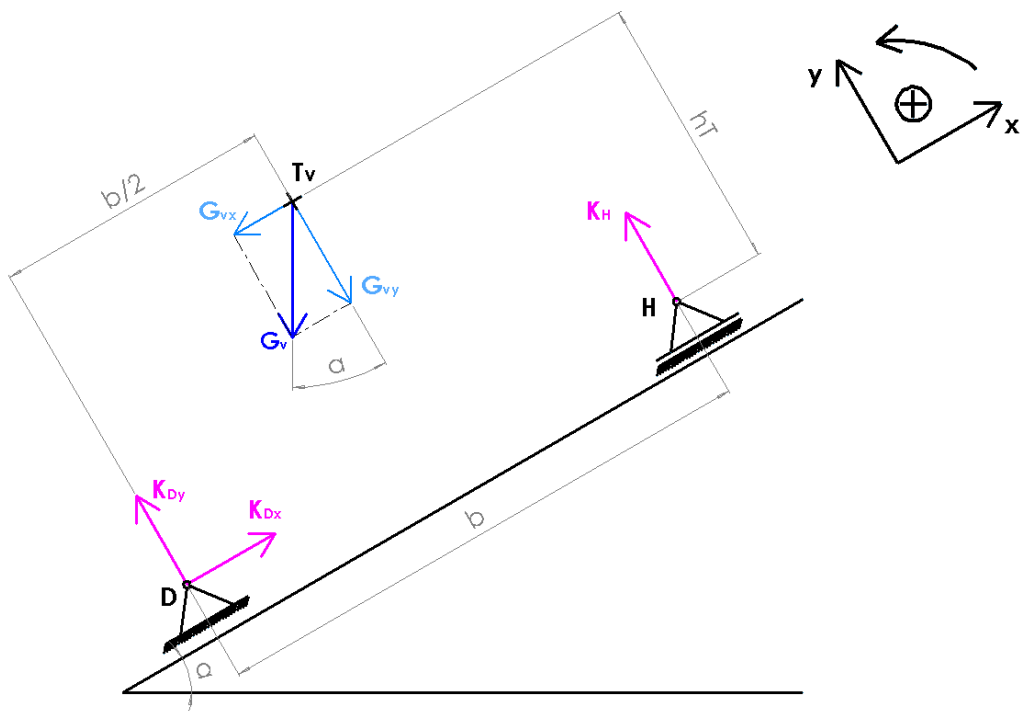
vypálených a ohnutých plechů z materiálu S235JR o tloušťce 5 mm je uveden na obr. 38. Výpalek obsahuje rovinnou část, která je přiložena na bok nosníku. Dále také výřezy pro zapadnutí do příčných nosníků a ohýbaný výčnělek, který dosedá na stojinu nosníku z profilu IPE. Zmíněné čelní zarážky jsou též z materiálu S235JR, ale o tloušťce 8 mm.

4.3 Analytické výpočty zatěžování sklopné plošiny

Prvotní výpočty rámu sklopné plošiny budou analytické a budou věnovány zatížením od zkoušených vozidel na plošinu a reakcím v uloženích sklopné plošiny. Bude se jednat o zjednodušený výpočet v rovině (2D) za uvažování nákladního vozidla s návrhovou hmotností $m_v = 32000 \text{ kg}$, rozvorem $b = 2500 \text{ mm}$ a výškou těžiště vozidla $h_T = 1500 \text{ mm}$. Pro tíhové zrychlení je v celé práci uvažována hodnota $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

4.3.1 Zatížení plošiny od sklápěného vozidla

Na následujícím obr. 39 je schéma představující sklopnou plošinu v obecném náklonu pod úhlem α , na kterou dosedají kola měřeného vozidla. Bude se zjišťovat, jak se v průběhu sklápění mění zatížení od kol dolní a horní strany na plošinu (resp. reakce od plošiny na kola). Dolní kola jsou uložena rotační vazbou D (dolní) – reakce po uvolnění nese označení K_D . Horní kola jsou uložena posuvnou vazbou H (horní) – reakce po uvolnění nese označení K_H . Dále je zavedeno místo těžiště vozidla T_v , kde působí tíhová síla G_v . Souřadnicový systém s pootáčí s naklápěním plošiny.



Obrázek 39 Schéma pro výpočet zatížení plošiny od sklápěného vozidla

Dle schématu na obr. 39 byly sestaveny rovnice statické rovnováhy ve směru osy x (1), ve směru osy y (2) a momentová rovnice k bodu D (3):

$$\sum F_x = 0; K_{Dx} - G_{vx} = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0; K_{Dy} + K_H - G_{vy} = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_D = 0; G_{vx} \times h_T - G_{vy} \times \frac{b}{2} + K_H \times b = 0 \quad (3)$$

Složky tíhové síly G_{vx} a G_{vy} se určí z hmotnosti vozidla m_v dle následujících rovnic (4) a (5):

$$G_{vx} = m_v \times g \times \sin \alpha \quad (4)$$

$$G_{vy} = m_v \times g \times \cos \alpha \quad (5)$$

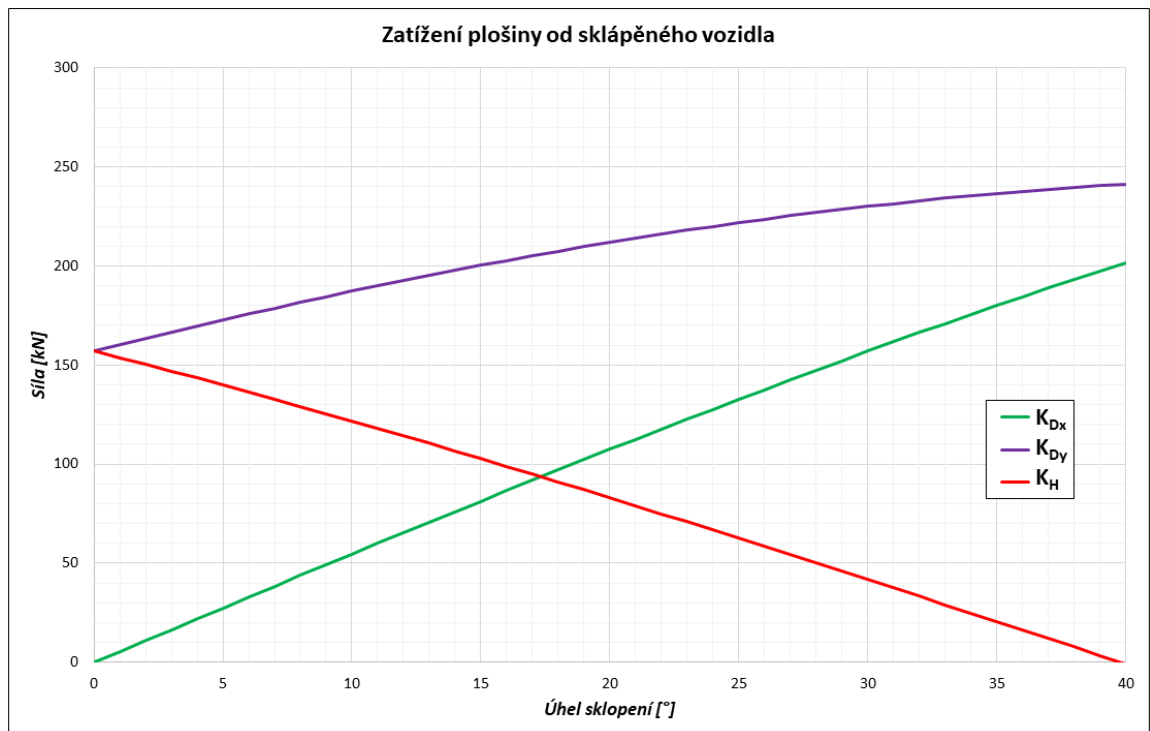
Vyřešením rovnic (1) až (5) byla zjištěna zatížení plošiny (resp. reakcí) od vozidla v závislosti na úhlu sklopení plošiny α . Výsledné rovnice reakcí jsou (6) až (8):

$$K_{Dx} = m_v \times g \times \sin \alpha \quad (6)$$

$$K_{Dy} = m_v \times g \times \cos \alpha - K_H \quad (7)$$

$$K_H = m_v \times g \times \left(\frac{\cos \alpha}{2} - \frac{h_T \times \sin \alpha}{b} \right) \quad (8)$$

Zjištěné průběhy jsou vykresleny na následujícím grafu 1:

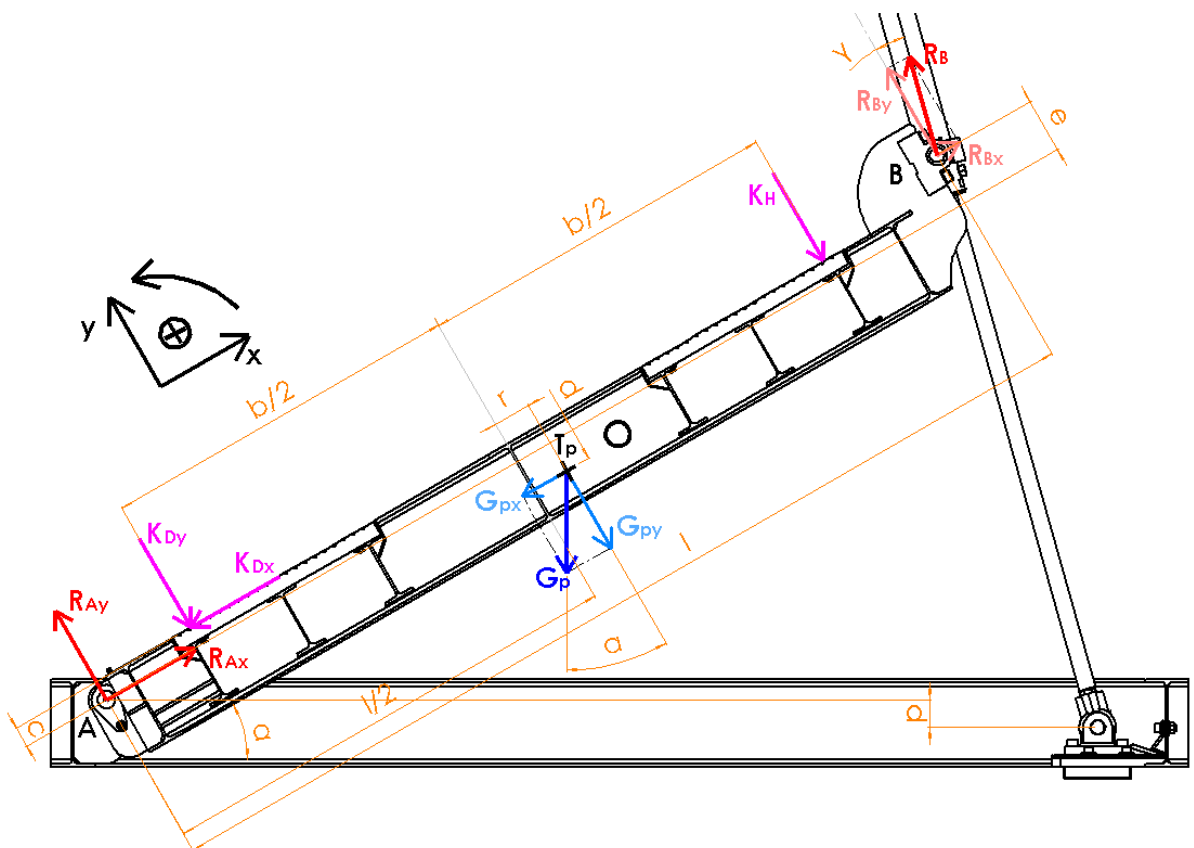


Graf 1 Průběhy zatížení plošiny od sklápěného vozidla

Jak vidno, při poloze plošiny v rovině (sklopení 0°) je zatížení ve směru osy y rovnoměrně rozložena mezi obě strany vozidla. Během celého cyklu zvedání je vidět odlehčování horní strany za postupného přitěžování dolní strany, kde se reakce navíc rozkládá mezi směry osy x a y . Osa y je směr kolmo na plošinu, zatímco osa x představuje směr rovnoběžně s plošinou, kde se kolo opírá o kolovou zarážku. Zvolený parametr výšky těžiště vozidla byl pro výpočet zvolen 1500 mm tak, aby ke ztrátě kontaktu horních kol vozidla s plošinou došlo zhruba při maximálním sklopení plošiny $\alpha = 40^\circ$. Situace nastává při $K_H = 0 \text{ N}$.³

4.3.2 Reakce zatížené sklopné plošiny

Dále analytické výpočty pokračují zatíženou sklopnou plošinou vozidlem, kde vstupní zatížení K_H , K_{Dy} a K_{Dx} je vzato z předchozí kapitoly. Zjišťovány budou reakce uložení této plošiny v místě A – čepová uložení a místě B – otočná uložení k hydraulickým válcům.



Obrázek 40 Schéma pro výpočet reakcí v uložení zatížené sklopné plošiny

Výpočet reakcí bude vycházet ze schématu na obr. 40. Vstupní zatížení jsou reakce od kol vozidla (K_H , K_{Dy} a K_{Dx}) a tíhová síla v těžišti sklopné plošiny G_p od její hmotnosti m_p .

³ Tato volba vychází z předpokladu, že při maximálním sklopení (40°) bude za takových podmínek reakce v čepových uloženích zatížena kromě maximálního možného zatížení od vozidla také maximálním možným zatížením od tíhy samotné sklopné plošiny. Nejhorší zatěžovací stav na uložení hydraulických válců při základní poloze plošiny (0°) není výškou těžiště vozidla ovlivněn.

Uložení sklopné plošiny v čepových uloženích A je považováno za rotační vazbu a po uvolnění jsou reakce značeny R_{Ax} a R_{Ay} . Otočné uložení plošiny k hydraulickému válci B je považováno za vazbu posuvnou a reakce je označena jako R_B . Její směr je vždy směrem do osy hydraulického válce. Dále do rovnice vstupují rozměrové parametry sklopné plošiny. Byly sestaveny rovnice statické rovnováhy ve směru osy x (9), ve směru osy y (10) a momentová rovnice k bodu A (11):

$$\sum F_x = 0; R_{Ax} - K_{Dx} - G_{px} + R_{Bx} = 0 \quad (9)$$

$$\sum F_y = 0; R_{Ay} - K_{Dy} - G_{py} - K_H + R_{By} = 0 \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0; & -K_{Dy} \times \left(\frac{l}{2} - \frac{b}{2}\right) + K_{Dx} \times c + G_{px} \times (c - d) - G_{py} \times \left(\frac{l}{2} + r\right) \\ & - K_H \times \left(\frac{l}{2} + \frac{b}{2}\right) + R_{By} \times l - R_{Bx} \times e = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

Složky tíhové síly G_{px} a G_{py} se určí z hmotnosti plošiny m_p pomocí rovnic (12) a (13):

$$G_{px} = m_p \times g \times \sin \alpha \quad (12)$$

$$G_{py} = m_p \times g \times \cos \alpha \quad (13)$$

Vztahy mezi reakcí R_B v uložení hydraulického válce a jejími složkami při rozložení na R_{Bx} a R_{By} na základě úhlu γ jsou (14) a (15):

$$R_{Bx} = R_B \times \sin \gamma \quad (14)$$

$$R_{By} = R_B \times \cos \gamma \quad (15)$$

Úpravami rovnic (9) až (15) se získají výsledné vztahy (16) až (18) pro reakce v uloženích sklopné plošiny:

$$R_B = \frac{-K_{Dy} \times \left(\frac{l}{2} - \frac{b}{2}\right) + K_{Dx} \times c + m_p \times g \times [\sin \alpha \times (c - d) - \cos \alpha \times \left(\frac{l}{2} + r\right)] - K_H \times \left(\frac{l}{2} + \frac{b}{2}\right)}{\sin \gamma \times e - \cos \gamma \times l} \quad (16)$$

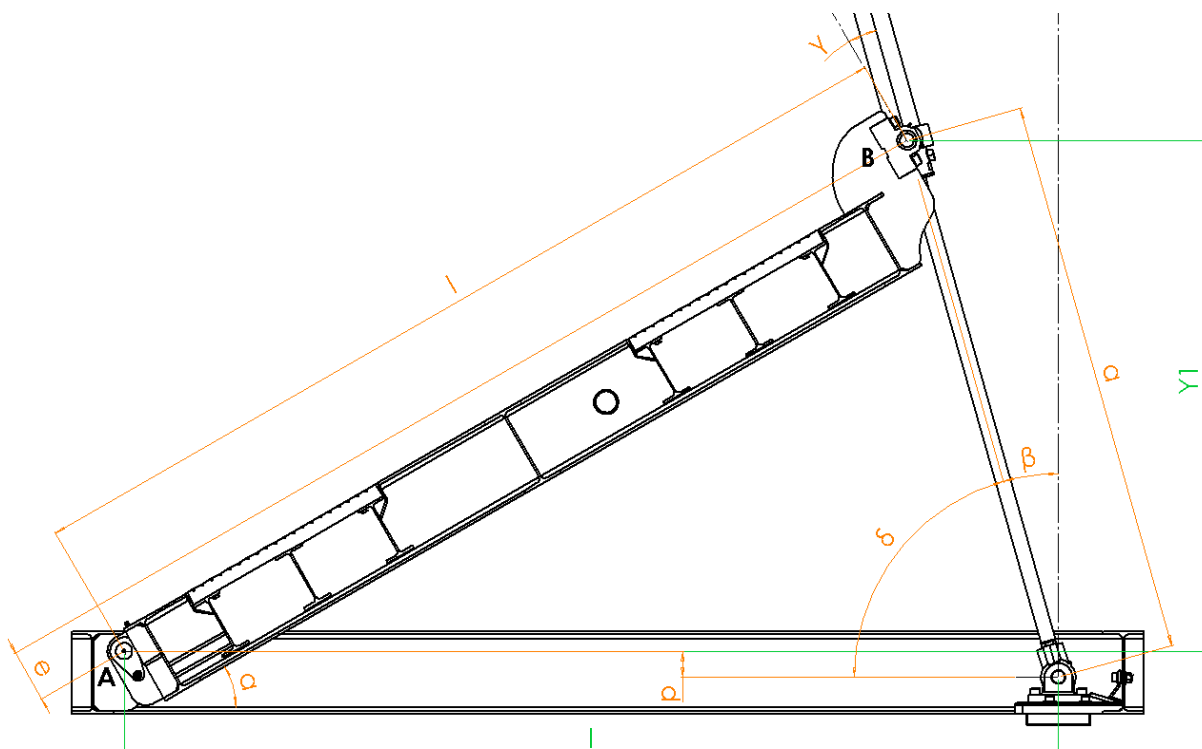
$$R_{Ax} = K_{Dx} + m_p \times g \times \sin \alpha - R_B \times \sin \gamma \quad (17)$$

$$R_{Ay} = K_{Dy} + m_p \times g \times \cos \alpha + K_H - R_B \times \cos \gamma \quad (18)$$

V těchto rovnicích (16) až (18) dle schématu na obr. 40 figuruje úhel γ , který ještě není znám. Následuje tedy jeho vyšetření v závislosti na úhlu sklopení plošiny α . K tomu poslouží následující schéma na obr. 41, dle kterého platí vztahy (19) a (20):

$$Y1 = -p + a \times \sin \delta = e \times \cos \alpha + l \times \sin \alpha \quad (19)$$

$$l = a \times \cos \delta + l \times \cos \alpha - e \times \sin \alpha \quad (20)$$



Obrázek 41 Schéma pro vyšetřování úhlů při sklápění

Mezi jednotlivými úhly platí vztahy (21) a (22):

$$\beta = 90^\circ - \delta \quad (21)$$

$$\gamma = \alpha - \beta \quad (22)$$

Úpravami a řešením výše uvedených rovnic (19) až (22) se získá vztah (23) pro úhel γ v závislosti na úhlu sklopení plošiny α :

$$\gamma = \alpha - 90^\circ + \tan^{-1} \left[\frac{e \times \cos \alpha + l \times \sin \alpha + p}{l \times (1 - \cos \alpha) + e \times \sin \alpha} \right] \quad (23)$$

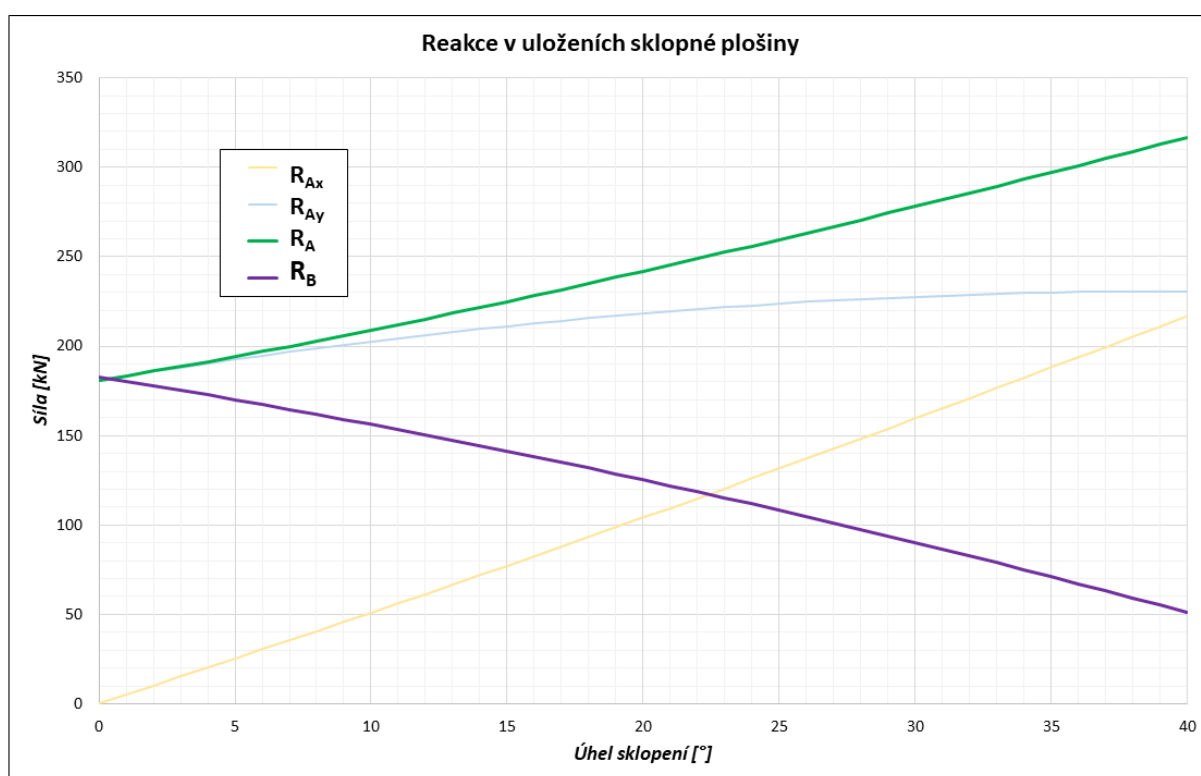
Nyní je možné číselně vyřešit rovnice reakcí v uloženích (16), (17) a (18). Vstupními parametry do rovnic jsou zjištěná zatížení od sklápěného vozidla na plošinu (K_H , K_{Dy} a K_{Dx}), tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, vozidlo s rozchodem kol $b = 2500 \text{ mm}$ a rozměrové a hmotnostní parametry sklopné plošiny uvedené v tab. 3. Ty byly odměřeny ve vytvořeném 3D modelu a poloha těžiště s hmotností z fyzikálních vlastností v rámci Solidworks. Hmotnost plošiny m_p je uvažována jako celková zdvihaná, tedy včetně pojezdových roštů a prvků pro uložení hydraulických válců.

Tabulka 3 Rozměrové a hmotnostní parametry sklopné plošiny

e [mm]	l [mm]	p [mm]	c [mm]	r [mm]	d [mm]	m_p [kg]
190.7	3390.45	94.3	70.7	65	141	5100

Pomocí aplikace Excel byly reakce v uloženích sklopné plošiny vyřešeny, a to jako funkce úhlu sklopení α . Výsledky průběhů reakcí během sklápění jsou uvedeny na následujícím grafu 2. Výsledná reakce R_A z navzájem kolmých složek této reakce R_{Ax} a R_{Ay} byla určena rovnicí (24):

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} \quad (24)$$



Graf 2 Průběhy reakcí v uloženích sklopné plošiny

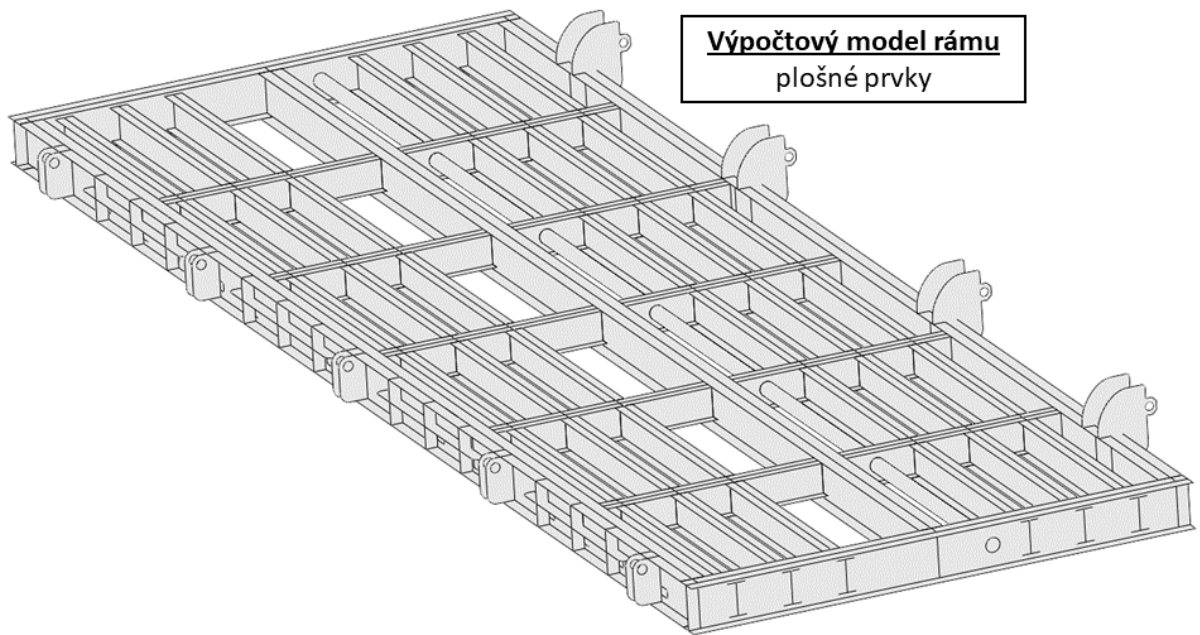
Při plošině v rovině, tedy při úhlu sklopení 0° , je celé zatížení téměř rovnoměrně rozděleno mezi zatížení na hydraulické válce a čepová uložení. Přesně rovnoměrně to není z toho důvodu, že plošina má těžiště mírně mimo svůj střed. Z průběhů reakcí během zdvihu sklopné plošiny lze tvrdit následující:

- Zatížení na hydraulické válce (reakce R_B) je největší v počátku zdvihu. Postupně během zdvihu až do maximálního naklopení (úhel 40°) se celou dobu zmenšuje.
- Zatížení na čepová uložení je naopak nejmenší v počátku zdvihu a postupně do maximálního naklopení plošiny (úhel 40°) stoupá do své maximální hodnoty.

Uvedené poznatky budou využity při výpočtu čepů uložení a návrhu hydrauliky.

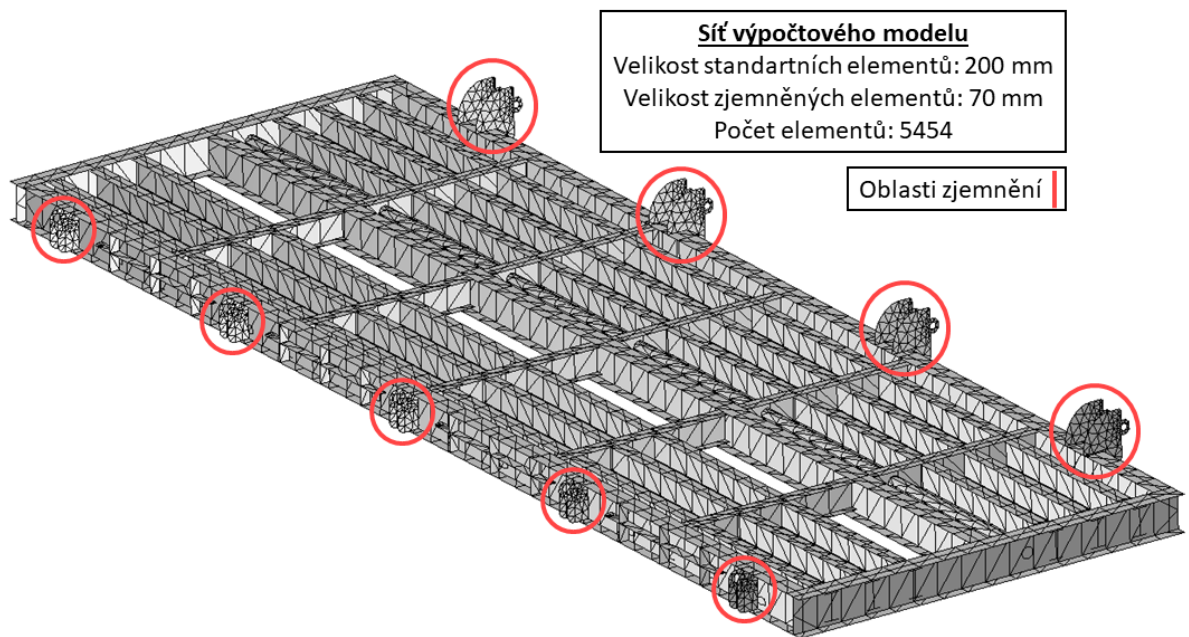
4.4 Pevnostní výpočet rámu sklopné plošiny pomocí MKP

Jakožto nosný prvek pro sklápěné vozidlo při provádění měření na zkušebním stanovišti je rám sklopné plošiny z hlediska pevnosti nutné ověřit výpočtem. Pro komplikovanost rámu není možné jednoduché analytické řešení, a proto bylo přistoupeno k řešení numerickému pomocí metody konečných prvků (MKP). K tomu bylo využito doplňkového modulu Simulaton v rámci softwaru Solidworks. Analýzy byly provedeny několikery různého druhu, nicméně příprava analýz byla shodná.



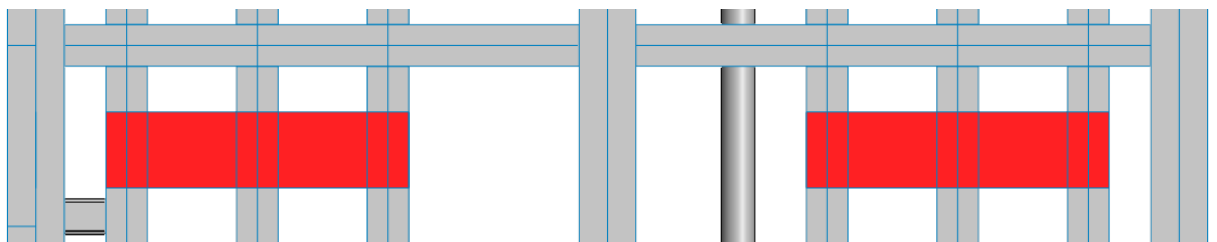
Obrázek 42 Výpočtový model rámu sklopné plošiny

Nejdříve bylo nutné vytvořit výpočtový model rámu, který je vyobrazen na obr. 42. Již vytvořený konstrukční model z objemových prvků by byl teoreticky použitelný i pro numerický výpočet, nicméně z praktického hlediska bylo výhodnější vytvoření modelu rámu sklopné plošiny znovu, a to z prvků plošných, kdy řešené elementy v analýze budou skořepinové. Provedením příslušné analýzy jsou tak potom získány dostatečně přesné výsledky při snížení délky výpočtu / náročnosti na hardware. V případech, kdy je analyzovaná konstrukce symetrická z hlediska geometrie, uložení i zatížení, je možné vytvořit pouze např. poloviční nebo čtvrtinový model. Rám sklopné plošiny je v podélném směru symetrický jak z pohledu geometrie, tak uložení. Zatížení je však nesymetrické z důvodu různých počtů náprav zkoušených vozidel, jejich různým rozvorům a různým zatížením.



Obrázek 43 Síť výpočtového modelu rámu sklopné plošiny

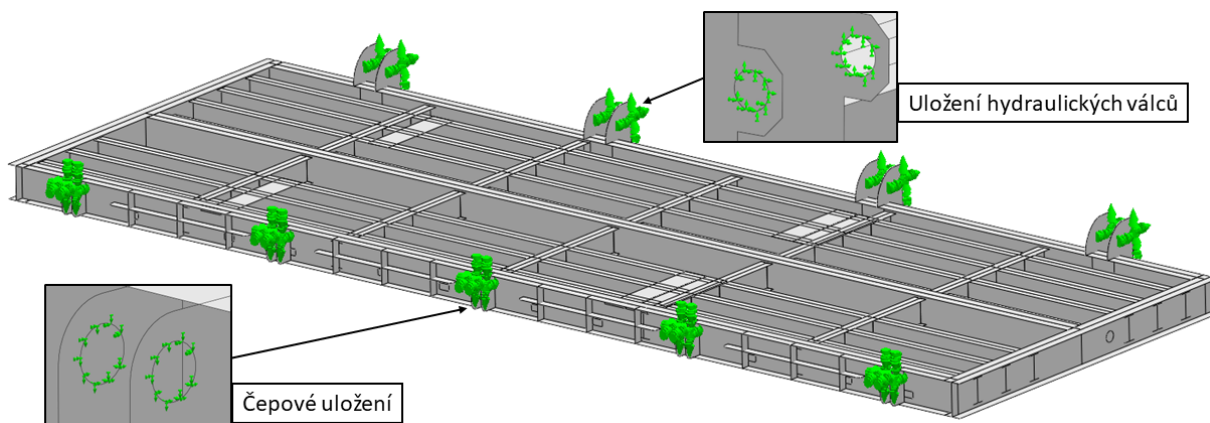
Výpočtový model je dále nutné pro analýzu připravit, a protože se jedná o model z plošných prvků bez tloušťky, je třeba jej nadefinovat pomocí reálných konstant, kterými jsou právě tloušťka a také materiál jednotlivých ploch. Ty byly pro jednotlivé plochy nastaveny přesně tak, jak bylo navrženo v konstrukčním modelu. Dalším krokem je tvorba sítě (viz. obr. 43). Jedná se o síť skořepinových elementů s jejich velikostí 200 mm. Zjemnění sítě na velikost 70 mm pro zpřesnění výsledků bylo aplikováno na všech výpalcích, které slouží k uchycení plošiny. Celý model má nakonec celkem 5454 skořepinových elementů.



Obrázek 44 Nahrazení pojezdových roštů v rámci MKP analýz

Jak vidno, výpočtový model byl zjednodušen, a tak chybí i pojezdové rošty. Jejich analýza v rámci tohoto celého modelu by byla příliš složitá, ale protože jsou nutné pro zavedení zatížení od zkoušeného vozidla na plošinu, tak bylo přistoupeno k jejich nahrazení jako plochy o šířce dosedací plochy kolového vozidla – červeně označené na obr. 44. Rošty byly spočítány samostatně analyticky (viz. kapitola 4.5.1), a tak tento jejich zjednodušený model slouží pouze k zavedení zatížení od vozidla na nosníky rámu. I z tohoto důvodu byly parametry skořepinových elementů těchto ploch nahrazující pojezdové rošty nastaveny tak, aby v analýze

byly velmi tuhé. Tyto části byly vysít'ovány již v předešlém kroku a zmíněná informace o počtu a velikosti elementů již zahrnuje tyto části.



Obrázek 45 Uchycení rámu sklopné plošiny

Na obr. 45 je uvedeno uchycení rámu sklopné plošiny, které bude pro každou z analýz identické. Na všech místech čepových uložení a uložení hydraulických válců je zavedeno otočné uložení. Všem ostatním pohybům je zamezeno.

Poslední záležitostí k zadání pro výpočet analýz jsou zatížení. Ty se budou v jednotlivých analýzách lišit, a proto budou popsány individuálně u každé z analýz zvlášť.

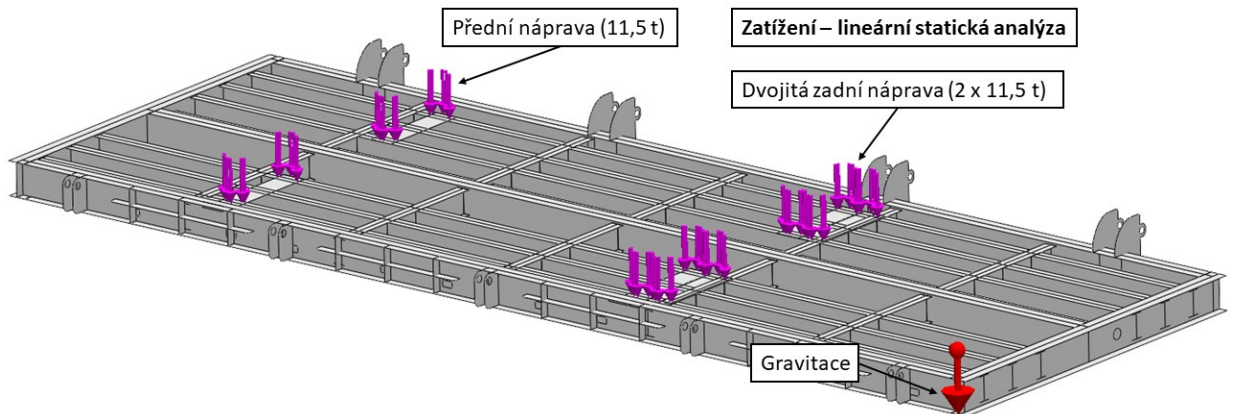
4.4.1 Lineární statická analýza rámu v rovině

První prováděnou analýzou je lineární statická analýza, a to rámu sklopné plošiny v rovině (sklopení 0°). Výsledkem takové analýzy jsou napětí a průhyby v konstrukci pro zadané zatížení. Cílem této analýzy je:

- ověření funkčnosti výpočtového modelu,
- zjistit průhyby rámu při nepříznivém zatížení a
- zjistit rozložení reakčních sil v jednotlivých uloženíh (čepů / hydraulických válců).

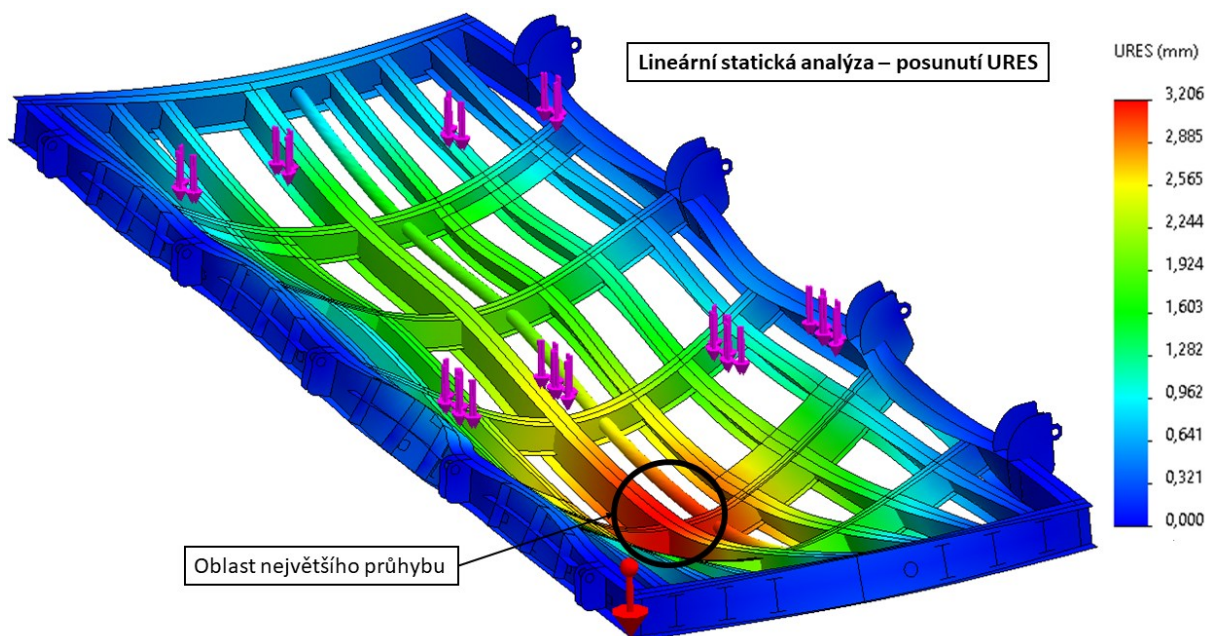
U této analýzy je zavedeno zatížení od třínápravového vozidla (viz. obr. 46) s tím, že dvojice zadních náprav je umístěna nerealisticky co nejbližše k sobě a současně položena tak, aby byly zjištěny co největší možné reakce v jednotlivých uloženíh. Snahou je postihnout co nejhorší, až nereálný, případ zatížení pro zajištění co nejkonzervativnějšíh výsledků. Případ třínápravového vozidla je právě ten, kdy je celková hmotnost vozidla nejméně rozložena a zároveň má dvě blízké zadní nápravy – v analýze se uvažuje zatížení každé nápravy 11,5 tuny, což je nejvyšší přípustné zatížení nápravy. Dohromady je tak v analýze simulováno vozidlo o

hmotnosti 34,5 tuny, což je ještě o 2,5 tuny více, než je návrhová hodnota. Dále je z hlediska zatížení zavedena gravitace (tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$) pro postihnutí vlastní tíhy plošiny.



Obrázek 46 Zatížení pro lineární statickou analýzu rámu sklopné plošiny

Na následujícím obr. 47 je uveden první výsledek lineární statické analýzy. Jedná se o obrázek posunutí URES. Důležitým poznatkem je funkčnost výpočtového modelu, který se chová dle očekávání. Dále je vidět největší průhyb ve středu plošiny pod největším zatížením, dvojitou zadních náprav, a to kolem 3 mm. To je hodnota vypovídající o dostatečné tuhosti celého rámu vezme-li se v úvahu celkový rozměr rámu 9300 x 3170 mm.

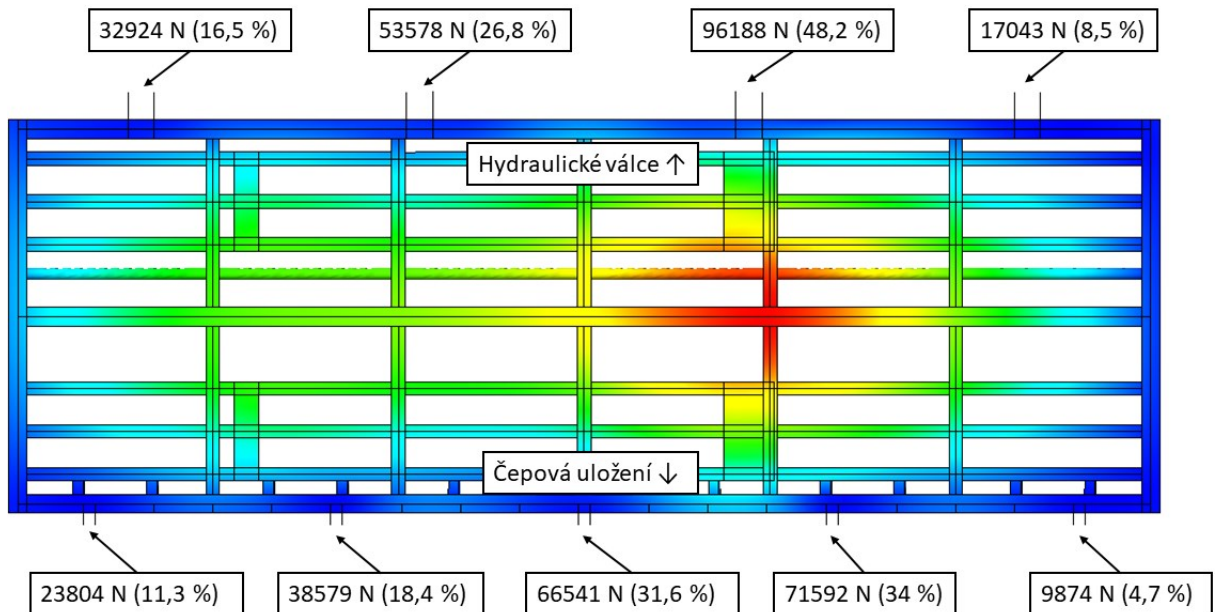


Obrázek 47 Výsledek lineární statické analýzy – posunutí URES

Dále bylo z analýzy zjištěno, jakým způsobem se v takovém nepříznivém zatížení poměrově rozloží zatížení do reakcí mezi jednotlivá místa uložení. Hodnoty reakcí a procentuální rozložení v jednotlivých místech pro každou stranu (hydraulické válce a čepová

uložení) sklopné plošiny jsou zobrazeny na následujícím obr. 48. Lze konstatovat, že při nepříznivém zatížení, které v realitě nikdy nemůže nastat, je třeba:

- z hmotnosti vozidla a sklopné plošiny rozložené na hydraulické válce uvažovat minimálně 50 % tohoto zatížení na každý z válců a
- z hmotnosti vozidla a sklopné plošiny rozložené na čepová uložení uvažovat minimálně 35 % tohoto zatížení na každý z čepů.



Obrázek 48 Lineární statická analýza – reakce v uloženích

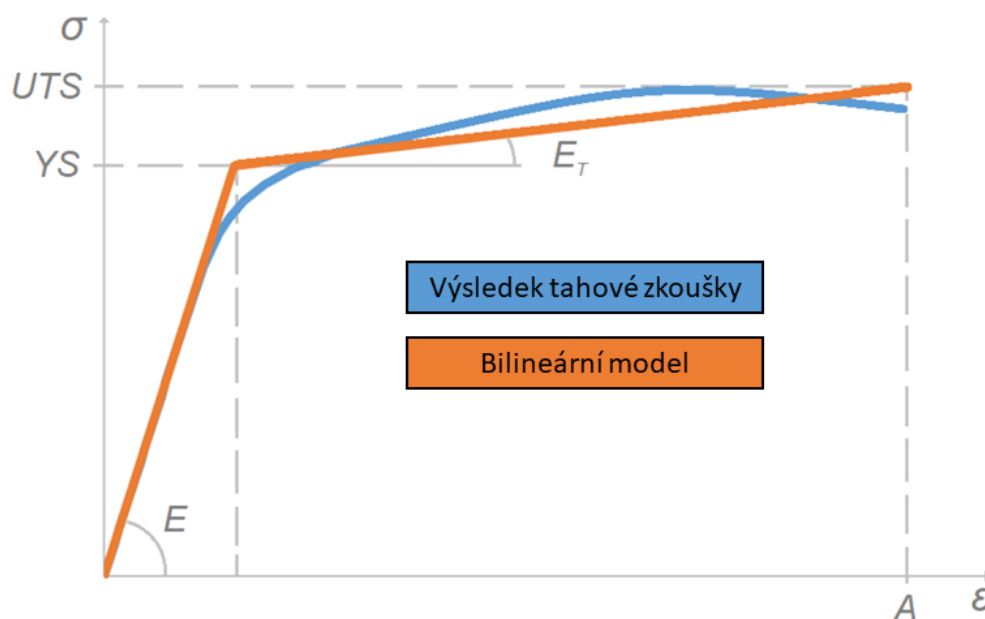
Zjištěná informace o rozložení zatížení dále poslouží jako vstup do výpočtu čepových spojů a návrhu hydraulického zdvihu.

4.4.2 Nelineární analýzy a jejich nastavení

Dalším druhem prováděných analýz jsou analýzy nelineární. Budou zaváděny nelinearity materiálové a geometrické. Specifika jsou zmíněna v následujících odstavcích této kapitoly. Výpočtový model, jeho vysíťování, uložení a z části i zatížení je totožné s předchozí lineární statickou analýzou.

Materiálová nelinearita (MNA) se do analýzy zavádí změnou modelu chování materiálu z lineárního elastického izotropního na plastický (von Mises). Do parametrů materiálu je navíc třeba zadat tzv. „modul tečny ke křivce napětí“ E_T , který zajišťuje konvergenci výpočtu za použití bilineárního modelu chování materiálu. Tato hodnota se určí z Youngova modulu pružnosti E materiálu, v tomto případě oceli S235JR, dle vztahu (25):

$$E_T = \frac{E}{10^4} = \frac{210000}{10^4} = 21 \text{ MPa} \quad (25)$$



Graf 3 Bilineární model chování materiálu [27]

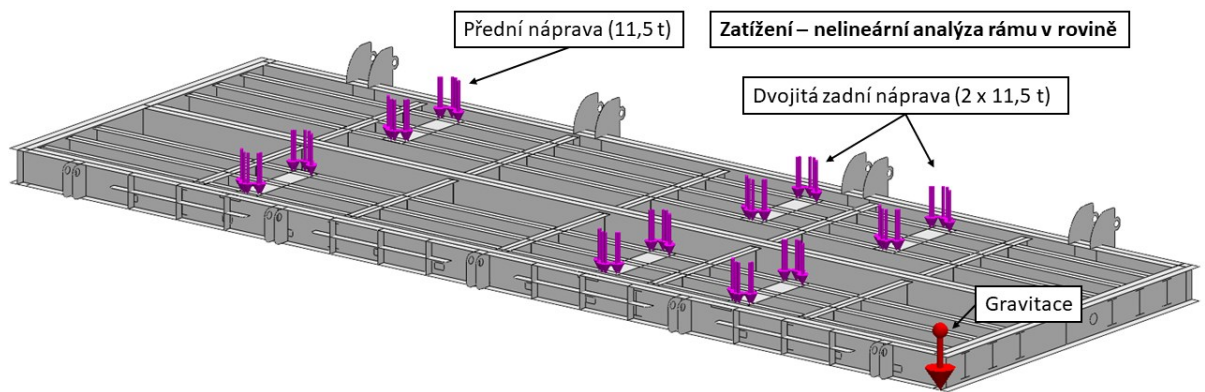
Zmíněný bilineární model chování materiálu lze krátce popsat pomocí grafu 3. Je vidět, že hodnoty E a E_T představují sklony lomené křivky, která se snaží v rámci možností, co nevíce přiblížit reálné křivce, která je výsledkem tahové zkoušky daného materiálu.

Geometrická nelinearita (GNA) se v nastavení analýzy zadá povolením „formulace velkého posunutí“. Potom je deformovaný tvar modelu z každého kroku výpočtu vstupem pro následující krok výpočtu.

Pro oba druhy nelineárních analýz bylo v použitém softwaru Solidworks Simulation využito řešiče „Intel Direct Sparse“ a řízení pomocí přírůstku oblouku s Newton-Raphsonovou iterační metodou.

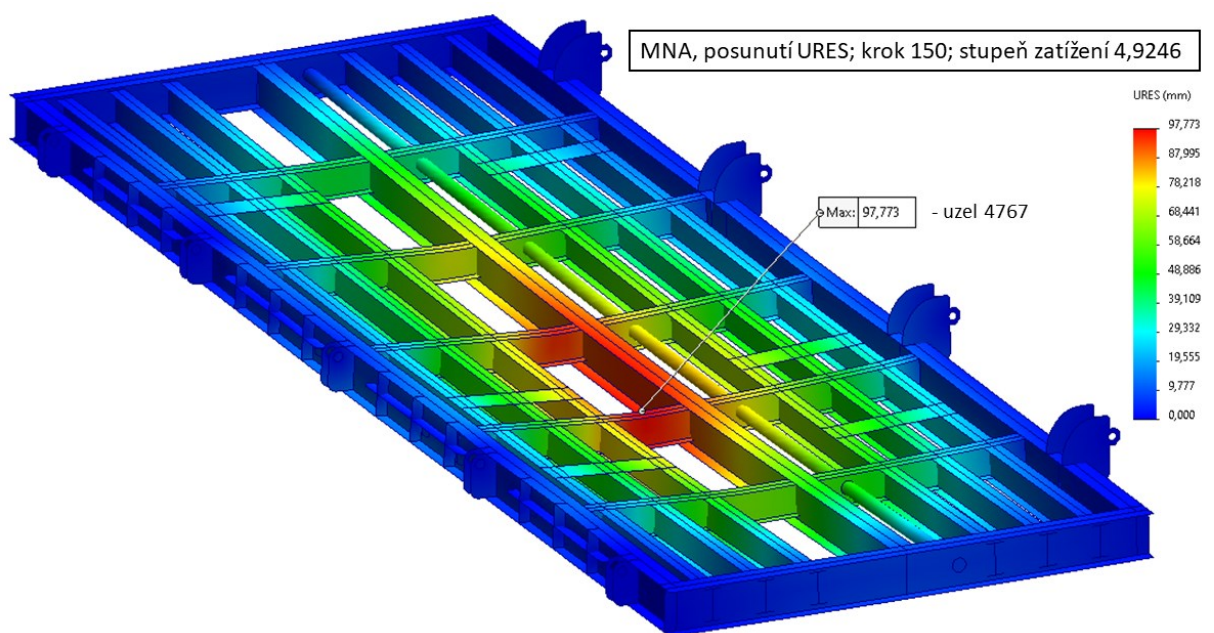
4.4.3 Provedení nelineárních analýz rámu sklopné plošiny v rovině a jejich vyhodnocení

Nejdříve byly provedeny analýzy MNA a GNA rámu sklopné plošiny při uvažování zatěžovacího stavu, kdy je v rovině (sklopení 0°), zatížený třinápravovým vozidlem a s uvažováním vlastní hmotnosti.



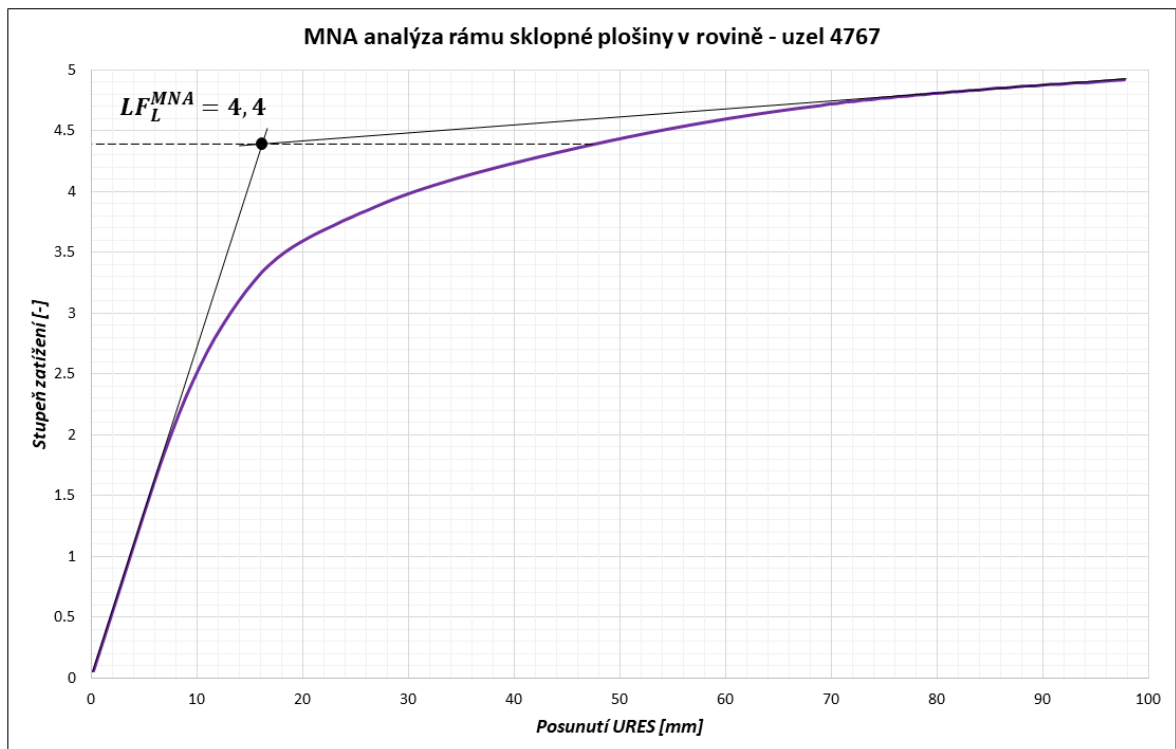
Obrázek 49 Zatížení pro nelineární analýzu rámu sklopné plošiny v rovině (0°)

Z hlediska zatížení bylo tedy nastavení oproti předchozí lineární statické analýze změněno pouze mírně, a to tak, že rozvory náprav třínápravového nákladního vozidla byly zavedeny reálně (viz. obr. 49). Zatížení na každou nápravu bylo ponecháno na maximálních legislativních 11,5 tuny, přestože je tak potom překročena maximální návrhová hmotnost vozidla. Třínápravové vozidlo navíc oproti čtyřnápravovému zatěžuje jednotlivá místa konstrukce více koncentrovaně a jedná se tak opět o konzervativní nastavení. Opět je zavedena vlastní hmotnost rámu pomocí gravitace.



Obrázek 50 Výsledek MNA analýzy rámu sklopné plošiny v rovině – posunutí URES

Výsledek MNA analýzy rámu sklopné plošiny v rovině je uveden na obr. 33, kde je vidět obrázek posunutí URES (celkové posunutí) při kroku výpočtu 150. Naznačen je bod v konstrukci – uzel 4767, kde došlo k největšímu průhybu konstrukce. Na základě tohoto bodu, jakožto nejslabšího místa v konstrukci, bude dále provedeno vyhodnocení.



Graf 4 Rovnovážná křivka MNA analýzy rámu sklopné plošiny v rovině (uzel 4767)

Pro zjištění uzlu 4767 byla vykreslena rovnovážná křivka (viz. graf 4), která představuje závislost posunutí URES uzlu na tzv. stupni zatížení neboli load factoru (LF). Poté byla tato křivka proložena dvěma tečnami. Jedna k elastické části chování materiálu a druhá v části, kde se již materiál chová plasticky. Limitní stupeň zatížení, v tomto případě tzv. mezní stav plasticity, se odečte z grafu v místě, kde se tyto dvě tečny protnou. V tomto případě:

$$LF_L^{MNA} = 4,38 \quad (26)$$

Tuto hodnotu je nyní třeba posoudit s dovolenou hodnotu zatížení. Norma pro takto specifické zařízení neexistuje, ale dobře poslouží norma ČSN EN 1493 „Zvedáky vozidel“ (viz. [26]), kde jsou stanoveny pro různé zatěžovací stavy a různé standartní konstrukční oceli (S235, S275 a S355) součinitele bezpečnosti vůči dosažení meze kluzu, kdy mez kluzu právě představuje přechod mezi elastickou a elasticko-plastickou částí zatěžovací křivky materiálu. Pro zatěžovací stav zdvihání a sklápění v běžném provozu je tento součinitel bezpečnosti ze všech nejpřísnější, a to $s = 1,5$.

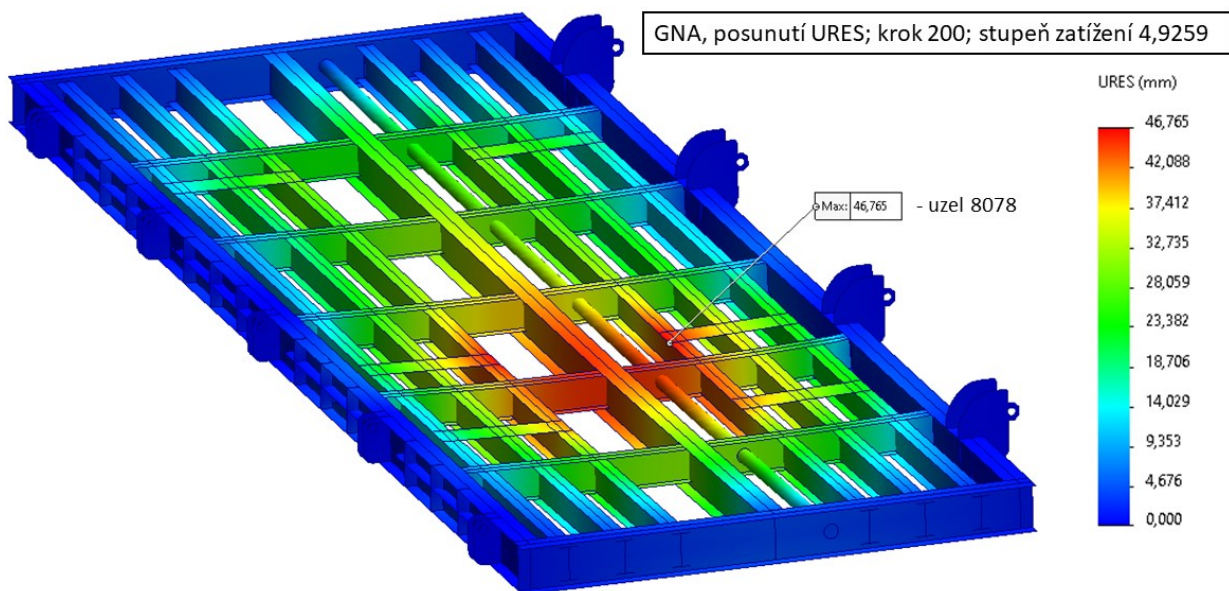
Nutno také podotknout, že norma uvažuje faktory, které jsou v tomto případě zanedbány. Jsou to např. dynamické síly, jejichž stanovení vychází z rychlosti zdvihu – pro případ této sklopné plošiny s rychlostí zdvihu 2° až 3° za minutu je jejich velikost zanedbatelná. Dalším faktorem stojícím za zmínku je rychlost větru pro venkovní zvedáky vozidel – také se

zanedbává, protože sklopná plošina bude používána výhradně při bezvětrí. Vítr opírající se o boční stěny měřených vozidel by ovlivňoval výsledky měření a byla by tak neplatná.

Dalším součinitelem vhodným pro vyhodnocení je součinitel svarových spojů. Protože zmíněná norma zaměřující se na zvedáky vozidel tuto skutečnost nepostihuje, byla pro to použita norma ČSN 69 0010 zabývající se konstrukcí tlakových nádob, konkrétně část 6.3 „Součinitel hodnoty svarového spoje“ (viz. [28]). Dle ní byl zvolen součinitel hodnoty svarového spoje $\varphi_{svar} = 0,7$. Je to hodnota skrývající v sobě vlastnosti svaru a rozsah kontroly, kdy zvolená hodnota představuje kontrolu svarů pouze vizuálním způsobem bez použití pokročilejších metod nedestruktivního testování. Z výše uvedeného lze potom stanovit dovolený stupeň zatížení rovnicí (27):

$$LF_D^{MNA} = \frac{LF_L^{MNA}}{s} \times \varphi_{svar} = \frac{4,38}{1,5} \times 0,7 = 2,044 \quad (27)$$

Dovolený stupeň zatížení vůči dosažení mezního stavu plasticity za použití zmíněných součinitelů bezpečnosti je u rámu sklopné plošiny v rovině zatížené třínápravovým vozidlem 2,044. Vstupní hodnoty zatížení, které byly zvoleny jako nejnepríznivější stav si lze představit jako stupeň zatížení roven 1 ($LF^{MNA} = 1$). Musí tedy být splněna podmínka, že zjištěný dovolený stupeň zatížení je větší než právě 1.⁴ To je splněno a lze konstatovat, že konstrukce v této analýze VYHOVUJE.

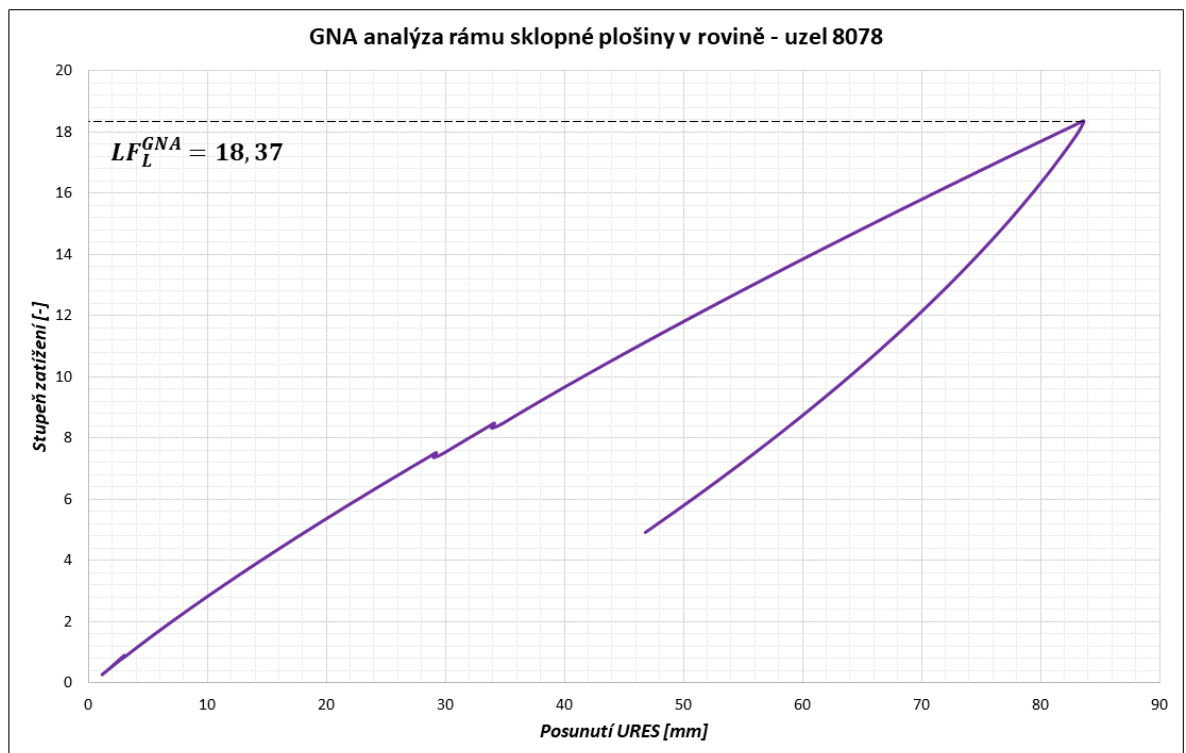


Obrázek 51 Výsledek GNA analýzy rámu sklopné plošiny v rovině – posunutí URES

⁴ Nabízelo by se zjištění konkrétní hodnoty zatížení plošiny v Newtonech namísto bezrozměrného stupně zatížení. To ovšem není možné, protože je v analýze kombinace zatížení od vozidla s vlastní tíhou plošiny od gravitace.

Následující provedenou analýzou byla analýza pouze s geometrickou nelinearitou – GNA. Možností by bylo provedení analýzy GMNA, tedy kombinace materiálové a geometrické nelinearity pro vyhodnocení mezního stavu plasticity i ztráty stability zároveň, nicméně od toho bylo odstoupeno pro celkovou hardwarovou náročnost analýzy. Již pro samotnou GNA analýzu byla nutná úprava nastavení analýzy z hlediska tolerance konvergence pro její úspěšné dokončení za cenu mírného snížení přesnosti výsledků. Výsledný obrázek posunutí URES GNA analýzy pro krok 200 je uveden na obr. 51. K největšímu průhybu došlo v uzlu 8078 a v tomto bodě bude tedy dále konstrukce vyhodnocována pro zjištění limitního stupně zatížení ztráty stability.

Pro uzel 8078 je dále tedy vykreslena zatěžující křivka (viz. graf 5). Ta ve svém průběhu vykazuje určité výkyvy, což je právě následek zmíněného snížení přesnosti. Nejdůležitějším poznatkem z celého průběhu je bod zvratu, kdy došlo k velmi rychlému poklesu tuhosti konstrukce. Před samotným vyhodnocením, je třeba ještě zmínit, že až do ztráty stability je průběh velmi lineární a nevykazuje výraznou progresivitu v klesání únosnosti konstrukce. Z toho je možno konstatovat, že geometrická nelinearita by v celém průběhu předchozí MNA analýzy výrazně nesnížila limitní stupeň zatížení a výsledky jsou tak použitelné i bez provedení a vyhodnocení GMNA analýzy, protože obecně platí, že každá nelinearita snižuje celkovou únosnost konstrukce.



Graf 5 Rovnovážná křivka GNA analýzy rámu sklopné plošiny v rovině (uzel 8078)

Nyní z provedené GNA analýzy bude vyhodnocena právě ztráta stability konstrukce. Z předchozího grafu 5 je zřejmé, že limitní stupeň zatížení pro ztrátu stability je:

$$LF_L^{GNA} = 18,37 \quad (28)$$

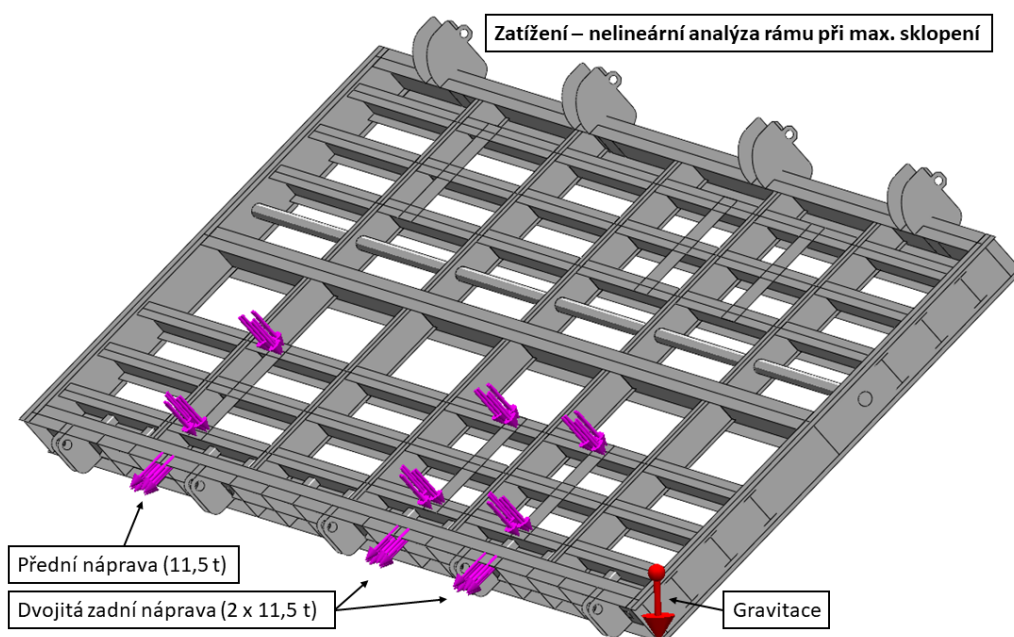
Vyhodnocení bude provedeno opět na základě již zmíněné normy pro tlakové nádoby ČSN 69 0010, ale nyní dle její části 4.2 „Všeobecná část pro nádoby z oceli“ z technického hlediska výpočtu pevnosti (viz. [29]), která stanovuje součinitel bezpečnosti vůči ztrátě stability při provozních podmínkách $n_u = 2,4$. Norma pro zvedáky vozidel ztrát stability jako takovou nezmiňuje, a proto se jeví použití normy pro tlakové nádoby jako velice konzervativní, protože ty jsou obecně ke ztrátě stability náchylné. Dle součinitele bezpečnosti je potom dovolený stupeň zatížení vůči ztrátě stability dán rovnicí (29):

$$LF_D^{GNA} = \frac{LF_L^{GNA}}{n_u} = \frac{18,37}{2,4} = 7,654 \quad (29)$$

Dovolený stupeň zatížení je o hodně větší, než 1, a proto lze považovat konstrukci z hlediska ztráty stability za VYHOVUJÍCÍ. Naopak vysoký limitní stupeň zatížení, kdy dojde ke ztrátě stability, vypovídá o vysoké odolnosti konstrukce vůči ztrátě stability.

4.4.4 Provedení nelineárních analýz rámu sklopné plošiny při maximálním sklopení a jejich vyhodnocení

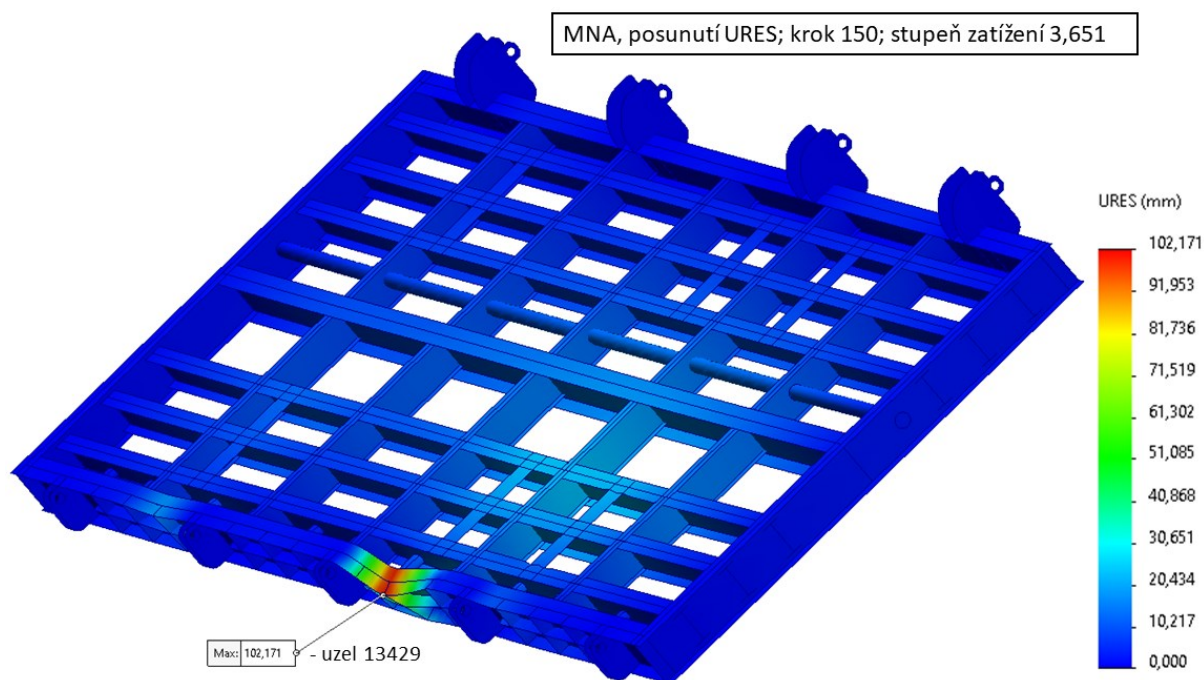
Analýzy rámu sklopné plošiny při maximálním sklopení (40°) byly provedeny stejně – MNA a GNA, jako v předchozí kapitole, kdy byl posuzován stav plošiny v rovině (0°).



Obrázek 52 Zatížení pro nelineární analýzu rámu sklopné plošiny při maximálním sklopení (40°)

Kompletní nastavení nelineárních analýz zůstává stejné, vyjma zavedeného zatížení. Nově zavedené zatížení je uvedeno na obr. 52. Smysl působení gravitace byl upraven tak, aby vlastní tíha respektovala naklopení posuzovaných 40°. Simulované vozidlo zůstalo stejné – pouze byl nalezen takový stav za pomoci výšky jeho těžiště tak, aby k odlepení kol od horní části plošiny došlo právě při naklopení 40°. Poté bylo pomocí analytických výpočtů zjištěno, jak se tíha vozidla na dolní kola rozdělí mezi působení ve směru na pojezdové rošty a na působení ve směru na kolovou zarážku, která je zapřena o boční vnější nosník – tak, jak je to vidět i na obr. 52 zavedeného zatížení. Tato zatížení od každé z náprav jsou zaokrouhleně:

- ve směru na nosné rošty: $F_y = 86500 \text{ N}$ a
- ve směru na kolovou zarážku: $F_x = 72500 \text{ N}$.



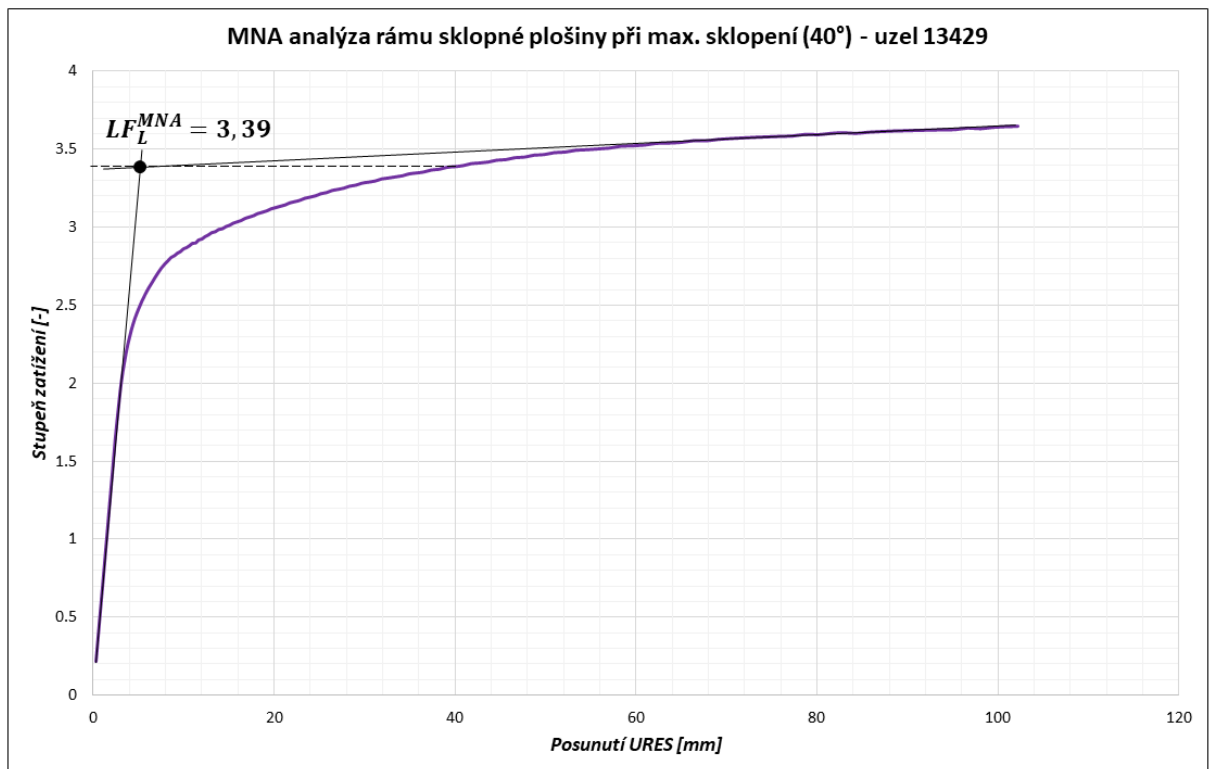
Obrázek 53 Výsledek MNA analýzy rámu sklopné plošiny při maximálním sklopení (40°) – posunutí URES

Výsledek provedené MNA analýzy je na obr. 53, jedná se o obrázek výsledného posunutí URES při kroku 150. Nejslabší místo v konstrukci představuje uzel 13429, kde došlo oproti celé konstrukci k naprosto nejvýraznější deformaci. Záměrně byla jedna z náprav vozidla umístěna přesně do středu mezi dvě čepová uložení tak, aby byl postihnut tento nevýhodný stav. Kvůli tomuto stavu byly zároveň do modelu přidány výztuhy bočního nosníku, který zachytává síly od kolových zarážek.

Pro tento uzel 13429 byla vykreslena rovnovážná křivka na následujícím grafu 6. Z této analýzy je přechod do plastické části chování materiálu vykreslen ještě výrazněji, než u

přechází MNA analýzy rámu sklopné plošiny v rovině. Je to tím, že právě došlo k poměrně velké deformaci v jediném místě. Výsledek je určen opět jako velikost limitního stupně zatížení vůči plastickým deformacím konstrukce:

$$LF_L^{MNA} = 3,39 \quad (30)$$

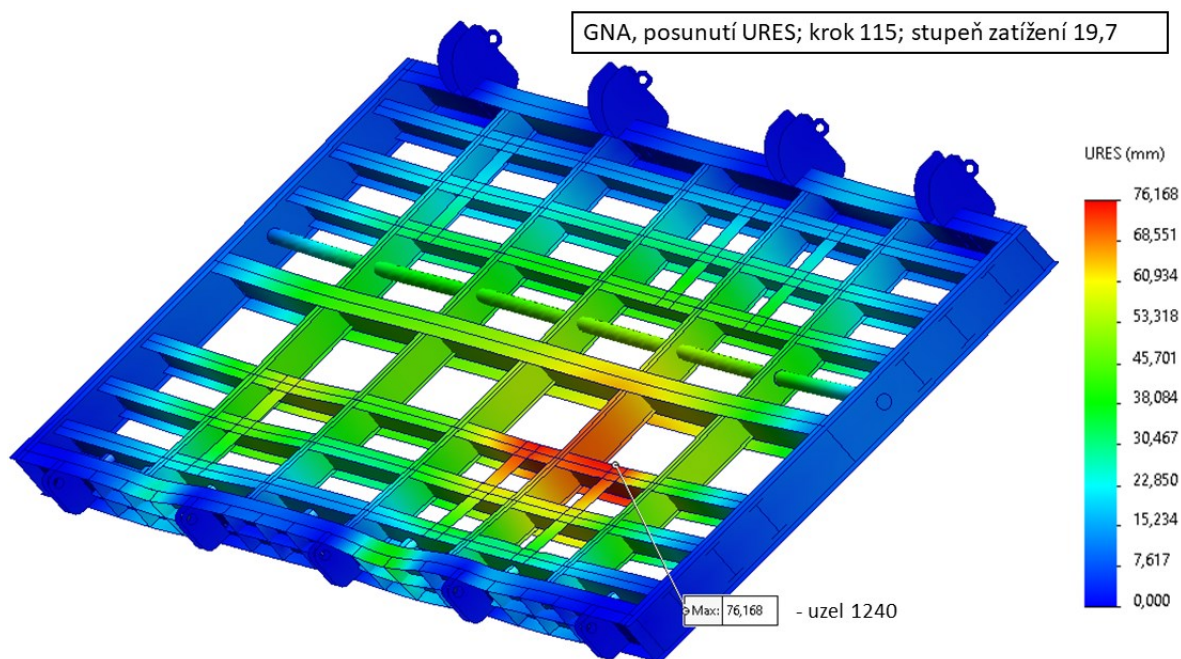


Graf 6 Rovnovážná křivka MNA analýzy rámu sklopné plošiny při maximálním sklopení (uzel 13429)

Vyhodnocení je provedeno totožným způsobem, jako u předchozí MNA analýzy, tedy dovolený stupeň zatížení vůči dosažení mezního stavu plasticity bude dle vztahu (31):

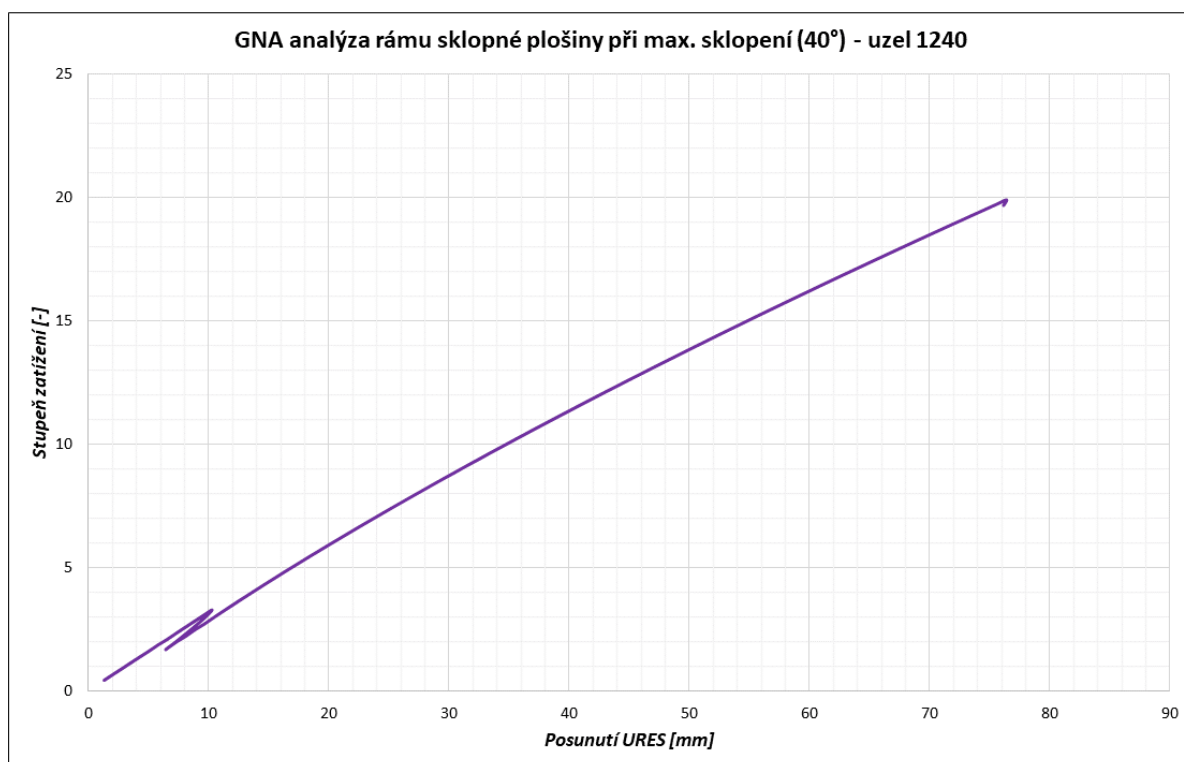
$$LF_D^{MNA} = \frac{LF_L^{MNA}}{s} \times \varphi = \frac{3,39}{1,5} \times 0,7 = 1,582 \quad (31)$$

Zjištěná hodnota je větší než 1 a proto konstrukce podmínce VYHOVUJE.



Obrázek 54 Výsledek GNA analýzy rámu sklopné plošiny při maximálním sklopení (40°) – posunutí URES

Poslední analýzou byla nelineární analýza GNA rámu sklopné plošiny při maximálním sklopení (40°). Výsledek posunutí URES při kroku 115 je uveden na obr. 54. Jak vidno, nejslabším místem konstrukce při GNA analýze je oproti předchozí MNA analýze jiná část – uzel 1240.



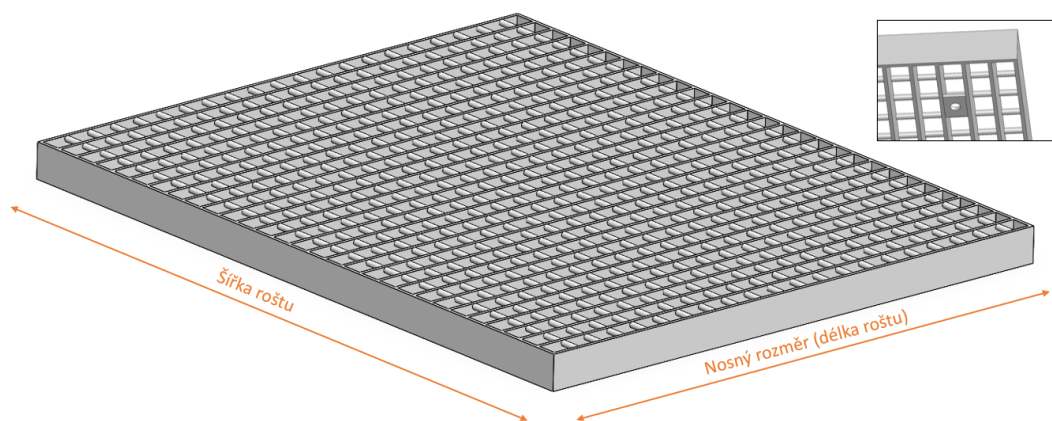
Graf 7 Rovnovážná křivka GNA analýzy rámu sklopné plošiny při maximálním sklopení (uzel 1240)

Pro tento uzel 1240 byla vykreslena rovnovážná křivka na grafu 7. Opět jsou vidět nedostatky v průběhu křivky sníženou přesností výpočtu. Analýza neskončila zjevnou ztrátou stability, ačkoliv na konci analýzy, kde křivka poklesla, se o ní jednat teoreticky může. Za předpokladu, že by konec analýzy skutečně znamenal ztrátu stability, pak je stupeň zatížení v tomto okamžiku ještě vyšší než v předchozí GNA analýze, a tak by konstrukce z hlediska ztráty stability VYHOVĚLA i v tomto případě. Z hlediska vyhodnocení lze dále opět konstatovat, že zjištěný průběh při geometrické nelinearitě znatelně nesnižuje únosnost zjištěnou v přechozí MNA analýze.

Závěr z analýz je následující: Konstrukce je schopna bezpečně při zachování všech součinitelů bezpečnosti otestovat vozidlo o zatížení na plošinu větším až o jeho 1,582násobek. Teoreticky ještě více, jelikož součástí analýz byla i vlastní hmotnost plošiny.

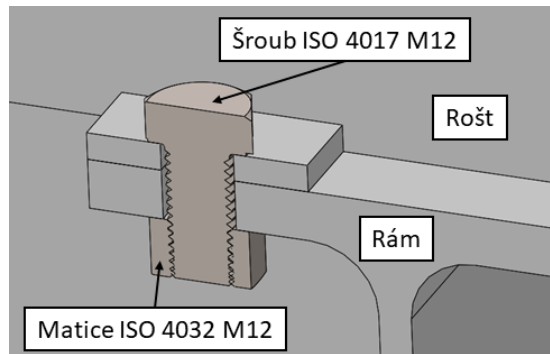
4.5 Vybrané pojezdové rošty

Jako pojezdové rošty byly vybrány rošty speciálně určené pro vysoká zatížení od firmy Lichtgitter CZ spol. s r.o. vyobrazené na obr. 55. Jsou to rošty svařované (SP) s oky 34 x 38 mm z materiálu S235JR, kdy nosné pásy mají rozměr 50 x 5 mm. Takovéto rošty mají označení SP 505 – 34 / 38 – 5. Roštů je použito celkem 18 – každý je široký 1000 mm a dlouhý 800 mm. Důležité je poznamenat, že z hlediska terminologie je délka roštu vždy ve smyslu nosných pásů. Na obrázku je též vidět řešení uchycení roštů ke konstrukci. Ve všech čtyřech rozích každého z roštů je mezi nosné pásy navařena krátká pásovina, do které je vyvrtán otvor pro šroubový spoj s nosníkem rámu sklopné plošiny.



Obrázek 55 Pojezdový rošt a jeho uchycení

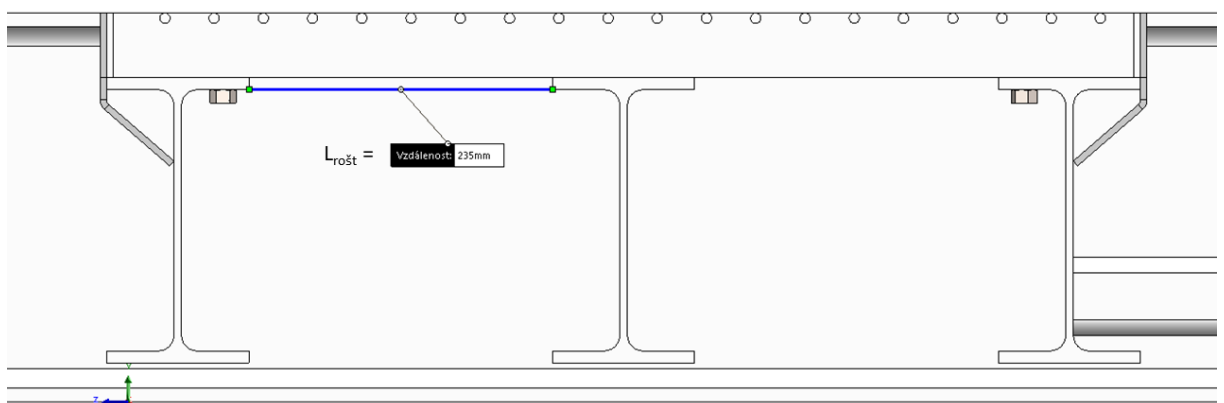
Zmíněný otvor pro průchod šroubu M12 je vrtán až při montáži skrz pásovinu v roštu i nosník rámu zároveň. Šroubové spoje jsou realizovány šrouby ISO 4017 M12 a maticemi ISO 4032 M12 (viz. obr. 56).



Obrázek 56 Šroubový spoj roštu s nosníkem

4.5.1 Výpočet zvolených pojezdových roštů

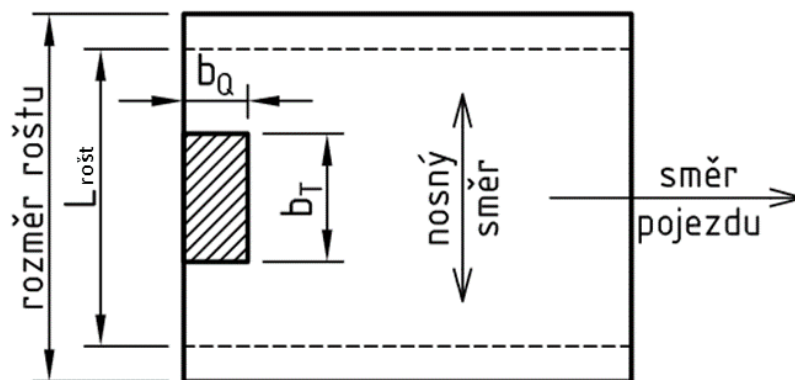
U roštů je třeba provést výpočty pro ověření jejich dostatečné pevnosti. Vstupními údaji jsou především materiál, rozměr nosného pásu a světlá rozteč podpor, která je pro řešený případ znázorněna modrou čarou na následujícím obr. 57. Jak vidno, rošt je uložen na třech nosnících. Hodnota světlé rozteče mezi středním a oběma krajními nosníky je totožných $L_{rošt} = 235 \text{ mm}$.



Obrázek 57 Umístění roštů na nosnících

Následující výpočet vychází z katalogu výrobce [30]. Uvažuje se zatížení kolovým tlakem na tzv. zatěžovací ploše dle předpisu DIN 1072 ve středu rozteče, tedy v nejhorším případě. Pro posuzovaná těžká nákladní vozidla se zatěžovací plocha uvažuje $200 \times 400 \text{ mm}$, kde dle obr. 58 jsou $b_Q = 200 \text{ mm}$ a $b_T = 400 \text{ mm}$.

Zatížení F_p bylo zvoleno jako to největší, které může od jednoho kola na rošt nastat. Tím je zatížení od dolního kola sklopeného vozidla na rošt ve chvíli, kdy horní kolo nápravy již ztratilo kontakt s plošinou. Zatížení nápravy se uvažuje z hlediska legislativy maximální možné, tedy 11,5 tuny. Zjištěná hodnota je zaokrouhlena nahoru a zatěžovací síla F_p bude ve výpočtu uvažována jako 90000 N. Výpočet byl proveden pomocí rovnice (7) a (8) a výsledek je hodnota K_{Dy} pro hmotnost 11500 kg, kterou je zatěžována každá z náprav.



Obrázek 58 Důležité rozměry pro výpočet roštu a zatěžovací plocha [30]

Charakteristická hodnota ohybového momentu M_k se určí vztahem (32):

$$M_k = \frac{F_p \times \left(L_{rošt} - \frac{b_T}{2}\right)}{4} = \frac{90000 \times \left(235 - \frac{400}{2}\right)}{4} = 787500 \text{ N} \times \text{mm} \quad (32)$$

Návrhová hodnota ohybového momentu M_d dle vztahu (33) zahrnuje navíc dílčí součinitel proměnného zatížení γ_Q :

$$M_d = \gamma_Q \times M_k = 1,5 \times 787500 = 1181250 \text{ N} \times \text{mm} \quad (33)$$

Dále je třeba nutno znát součet nosných pásů pod zatěžovací plochou a spolunesoucích mimo plochu $m_{rošt}$. Součet se určí následujícím vztahem (34):

$$n_{rošt} = \frac{b_Q}{t_{rošt}} + m_{rošt} = \frac{200}{34,33} + 1,5 = 7,33 \quad (34)$$

Průřezový modul v ohybu W_x je potom dle vztahu (35):

$$W_x = \frac{b_{rošt} \times h_{rošt}^2}{6} \times n_{rošt} = \frac{5 \times 50^2}{6} \times 7,33 = 15270,8 \text{ mm}^3 \quad (35)$$

Maximální napětí v roštu σ se určí vztahem (36):

$$\sigma = \frac{M_d}{W_x} = \frac{1181250}{15270,8} = 77,4 \text{ MPa} \quad (36)$$

Pro porovnání vypočteného maximálního napětí slouží následující návrhová mez kluzu $f_{y,d}$ dle vztahu (37):

$$f_{y,d} = \frac{f_{y,k}}{\gamma_M} = \frac{235}{1} = 235 \text{ MPa} \quad (37)$$

Pro vyhovění musí platit (38):

$$\sigma < f_{y,d} \rightarrow 77,4 \text{ MPa} < 235 \text{ MPa} \quad (38)$$

Podmínka je splněna a z hlediska pevnosti rošt s velkou rezervou vyhovuje. Dále krom napětí je třeba se podívat na průhyb, který by měl být menší než 1/200 ze světlé rozteče. Průhyb f od zatížení se určí rovnicí (39):

$$f = \frac{F_p}{384 \times E \times I_x} \times (8 \times L_{rošt}^3 - 4 \times L_{rošt} \times b_T^2 + b_T^3) \quad (39)$$

Dosazením:

$$f = \frac{90000}{384 \times 210000 \times \left(\frac{5 \times 50^3}{12} \times 7,33\right)} \times (8 \times 235^3 - 4 \times 235 \times 400^2 + 400^3) \quad (40)$$

$$f = 0,051 \text{ mm} \quad (41)$$

Pro dovolený průhyb $f_{dovolené}$ z předešlého popisu platí vztah (42):

$$f_{dovolené} = \frac{L_{rošt}}{200} = \frac{235}{200} = 1,175 \text{ mm} \quad (42)$$

Porovnáním dle (43) se posoudí vypočtený průhyb s dovoleným:

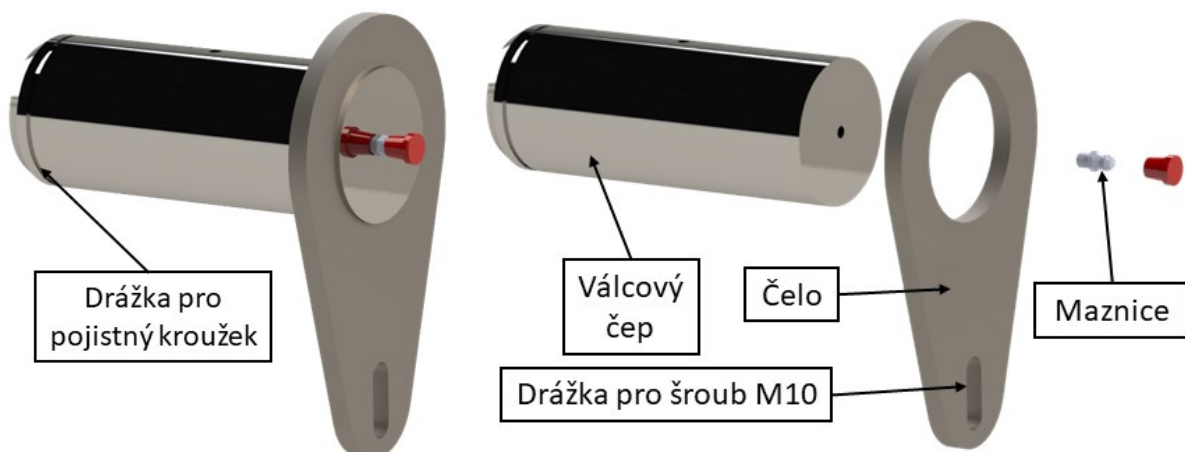
$$f < f_{dovolené} \rightarrow 0,051 \text{ mm} < 1,175 \text{ mm} \quad (43)$$

Podmínka průhybu je splněna, stejně jako u napětí s velkou rezervou. Rošty jsou, stejně jako zbytek konstrukce, úmyslně předimenzovány.

4.6 Čepové spojení sklopné plošiny se základním rámem

Otočné uložení sklopné plošiny je realizováno již zmiňovanými čepovými spoji přes navařené nástavce s otvory v základním rámu i sklopné plošině. Navržený čep je uveden na obr. 59, v rozloženém pohledu potom na vedlejším obr. 60. Kompletní čep je složen ze dvou základních částí – samotný válcový čep a k němu navařované čelo.

Válcový čep má průměr 60 mm a délku 153 mm. Vyhotoven je z konstrukční legované oceli 1.7228, neboli 50CrMo4, tedy legované chromem a molybdenem. Ta se vyznačuje vysokou tvrdostí a odolností proti silnému ohybu, oděru a opotřebení. Mez kluzu při daném průměru čepu dosahuje hodnoty až 700 MPa. Jedna z uváděných aplikací této oceli jsou právě namáhaná kloubová spojení strojů. Její složení zároveň umožňuje snadné svařování, což je v tomto případě potřeba pro navaření čela čepu s drážkou pro průchod šroubu M10 k axiálnímu zajištění čepu. Toto čelo je vyhotoveno z běžné konstrukční oceli S235JR. Opačná strana válcového čepu má sraženou hranu a vyfrézovanou drážku pro pojistný kroužek k radiálnímu zajištění čepu [31; 32].



Obrázek 59 Čep uložení sklopné plošiny

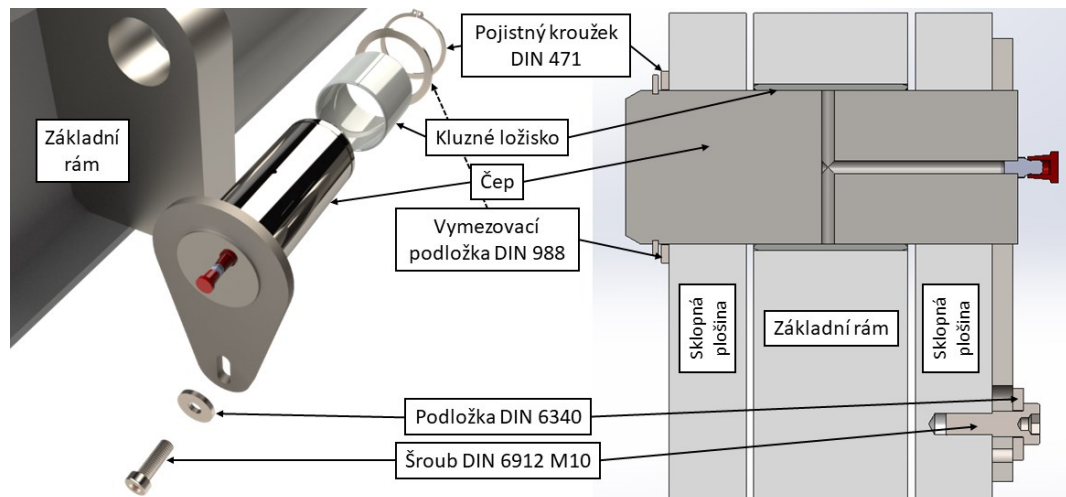
Obrázek 60 Rozložený pohled na čep

Dále je možno na obr. 59 i 60 vidět rovnou maznici kuželového tvaru se závitem M6x1 dle normy DIN 71412 vyhotovenou z nerezové oceli 1.4305 a její plastovou červenou krytku. Ta je našroubována do závitu v těle válcového čepu, který je na začátku vybrání tvaru T pro dopravu maziva do čepového spoje (viz. obr. 61).



Obrázek 61 Řez válcovým čepem

Čepové spojení sklopné plošiny se základním rámem jako takové je uvedeno na následujících obr. 62 – rozložený pohled a složený pohled v řezu. Je vidět, že čep prochází otvory ve výpalcích na základním rámu i sklopné plošině. Přes otvor v čele je čep přišroubován přes podložku DIN 6340 šroubem M10 dle DIN 6912. Na opačné straně čepu je provedeno radiální zajištění pojistným kroužkem DIN 471 a vymežovací podložkou DIN 988. Vůči krajním nástavcům navařených ke sklopné plošině se čep neotáčí – pohyb je zamezen šroubem. Axiálně se otáčí vůči centrálnímu nástavci navařenému k základnímu rámu, a proto je do jeho otvoru vloženo kluzné ložisko SKF PRM 606560 ze svinutého bronzového pásu (viz. [33]).

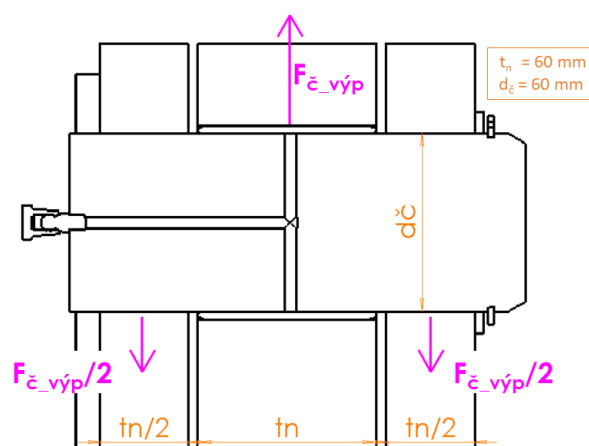


Obrázek 62 Čepové uložení sklopné plošiny

4.6.1 Kontrola čepu uložení sklopné plošiny

Navržené čepové spojení je třeba výpočtem zkontrolovat. Nejdříve je nutné stanovit zatížení, na které je třeba čepový spoj ověřit. To bude vycházet z analytického výpočtu reakcí v uloženích (viz. kapitola 4.3.2) a z MKP lineární statické analýzy sklopné plošiny (viz. kapitola 4.4.1). Bylo zjištěno, že čepy uložení plošiny jsou nejvíce zatíženy při maximálním sklopení 40° a to v případě vozidla o hmotnosti 32 tun silou o velikosti 316643,2 N (viz. graf 2). Z lineární statické analýzy je zřejmé, že je třeba, aby každý z čepů byl schopen bezpečně přenést alespoň 35 % z celkového zatížení na všechny čepy. Síla pro výpočet čepu $F_{\check{c}_v \check{y}p}$ dle předešlého tvrzení bude dle vztahu (44) vypočtena:

$$F_{\check{c}_v \check{y}p} = 0,35 \times 316643,2 \cong 110825 \text{ N} \quad (44)$$



Obrázek 63 Schéma pro výpočet čepového spoje

Schéma čepového spoje včetně vstupních hodnot rozměrů čepu pro výpočet je naznačeno na předchozím obr. 63. Již bylo zmíněno, že čep je vyroben z materiálu 50CrMo4 s pro daný průměr čepu mezi kluzu $Re = 700 \text{ MPa}$.

Ohyb

Základní kontrolou čepových spojů je kontrola čepu na ohyb. Kontrolováno bude místo, kde dochází k největšímu ohybovému napětí M_{Omax} . Určí se rovnicí (45):

$$M_{Omax} = \frac{F_{\check{c}.v\check{y}p} \times \left(\frac{t_n}{2} + t + \frac{t_n}{2}\right)}{4} = \frac{110825 \times \left(\frac{60}{2} + 60 + \frac{60}{2}\right)}{4} = 3324750 \text{ N} \times \text{mm} \quad (45)$$

Do výpočtu dále vstupuje modul průřezu v ohybu W_o . Pro kruhový průřez čepu platí rovnice (46):

$$W_o = \frac{\pi \times d_{\check{c}}^3}{32} = \frac{\pi \times 60^3}{32} \cong 21205,8 \text{ mm}^3 \quad (46)$$

Ohybové napětí potom dosahuje dle rovnice (47) hodnoty:

$$\sigma = \frac{M_{Omax}}{W_o} = \frac{3324750}{21205,8} \cong 156,8 \text{ MPa} \quad (47)$$

Dovolené ohybové napětí σ_D se součinitelem bezpečnosti $k = 2$ zvoleným na základě informací z [34] vyjadřuje následující vztah (48):

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{700}{2} = 350 \text{ MPa} \quad (48)$$

Porovnáním (49):

$$\sigma \leq \sigma_D \rightarrow 156,8 \text{ MPa} \leq 350 \text{ MPa} \quad (49)$$

Čep z hlediska kontroly na ohyb VYHOVUJE.

Střih

Dále je vhodné zkontrolovat čep na střih. Smykové napětí τ se určí z působící síly a průřezu čepu rovnicí (50):

$$\tau = \frac{F_{\check{c}.v\check{y}p}}{2 \times \frac{\pi \times d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{110825}{2 \times \frac{\pi \times 60^2}{4}} \cong 19,6 \text{ MPa} \quad (50)$$

Dovolené smykové napětí τ_D je dle rovnice (51) za použití koeficientu bezpečnosti 0,4 dle [35] následující:

$$\tau_D = 0,4 \times R_e = 0,4 \times 700 = 280 \text{ MPa} \quad (51)$$

Porovnáním (52):

$$\tau \leq \tau_D \rightarrow 19,6 \text{ MPa} \leq 280 \text{ MPa} \quad (52)$$

Čep z hlediska kontroly na střih VYHOVUJE.

Otlačení

Méně únosná část čepového spoje, obvykle ta, ve kterém je uchycen čep, a ne čep samotný, se kontroluje na otlačení. Nástavce, ve kterých je čep umístěn jsou vyrobeny z materiálu S235JR s mezí kluzu $Re = 235 \text{ MPa}$. Dovolенý tlak proti otlačení je dle zdroje [36] pro daný materiál uváděn při nejhorším možném zatěžování jako $p_D = 65 \text{ MPa}$.

Skutečný tlak ve spoji p_{otl} je určen rovnicí (53):

$$p_{otl} = \frac{F_{\check{c}.v\check{y}p}}{d_{\check{c}} \times t_n} = \frac{110825}{60 \times 60} \cong 30,8 \text{ MPa} \quad (53)$$

Porovnáním (54):

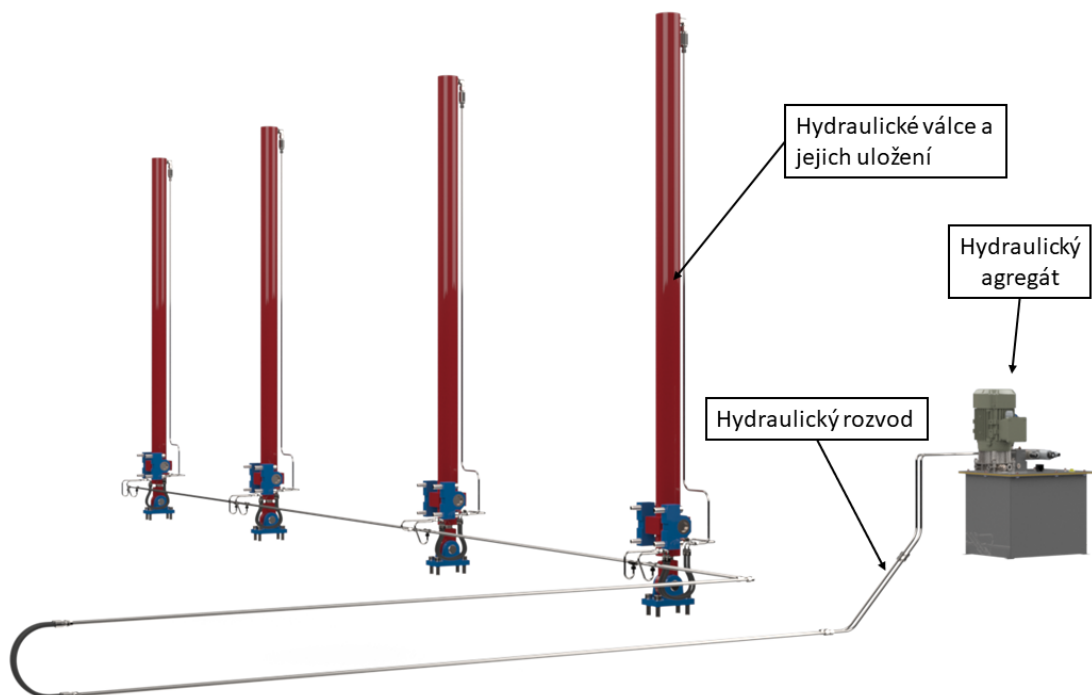
$$p_{otl} \leq p_D \rightarrow 30,8 \text{ MPa} \leq 65 \text{ MPa} \quad (54)$$

Nástavce uložení čepů z hlediska otlačení VYHOVUJÍ.

4.7 Hydraulický systém zdvihu

Jak již bylo uvedeno v ideovém návrhu, pohon zdvihu sklopné plošiny bude hydraulický systém. Skládá se z (viz. obr. 64):

- hydraulických válců a jejich uložení,
- hydraulického agregátu a
- hydraulického rozvodu včetně spojovacích prvků.



Obrázek 64 Hydraulický systém zdvihu

4.7.1 Volba hydraulických válců

Při volbě válců bylo nutné vyjít především ze síly, kterou musí být schopny zdvihnout – dle toho se určí průměr pístu válce. Tato největší síla byla zjištěna v rámci analytického výpočtu kapitoly 4.3.2 rovnicí (16) jako reakce R_B v uložení válců pro vozidlo o hmotnosti 32 tun. Jak je z průběhu na grafu 2 zřejmé, největší sílu musí válce vyvinout v počátku zdvihu (sklopení 0°). Tato síla působící na všechny čtyři hydraulické válce má hodnotu:

$$F_{4v_max} \cong 183000 \text{ N} \quad (55)$$

Dále je tato síla navíc vynásobena koeficientem $k_1 = 1,2$ pro zajištění překonání pasivních odporů, potom je výpočtová síla dle rovnice (56):

$$F_{4v_výp} = F_{4v_max} \times k_1 = 183000 \times 1,2 = 219600 \text{ N} \quad (56)$$

Na základě lineární statické analýzy provedené na sklopné plošině v kapitole 4.4.1 bylo zjištěno, že z hlediska rozložení sil na jednotlivé válce je vhodné, aby každý z válců byl navržen pro zdvih 50 % celkového zatížení na všechny válce. Potom výpočtová síla pro jeden válec je dle vztahu (57):

$$F_{v_výp} = 0,5 \times F_{4v_výp} = 0,5 \times 219600 = 109800 \text{ N} \quad (57)$$

Výpočet plochy pístu válce bude vycházet z Pascalova zákona, který vyjadřuje vztah mezi tlakem p_h , silou $F_{v_výp}$ a plochou pístu S_p . Vstupní tlak bude uvažován pro válce s pracovním tlakem $p_h = 160 \text{ bar} = 16 \text{ MPa}$. K tomu je důvod ten, že hydraulické válce budou mít velký zdvih a volba válců pro větší tlaky by potom znamenala výpočtově méně mohutné válce, které by mohly hůře odolávat vůči ztrátě stability. Plocha pístu válce musí tedy být dle vztahu (58) minimálně:

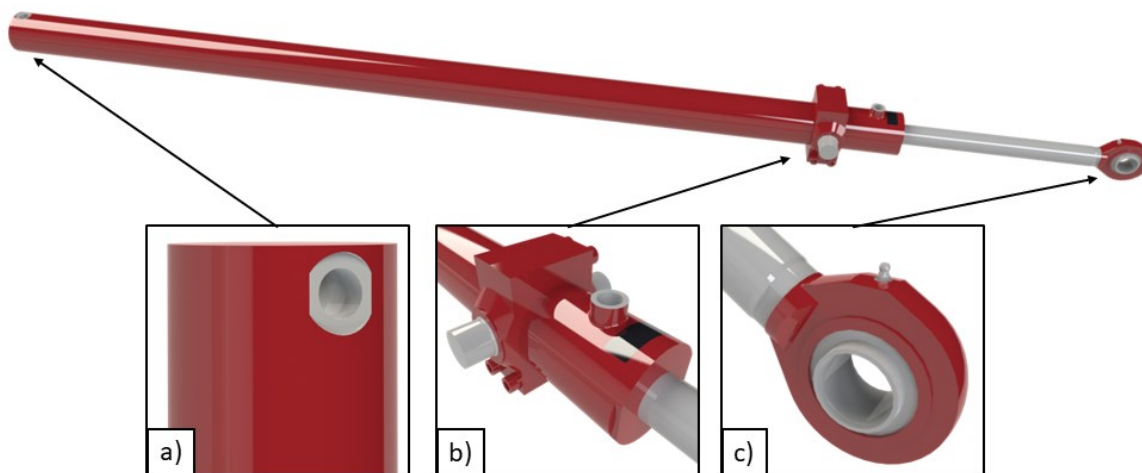
$$p_h = \frac{F_{v_výp}}{S_{p_min}} \rightarrow S_{p_min} = \frac{F_{v_výp}}{p_h} = \frac{109800}{16} = 6862,5 \text{ mm}^2 \quad (58)$$

Minimální průměr pístu D_{p_min} se potom dopočítá vztahem (59) jako:

$$D_{p_min} = \sqrt{\frac{S_{p_min} \times 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{6862,5 \times 4}{\pi}} \cong 93,5 \text{ mm} \quad (59)$$

Potřebný zdvih válce byl odměřováním v 3D modelu odhadnut jako vhodný, a tak i zvolen $Z_p = 2400 \text{ mm}$. Na základě těchto informací byl nakonfigurován následující dvojčinný hydraulický válec s jedním pístem (viz. obr. 65) od firmy Bosch Rexroth s průměrem pístu $D_p = 100 \text{ mm}$ a výsledným kódem pro objednání:

CDL2MT4/100/56/2400D2X/B11CFUMZWWWWBWW XU = 285 mm



Obrázek 65 Zvolený hydraulický válec (aktuální zdvih 500 mm)

Na obr. 65 je hydraulický válec rozčleněn na:

- Vstup / výstup hydraulické kapaliny s trubkovým závitem G 3/4 dle ISO 1179-1 do prostoru válce nad pístem.
- Uložení válce otočnými čepý (do sklopné plošiny) a vstup / výstup hydraulické kapaliny s trubkovým závitem G 3/4 dle ISO 1179-1 do prostoru válce pod pístem.
- Ukončení pístní tyče nedemontovatelným okem se samo nastavovacím ložiskem (úhlově) a maznicí s kuželovou hlavou tvaru A dle DIN 71412 pro uložení do základního rámu.

Nejdůležitější parametry hydraulického válce jsou uvedeny v následující tabulce 4, kompletní rozšířování parametrů dle objednacího kódu je uvedeno v příloze D, stejně jako dále výkres rozměrů hydraulického válce v příloze E. Oba dokumenty jsou výstupem použitého konfiguratoru hydraulických válců firmy Bosch Rexroth, viz. [37].

Tabulka 4 Základní parametry hydraulického válce

Průměr pístu	D_p [mm]	100
Průměr pístní tyče	d_p [mm]	56
Zdvih	Z_p [mm]	2400
Vzdálenost čepů uložení válce	XU [mm]	285
Nominální tlak	p_n [bar]	160

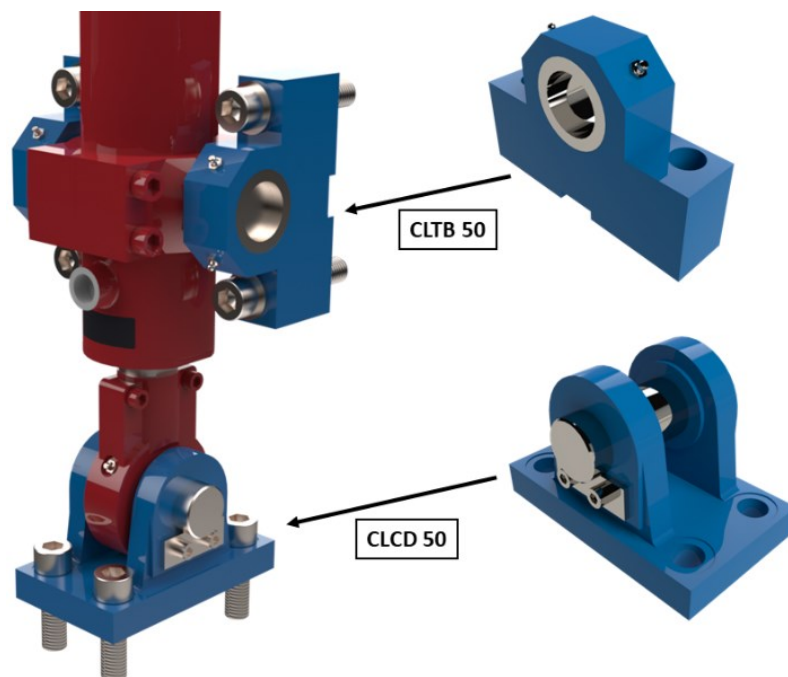
Vzdálenost XU představuje vzdálenost mezi středem oka ukončení pístní tyče a středů čepů na hydraulickém válci. Tato vzdálenost byla volena současně při simultánních úpravách prvků pro uložení válce do základního rámu a sklopné plošiny. Cílem bylo vhodně uložit válec tak, aby během zdvihu nedocházelo ke kolizi s žádnou jinou částí a současně v základní poloze

plošiny (sklopení 0°) byly válce kolmo k zemi. Dále ve finální konstrukci dojde k maximálnímu sklopení plošiny (40°) při zdvihu válců již 2303 mm – do koncové polohy hydraulického válce zbývá tedy rezerva 97 mm.

Z hlediska ochrany proti korozi byl od výrobce hydraulického válce zvolen nátěr splňující kategorii antikorozi ochrany třídy CP4. Tato třída představuje nátěr o tloušťce 120 μm podrobený korozním zkouškám v délce 480 hodin dle norem DIN EN ISO 9227 a DIN EN ISO 6270-3. Při této třídě ochrany je venkovní použití vhodné v městských a průmyslových atmosférách s malým obsahem soli nebo oxidu siřičitého. Tato varianta byla zvolena pro možné venkovní použití, nicméně by bylo vhodné provést analýzu atmosféry konkrétního místa umístění zařízení pro případné zvolení vyšší třídy ochrany proti korozi [38].

4.7.2 Uložení hydraulických válců do zařízení

K uložení hydraulických válců do zařízení bylo využito standardizovaného řešení od výrobce zvolených válců Bosch Rexroth dle uvedeného obr. 66.



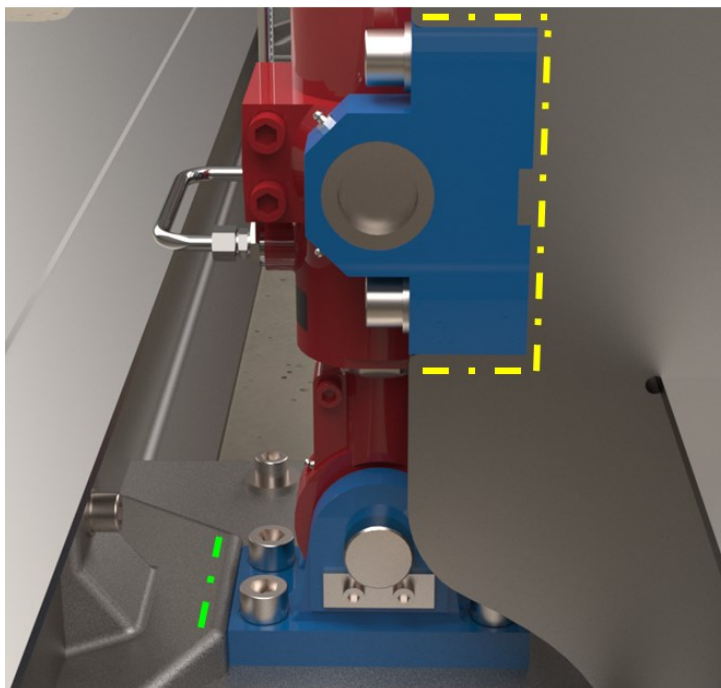
Obrázek 66 Prvky uložení hydraulického válce

Použité prvky jsou určeny přímo pro použité průměry válců a pístních tyčí a jsou to:

- CLTB 50 (spoj: čepy válce ↔ sklopná plošina) – dvojice bloků ložiska čepu dle ISO 8132, které jsou právě ve dvojici pro každý hydraulický válec schopny přenést zatížení až 125 kN. Na těle bloků jsou maznice pro mazání čepů [38].

- CLCD 50 (spoj: oko pístní tyče ↔ základní rám) – ložiskový stojan dle ISO 8132 s čepem zajištěným proti axiálnímu posuvu s maximálním zatížením 125 kN [38].

Dovolená zatížení prvků $125 \text{ kN} = 125000 \text{ N}$ jsou dostatečná vzhledem k maximálnímu výpočtovému zatížení na hydraulické válce $F_{v_vyp} = 109800 \text{ N}$. Spoj s konstrukcí je v obou případech pomocí šroubů ISO 4762 o velikosti závitu M24.

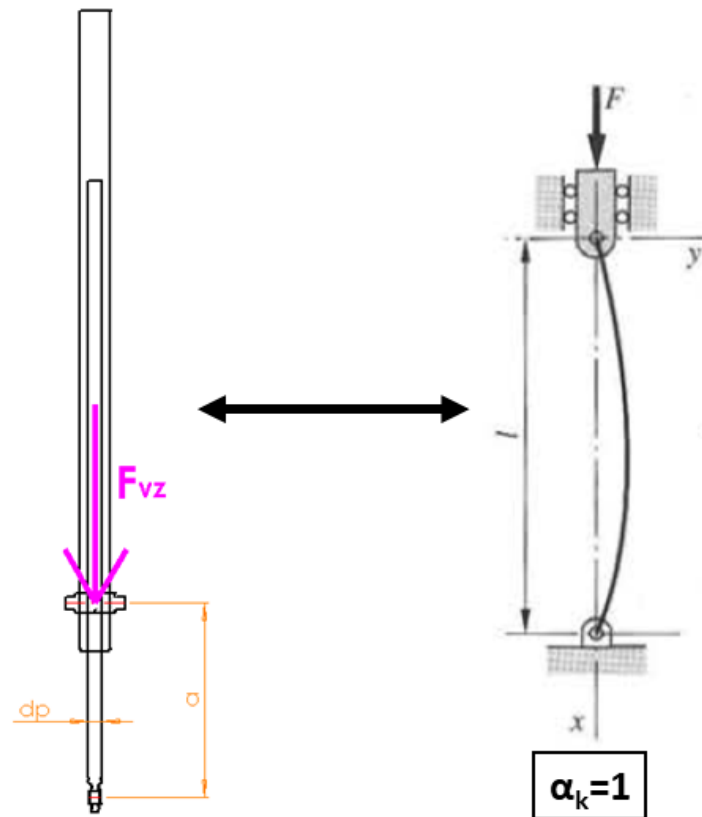


Obrázek 67 Uložení hydraulického válce

Na obr. 67 je uvedeno, jak jsou zmíněné prvky ve smontovaném sešroubovaném stavu k zařízení. Pro to, aby zatížení nebylo přenášeno většinou pomocí šroubů a byly tak velmi namáhány na střih, tak jim bylo odlehčeno vytvořením tvarového uchycení prvku CLTB (žlutě) a zarážky (zeleně) pro opěr prvku CLCD.

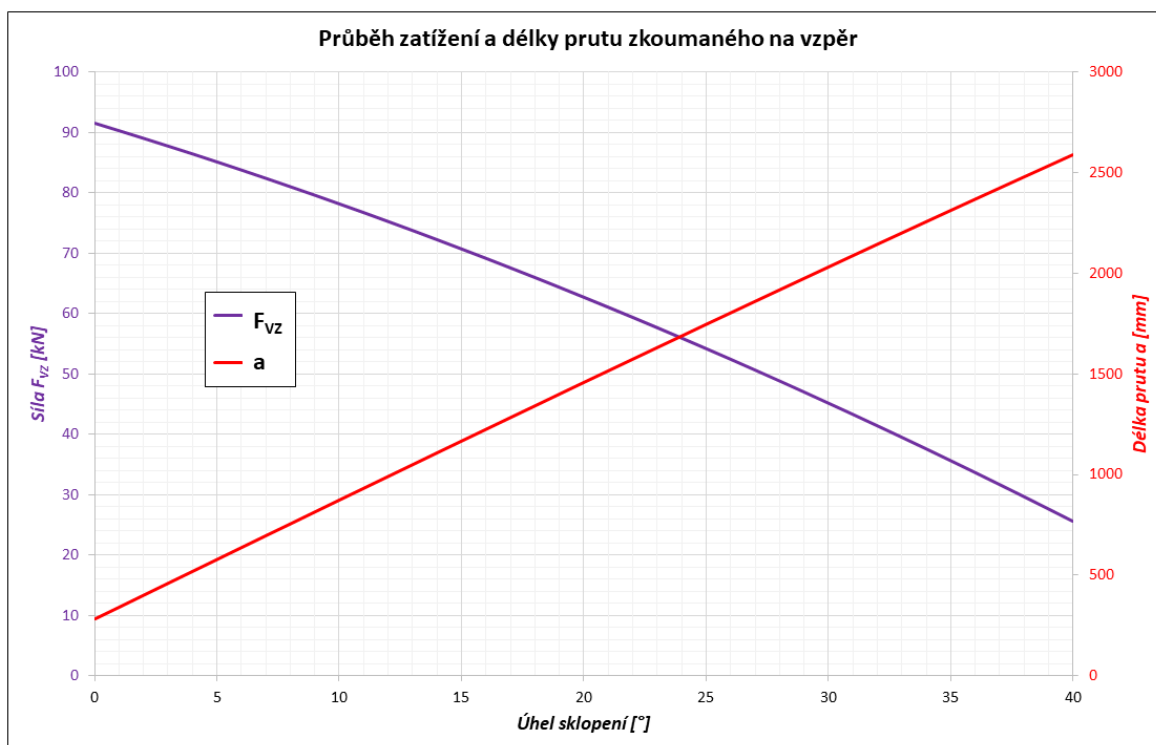
4.7.3 Kontrola hydraulického válce na vzpěr

Použité hydraulické válce jsou oproti běžným zvyklostem nestandardně dlouhé, a i vzhledem k velikostem zatížení je třeba provést jejich kontrolu na vzpěrnou stabilitu jakožto dlouhých prutů zatížených osově centrální silou. Schéma pro výpočet je na obr. 68 vlevo, a to v porovnání s odpovídajícím teoretickým modelem vpravo dle odborné literatury (viz. [35]). Jedná se o model, kdy jsou oba konce prutu uloženy kloubově – pro takový model se uvažuje součinitel $\alpha_k = 1$ [35].



Obrázek 68 Schéma pro výpočet vzpěru hydraulického válce [35]

Dále dle schématu v obr. 68 bude jako zatěžený prut zjednodušeně uvažován prut o průměru pístní tyče d_p – to je možné si dovolit umístěním čepů na těle válce v jeho spodní části. Dále jako délka l dle teoretického modelu se v rámci počítaného hydraulického válce bude uvažovat délka a , která se mění v průběhu zdvihu v závislosti na úhlu sklopení plošiny α . Stejně tak se mění zatěžovací síla na hydraulický válec F_{VZ} , která se bude uvažovat dle lineární statické analýzy v kapitole 4.4.1 jako 50 % z celkové zatěžovací síly na všechny válce, resp. se jedná o velikost reakce R_B , vypočtené analyticky vztahem (16) v kapitole 4.3.2. Průběh délky a a F_{VZ} v závislosti na úhlu sklopení α je na následujícím grafu 8. Z tohoto důvodu bude výpočet pro kontrolu vzpěru proveden pro celý rozsah sklápění, čímž bude možno postihnout nejhorší možnou kombinaci délky prutu a a zatěžovací síly F_{VZ} .



Graf 8 Průběh zatížení a délky prutu zkoumaného na vzpěr

Dle Eulerova teorie pružného vzpěru platí pro kritickou sílu zatížení vztah (60):

$$F_{krit} = \frac{\alpha_k \times \pi^2 \times E \times J}{a^2} \quad (60)$$

Součinitel bezpečnosti vůči dosažení kritické síly F_{krit} je na základě katalogu výrobce hydraulického válce zvolen o hodnotě $k_{vz} = 3,5$, viz. [38]. Mezi kritickou silou F_{krit} a výpočtovou silou pro vzpěr F_{VZ} potom z hlediska bezpečnosti platí vztah (61):

$$F_{krit} = k_{vz} \times F_{VZ} \quad (61)$$

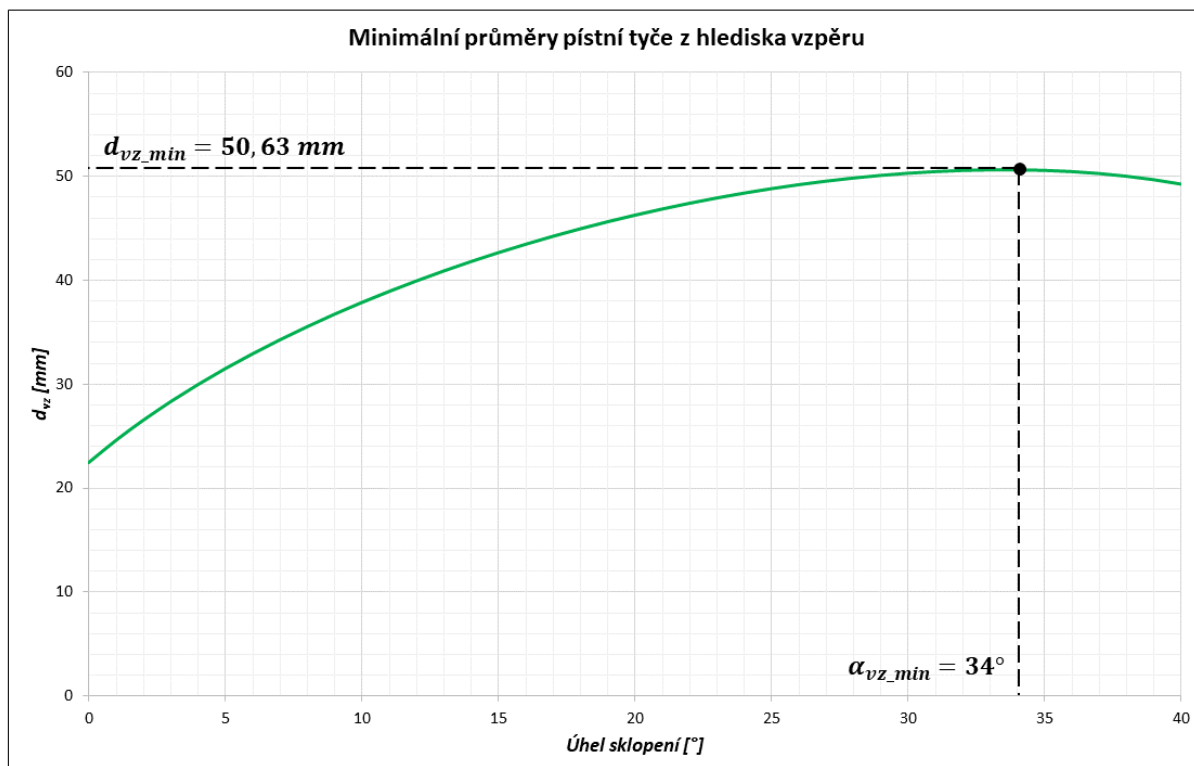
Dále do původního vztahu vstupuje Youngův modul pružnosti E , který je pro ocel známých $E = 210000 \text{ MPa}$. Do vztahu také vstupuje kvadratický moment průřezu J , který se pro kruhový průřez pístní tyče zjistí vztahem (62):

$$J = \frac{d_{vz}^4 \times \pi}{64} \quad (62)$$

Dosazováním a úpravou výše uvedených rovnic (60) až (62) se zjistí vztah (63) minimálního průměru pístní tyče d_{vz} pro bezpečnou odolnost vůči vzpěru při daném zatížení:

$$d_{vz} = \sqrt[4]{\frac{k_{vz} \times F_{VZ} \times a^2 \times 64}{\alpha_k \times \pi^3 \times E}} \quad (63)$$

Dosažením hodnot a řešením pomocí aplikace Excel byl zjištěn následující průběh minimálních průměrů pístní tyče d_{vz} v závislosti na úhlu sklopení – viz. graf 9.



Graf 9 Průběh min. průměrů pístní tyče z hlediska vzpěru v celém průběhu sklápění

K nejhoršímu zatěžovacímu stavu z hlediska vzpěru došlo při sklopení plošiny pod úhlem 34° , kde je výsledná minimální potřebná hodnota průměru pístní tyče d_{vz_min} pro bezpečný přenos zatížení bez ztráty vzpěrné stability:

$$d_{vz_min} = 50,63 \text{ mm} \quad (64)$$

Navržený hydraulický válec má průměr pístní tyče $d_p = 56 \text{ mm}$, tedy větší o více než 5 mm vůči hodnotě d_{vz_min} , a proto kontrola na vzpěrnou stabilitu VYHOVUJE.

Pro navržený průměr pístnice lze ještě zkontrolovat její štíhlost, která prozradí, zda se jedná o případ spadající pod Eulerovu teorii pružného vzpěru nebo bude nutné přistoupit k výpočtu nepružného vzpěru např. dle Tetmajera. Výpočet štíhlosti prutu λ rovnicí (67) vychází z maximální délky prutu $a_{max} = 2587 \text{ mm}$ (vzdálenosti mezi uloženími hydraulického válce při maximálním sklopení plošiny 40°), jeho kvadratického momentu průřezu J dle rovnice (65) a plochy průřezu S dle rovnice (66) - postup je následující [39]:

$$J = \frac{d_p^4 \times \pi}{64} = \frac{56^4 \times \pi}{64} \cong 482749,7 \text{ mm}^4 \quad (65)$$

$$S = \frac{d_p^2 \times \pi}{4} = \frac{56^2 \times \pi}{4} \cong 2463 \text{ mm}^2 \quad (66)$$

$$\lambda = \frac{a_{max}}{\sqrt{\frac{J}{S}}} = \frac{2587}{\sqrt{\frac{482749,7}{2463}}} \cong 184,8 \quad (67)$$

Pro vyhodnocení zjištěné hodnoty je třeba zjistit tzv. kritickou štíhlost λ_{krit} dle vztahu (68). Do ní dále vstupuje navíc mez kluzu materiálu pístní tyče, která má hodnotu $R_e = 390 \text{ MPa}$. Kritická štíhlost tedy bude:

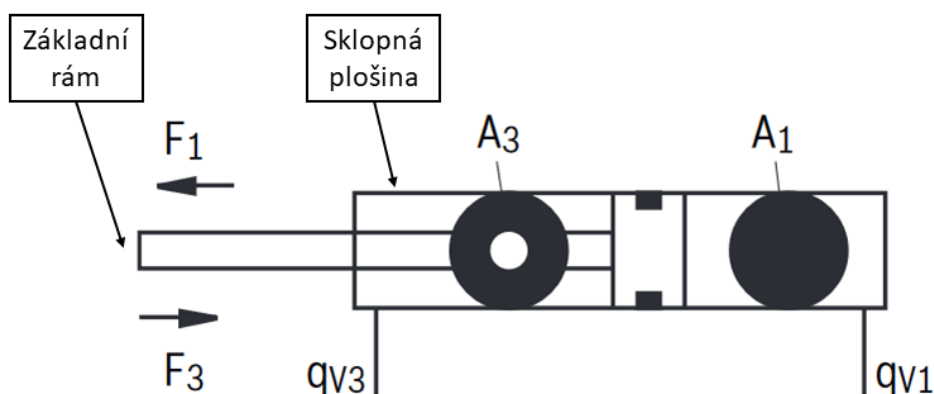
$$\lambda_{krit} = \alpha_{vz} \times \pi \times \sqrt{\frac{E}{R_e}} = 1 \times \pi \times \sqrt{\frac{210000}{390}} \cong 72,9 \quad (68)$$

Lze tvrdit, že předchozí výpočet vzpěrné stability dle Eulerovy teorie je platný, protože platí následující vztah (69):

$$\lambda > \lambda_{krit} \rightarrow 184,8 > 72,9 \quad (69)$$

4.7.4 Návrh hydraulického obvodu a agregátu

Pro návrh vhodného hydraulického obvodu a agregátu je nutné nejdříve provést několik výpočtů, kde základním zjišťovaným parametrem bude okamžitý průtok hydraulické kapaliny, který je potřebný dodávat do válců pro požadovanou rychlost zdvihu.



Obrázek 69 Objemy v hydraulickém válci [38]

Na obr. 69 je schematicky uveden použitý dvojitý hydraulický válec s jedním pístem a vyznačenými body, kde je umístěn v rámci navrhovaného zkušebního zařízení. Důležitým faktem je, že plocha pístu / objem válce se z každé strany pístu liší. Z jedné strany je plocha / objem zmenšen o plochu / objem pístní tyče, a v tom případě se do této strany válce vejde méně hydraulické kapaliny a zároveň při stejném tlaku vyvine kapalina na zmenšené ploše pístu menší sílu oproti opačné straně pístu. S tímto faktem bylo při návrhu uvažováno. V případě provozu zkušebního zařízení nastávají dva stavy:

- **Zdvih nahoru** – v počátku je píst kompletně zasunut ve válci a hydraulická kapalina pro zdvih plošiny nahoru vstupuje do oblasti válce s plochou A_1 . Pro tento stav byl v předchozí kapitole proveden výpočet potřebného průměru pístu při určitém tlaku pro překonání zatěžujících sil. Zvolené umístění válce je z tohoto pohledu výhodné.
- **Sklápění dolů** – v počátku této sekvence je píst téměř kompletně vysunut z válce a objem válce v oblasti A_1 je zaplněn hydraulickou kapalinou. Pro sklopení plošiny do základní polohy je přiváděna hydraulická kapalina do oblasti A_3 . Tento stav by teoreticky ani nepotřeboval tlak hydraulické kapaliny, nakolik by sklápění mohlo probíhat pouze vypouštěním kapaliny z prostoru A_1 pouze za pomoci síly od tíhy plošiny s vozidlem – menší plocha pístu a tím vyvinutá menší síla ve směru dolů je tedy nepodstatná.

Ve výpočtu se bude uvažovat požadovaná rychlost sklápění ze zadání, tj. $v_{zdvih} = 2-3^\circ/min$. Dále je známo, že při maximálním požadovaném sklopení plošiny 40° je zdvih válce přibližně $Z_{40^\circ} = 2302 \text{ mm}$. Při zdvihu nahoru se plní objem válce o ploše A_1 , které odpovídá průměr pístu $D_p = 100 \text{ mm}$. Objem hydraulické kapaliny, který je celkově potřeba dostat do válce pro dosažení polohy maximálního požadovaného naklonění 40° se určí jako násobek plochy pístu a zdvihu válce v této poloze rovnicí (70), tedy:

$$V_{40^\circ} = \frac{\pi \times D_p^2}{4} \times Z_{40^\circ} = \frac{\pi \times 100^2}{4} \times 2302 = 18079865,7 \text{ mm}^3 \cong 18,1 \text{ dm}^3 \quad (70)$$

Pro všechny 4 válce je tento objem potom určen vztahem (71):

$$V_{40^\circ_4valce} = 4 \times V_{40^\circ} = 4 \times 18,1 = 72,4 \text{ dm}^3 \quad (71)$$

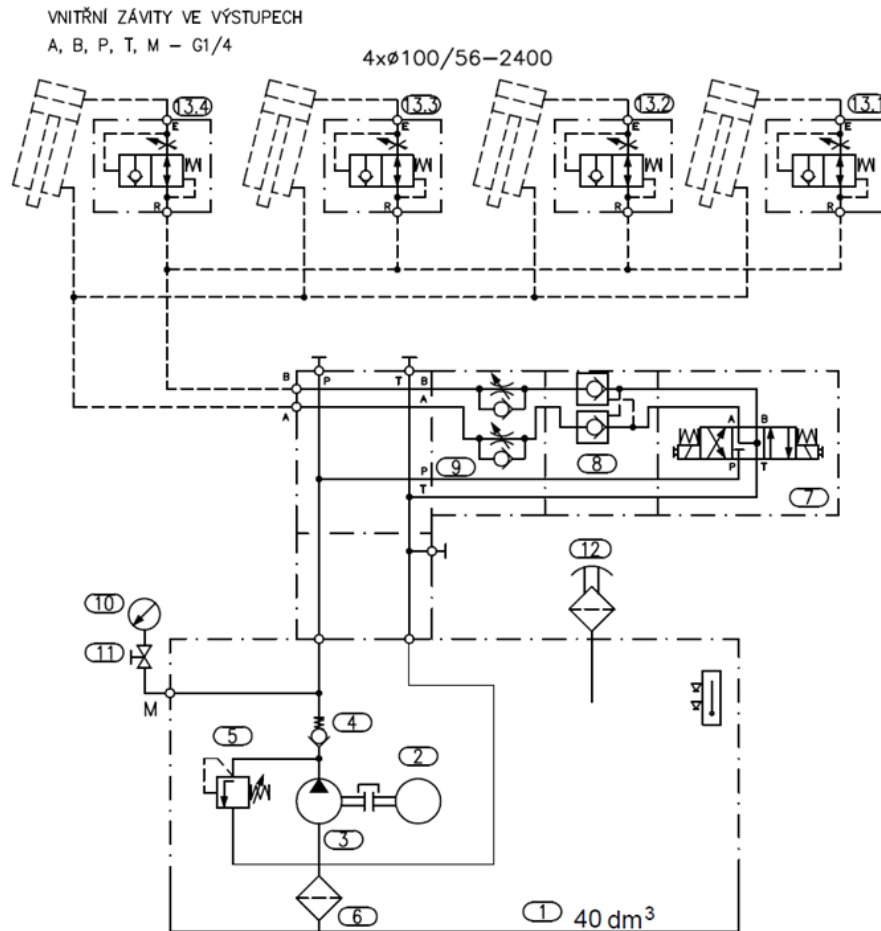
Pro požadovanou rychlost zdvihu v_{zdvih} se vypočte doba zdvihu $t_{0^\circ \rightarrow 40^\circ}$ do maximálního sklopení 40° rovnicí (72) dosazením rozmezí hodnot v_{zdvih} :

$$t_{0^\circ \rightarrow 40^\circ} = \frac{40^\circ}{v_{zdvih}} = \frac{40^\circ}{(2 \leftrightarrow 3)} = 13,3 \leftrightarrow 20 \text{ min} \quad (72)$$

Potřebný okamžitý průtok $Q_{výp}$ dle rovnice (73) by se potom měl pohybovat v rozmezí:

$$Q_{výp} = \frac{V_{40^\circ_4valce}}{t_{0^\circ \rightarrow 40^\circ}} = \frac{72,4}{(13,3 \leftrightarrow 20)} = (3,62 \leftrightarrow 5,45) \text{ dm}^3 \times \text{min}^{-1} \quad (73)$$

S ohledem na uvedené parametry a provozní podmínky byl v konzultaci s firmou AGRO-HYTOS s.r.o. navržen následující hydraulický okruh a agregát – viz. obr. 70 s popisem v tabulce 5.



Obrázek 70 Schéma hydraulického okruhu a agregátu zkušebního stanoviště [40]

Tabulka 5 Základní parametry hydraulického agregátu a popis pozic schématu hydraulického okruhu [40]

ZÁKLADNÍ PARAMETRY ZDROJE

Q	4,3	dm ³ min ⁻¹	ot.	1450	min ⁻¹
p _{max}	140	bar	P	1,1	kW

PŘI MAXIMÁLNÍM ZATÍŽENÍ – NASTAVENÍ POJISTNÉHO VENTILU NA 160BAR
JE ZDROJ PŘETÍŽEN O CCA 17%. DOBA CHODU MAX.10MIN A NECHAT VYSTYDNOUT MOTOR.

Ozn.	Název	Typ	Seřízení	Pozn.
13	PÁDOVÝ VENTIL	VPN-H G3/4"		
12	NALÉVACÍ ZÁTKA	L1.0406-51		
11	UZAVÍRACÍ VENTIL	FPE1 G1/4 2G B		
10	MANOMETR	∅ 68 s glycerínem 0-250 bar		
9	ŠKRTICÍ VENTIL	2VS3-06-CT-A		
8	HYDRAULICKÝ ZÁMEK	2RJV1-06-MC-A		
7	ROZVÁDĚČ	RPE3-063Y11/02450E5K2-A		
6	SACÍ FILTR	2SF 56/48-0,063	63 μm	
5	PŘEPOUŠTĚCÍ VENTIL	SR1A-A2/L25T	140 bar	
4	JEDNOSMĚRNÝ VENTIL	SC1F-A3/L005-G		
3	HYDROGENERÁTOR	GP1-3,15L-ACCG-AGBPA-N9	3,15 cm ³ /ot.	
2	ELEKTROMOTOR	FCA90S4/PHE IE3 400/230V 50Hz	1,1 kW	2,88A
1	NÁDRŽ	k6d 60 - 320x500x366 (mm)	40 dm ³	

Průtok hydraulické kapaliny $Q = 4,3 \text{ dm}^3 \times \text{min}^{-1}$ navrženého hydraulického agregátu je v požadovaném rozmezí $3,62 \text{ až } 5,45 \text{ dm}^3 \times \text{min}^{-1}$. Doba zdvihu $t_{0^\circ \rightarrow 40^\circ \text{ final}}$ do maximálního sklopení 40° při této hodnotě průtoku potom tedy bude určena vztahem (74):

$$t_{0^{\circ} \rightarrow 40^{\circ} _final} = \frac{V_{40^{\circ} _4valce}}{Q} = \frac{72,4}{4,3} = 16,84 \text{ min} \quad (74)$$

Zpětným výpočtem potom skutečná rychlost zdvihu v_{zdvih_final} bude v požadovaném rozmezí 2° až 3°/min, konkrétně dle rovnice (75):

$$v_{zdvih_final} = \frac{40^{\circ}}{t_{0^{\circ} \rightarrow 40^{\circ} _final}} = \frac{40^{\circ}}{16,84} \cong 2,38^{\circ}/min \quad (75)$$

To vše se děje při nastaveném maximálním tlaku $p_{max} = 140 \text{ bar} = 14 \text{ MPa}$, který je omezen výkonem použitého elektromotoru. Agregát ovšem umožňuje krátkodobé přetížení elektromotoru (cca. 10 minut v letních měsících) a tím dosáhnout na výpočtový tlak 160 bar.

Výpočtem dle rovnice (76) lze zjistit, jakou maximální sílu F_{14MPa} vyvine hydraulický válec při nižším tlaku 140 bar = 14 MPa:

$$F_{14MPa} = p_{max} \times \frac{\pi \times D_p^2}{4} = 14 \times \frac{\pi \times 100^2}{4} \cong 109956 \text{ N} \quad (76)$$

Tato zjištěná hodnota F_{14MPa} je větší, než výpočtová hodnota zatížení na 1 válec $F_{v_výp} = 109800 \text{ N}$, a proto lze konstatovat, že 140 bar je tlak dostatečný a přetěžování na 160 bar nebude pro vozidla do hmotnosti 32 tun potřeba. Je to způsobeno tím, že podle výpočtové hodnoty zatížení byl zjištěn nejmenší potřebný průměr pístu hydraulického válce, který byl následně zvolen první větší dle nabídky výrobce. Díky tomu nyní stačí menší tlak pro vyvození dokonce ještě větší síly.

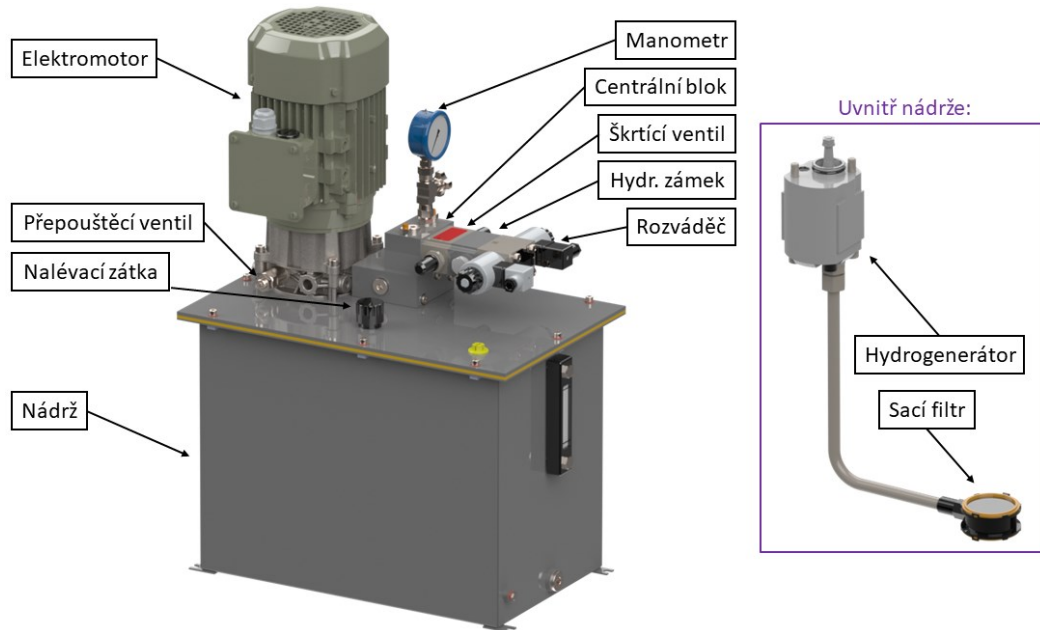
Hydraulický okruh jako takový je dle schématu na obrázku 70 velice jednoduchý. Z hydraulického rozváděče jsou vedeny dvě větve, jedna pro zdvih nahoru a druhá pro sklopení dolů, kdy každá z nich rozvádí hydraulickou kapalinu ke všem čtyřem hydraulickým válcům současně. V praxi bude takovýto obvod pro zdvih fungovat následovně. Po spuštění agregátu a přestavení rozvaděče pro zdvih proudí kapalina ke všem válcům. Obecně platí, že kapalina bude proudit především k válci na který působí nejmenší zatížení. Tlak kapaliny bude v prvotní chvíli zdvihát především tento jeden válec. Tím, že jsou všechny 4 válce spojeny dostatečně tuhou plošinou, dojde k pnutí a přetížení tohoto nejméně zatíženého válce. Tímto způsobem se tlaky vyrovnávají a dochází k pohybu celé soustavy.

System by mohl být i složitější, např. za použití děličů průtoku pro řízené rozdělení průtoků k jednotlivým válcům. Tyto prvky nicméně nejsou vhodné pro takto malé průtoky z důvodu tolerance chyb těchto děličů. Další možností by bylo přistoupení k použití proporcionální techniky, tedy použití ventilů umožňujících plynulé spojitě řízení průtoku nebo

tlaku. Je to ovšem až příliš složitý, elektronickou řídicí jednotkou řízený, systém pro danou aplikaci. Zvolené jednoduché řešení se tedy jevílo jako nejvýhodnější.

4.7.5 Hydraulický agregát a jeho prvky

Nyní budou popsány důležité prvky agregátu dle následujícího obr. 71. Jedná se o malý kompaktní stavebnicový hydraulický agregát od AGRO-HYTOS s označením SMA 05.



Obrázek 71 Hydraulický agregát AGRO-HYTOS SMA 05 [40]

Nádrž

Byla zvolena nádrž dle katalogu [41] o objemu 40 dm^3 pod označením 60 – 320x500x366 (mm). Využitelný objem této nádrže je 30 dm^3 kapaliny. Na první pohled se zdá objem jako malý, nicméně hydraulické válce jsou dvojčinné, a proto bude využito postupného dolévání hydraulické kapaliny při prvním spuštění a zdvihu. Tím se naplní válce kapalinou a následně bude při provozu docházet k přelévání kapaliny přes nádrž mezi prostorem pod a nad písty jednotlivých válců.

V základní poloze plošiny (sklopení 0°) bude prostor válce s pístní tyčí kompletně zaplněn kapalinou. Při zdvihu plošiny do maximálního sklopení 40° dojde k odebrání následujícího objemu kapaliny V_{0° z tohoto prostoru dle vztahu (77), je to:

$$V_{0^\circ} = Z_{40^\circ} \times \frac{\pi \times (D_p^2 - d_p^2)}{4} = 2302 \times \frac{\pi \times (100^2 - 56^2)}{4} \quad (77)$$

$$= 12410019,8 \text{ mm}^3 \approx 12,4 \text{ dm}^3$$

U všech 4 válců bude tento odebraný objem $V_{0^\circ_4valce}$ dle vztahu (78) celkem:

$$V_{0^{\circ}4valce} = 4 \times V_{0^{\circ}} = 4 \times 12,4 = 49,6 \text{ dm}^3 \quad (78)$$

Objem kapaliny potřebný ke zdvihu do maximálního sklopení plošiny 40° byl již spočten vztahem (71), výsledek byl:

$$V_{40^{\circ}4valce} = 72,4 \text{ dm}^3 \quad (79)$$

Maximální pokles objemu hydraulické kapaliny ΔV v nádrži tak bude dán rozdílem z rovnice (80):

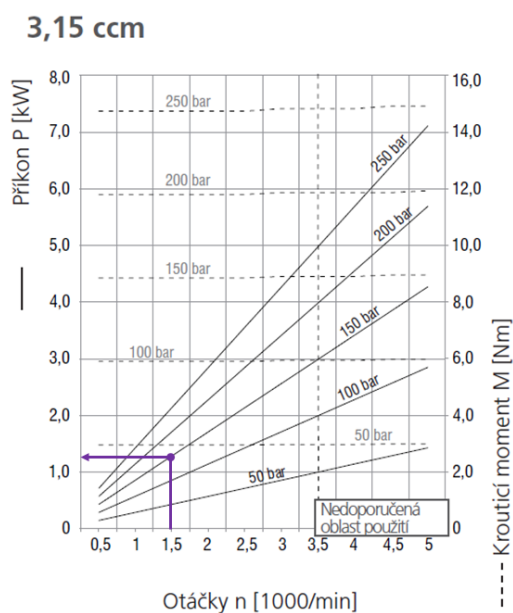
$$\Delta V = V_{40^{\circ}4valce} - V_{0^{\circ}4valce} = 72,4 - 49,6 = 22,8 \text{ dm}^3 \quad (80)$$

Z této zjištěné hodnoty maximálního poklesu hydraulické kapaliny v nádrži při provozu zařízení lze konstatovat, že nádrž s využitelným objemem 30 dm^3 je dostatečná.

Elektromotor

Elektromotor slouží k pohonu hydrogenerátoru. Na základě charakteristiky použitého hydrogenerátoru (viz. obr. 72), požadovaného tlaku 140 bar a běžných nominálních otáček zvoleného standartního asynchronního třífázového elektromotoru 1450 min^{-1} byl zvolen dle katalogu [41] elektromotor o výkonu 1,1 kW. Jeho celé označení je FCA90S4/PHE IE3 400/230V 50Hz.

Přestože bylo zjištěno, že to nebude potřeba, při použití tohoto elektromotoru při zmíněných 160 bar by byl přetížen přibližně o 17 %. To by znamenalo jeho přehřívání, kdy rozhodujícím je teplota jeho pláště, maximálně 90°C je pro jeho provoz limitní. Bylo by tak vhodné při jeho zapojování zvážit použití tepelné pojistky, která by jeho přehřátí zabránila.



Obrázek 72 Charakteristika zubového čerpadla GPI (3,15ccm) [42]

Hydrogenerátor

Hydrogenerátorem je zubové čerpadlo s označením GP1-3,15L-ACCG-AGBPA-N9 dle katalogu výrobce [42]. Nasává přes sací filtr kapalinu z nádrže, která je následně dopravována k hydraulickým válcům. Jeho nejdůležitějším parametrem je hodnota geometrického objemu, která je pro zvolený typ $V_g = 3,15 \text{ cm}^3$. Tento objem čerpadlo vytlačí během každé jedné otáčky. Při jeho udávané objemové účinnosti cca. $\eta_{obj} = 0,95$ a otáčkách elektromotoru $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ bude potom průtok kapaliny dodávané agregátem stejný, jaký je udávaný v tabulce 5, tedy:

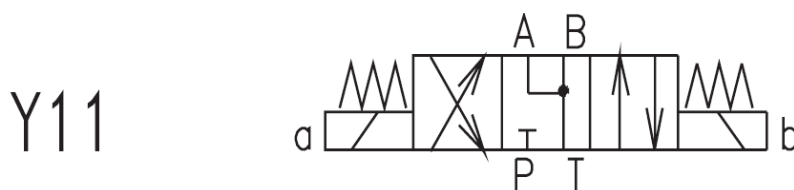
$$Q = V_g \times n \times \eta_{obj} = 3,15 \times 1450 \times 0,95 \cong 4339 \text{ cm}^3 \times \text{min}^{-1} \quad (81) \\ \cong 4,3 \text{ dm}^3 \times \text{min}^{-1}$$

Přepouštěcí ventil

Přepouštěcí ventil dle katalogu [43] s označením SR1A-A2/L25T slouží k nastavování tlaku v hydraulickém okruhu – při překročení požadovaného tlaku kapalina překoná sílu pružiny a je přepuštěna zpět do nádrže. Jedná se o verzi do vestavné komory. Nastavování tlaku se provádí pomocí šroubu. Pro běžný provoz bude nastaven na tlak 140 bar. Případné přetížení na 160 bar je možné provést právě tímto prvkem.

Rozváděč

Hydraulický rozváděč slouží k řízení směru hydraulické kapaliny. Je použit přímo řízený šoupátkový rozváděč ovládaný pomocí elektromagnetů s označením RPE3-063Y11/02450E5K2-A dle katalogu [44].



Obrázek 73 Propojení šoupátek hydraulického rozváděče Y11 [44]

Symbol Y11 v kódu představuje propojení šoupátek, dle katalogu [44] viz. obr. 73. Schematicky jsou naznačeny:

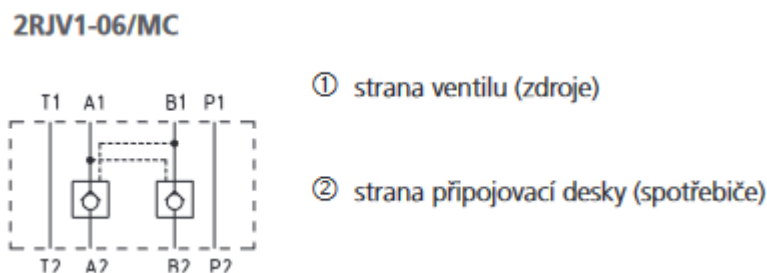
- P – přívod od hydrogenerátoru,
- T – odvod do nádrže,
- A, B – dvě větve hydraulického okruhu pro zdvih a sklápění plošiny
- a, b – dva elektromagnety pro přestavování šoupátek.

Rozváděč má tři polohy šoupátka. V základní poloze (střed) bez aktivovaného elektromagnetu je přívod od hydrogenerátoru přerušen a kapalina z obou větví hydraulického okruhu může putovat zpět do nádrže. V této poloze při běhu agregátu je tlak kapaliny neustále přepouštěn přepouštěcím ventilem zpět do nádrže. Ve chvíli, kdy dojde jedním z elektromagnetů k přestavení šoupátka, se vždy propojí jedna větev okruhu s přívodem tlakové kapaliny od hydrogenerátoru a druhá s odvodem k nádrži.

Ovládací elektromagnety byly zvoleny pod označením 02450 na AC (střídavé) napětí o hodnotě 24 V. To je bezpečné napětí pro venkovní použití a zároveň postačí pouze jednoduchý transformátor od napájecího zdroje k získání tohoto ovládacího napětí. V tomto případě je nutné použití konektoru cívky elektromagnetu s označením E5 dle EN 175301-803-A se zabudovaným usměrňovačem napětí. Elektrické zapojení musí dále respektovat fakt, že nikdy nesmí být aktivovány oba elektromagnety současně. Pro případ poruchy rozváděč obsahuje nouzové ruční ovládání.

Hydraulický zámek

Jak bylo řečeno, tak v základní poloze šoupátka rozváděče je kapalina z obou větví hydraulického okruhu spojena s nádrží. Takto samostatně by tedy v případě uvedení šoupátka do této polohy během zdvihu znamenalo vytlačení kapaliny z válců tíhou plošiny a zkoušeného vozidla, a tím k poklesu plošiny. K zajištění polohy takto při odpojeném zdroji tlaku je použit hydraulický zámek s označením 2RJV1-06-MC-A dle katalogu [45]. Na základě obrázku 74 je v každé větvi hydraulického okruhu umístěn jednosměrný ventil. Ten umožňuje volný průchod kapaliny od zdroje ke spotřebiči (1→2). V opačném směru (2→1) jsou ventily otevírány mechanicky pístkem pomocí tlaku přivedeného z druhé (tlakové) větve spotřebiče.



Obrázek 74 Schéma hydraulického zámku [45]

Škrťací ventil

Posledním významným prvkem použitým v rámci hydraulického agregátu je dle katalogu [46] dvojitý škrťací ventil s obtokovým jednosměrným ventilem v modulové desce

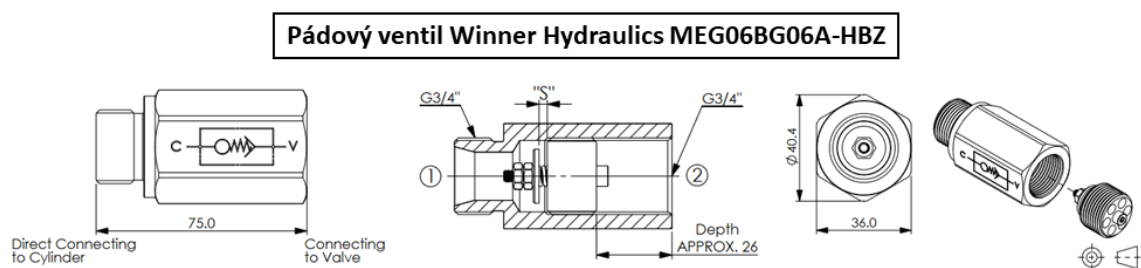
s označením 2VS3-06-CT-A. Pomocí nastavovacího šroubu se škrcením nastavuje požadovaný maximální objemový průtok kapaliny, v případě zvoleného zapojení na výstupu ze spotřebiče (hydraulického válce), a to v obou větvích. Je tím přesně zajištěna maximální rychlost sklápění plošiny.

Všechny ocelové prvky agregátu jsou z důvodu venkovního použití z hlediska korozní ochrany zvoleny v pozinkované variantě.

Pádový ventil

Pádový ventil již není součástí agregátu, ale je důležitým bezpečnostním prvkem v rámci obvodu. Jeho funkce je následující. Při běžném provozu jen propouští hydraulickou kapalinu. Průtok přerušuje ve chvíli, kdy dojde k velkému nárůstu průtoku kapaliny – typicky prasknutí hydraulické hadice. Z toho důvodu se pádové ventily umísťují nejlépe buď přímo do válce, pokud pro to má připravenou komoru, anebo co nejbližší k výstupu tak, aby mezi válcem a pádovým ventilem bylo co nejméně nechráněných míst. U zdvihacích zařízení, jako je i navrhovaná sklopná plošina, zabrání jejich pádu v případě, kdy dojde k prasknutí hadice a plošina je v horní poloze – nenechá vytéct olej z hydraulického válce. Z toho důvodu jsou v navrhovaném obvodu umístěny ve výstupu válce odkud vytéká kapalina při sklápění dolů.

Vybraný pádový ventil je uveden na obr. 75. Protože zvolené hydraulické válce nemají komoru pro pádový ventil, bylo nalezeno řešení pro jeho vnější umístění od firmy Winner Hydraulics. Jedná se v podstatě o tělo, které nahrazuje zmiňovanou komoru, do kterého se pádový ventil šroubuje. Důležité je dodržet směr instalace – jeho umístění v 3D modelu je potom vidět na obrázku 89.



Obrázek 75 Schéma pádového ventilu [47]

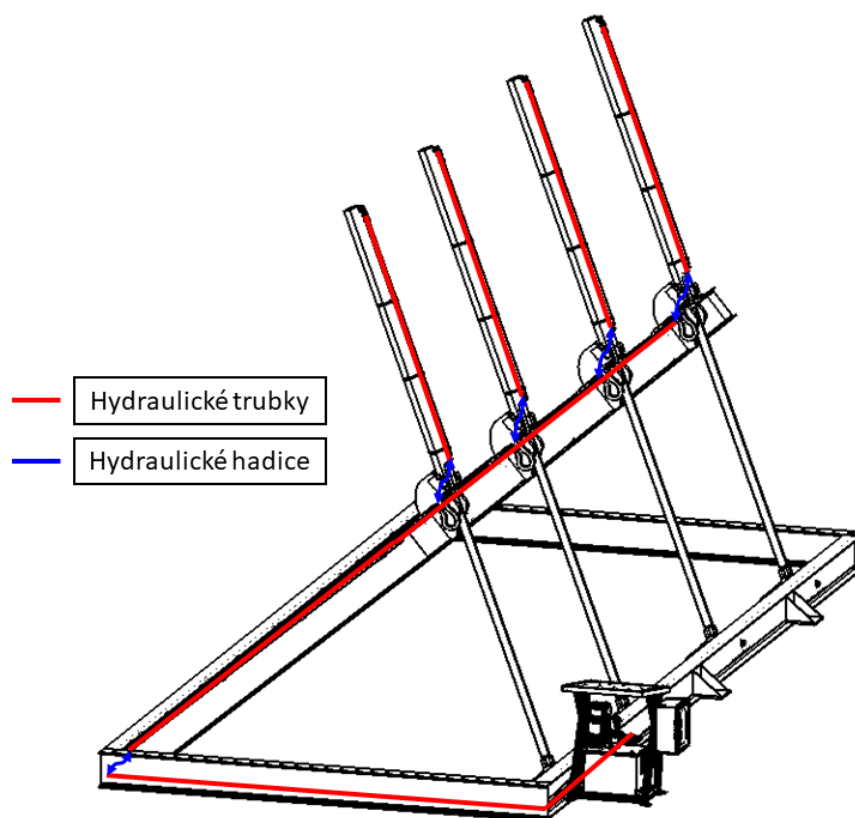
4.7.6 Rozvod hydraulické kapaliny

Rozvodem hydraulické kapaliny jsou myšleny všechny prvky, které spojují zdroj (hydraulický agregát) se spotřebiči (hydraulické válce) – viz. obr. 64. Jsou to:

- hydraulické trubky,

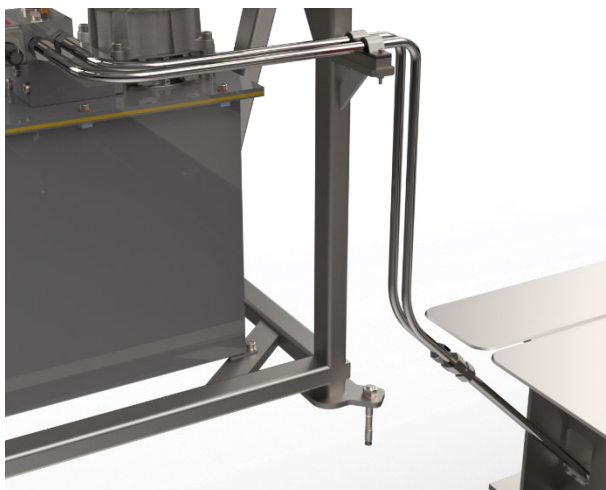
- hydraulické hadice,
- spojovací materiál a
- v tomto případě i pádové ventily.

Koncepce rozvodu je taková, že všude, kde to je možné, byly použity hydraulické trubky. Jsou bezpečnější a nepodléhají tolik opotřebení časem ve srovnání s pryžovými hadicemi. Spoje hydraulickými hadicemi jsou potom realizovány pouze tam, kde dochází k vzájemným pohybům pevných částí vůči sobě – viz. obr. 76.

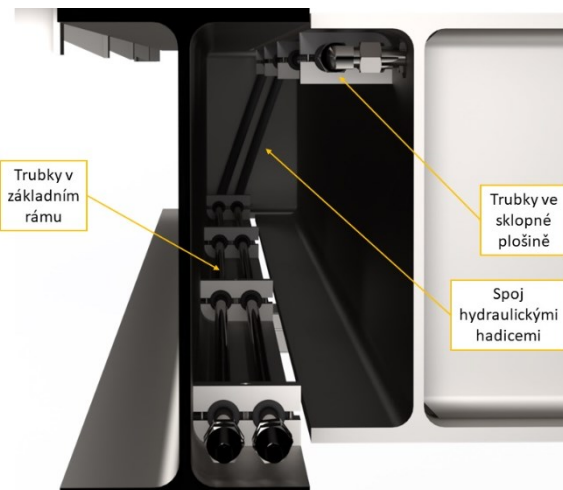


Obrázek 76 Použití hydraulických trubek a hadic v rozvodu hydraulické kapaliny

Z agregátu je vedení hydraulické kapaliny pomocí trubek vnořeno přes otvor dovnitř základního rámu (viz. obr. 77). Dále jsou trubky vedeny dle obr. 78 základním rámem až na jeho druhý konec, kde je čep spojen se sklopnou plošinou. V tomto místě dochází k relativnímu pohybu sklopné plošiny vůči základnímu rámu, a tak je vedení propojeno pomocí hadic, které dále opět navazují na trubky vedené vnější stranou sklopné plošiny směrem k boku plošiny s hydraulickými válci.

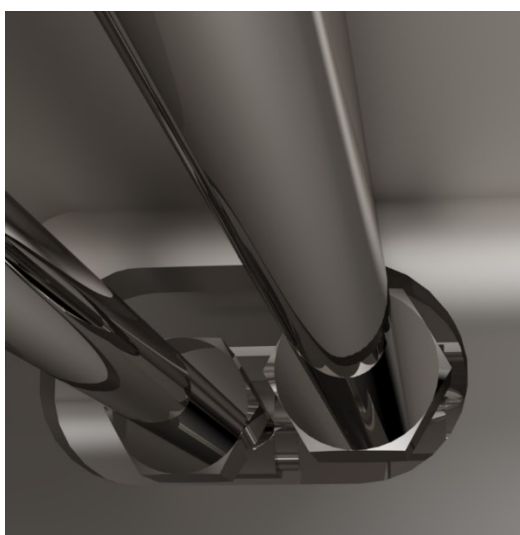


Obrázek 77 Hydraulické trubky od agregátu

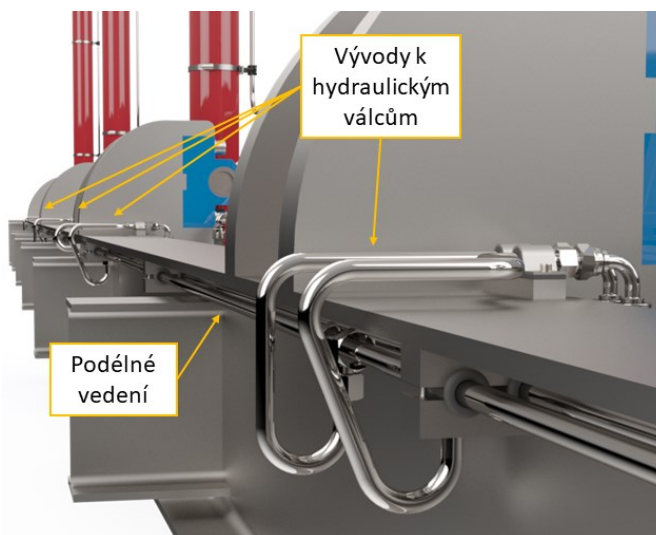


Obrázek 78 Hydraulický rozvod základním rámem a částí sklopné plošiny

Dále otvorem vstupují hydraulické trubky do vnitřní strany rámu sklopné plošiny (viz. obr. 79), jsou vedeny po délce plošiny a ke každému z válců jsou vytvořeny vývody (viz. obr. 80).

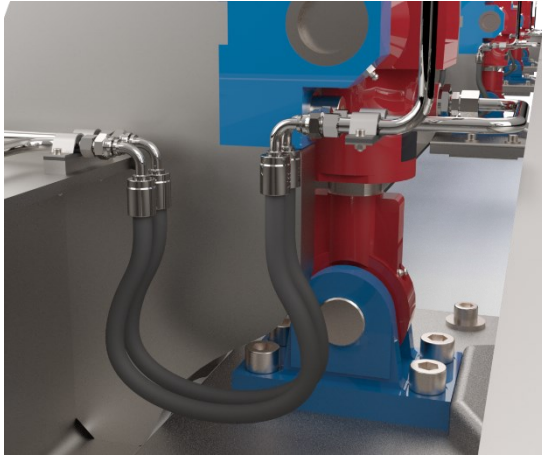


Obrázek 79 Otvor pro hydraulické trubky ve sklopné plošině



Obrázek 80 hydraulický rozvod ve sklopné plošině

Opět v další fázi vedení dochází k pohybu mezi sklopnou plošinou a jednotlivými hydraulickými válci a jsou tedy provedeny spoje hadicemi (viz. obr. 81). Ty se dále napojují na vedení trubkami, kdy jedna větev okruhu končí vždy ve spodním přípoji každého válce a druhá se vede dále po těle válce k hornímu přípoji (viz. obr. 82).



Obrázek 81 Hadicový spoj mezi sklopnou plošinou a hydraulickými válci



Obrázek 82 Vedení hydraulických trubek na válci

Hydraulické trubky

Hydraulické trubky byly vybrány z katalogu [48] R12X1.571 přesné bezešvé s vnějším průměrem 12 mm a tloušťkou stěny 1,5 mm vyhotovené z nerezové oceli 1.4571. Katalog pro zvolenou tloušťku stěny uvádí hodnoty maximálního statického tlaku 368 bar a maximálního dynamického tlaku 297 bar (dle DIN 2413). Pro systém s tlakem 140 bar je tato varianta naprosto dostačující, naopak silnější stěna byla zvolena hlavně z důvodu vyšší tuhosti trubek při velkých délkách vedení po délce plošiny (až 8 metrů).

Tabulka 6 Délka trubek obou větví hydraulického okruhu

	Přibližná délka trubek (bez ohybů)
Agregát → dolní přípojka válců	17 m
Agregát → horní přípojka válců	25,5 m

Tabulka 6 uvádí přibližně odměřené délky vedení pomocí trubek v obou větvích hydraulického okruhu (měřeno bez ohybů). Tlaková ztráta dle [40] u zvolených trubek s vnitřním průměrem 9 mm, průtokem 4,3 dm³/min a délkou vedení 5 m je 0,2 bar, což i u delší větve o délce přes 25 metrů způsobí tlakovou ztrátu cca. 1 bar, což je naprosto přijatelná hodnota.

Z hlediska rychlosti proudění se doporučuje její maximální rychlost v hydraulických okruzích cca. 4 m/s. Rychlost proudění v_{trubka} ve zvolených trubkách o vnitřním průměru $d_{in} = 9 \text{ mm} = 0,09 \text{ dm}$ a rychlosti proudění $Q = 4,3 \text{ dm}^3/\text{min}$ bude dle vztahu (82):

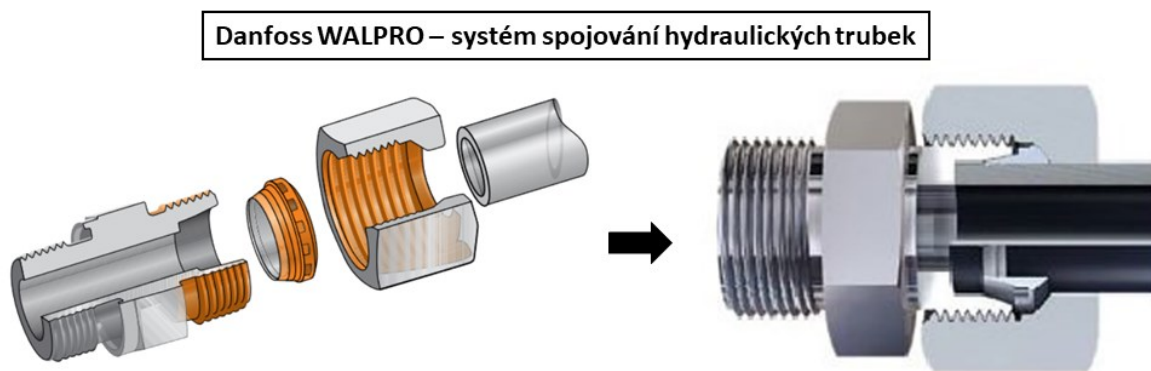
$$v_{trubka} = \frac{Q}{\frac{\pi \times d_{in}^2}{4}} = \frac{4,3}{\frac{\pi \times 0,09^2}{4}} = 675,9 \text{ dm} \times \text{min}^{-1} \cong 1,13 \text{ m} \times \text{s}^{-1} \quad (82)$$

Výsledek je vyhovující – rychlost proudění hydraulické kapaliny v trubkách (až do 1. vývodu k válci, poté se ještě sníží) bude 1,13 m/s, což je méně než maximálních 4 m/s.

Co se týká ohýbaných trubek, tak bylo třeba při návrhu dodržovat pravidla pro minimální rádiusy ohybů a vzdálenosti mezi jednotlivými ohyby. Dle katalogu firmy CHARVÁT Group s.r.o. viz. [49] tak byly pro trubky o vnějším průměru 12 mm dodržovány minimální rádiusy ohybů 24 mm a minimální vzdálenost mezi ohyby 21,5 mm.

Spojování hydraulických trubek a jejich připojování ke zdrojům / spotřebičům

Hydraulický trubkový rozvod je složen z většího množství samostatných rovných nebo i ohýbaných trubek, které je potřeba mezi sebou spojovat.

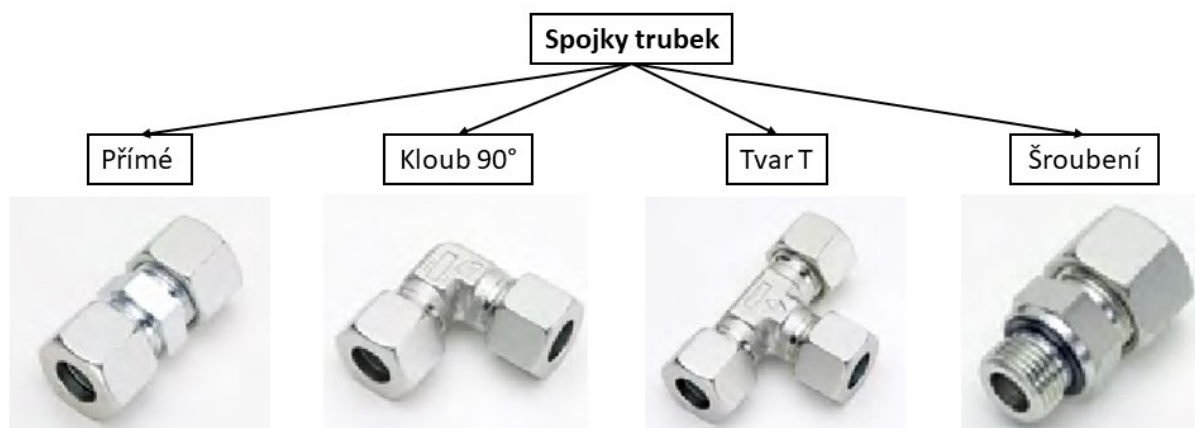


Obrázek 83 Danfoss WALPRO – spojení hydraulických trubek [50; 51]

Byl k tomu zvolen systém zvaný WALPRO od společnosti Danfoss (viz. obr. 83). Vlastnosti tohoto systému jsou například:

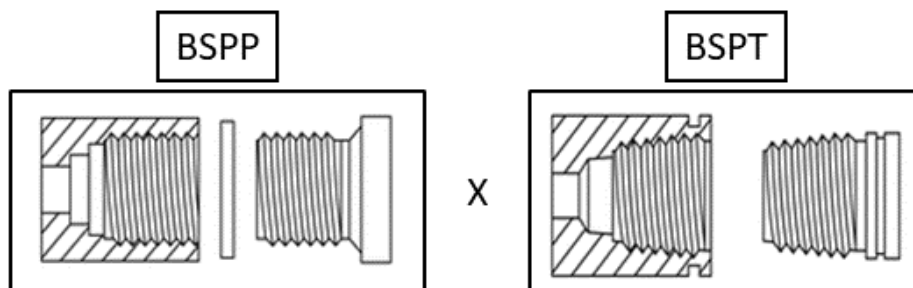
- jednoduchý systém se zářením kroužkem (těsní kov-kov),
- smontovatelný na místě bez nutnosti tvarování konců trubek,
- těsnící až do 400 bar pro použitý vnější průměr trubek,
- možnost prvků z nerezové oceli 1.4571 (stejná jako zvolené trubky) [50].

Pro uvedené vlastnosti byl tento systém zvolen v rámci zachování jednoduchosti. Použity byly spojky jak přímé, kloubové 90°, tvaru T anebo i jako šroubení (viz. obr. 84).



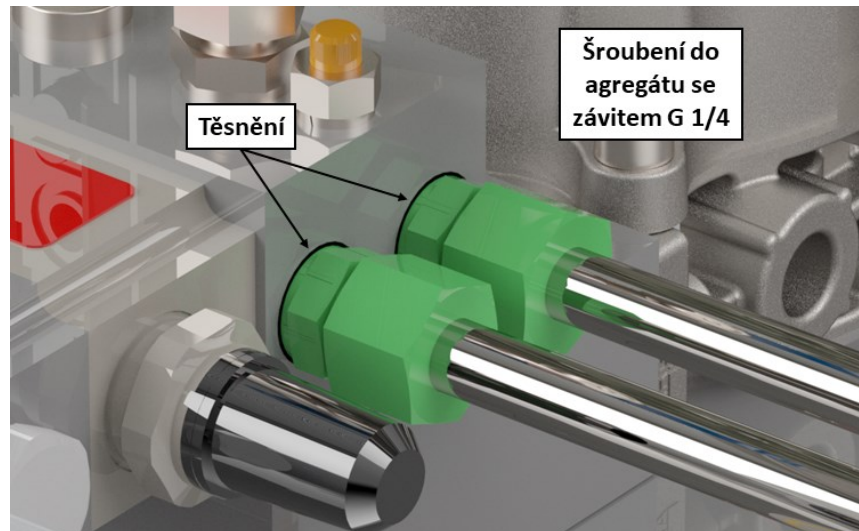
Obrázek 84 použité druhy spojek trubek [50]

Zmíněné šroubení v obr. 84 slouží k připojování trubek do zařízení (zdrojů, spotřebičů) pomocí závitu. V celém navrženém hydraulickém okruhu jsou použity trubkové závity G neboli BSPP (British Standard Pipe Parallel). Jedná se o rovný závit, kde musí být použito těsnícího prvku jako je např. O-kroužek. To je vidět na obr. 85 v porovnání se závitem BSPT (British Standard Pipe Taper). U těchto závitů může, ale nemusí být použito těsnícího pryžového prvku, protože už samotný kuželový závit má těsnící funkci na rozdíl od závitu rovného. I proto je např. na obr. 86 u použitého šroubení vidět černé gumové těsnění [52].



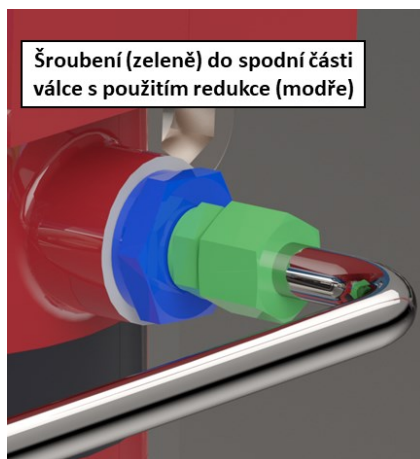
Obrázek 85 Porovnání závitů BSPP a BSPT [52]

Připojení hydraulických trubek k agregátu je uvedeno na následujícím obr. 86. Vstupy do agregátu mají právě trubkový závit G o velikosti 1/4. Šroubení (zeleně) pro spoj závitu o velikosti G 1/4 a trubky o vnějším průměru 12 mm je dostupné, a proto je spojeno napřímo. Na obrázku je viditelné i použité pryžové těsnění.

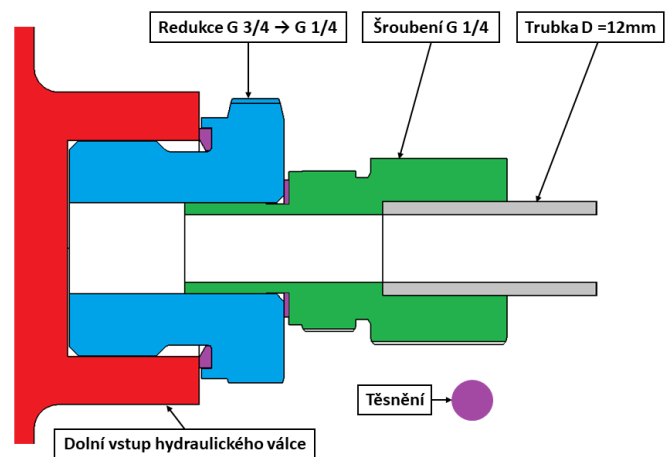


Obrázek 86 Připojení hydraulických trubek k agregátu

Takto ideální situace ovšem nenastala u připojení trubek k válcům – vzhledem k velikosti válců výrobce předpokládal větší průtoky, a proto mají válce vstupní závity sice trubkové, ale větší – G 3/4. Z toho důvodu muselo být využito redukce. Zvolené řešení pro spoj trubky a dolního vstupu do válce je uvedeno na obrázku 87, schematicky potom na vedlejším obrázku 88. Jak redukce, tak šroubení má opět rovné trubkové závity G, a proto jsou vidět použita těsnění.



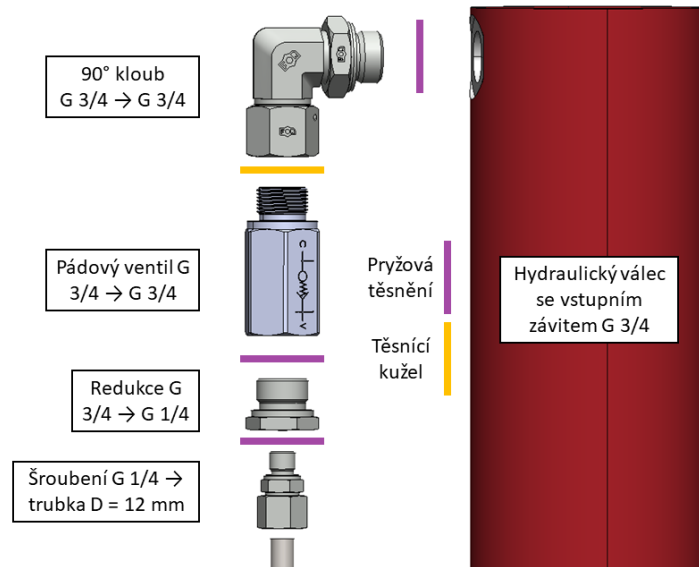
Obrázek 87 Řešení propojení trubky a dolního vstupu do hydraulického válce



Obrázek 88 Řešení propojení trubky a dolního vstupu do hydraulického válce (schematicky)

Nejkomplikovanější je řešení spojení trubky a vstupu v horní části válce. Bylo třeba dosáhnout toho, aby bylo přívodní trubku možno pohodlně vést po těle válce – bylo navrženo řešení, které je ve své rozložené podobě uvedeno na obrázku 89. Je použito šroubení kloubového (90°), které se našroubuje (G 3/4) přes pryžové těsnění do vstupu hydraulického válce. Tímto se získá požadovaný směr vedení trubky. Do kloubu se následně přišroubuje (G 3/4) pádový ventil jenž byl již popsán na konci kapitoly 4.7.5. Zde je těsnění zajištěno

kuželovým stykem kov – kov (viz. strana 101; viz. obr. 94). Následuje již stejné řešení, jako je na obrázku 87 u dolní části válce, tedy redukce → šroubení → trubka.

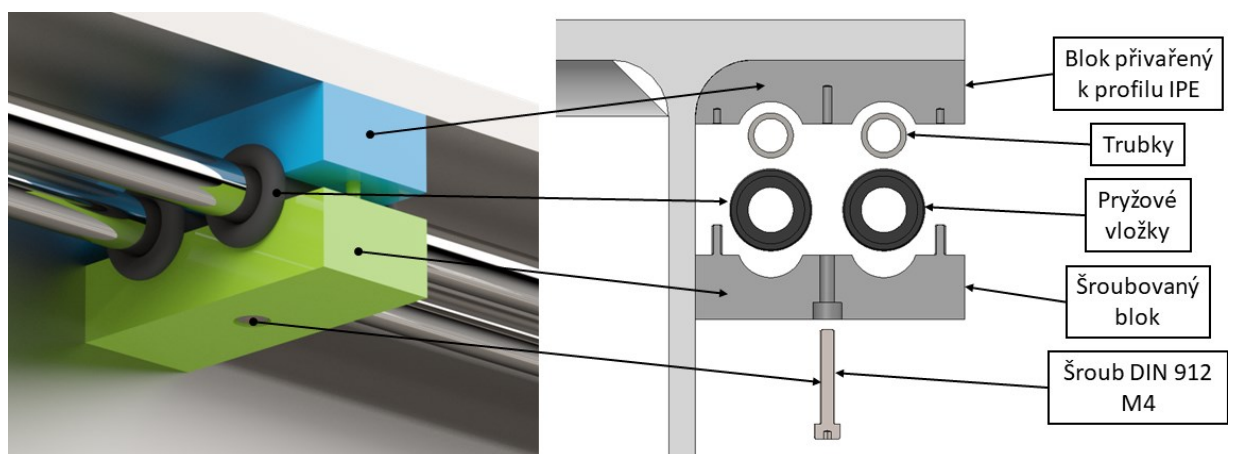


Obrázek 89 Řešení propojení trubky a horního vstupu do hydraulického válce (rozložený pohled)

Uchycení hydraulických trubek

Trubkový rozvod hydraulické kapaliny je třeba mít ke konstrukci řádně upevněn, a proto byly navrženy a použity 3 způsoby:

- umístění v IPE profilech ráků,
- umístění s podložkou,
- připevnění k hydraulickým válcům.



Obrázek 90 Držák trubek do IPE profilu

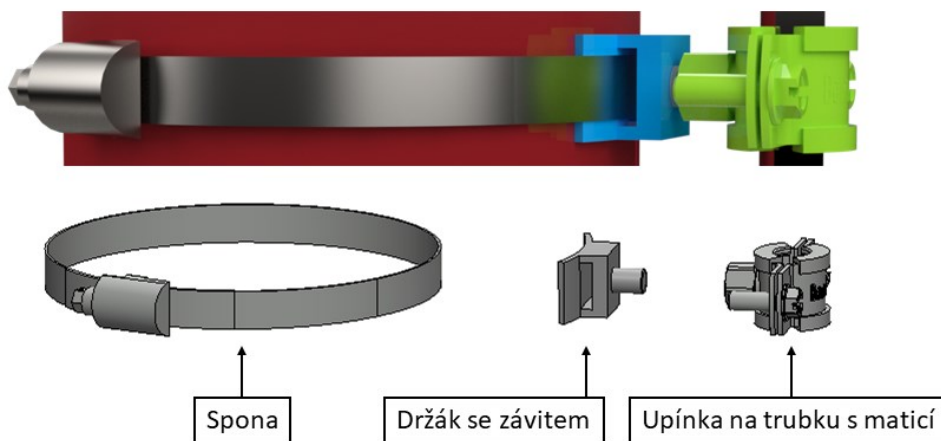
Na prvním obrázku 90 je uveden držák trubek pro umístění do profilů IPE rámu základního i sklopné plošiny. Skládá se ze dvou bloků, kdy blok s otvory pro kolíky a dírou se

závitem je napevno přivařen k IPE profilu (modrý). Druhý blok (zelený) má kolíky zapadající do otvorů protichůdného bloku a otvor pro šroub DIN 912 M4. Tyto dva bloky se k sobě sešroubují přes trubky s nasazenými pryžovými vložkami. Stažením vznikne svěrný spoj – bloky proti sobě úmyslně netvoří celý kruhový otvor právě pro vytvoření svěrného spoje



Obrázek 91 Držák trubek s podložkou

Další typ držáku je uveden na obrázku 91. Jedná se o tzv. s podložkou proto, že pro možnost montáže je kvůli prostorovému uspořádání podložka rovná (bez vyhloubení pro trubky) a odnímatelná. Místa, kam se umísťuje v sobě mají otvory. Na ně se umístí příslušně vysoká podložka s podložkou pryžovou – obě též s otvory. Umístí se trubky a přes pryžové podložky v horní části se přiloží svrchní příchytka. Přes všechny otvory se protáhne šroub skrze podložku a ze spodní strany přitáhne maticemi opět přes podložku. Tímto jsou trubky uchyceny. Na příkladu je uvedeno připevnění na vedení u hydraulického agregátu, ale byly použity i pro připevnění trubek na svršku IPE profilu sklopné plošiny, odkud vedou trubky ke každému z hydraulických válců a také byla vytvořena varianta pro spojení trubek k sobě ve vzduchu, ke zvýšení tuhosti. Oba případy jsou již vidět na předchozím obrázku 81.

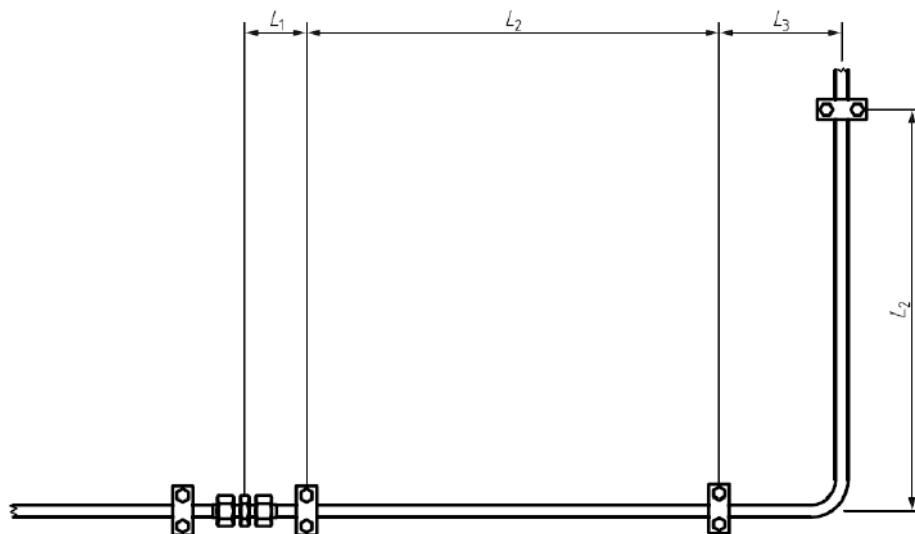


Obrázek 92 Držák trubek na válec

Třetí, a poslední, použitou variantou upevňování trubek je varianta pro upevnění na hydraulické válce dle obr. 92. Z katalogu výrobce Béné Inox [53] byla zvolena objímka na trubku s pryžovou vložkou vhodné velikosti pro trubku o vnějším průměru $D = 12$ mm. Ta se pomocí šroubů do objímky upevní. Dále je na objímce matice, do které se našroubuje držák s vnějším závitem. V něm je otvor pro průchod spony z katalogu firmy Bossard [54], která je upevněna na tělo válce.

Kombinací těchto zmíněných držáků je kompletní trubkové vedení upevněno, a to s ohledem na normu ČSN EN ISO 4413 „Hydraulika – Všeobecná pravidla a bezpečnostní požadavky na hydraulické systémy a jejich součásti“, kde jsou definovány doporučené vzdálenosti úchytů trubek na základě vnějšího průměru trubek. Tyto vzdálenosti jsou naznačeny na následujícím obr. 93. Hodnoty pro vnější průměr trubky 12 mm jsou:

- od připojení $L_1 = 100$ mm,
- mezi držáky na přímém vedení $L_2 = 900$ mm a
- od ohybu $L_3 = 200$ mm [55].



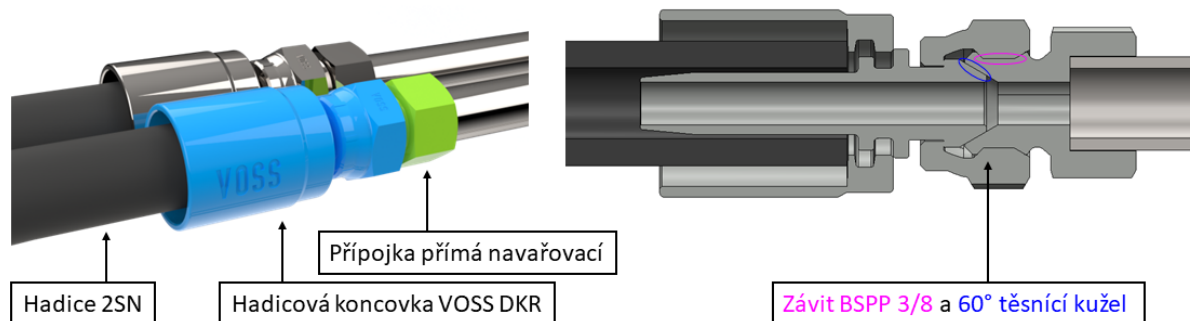
Obrázek 93 Vzdálenosti držáků trubek [55]

Hydraulické hadice a jejich spoje k trubkám

Je třeba zvolit typ hadic pro zmíněná hadicová spojení mezi pevnými částmi, mezi kterými dochází k relativnímu pohybu. Existují tři základní třídy hydraulických hadic:

- 1SN – do 160 bar (odpadní),
- 2SN – do 320 bar (nejobvyklejší provedení) a
- 3SN – do 420 bar (vysokotlaká) [40].

Jako nejvhodnější se jevílo použít právě to nejobvyklejší provedení, tedy třídu 2SN. Světlost byla zvolena Dn8 (vnitřní průměr hadice 8 mm). Je to blízká hodnota vnitřnímu průměru spojovaných trubek a zároveň pro tuto světlost existují koncovky pro spoj vhodný k těmto trubkám.



Obrázek 94 Vybraný spoj hadice a trubky

Kompletní používaný spoj mezi hadicemi a trubkami je uveden na obrázku 94. Hadicová koncovka je použita dle katalogu [56] VOSS DKR (případně VOSS DKR 90° viz. obr. 81 – stejná koncovka, ale je pod úhlem 90°) pro hadice o světlosti Dn8 a závitem BSPP 3/8 a 60° těsnícím kuželem. Jako protikus pro přišroubování k trubce byla zvolena přímá spojka na trubku navařovací (viz. [57]), také s BSPP 3/8 závitem a 60° těsnícím kuželem. Jak bylo řečeno – závit BSPP netěsní. V tomto případě ale není využito ani těsnění pryžového. Tato varianta těsní spojem kov – kov, kdy na sebe dosednou plochy pod stejným úhlem 60° a jsou staženy přes závit.

Délky hadic jsou:

- u válce – cca. 550 mm každá a
- spoj mezi základním rámem a plošinou – cca 500 mm každá.

Celková délka hadic v každé větvi hydraulického okruhu tak je cca. 2700 mm = 2,7 m. U použitých hadic s vnitřním průměrem 8 mm při daném průtoku bude tlaková ztráta 0,4 bar na 5 m délky [40]. Tlaková ztráta v hadicích každé větve hydraulického okruhu tak bude přijatelných 0,216 bar.

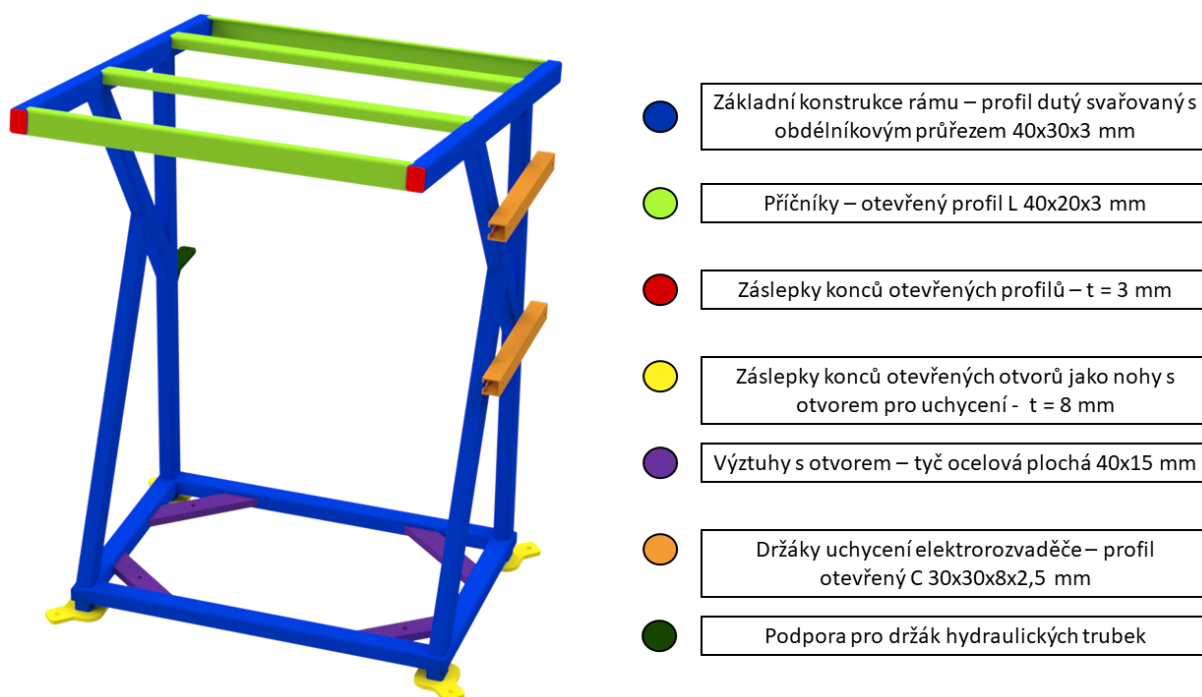
4.8 Příslušenství zkušebního zařízení

Do této fáze byl popisován návrh základního konstrukčního řešení zkušebního stanoviště. Nyní se tato kapitola bude zabývat návrhem některého potřebného příslušenství. Jmenovitě to bude:

- zastřešení hydraulického agregátu,
- příprava pro elektrické zapojení a jeho stručný návrh,
- kolová zarážka a
- zakrytování štěrbin mezi betonovým uložením a zkušebním zařízením.

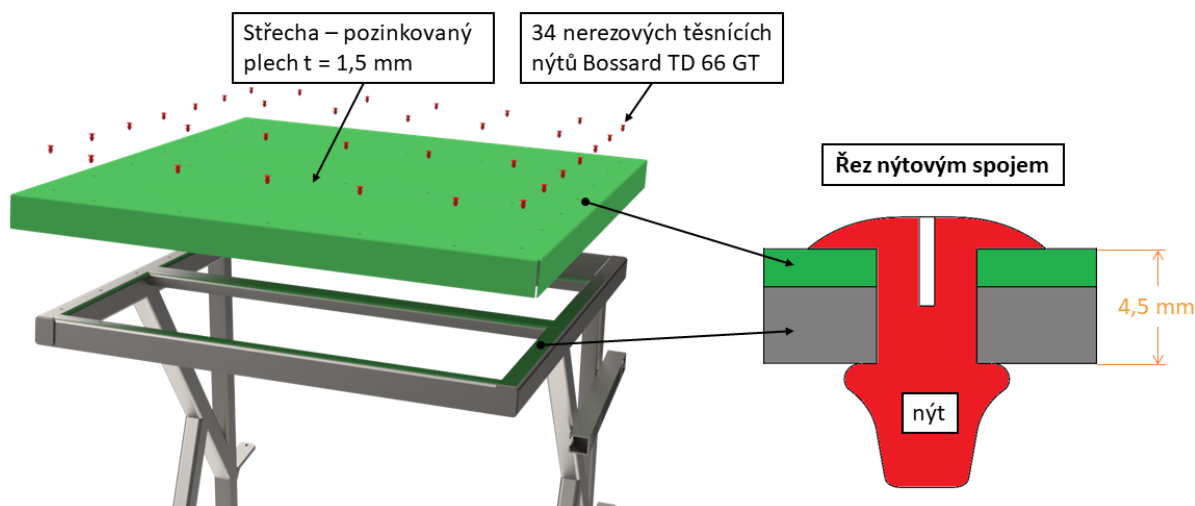
4.8.1 Zastřešení hydraulického agregátu

Vzhledem k venkovnímu umístění celého zkušebního zařízení bude i hydraulický agregát vystaven vnějším povětrnostním vlivům. Přestože jsou všechny ocelové prvky proti korozi pozinkovány a elektrické zapojení má dostatečnou ochranu pro venkovní použití, tak není vhodné, aby na toto zařízení přímo přšelo nebo padal sníh. Z toho důvodu bylo navrženo jeho zastřešení, a to tak, aby zároveň umožňovalo jeho upevnění nad rovinu země a nádrž se tak pravidelně nedostávala do kontaktu s dešťovou vodou na zemi.



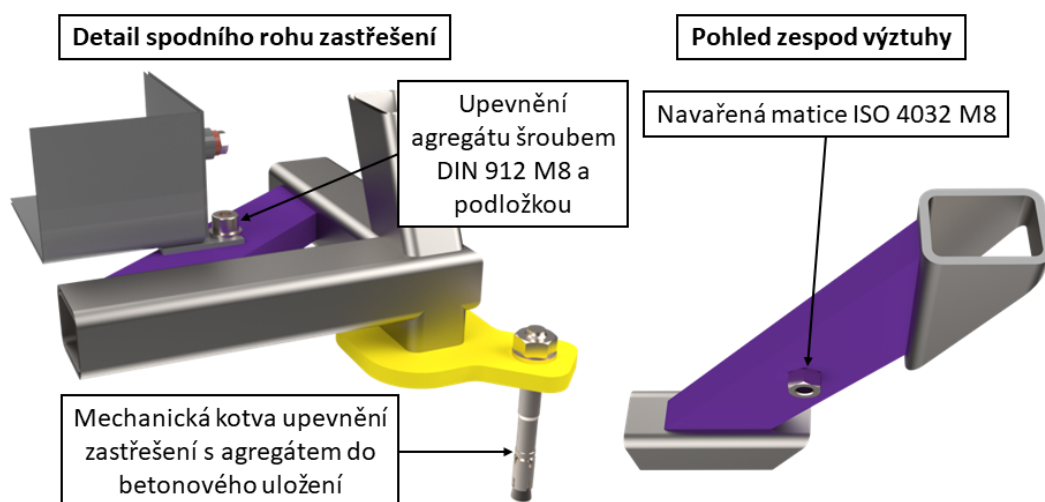
Obrázek 95 Rám zastřešení hydraulického agregátu

Navržený rám pro zastřešení hydraulického agregátu je na obr. 95. Jedná se o svařovanou konstrukci z profilů uvedených na seznamu v obrázku. Materiálem je běžná konstrukční ocel S235JR. Tento rám již obsahuje koncovky nohou s otvory pro jeho uchycení do betonového uložení (žlutá), výztuhy s otvory pro připevnění samotného hydraulického agregátu (fialová), podporu pro držák k agregátu připojovaných hydraulických trubek (zelená; viz. obr. 91) nebo profily s otvory pro připevnění elektrorozvaděče (oranžová).



Obrázek 96 Střecha a její přinýtování

Střecha (zeleně) montovaná na vršek rámu zastřešení agregátu je uvedena na obrázku 96. Vyrobená je z pozinkovaného plechu DX51D+Z200-M-A-C (1.0917) jako ohýbaný výpalek. Dosedá na vrchní rám s mírnou vůlí a její montáž k němu je provedena pomocí trhacích nýtů těsnících z nerezové oceli druhu A2 (1.4301) dle katalogu výrobce Bossard s označením TD 66 GT 4,8x10,8 / 3,2-4,8 (produktový list viz. [58]). Na obrázku je vidět též řez nýtovým spojem s naznačenou kótou celkové tloušťky spojovaného plechu s profily o hodnotě $t_{\text{nýtový spojení}} = 4,5 \text{ mm}$, která spadá do svěrného rozsahu vybraných nýtů 3,2 až 4,8 mm. Otvory o průměru 4,9 mm pro průchod nýtů jsou vrtány až při montáži skrz plech i profily rámu současně. Výhodou nýtových spojů je, že je možné jejich jednoduché připevnění zvenku i do uzavřených profilů.



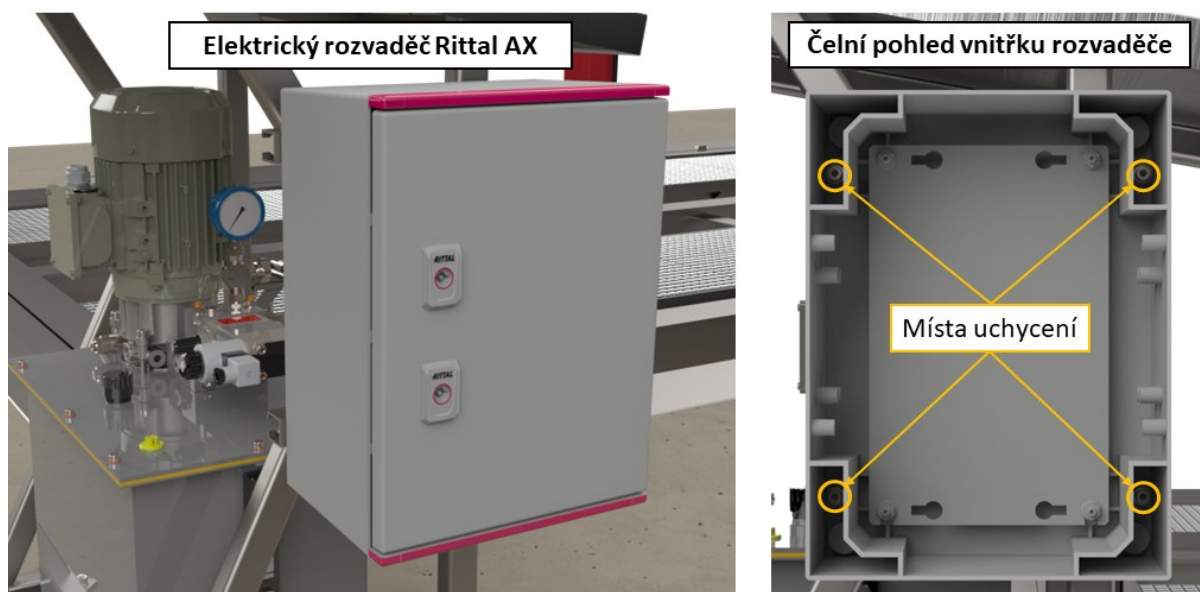
Obrázek 97 Detail spodního rohu zastřešení

Na obr. 97 je detail spodního rohu zastřešení, kde je vidět upevnění agregátu do rámu zastřešení. Upevňování probíhá ve všech čtyřech rozích agregátu přes otvor o průměru 8,5 mm

ve výztuže rámu (fialová). Ze spodní části výztuhy je navařena matice ISO 4032 M8 a agregát je potom shora přes podložku a šroub DIN 912 M8 přišroubován. K navaření matice se přistoupilo pro pohodlnější montáž z důvodu nízkého prostoru pod výztuhou (mezi výztuhou a betonovým uložením). Ve výpalku nohy rámu (žlutá) je připraven otvor o průměru 11 mm pro mechanickou kotvu uložení zastřešení společně s agregátem na pevně k zemi. Volba konkrétní mechanické kotvy by byla předmětem dalšího zkoumání mimo tuto práci v závislosti na druhu použitého betonu a dalších potřebných informací. Výsledné sestavení agregátu s jeho zastřešením bylo vidět už na obr. 25 vpravo dole.

4.8.2 Příprava pro elektrické zapojení a jeho stručný návrh

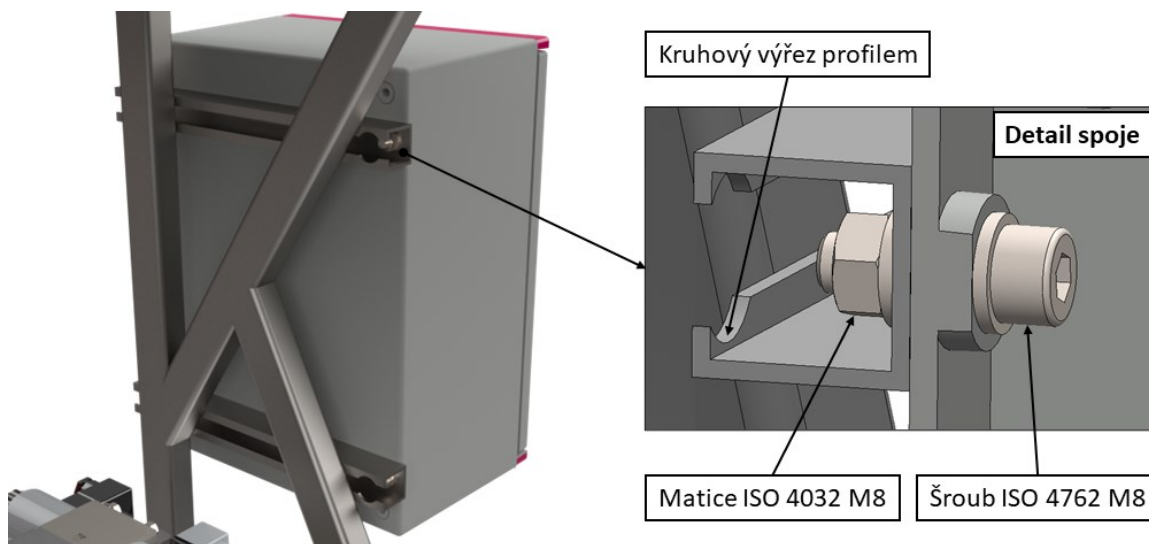
Detailní návrh a popis elektrického zapojení, jak z hlediska napájení, tak ovládání a také samotného měření úhlu sklopení, není předmětem této práce. Nicméně již při návrhu z hlediska strojírenského je třeba se zamyslet nad tímto tématem. Proto byl vybrán a navrženo umístění elektrického rozvaděče pro osazení potřebnými elektrickými prvky (jištění, ovládání, měření) a také vytvořena stručná idea potřebného elektrického zapojení.



Obrázek 98 Elektrický rozvaděč a jeho uchycení

Elektrický rozvaděč byl vybrán plastový pro venkovní použití se stupněm krytí proti vodě a prachu IP 66 z nabídky firmy Rittal s označením AX 1434 (viz. [59]) na obr. 98. Jeho venkovní rozměry jsou 300x400x200 mm (šířka x výška x hloubka) – předpokládá se malé množství elektrických prvků a měl by tak být dostatečně velký, ale v případě potřeby by bylo možné zvolit větší variantu. Je uchycen z boku zastřešení elektrického rozvaděče na připravené otevřené C profily. Jak je dále na obr. 98 vidět, je uchycen na čtyřech místech šrouby z jeho

vnitřku. Pohled zezadu a detail spoje je na dalším obr. 99. Díra pro šroub M8 je v profilu C zastřešení agregátu připravena společně s kruhovým výřezem pro lepší přístup během montáže. Otvor pro šroub musí být vyvrtán i v samotném rozvaděči – z výroby je zaslepen. Na detailu spoje je vidět přes podložku šroub ISO 4762 M8 zevnitř krabice rozvaděče z druhé strany stažený opět přes podložku maticí ISO 4032 M8.



Obrázek 99 Uchycení elektrického rozvaděče

Jak bylo zmíněno, tak podrobný návrh elektrického zapojování nebude řešen, ale měl by se řídit následujícími vlastnostmi a zásadami:

- Celé zařízení bude napájeno z třífázové sítě střídavým napětím AC 3x400 V 50 Hz.
- Na těle rozvaděče bude hlavní vypínač s možností uzamčení v poloze vypnuto.
- Elektromotor bude chráněn proti přepětí a zkratu vhodným jističem.
- Elektromotor bude ovládán pomocí stykače dvěma tlačítky – zapnout a vypnout.
- Elektromotor poběží i bez odběru tlakové kapaliny do spotřebiče – přes přepouštěcí ventil bude hydraulická kapalina putovat zpět do nádrže.
- Mělo by být zváženo použití tepelné pojistky pro ochranu elektromotoru proti přehřátí.
- Ovládací okruh bude na střídavé napětí AC 24 V (dáno hydraulickým rozvaděčem viz. kapitola 4.7.5) – toto napětí bude získáno transformátorem z napájecího napětí.
- Ovládání zdvihu bude řešeno dvěma tlačítky – pro zdvih a sklápění. Tato tlačítka ovládají relé, které přivádí napětí a aktivují tak jednotlivé elektromagnety hydraulického rozvaděče.
- Je nutné zvolit takové elektrické zapojení a prvky, aby nebylo možné aktivovat oba elektromagnety hydraulického rozvaděče současně.

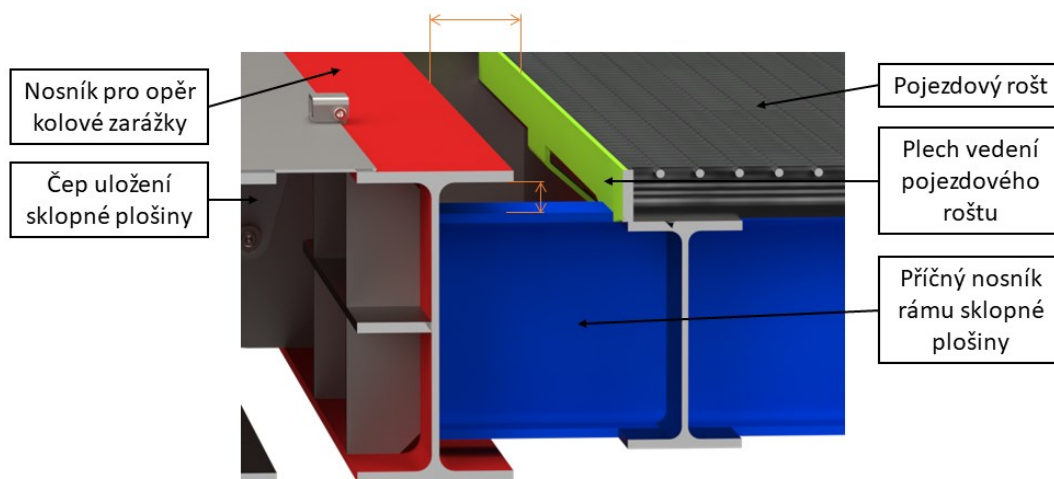
- Tlačítko pro zdvih /sklápění musí obsluha pro pohyb plošiny držet.
- Dolní poloha (0°) a horní poloha (40°) plošiny by měla být jasně definována koncovými vypínači na mechanickém nebo případě i jiném principu. Při jejich aktivaci by měl být hydraulický rozvaděč přestaven do střední polohy šoupátka a pohyb plošiny zastaven.
- V blízkosti obsluhy by mělo být i nouzové stop tlačítko.
- Ovládací tlačítka mohou být umístěna buď na elektrickém rozváděči nebo pro ně může být vytvořen separátní ovládací panel.
- Ovládání může být realizováno i dálkově – drátově či bezdrátově. Obsluha by se tak mohla pohybovat okolo měřeného vozidla a mít lepší přehled o aktuálním stavu. Nevýhodou je možnost vstupu do nebezpečných oblastí na základě čehož jsou definována přísnější pravidla dle kapitoly 4.4.3 normy ČSN EN 1493 „Zvedáky vozidel“ (viz. [26]) při takovém ovládání.
- Může být realizována světelná signalizace různých stavů, např. zapnuté napájení, běh motoru, zvedání, sklápění, plošina není kompletně sklopena (0°), apod.
- Měření úhlu sklopení lze navrhnout pomocí elektronického inklinometru (měřící princip: zrychlení) např. z nabídky [60] od společnosti TURCK nebo alternativně DIS Sensors. Požadovaná přesnost měření $0,3^\circ$ nebo lépe $0,1^\circ$ je pomocí těchto prvků splnitelná.
- Aktuální úhel sklopení plošiny je třeba v reálném čase zobrazovat na displeji – statickém nebo přenosném např. přímo v dálkovém ovladači zkušebního stanoviště.
- Uvnitř či vně elektrického rozvaděče může být nainstalována zásuvka na AC 230 V 50 Hz pro napájení elektroniky, jako je notebook, např. technika akreditované kalibrační laboratoře při ověřování měření.

4.8.3 Kolová zarážka

Příslušenstvím, které je pro provádění měření na navrženém zařízení nezbytné jsou prvky k zabezpečení polohy vozidla proti bočnímu usmýknutí. K tomu se použijí navrhované kolové zarážky.

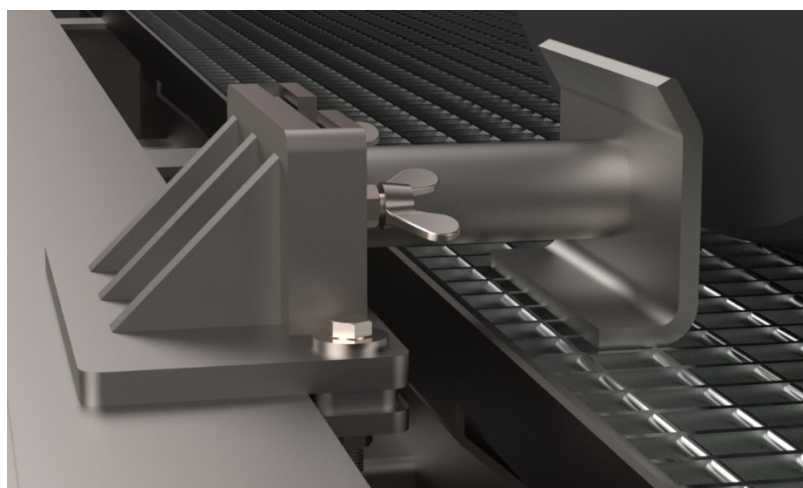
Návrh kolové zarážky byl tvořen tak, aby respektoval konstrukční uspořádání navrženého zkušebního zařízení a splňoval následující dvě základní vlastnosti:

- možnost umístění zarážky do jakékoliv polohy po délce celé sklopné plošiny a
- variabilitu v různých délkách a výškách zarážky.



Obrázek 100 Prostorové uspořádání pro návrh kolové zarážky

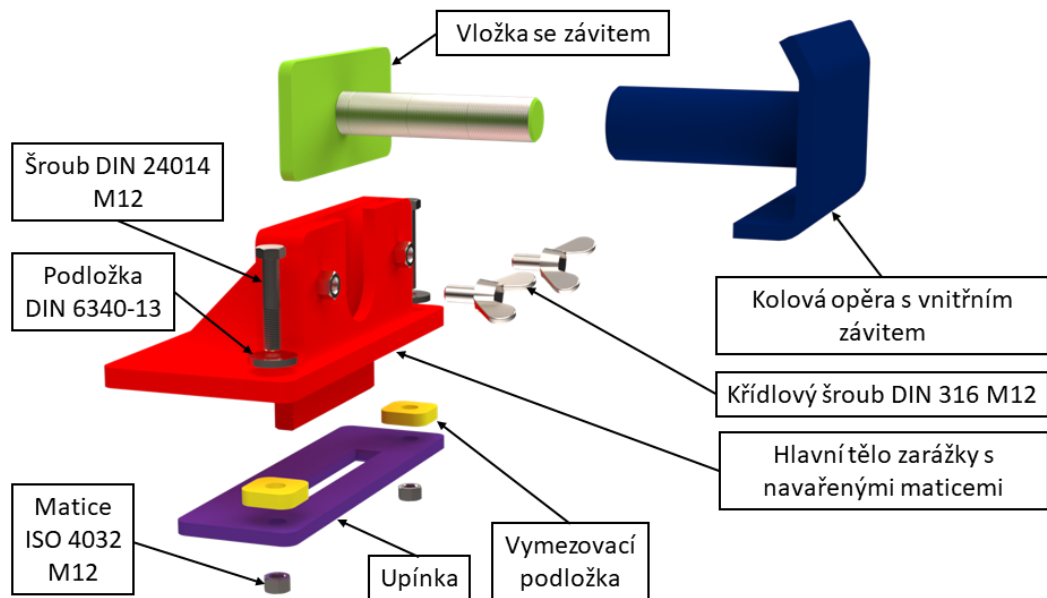
Na začátku návrhu bylo nutné vyjít z prostorového uspořádání sklopné plošiny dle obr. 100. Jako opěrný bod byl zvolen podélný nosník sklopné plošiny (červeně). Dále zarážka musí zapírat vozidlové kolo umístěné na pojezdovém roštu. Z hlediska umístění bylo třeba respektovat prostor pro vložení kolové zarážky mezi červeným nosníkem a zeleným plechem vedení pojezdového roštu a stejně tak prostor nad modrým příčným nosníkem sklopné plošiny. Oba prostory jsou naznačeny oranžovou kótou.



Obrázek 101 Aplikovaná kolová zarážka

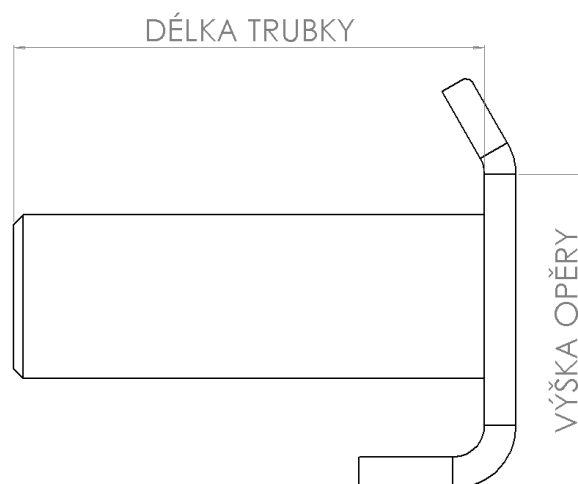
Finální navržená kolová zarážka opírající kolové vozidlo je na obr. 101. Pro splnění variability různých délek a výšek baly navržena jako skládaná z několika částí – viz. obr. 102. Je tvořena hlavním tělem, které dosedá na horní plochu opěrného IPE profilu. Zároveň je zapřeno o čelo profilu jeho dolním výstupkem. Toto tělo je dále spojeno s opěrným nosníkem z jeho spodní části dvěma šroubovými spoji přes upínku a dvě vymezovací podložky. Tím je vytvořen svěrný spoj, a tak je zarážka držena na místě bez možnosti vyvrácení. Dále se složí

kolová opěra (modrá) s vložkou (zelená) pomocí závitu. Závít slouží právě k nastavení vzdálenosti kolové opěry pro dané měření. Nakonec se vkládá vložka do hlavního těla kolové zarážky. Na hlavním těle jsou otvory s navařenými maticemi, přes které se křídlovými šrouby zajistí vložená vložka.



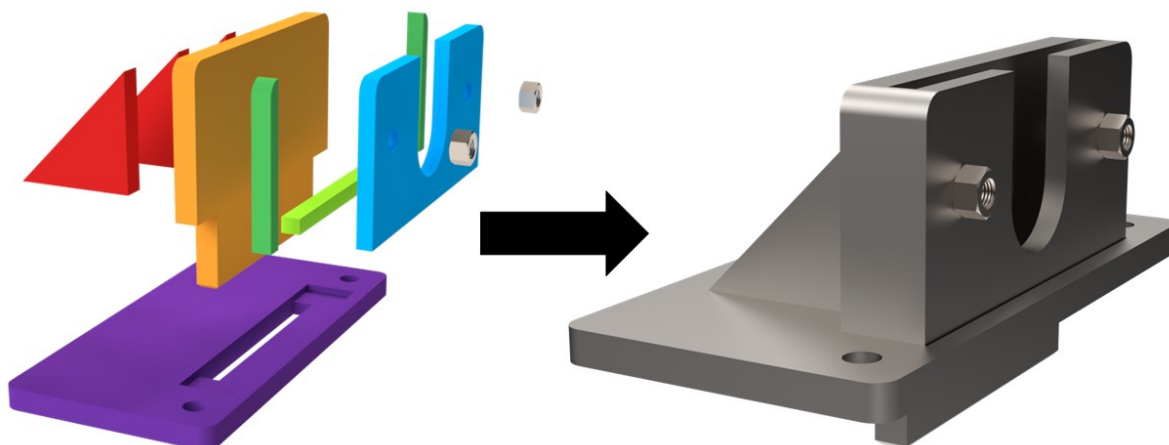
Obrázek 102 Kolová zarážka – rozložený pohled

Kolová opěra je prvek zarážky, který je možno nakonfigurovat dle potřeb změnou parametrů zakótovaných na obr. 103 – délka trubky a výška opěry. Potom se pro měření různých vozidel mění pouze tato jedna část v různých variantách, zatímco ostatní se použijí vždy stejné.



Obrázek 103 Parametry kolové opěry

Na posledním obr. 104 ke kolové zarážce je naznačeno z jakých částí je vytvořen svařenec hlavního těla kolové zarážky.

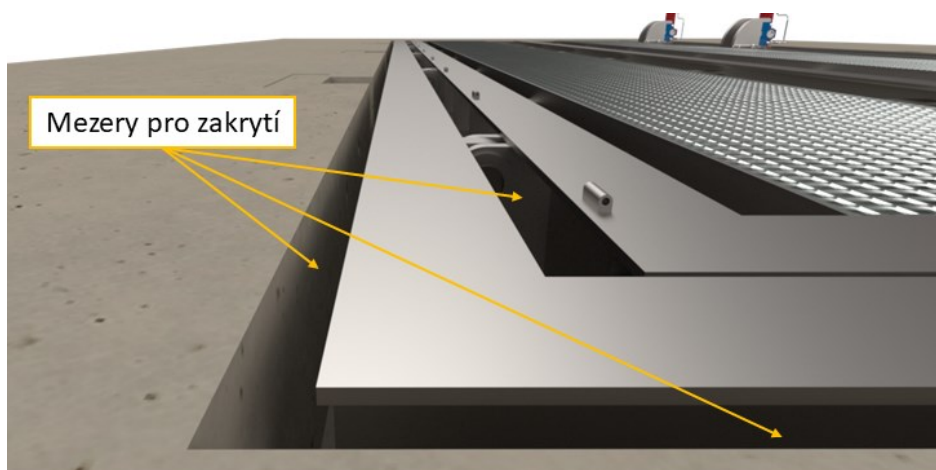


Obrázek 104 Svařenec hlavního těla kolové zarážky

Pro použití zkušebního zařízení u vozidel do čtyř náprav bude třeba vyrobít kolové zarážky v minimálně čtyřech exemplářích. Pouze kolových opěr umožňující různé výšky a vzdálenosti opěru vozidlových kol budou vyráběny počty podle konkrétních potřeb.

4.8.4 Zakrytování štěrbin mezi betonovým uložením a zkušebním zařízením

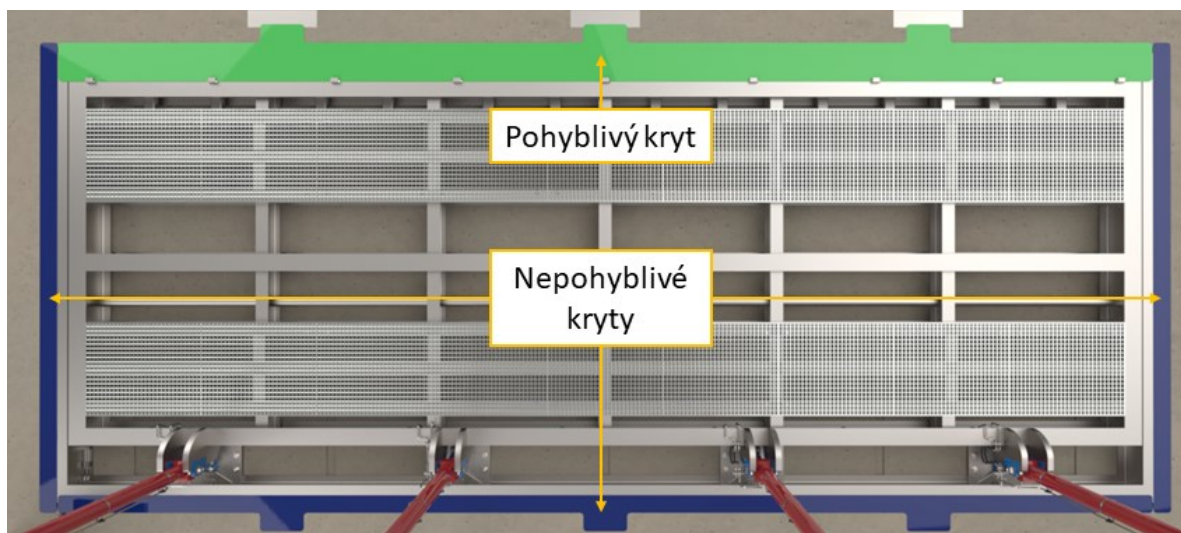
Při zakomponování zkušebního zařízení do betonového uložení vzniká mezi betonovým uložením a základním rámem mezera. Stejně tak je mezera mezi rámem základním a sklopné plošiny, kde jsou čepová uložení. Situace je naznačena na obr. 105.



Obrázek 105 Mezery pro zakrytí

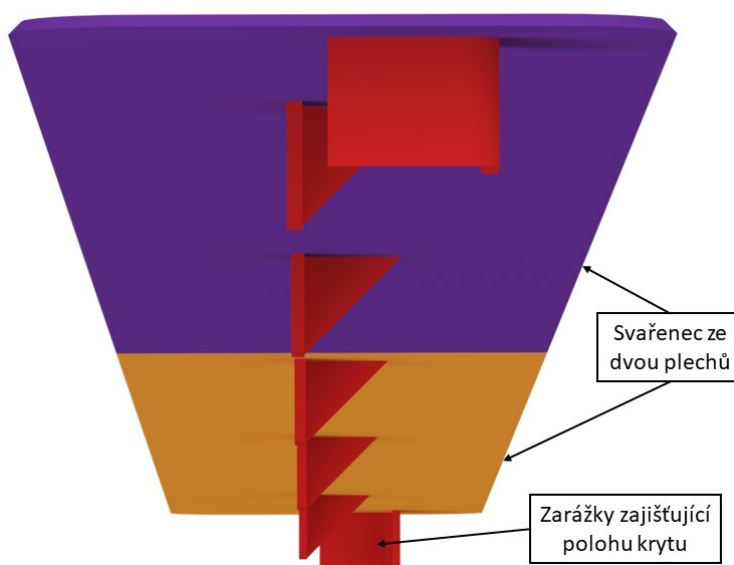
Pro ochranu čepových uložení proti nepořádku nebo zapadání sněhem a také pro bezpečnost obsluhy zařízení byly navrženy kryty mezer, a to ve dvou druzích – dle obr. 106:

- nepohyblivé – modře a
- pohyblivý – zeleně.



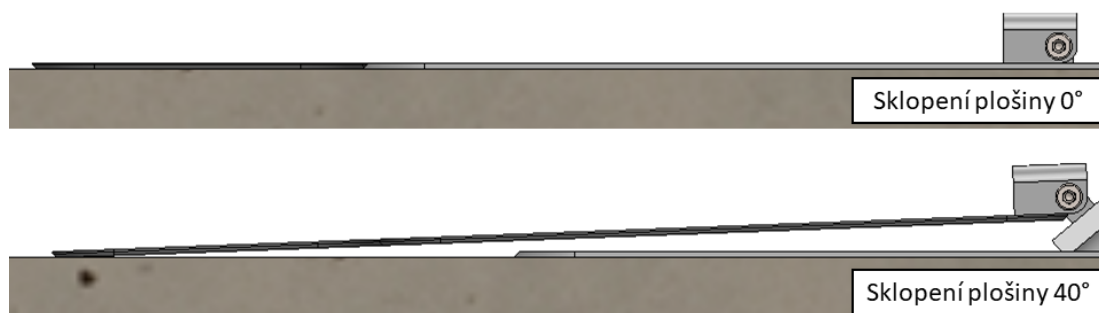
Obrázek 106 Pohyblivost krytů mezer

Kryty nepohyblivé jsou plechy o tloušťce 3 mm svařované z několika částí pro jejich vyrobiteľnost, které ve své spodní části mají navařené zarážky, díky kterým zapadnou a drží polohu v kryté mezeře – viz obr. 107.



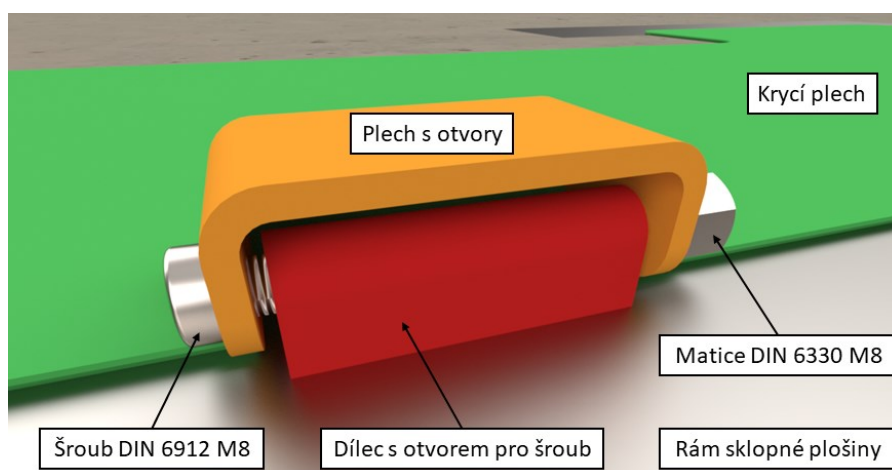
Obrázek 107 Nepohyblivý kryt

Pohyblivý kryt, opět svařenec z několika plechů, slouží k zakrytí jak mezery mezi základním rámem a betonovým uložením, tak k zakrytí čepových uloženích nacházejících se mezi rámy sklopné plošiny a základním. Je tedy upevněn k rámu sklopné plošiny otočně – při zvedání plošiny se zvedá i kryt a sune se po zemi (viz. obr. 108). Pro hladké sunutí je do betonového uložení vložen ocelový plech, potom se tak kryt sune přes dotyk kov – kov.



Obrázek 108 Pohyb krycího plechu

Vzhledem k délce krytu je otočně uložen ke sklopné plošině rovnoměrně celkem na devíti místech. Tato uložení jsou řešena následovně dle obr. 109. Ke krycímu plechu je navřen plech s otvory (oranžová). Přední stěna je otevřená, zadní je tvořena výřezem a ohnutím základního plechu. Jako protikus je k rámu sklopné plošiny navařen dílec, též s otvorem (červená). Čep pro otočné uložení je tvořen šroubem procházejícím skrz všechny zmíněné otvory. Z druhé strany je zajištěn maticí. Mezi částmi je dostatečná vůle, a tak může být matice řádně dotažena.



Obrázek 109 Řešení otočného uložení pohyblivého krycího plechu

5 Závěr a doporučení pro další pokračování vývoje

V rámci diplomové práce bylo pomocí 3D modelovacího softwaru SolidWorks 2023 navrženo konstrukční řešení zkušebního stanoviště pro provádění kvazistatických zkoušek klopné stability požárních nákladních automobilů s hydraulickým pohonem. K tomu bylo využito nabytých informací o těchto zkouškách, legislativních požadavcích, požárních vozidlech jako předmětu měření a realizovaných zkušebních zařízeních pro stejný účel v České republice. Přístup k navrhování konstrukce byl zvolen tak, aby konstrukční prvky byly předdimenzovány – přesné dimenzování by obecně nebylo výhodné z hlediska poměru náročnosti vývoje vůči uspořeným financím na materiál při výrobě. Takový přístup by byl vhodný pro zařízení jdoucí do velkosériové výroby. Dále lze konstatovat, že navržené řešení splňuje stanovené požadované parametry. Finální řešení bylo nakonec promítnuto do výkresové dokumentace – výkresu sestavy zkušebního zařízení bez příslušenství a několik zvolených výrobních výkresů jednotlivých dílů v příloze F.

Navržená ocelová konstrukce byla podrobena potřebným výpočtům pevnosti a únosnosti. Stěžejní částí výpočtů bylo provádění numerických simulačních analýz pomocí metody konečných prvků rámu sklopné plošiny jakožto základního nosného prvku pro zkoušená vozidla. Jednalo se o analýzy lineární i nelineární materiálové a geometrické. Zatěžovací vstupní stavy do výpočtů byly voleny tak, aby byly pokryty nejnepríznivější možné případy zatěžování konstrukce. Z vyhodnocení provedených analýz vyplynulo, že konstrukce rámu při všech zvolených zatěžovacích stavech vyhovuje příslušným koeficientům bezpečnosti dle vhodných norem.

Dále bylo při návrhu využito konvenčních analytických výpočtů pro standardizované konstrukční prvky a návrh hydraulického systému zdvihu. Lze uvést pevnostní výpočet čepových uložení, pojezdových roštů nebo vzpěrné stability dlouhých hydraulických válců. Hydraulika byla navrhována s použitím základních hydromechanických výpočtů. Pro všechny výpočty, ať analytické či numerické, bylo třeba stanovit vstupní zatížení, které bylo vypočteno na základě znalostí mechaniky – statiky.

Důležitou součástí práce byl návrh pohonu zdvihu sklopné plošiny. Dle spočítaných parametrů tak byly zvoleny vhodné hydraulické válce, ke kterým byl navržen hydraulický agregát ve spolupráci s firmou AGRO-HYTOS s.r.o. Celý hydraulický okruh splňuje základní předpoklady pro spolehlivý provoz použitím vhodných bezpečnostních prvků, jakými jsou

např. hydraulické zámky nebo pádové ventily. Dopracován byl též návrh rozvodu hydraulické kapaliny pomocí trubek, hadic a nutných spojovacích prvků.

V konečné fázi byl dopracován návrh potřebného příslušenství. Jmenovitě se jedná především o kolovou zarážku proti bočnímu usmýknutí vozidla během zkoušky a zastřešení hydraulického agregátu. Dále bylo během návrhu myšleno i na naznačení betonového uložení zkušebního stanoviště pro celkové uspořádání jeho jednotlivých prvků. Byl též vybrán a umístěn elektrický rozváděč, jakožto příprava pro elektrické zapojení, jehož návrh sice nebyl součástí práce, ale přesto byl vytvořen seznam vlastností a parametrů, ze kterých by při případném návrhu bylo třeba vycházet.

Pro realizaci zkušebního stanoviště, případně další vylepšení stávajícího řešení, by bylo vhodné se zaměřit na:

1. technologii výroby zvolené konstrukce především z hlediska svařování,
2. kompletní dopracování návrhu elektrického zapojení hydraulického agregátu a jeho ovládání,
3. výpočty pevnosti šroubových a svarových spojů,
4. návrh betonového uložení o dostatečné únosnosti společně s volbou vhodných kotvicích prvků,
5. korozní ochranu konstrukce,
6. provedení kalkulace finanční náročnosti na výrobu a potřebný materiál,
7. bezpečnostní opatření, pokyny a návod k obsluze zařízení.

Použitá literatura

- [1] VALA, Miroslav a Miroslav TESAŘ. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-719-4503-X.
- [2] Převrácená cisterna, zranění hasiči a požár traktoru se škodou 1,6 milionů. In: *QAP.CZ* [online]. Plzeň: QAP PRODUCTION s.r.o. [cit. 2023-08-16]. Dostupné z: <https://www.qap.cz/krimi/clanek/prevracena-cisterna-zraneni-hasici-a-pozar-traktoru-se-skodou-1-6-milionu-fotky-97218/>
- [3] HUTTERER, Peter. It's all about Physics: Tipping. In: *Rosenbauer* [online]. Rosenbauer International AG [cit. 2023-08-17]. Dostupné z: <https://www.rosenbauer.com/blog/en/driving-safety-tipping/#>
- [4] ČSN EN 1846-2. *Požární automobily - Část 2: Obecné požadavky - Bezpečnost a provedení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [5] Na šikmé ploše. *TÜV SÜD Journal*. TÜV SÜD Czech s.r.o., 2019, **2019**(01), 12-15.
- [6] ČSN EN 1846-1. *Požární automobily - Část 1: Terminologie a označení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [7] CAS 20/4000/240 - S 2 R SCANIA P440 4x4, CP28L. In: *THT* [online]. Polička: THT Polička, s.r.o. [cit. 2023-08-17]. Dostupné z: <https://www.tht.cz/cs/cisternova-automobilova-strikacka/tezka/cas-20-4000-240-s-2-r-scania-p440-4x4-cp28l>
- [8] VALA, Miroslav a Miroslav TESAŘ. *Přednáška k předmětu Konstrukce silničních vozidel I.: Rámy, karoserie, podvěsy*. Pardubice: Katedra dopravních prostředků a diagnostiky DFJP UPCE, 2009. Dostupné také z: https://u3v-dfjp.upce.cz/P%C5%99edn%C3%A1%C5%A1ky%20Technick%C3%BD%20blok/Rok%202016/Letni_semestr/Hanus_R%C3%81MY-KAROSERIE-PODV%C4%9ASY.pdf
- [9] TGS Chasiss. In: *Al Ahlia* [online]. Kuwait [cit. 2023-08-17]. Dostupné z: <https://www.alahlia-hv.com/truck-bus/man/trucks/tgs-chassis.html>

- [10] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily 1: Podvozky*. 5. vydání. Brno: Avid, spol. s r.o., 2016. ISBN 978-80-87143-36-0.
- [11] Tatrovácká koncepce. In: *TATRA* [online]. Kopřivnice: TATRA TRUCKS a.s., 2014 [cit. 2023-08-17]. Dostupné z: <https://www.tatra.cz/proc-tatru/technicka-koncepce-tatra/tatrovacka-koncepce/>
- [12] CAS 20/2200/200 - S 1 R SCANIA P450 4x2, CP31L. In: *THT* [online]. Polička: THT Polička, s.r.o. [cit. 2023-08-17]. Dostupné z: <https://www.tht.cz/cs/cisternova-automobilova-strikacka/tezka/cas-20-2200-200-s-1-r-scania-p450-4x2-cp31l>
- [13] *Vojenský technický ústav* [online]. 2023 [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: <https://www.vtusp.cz/>
- [14] *Materiály dodané THT Polička s.r.o.*
- [15] TÜV. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2023 [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/T%C3%9CV>
- [16] FREI, Martin. Zkušebna, kde se lehá na bok. V Česku se nově testují autobusy, aby byly bezpečnější. In: *Aktuálně.cz* [online]. Economia, a.s., c1999–2023 [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: <https://zpravy.aktualne.cz/ekonomika/auto/drsne-zkousky-autobusu-naklonit-prevratit-prezit/r~911121dac34e11e9b6a9ac1f6b220ee8/>
- [17] V Mladé Boleslavi začalo fungovat nové testovací centrum pro autobusy. In: *BUSPORTÁL* [online]. Praha: ČSAD SVT Praha, s.r.o., c2001–2023 [cit. 2023-08-27]. Dostupné z: <https://busportal.cz/clanek/v-mlade-boleslavi-zacalo-fungovat-nove-testovaci-centrum-pro-autobusy-15115>
- [18] Kurz pro učitele středních škol - „Nejnovější poznatky v dopravě, managementu a logistice“ 2023. In: *Univerzita Pardubice: Dopravní fakulta Jana Pernera* [online]. Pardubice, 2023 [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: <https://dfjp.upce.cz/dfjp/kurz-pro-ucitele-strednich-skol#main>

- [19] Pororošty: SP-30/3-34/38 zinkovaný - 1200 x 1000. In: *PORO: E-SHOP* [online]. Jihlava: PORO Rošty s.r.o., c2007–2023 [cit. 2023-08-18]. Dostupné z: <https://www.e-rosty.com/detail/73>
- [20] 1,50 x 1000 x 2000 mm, Duett - přírodní, EN AW-5754 H114. In: *KERAMET PRAHA* [online]. Praha: KERAMET, spol. s r.o, c2018–2023 [cit. 2023-08-18]. Dostupné z: <https://www.aluminiumshop.cz/js-0078-1-50-x-1000-x-2000-mm-duett-prirodni-en-aw-5754-h114>
- [21] Hand Planed Air Dried Oak Beam. In: *BRITISH HARDWOODS: THE OAK SPECIALISTS* [online]. Cross Hills, 2020 [cit. 2023-08-18]. Dostupné z: <https://www.britishhardwoods.co.uk/hand-planed-air-dried-oak-beam.html>
- [22] Ukázka aplikace zdvižné převodovky S a R (teleskopické vysouvání). In: *YouTube* [online]. [cit. 2023-08-18]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=xQD3qNQpz38&t=2s>
- [23] Zdvižné převodovky ZIMM - Z série. In: *RAVEO: world of motion* [online]. Otrokovice: RAVEO s.r.o. [cit. 2023-08-18]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/zdvizne-prevodovky-ZIMM-Z-serie>
- [24] Velká bitva: hydraulika vs. pneumatika. In: *E-konstruktér: Portál pro strojní konstruktéry* [online]. c2013–2017 [cit. 2023-08-19]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/novinka/velka-bitva-hydraulika-vs-pneumatika>
- [25] HORNÍČEK, Tomáš. Hydraulické a pneumatické pohony ve strojírenství. In: *MM: Průmyslové spektrum* [online]. Praha: MM publishing, s.r.o., c2001–2023 [cit. 2023-08-19]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/hydraulicke-a-pneumaticke-pohony-ve-strojirenstvi>
- [26] ČSN EN 1493. *Zvedáky vozidel*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2023.
- [27] FERNÁNDEZ, David, Alvaro RODRÍGUEZ-PRIETO a Ana CAMACHO. *Prediction of the Bilinear Stress-Strain Curve of Aluminum Alloys Using Artificial Intelligence and Big Data* [online]. Madrid [cit. 2023-08-20]. Dostupné z: <https://www.mdpi.com/2075-4701/10/7/904>

- [28] ČSN 69 0010-6-3. *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla. Výroba. Část 6.3: Součinitel hodnoty svarového spoje*. Praha: Federální úřad pro normalizaci a měření, 1993.
- [29] ČSN 69 0010-4-2. *Tlakové nádoby stabilní - Technická pravidla - Výpočet pevnosti - Část 4.2: Všeobecná část pro nádoby z oceli*. Praha: Český normalizační institut, 1997.
- [30] *Průručka: Odporově svařované rošty, lisované rošty*. Lichtgitter CZ spol. s r. o., 2018. Dostupné také z: https://www.lichtgitter.cz/userfiles/file/Prirucka_SP-P_CZ.pdf
- [31] 50CrMo4 (1.7228). In: *EUROPEAN STEEL AND ALLOY GRADES* [online]. Kharkov: National Technical University KhPI, c2011–2023 [cit. 2023-08-20]. Dostupné z: http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=336
- [32] EN 50CrMo4 1.7228 Tyč z legované oceli. In: *SCLF* [online]. Chengdu: Sichuan Liaofu Special Steel Company., Ltd [cit. 2023-08-20]. Dostupné z: <https://cz.lfmetalproduct.com/alloy-steel/alloy-steel-bar/en-50crmo4-1-7228-alloy-steel-bar.html>
- [33] PRM 606560: Wrapped bronze straight bushing. In: *SKF* [online]. Gothenburg: AB SKF [cit. 2023-08-21]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/productid-PRM%20606560>
- [34] Koeficient bezpečnosti. In: *MITCalc* [online]. [cit. 2023-08-21]. Dostupné z: https://www.mitcalc.com/doc/help/CZ/C_safety.htm#t-top
- [35] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS, Martin HARTL, Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [36] Hodnoty mezi pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel. In: *E-konstruktor: Portál pro strojní konstruktéry* [online]. [cit. 2023-08-21]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [37] Výstup konfigurátoru hydraulických válců. In: *Rexroth: A Bosch Company* [online]. Lohr am Main: Bosch Rexroth AG, c2014–2023 [cit. 2023-08-21]. Dostupné z:

https://www.boschrexroth.com/ics/Modules/Configuration/?Modelcode=TE_Rundzylinder&p=g257646&Configurator=Zylinder&cat=Industrial-Hydraulics-Catalog&c=at&lang=en&_gl=1*8shu7u*_ga*MTExNDY3MjkwMC4xNjg2NDI5MjM1*_ga_6YFL8JVC3S*MTY5MjY0MDY3OC4xMS4xLjE2OTI2NDA4ODcuMC4wLjA.

- [38] *Hydraulic cylinder mill type*. Lohr am Main: Bosch Rexroth AG. 2022-12. Dostupné také z: <https://docs.rs-online.com/c870/0900766b812c4444.pdf>
- [39] MRŇÁK, Ladislav a Alexander DRDLA. *Mechanika: Pružnost a pevnost pro střední průmyslové školy strojnické*. 3. opravené vydání. Praha: SNTL, 1980.
- [40] *V konzultaci s firmou ARGO - HYTOS s.r.o.* Vrchlabí.
- [41] Malý hydraulický agregát: SMA 05. In: *ARGO HYTOS* [online]. Vrchlabí: ARGO-HYTOS s.r.o., 2019 [cit. 2023-08-21]. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SMA_05_hc7212_CZ.pdf
- [42] Zubové čerpadlo – High Performance: GP1. In: *ARGO HYTOS* [online]. Vrchlabí: ARGO-HYTOS s.r.o., 2021 [cit. 2023-08-21]. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_GP1_hc8003_CZ.pdf
- [43] Vestavný tlakový přepouštěcí ventil, přímo řízený: SR1A-A2. In: *ARGO HYTOS* [online]. Vrchlabí: ARGO-HYTOS s.r.o., 2023 [cit. 2023-08-21]. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SR1A-A2_hc5063_CZ.pdf
- [44] 4/2 a 4/3 elektromagneticky ovládaný rozváděč: RPE3-06. In: *ARGO HYTOS* [online]. Vrchlabí: ARGO-HYTOS s.r.o., 2023 [cit. 2023-08-21]. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_RPE3-06_hc4010_CZ.pdf
- [45] Hydraulický zámek v modulové desce: 2RJV1-06/M. In: *ARGO HYTOS* [online]. Vrchlabí: ARGO-HYTOS s.r.o., 2018 [cit. 2023-08-21]. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_2RJV1-06_M_hc5021_CZ.pdf
- [46] Dvojitý škrticí ventil s obtokovým jednosměrným ventilem v modulové desce: 2VS3-06. In: *ARGO HYTOS* [online]. Vrchlabí: ARGO-HYTOS s.r.o., 2022 [cit. 2023-08-21].

- Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_2VS3-06_hc5051_CZ.pdf
- [47] HOSE BURST PROTECTION VALVE: INSERT-TYPE WITH MALE-FEMALE SLEEVE. In: *Winner* [online]. Huatan: WINNER HYDRAULICS CORP., 2014 [cit. 2023-08-21]. Dostupné z: [https://www.winnerhydraulics.com/upload_files/Cartridge%20Valves/ME/B-340-304-E\(MEG06BG06A-HB\).pdf](https://www.winnerhydraulics.com/upload_files/Cartridge%20Valves/ME/B-340-304-E(MEG06BG06A-HB).pdf)
- [48] Seamless EO stainless steel tubes | Material 316Ti (1.4571). In: *Kovaz: Hydraulika a pneumatika* [online]. Pardubice: KOVAZ s.r.o. [cit. 2023-08-22]. Dostupné z: <https://www.kovaz.cz/media/1243318/trubka-nerez-316-ti-bezesva-uk-katalogovy-list.pdf?&key=ZGpmIyQwNUZfMTI0MzMxOA==>
- [49] OHÝBANÉ TRUBKY. In: *Charvát: Máme koně do každého dostihu* [online]. Zbraslavice: CHARVÁT Group s.r.o., 2023 [cit. 2023-08-22]. Dostupné z: https://www.charvat-chs.cz/wp-content/uploads/katalog_ohybane_trubky.pdf
- [50] Danfoss Waltech® tube fitting systems: General overview. In: *Danfoss: Engineering tomorrow* [online]. Lohmar: Danfoss Power Solutions II GmbH, 2022 [cit. 2023-08-22]. Dostupné z: https://www.manver.cz/media/cache/file/4c/Danfoss_katalog.pdf
- [51] Výrobní program. In: *Danfoss* [online]. Brno: MHI servis spol. s.r.o., 2020 [cit. 2023-08-22]. Dostupné z: <https://www.eaton-walterscheid.cz/vyrobní-program>
- [52] Připojení. In: *Swepro: inspire with efficiency* [online]. Neuss: Swedex GmbH Industrieprodukte, 2022 [cit. 2023-08-22]. Dostupné z: <https://www.swepro.com/index.php?language=cs&mainnavigation=service&subnavigation1=threads>
- [53] Tubes et supports de tuyauterie: Série 72. In: *Béné Inox* [online]. Saint-Priest Mi-Plaine: BENE INOX [cit. 2023-08-22]. Dostupné z: https://www.bene-inox.com/custom/docs/gamme/serie%2072_i/tube-support-tuyauterie-pdf-1-88-mo-serie72-lser1.pdf

- [54] MIKALOR ASFA-S: BN 950 - Hose clamps with worm gear drive for medium pressure. In: *BOSSARD: Proven Productivity* [online]. Brno: Bossard CZ s.r.o., 2023 [cit. 2023-08-22]. Dostupné z: <https://www.bossard.com/eshop/ch-en/pdp-print?productCode=950>
- [55] ČSN EN ISO 4413 *Hydraulika - Všeobecná pravidla a bezpečnostní požadavky na hydraulické systémy a jejich součásti*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [56] Hose couplings. In: *VOSS* [online]. Wipperfürth: VOSS Fluid GmbH [cit. 2023-08-22]. Dostupné z: <https://ar-hydra.com/d/3000/d/vossfitingidlyashlangov..pdf>
- [57] A202057-..... přípojka přímá navařovací se závitem BSPP na trubku..... In: *J.S.C. Brno s.r.o.* [online]. Brno: J.S.C. Brno s.r.o., 2023 [cit. 2023-08-22]. Dostupné z: <https://www.jsc-brno.cz/x19089-w001/a202057-.....-pripojka-prima-navarovaci-se-zavitem-bspp-na-trubku>
- [58] POP® TD...GT: BN 3313 - Těsnící trhací nýty IMEX plochá hlava. In: *BOSSARD: Proven Productivity* [online]. Brno: Bossard CZ s.r.o. [cit. 2023-08-22]. Dostupné z: <https://www.bossard.com/eshop/cz-cs/pdp-print?productCode=3313>
- [59] Plastic enclosures AX without viewing window. In: *Rittal - The System: Faster - better - everywhere*. [online]. Herborn: Rittal GmbH & Co. KG, 2023 [cit. 2023-08-22]. Dostupné z: <https://www.rittal.com/com-en/products/PG0002SCHRANK1/PG0159SCHRANK1/PGRP34265SCHRANK2/PRO107964?variantId=1434000>
- [60] Snímače náklonu. In: *TURCK* [online]. Mülheim an der Ruhr: Hans Turck GmbH & Co. KG, c1999–2023 [cit. 2023-08-22]. Dostupné z: <https://www.turck.cz/cs/productgroup/Senzory/Sn%C3%ADma%C4%8De%20n%C3%A1klonu>
- [61] Přehled vlastností oceli S235JR (dříve S235JRG2). In: *Bohdan Bolzano: ocel v pohybu...* [online]. Kladno: Bohdan Bolzano, s.r.o., 2020 [cit. 2023-08-19]. Dostupné z: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s235jrdrive-s235jrg2>

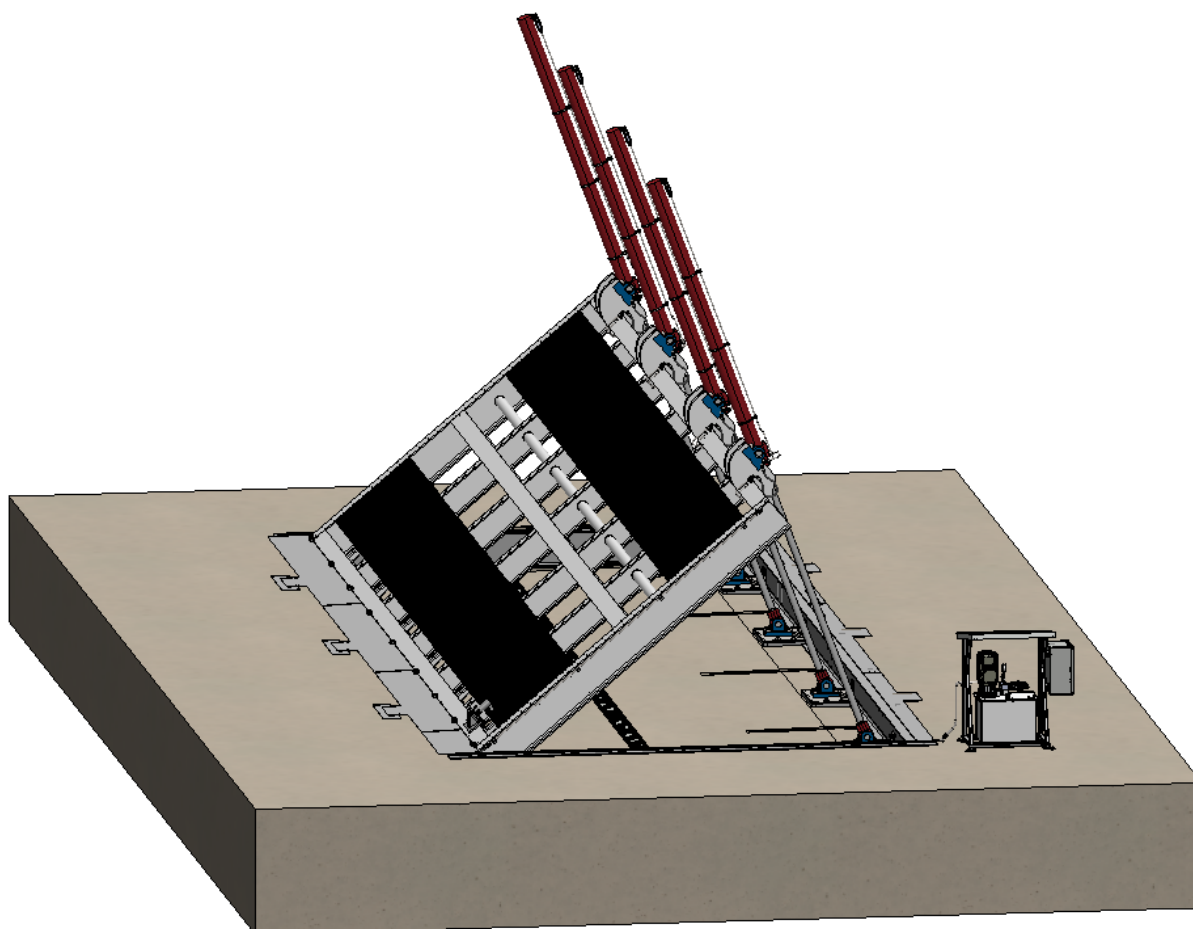
Seznam příloh

Příloha A: Požární automobily dle normy EN 1846-1 [6].....	122
Příloha B: Zkušební stanoviště – maximální sklopení (40°)	123
Příloha C: Přehled vlastností oceli S235JR [61]	124
Příloha D: Parametry hydraulického válce od výrobce [37]	125
Příloha E: Výkres hydraulického válce [37].....	126
Příloha F: Výkresová dokumentace	127

Příloha A: Požární automobily dle normy EN 1846-1 [6]

Skupiny motorových vozidel podle EN 1846-1	Druhy požárních automobilů užívaných v ČR	
	název	zkratka
Hasicí automobil (Firefighting and rescue appliance)	automobilová stříkačka cisternová automobilová stříkačka dopravní automobil pěnový hasicí automobil plynový hasicí automobil práškový hasicí automobil kombinovaný hasicí automobil	AS CAS DA (H) PHA PLHA PRHA KHA
Požární výšková technika (High rise aerial appliance)	automobilový žebřík automobilová plošina	AZ AP
Záchranný automobil (Rescue tender)	rychlý zásahový automobil	RZA
Požární sanitní automobil (Fire service ambulance)	v ČR dosud nepoužíván	
Technický automobil (Damage control tender)	technický automobil protiplynový automobil dopravní automobil	TA PPLA DA (T)
Velitelský automobil (Command and control appliance)	velitelský automobil vyšetřovací automobil	VEA VA
Automobil pro přepravu osob (Personnel carrying vehicle)	osobní automobil autobus dopravní automobil	OA A DA (Z)
Pomocný automobil (Support vehicle)	automobilová cisterna pomocný automobil: - nákladní automobil - traktor	AC NA T
Ostatní speciální automobily (Other specialised motor vehicle)	vyprošťovací automobil automobilový jeřáb hadicový automobil automobil s účelovou nástavbou požární kontejnerový nosič	VYA AJ HA UA PKN

Příloha B: Zkušební stanoviště – maximální sklopení (40°)



Příloha C: Přehled vlastností oceli S235JR [61]

Přehled vlastností oceli S235JR							1.0038		
Druh oceli	Nelegovaná jakostní konstrukční ocel								
TDP	ČSN EN 10025-2: 2005								
Dřívější označení	S235JRG2 podle EN 10025: 1990 + A1: 1993; RSt 37-2 podle DIN 17100; 11 375 podle ČSN								
Chemické složení v % hmot. (rozbor tavby)	C max. pro tloušťku v mm			Mn max.	Si max.	P max.	S max.	N max.	
	≤16	>16≤40	>40 ¹⁾						
Složení hotového výrobku	0,17	0,17	0,20	1,40	-	0,035	0,035	0,012	
	0,19	0,19	0,23	1,50	-	0,045	0,045	0,014	
Mechanické vlastnosti pro zkoušky v podélném směru	Minimální mez kluzu R_{eH} MPa pro výrobky jmenovité tloušťky v mm :								
	≤16	>16≤40	>40≤63	>63≤80	>80≤100	>100≤150	>150≤200	>200≤250	
	235	225	215	215	215	195	185	175	
	Pevnost v tahu R_m MPa pro výrobky jmenovité tloušťky v mm :								
	≥ 3≤ 100		>100≤150			>150≤ 250			
	360-510		350-500			340-490			
	Minimální tažnost v % ($L_0 = 5,65\sqrt{S_0}$) pro výrobky jmenovité tloušťky v mm ²⁾ :								
	> 3 ≤ 40		> 40 ≤ 63		> 63 ≤ 100		> 100 ≤ 150		> 150 ≤ 250
	26		25		24		22		21
	Minimální nárazová práce KV (J) při 20° C pro výrobky jmenovité tloušťky v mm : ^{2), 5)}								
≤150				>150≤250					
27 ⁴⁾				27 ⁴⁾					
Maximální hodnota CEV ³⁾	Pro výrobky jmenovité tloušťky v mm:								
	≤ 30		> 30 ≤ 40		> 40 ≤ 150		> 150 ≤ 250		
	0,35		0,35		0,38		0,40		
Technologické vlastnosti									
Svařitelnost	Vhodná ke svařování všemi obvykle používanými způsoby svařování. S rostoucí tloušťkou výrobku a rostoucí hodnotou uhlíkového ekvivalentu se zvyšuje riziko výskytu trhlin za studena v oblasti sváru. Je účelné dbát doporučení stanovující podmínky pro svařování, jak je ku příkladu uvádí ECSC IC 2 (EN 1011).								
Tváření za tepla	Jsou-li dodávané výrobky dále tvářeny za tepla, splňují uvedené mechanické vlastnosti pouze po následném normalizačním žihání.								
Tvařitelnost za studena	Ocel určená pro tváření za studena musí být označena písmenem C (S235JRC). To se týká i tažení za studena.								
¹⁾ pro profily o jmenovité tloušťce nad 100 mm se obsah C stanoví po dohodě. ²⁾ pro profily o jmenovité tloušťce nad 100 mm je hodnoty nutno dohodnout ³⁾ hodnota uhlíkového ekvivalentu CEV se vypočte z rozboru tavby podle vzorce : $CEV = C + Mn : 6 + (Cr+Mo+V) : 5 + (Ni+Cu) : 15$ CEV je volitelný požadavek. ⁴⁾ průměrná hodnota vypočtená z výsledků tří stanovení musí splňovat předepsané požadavky. Jedna hodnota může být nižší, než předepsaná minimální průměrná hodnota za předpokladu, že nebude nižší než 70% této hodnoty. V opačném případě se odebírají ze zkušebního vzorku další 3 zkušební tělesa. Průměrná hodnota ze 6 zkoušek pak nesmí být nižší než předepsaná minimální hodnota, přičemž 2 výsledky mohou být nižší, ale pouze jeden s hodnotou nižší, než 70% předepsané minimální hodnoty. ⁵⁾ pro podélný směr zkoušení.									

Příloha D: Parametry hydraulického válce od výrobce [37]

Configuration documentation Mill type cylinder



Model code CDL2MT4/100/56/2400D2X/B11CFUMZWWWWWWBWW XU =
285 mm

[Link to configuration](#)

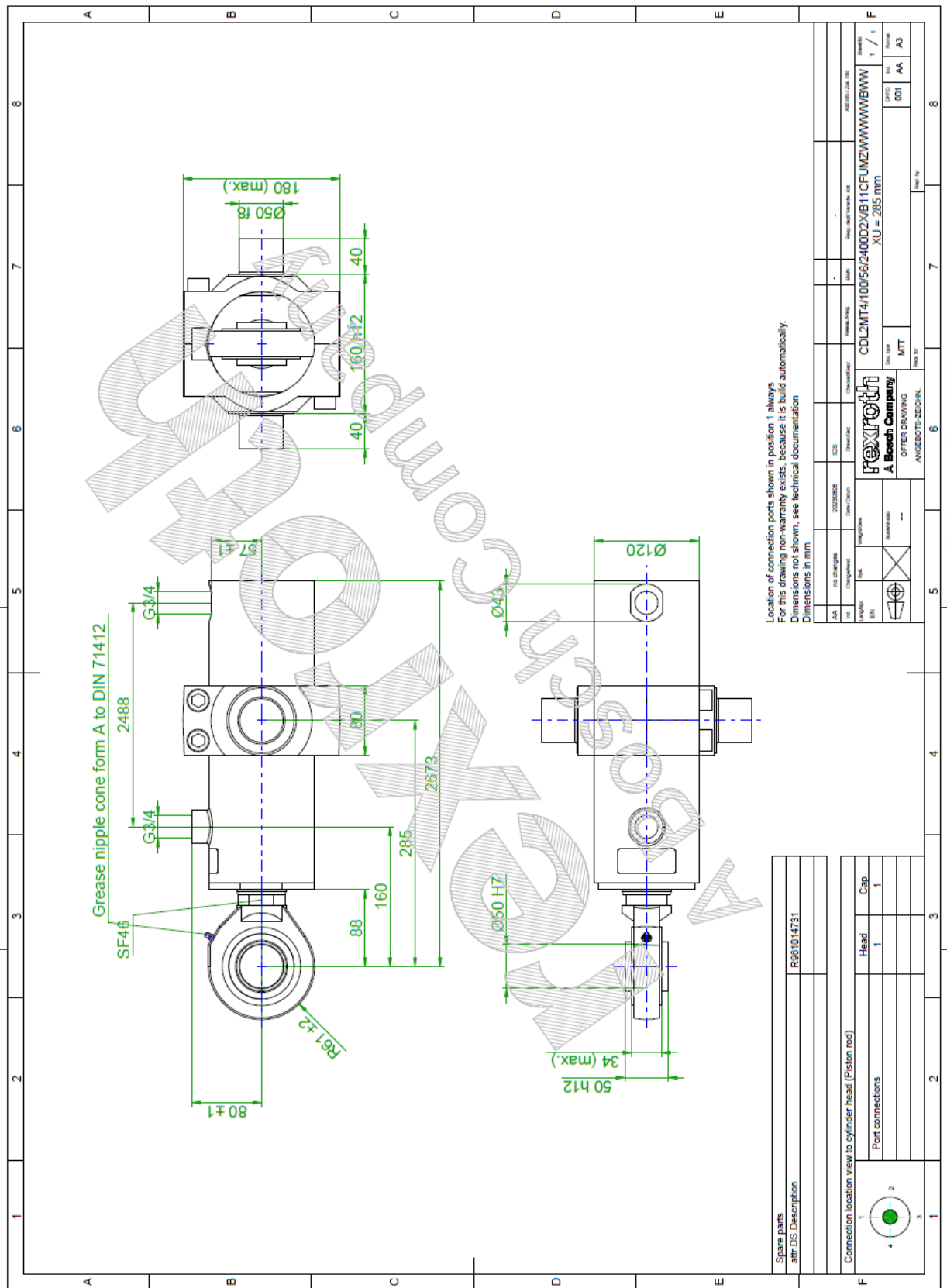
Hint: Link to configuration valid until 2024-02-06

Description

Mode of operation	CD	Single rod cylinder
Range	L2	Series L2
Mounting types	MT4	Trunnions
Bore diameter	100	D = 100 mm
Piston rod diameter	56	d = 56 mm (up to nominal pressure 160 bar)
Stroke length	2400	mm
Design principle	D	Head screwed in, base welded
Component series	2X	20 to 29 unchanged installation and connection dimensions
Port connection / types	B	according to ISO 1179-1 (pipe thread ISO 228-1) EE = G 3/4
Port location at head	1	Top - viewed on the piston rod
Port location at cap	1	Top - viewed on the piston rod
Piston rod version	C	Hard chromium-plated
Piston rod end	F	with self-aligning clevis CX = 50 WA = 88 cannot be dismantled
End position cushioning	U	Without
Seal version	M	Standard seal system (for mineral oil HL, HLP and HFA)
Option	Z	Additional options
Proximity switch	W	Without
Guide rings	W	Without
Screwed coupling	W	Without
Ball and socket joint option	W	Standard conical grease nipple
Piston rod extension	W	Without
Corrosion category	B	Class CP4
Color		RAL3001 - Signal red
Oil filling	W	without oil filling
Test certificate	W	without test certificate
Trunnion location	XU = 285	mm



Příloha E: Výkres hydraulického válce [37]



Location of connection ports shown in position 1 always
For this drawing non-warranty exists, because it is build automatically.
Dimensions not shown, see technical documentation
Dimensions in mm

AA	ISO 228/1-2	ISO 228/1-2	ISO 228/1-2	ISO 228/1-2	ISO 228/1-2	ISO 228/1-2	ISO 228/1-2	ISO 228/1-2	ISO 228/1-2
EN	EN 10206	EN 10206	EN 10206	EN 10206	EN 10206	EN 10206	EN 10206	EN 10206	EN 10206
CDL2MT4/100/56/2400/2/B11CFUMZ/WWWW/BWW									
XU = 285 mm									
MIT									
001	AA	A3							

Spare parts	R610 4731
atr DS Description	
Connection location view to cylinder head (Piston rod)	
Port connections	Cap
1	1
2	
3	
4	

© The Character, as well as the title, specification and other information
of this drawing is the property of the company and is not to be
reproduced or used in any way without the written consent of the
company and its authorized representatives.

Příloha F: Výkresová dokumentace

NÁZEV VÝKRESU	ČÍSLO VÝKRESU
ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ BEZ PŘÍSL.	DP-FS-002
NÁSTAVEC ČEPOVÉHO ULOŽENÍ A	DP-FS-003.1
VÝPAL. ULOŽENÍ HYDR. VÁLCE – L	DP-FS-004.1
NÁSTAVEC ČEPOVÉHO ULOŽENÍ C	DP-FS-004.3
VODÍCÍ PLECH ROŠTŮ – PRAVÝ	DP-FS-004.5