

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2009

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

**ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ PRO DIAGNOSTIKU
NÁRAZNÍKŮ NÁKLADNÍCH VOZŮ**

Diplomová práce

Autor práce: Bc. Přemysl Hojka
Vedoucí práce: doc. Ing. Jan Kout, CSc.

UNIVERSITY OF PARDUBICE
JAN PERNER TRANSPORT FACULTY
Department of transport means and diagnostics

**TESTING DEVICE FOR RAILWAY FREIGHT CAR
BUFFERS DIAGNOSE**

Graduation theses

Author: Bc. Přemysl Hojka
Supervisor: doc. Ing. Jan Kout, CSc.

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Přemysl HOJKA**

Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**

Studijní obor: **Dopravní prostředky-Kolejová vozidla**

Název tématu: **Zkušební zařízení pro diagnostiku nárazníků nákladních vozů**

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

Cílem diplomové práce je návrh konstrukčního provedení mobilního nebo stabilního zkušebního zařízení pro diagnostiku nárazníků nákladních vozů tak, aby nárazníky byly diagnostikovány na základě sejmuté charakteristiky síla - stlačení, aniž budou nárazníky demontovány z vozů. Součástí konstrukčního návrhu bude rovněž provedení základních pevnostních výpočtů hlavních komponentů zařízení a zpracování odpovídající výkresové dokumentace.

Vypracujte:

1. Rešerši stávajících zařízení (pokud existují).
2. Stanovení vstupních parametrů pro konstrukci.
3. Provedení konstrukčního návrhu zařízení.
4. Pevnostní výpočet hlavních komponentů zkušebního zařízení.
5. Výběr hydraulického zařízení a měřicí techniky ze stávajících. průmyslově vyráběných komponentů.
6. Návrh měřicího řetězce.

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího DP
Rozsah pracovní zprávy: 50-60 stran
Forma zpracování diplomové práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

- [1] IZER, J.; JANDA, J.; MARUNA, Z.; ZDRŮBEK, S.: Kolejové vozy. První vydání, Alfa Bratislava, 1996. ISBN 63-870-84.
- [2] BAŽANT, Z.: Stavebná mechanika, díl III. Třetí vydání, Nakladatelství Československé akademie věd, Praha, 1955.
- [3] BAŽANT, Z.: Stavebná mechanika, díl IV. Druhé vydání, Nakladatelství Československé akademie věd, Praha, 1955.
- [4] Normy UIC 526, 527 (nárazníky železničních vozů).

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Kout, CSc.
Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání diplomové práce: 20. února 2009
Termín odevzdání diplomové práce: 25. května 2009



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
vedoucí katedry

dne

Prohlašuji:

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

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, 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.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.

V České Třebové dne 25. května 2009

Přemysl Hojka

Poděkování

Děkuji doc. Ing. Janu Koutovi, CSc. za vstřícné a podnětné vedení mé práce, panu Josefu Synkovi ze společnosti ČD Cargo za poskytnuté materiály a dokumentaci k vozům a panu Ing. Miroslavu Dalíkovi ze společnosti Inova za konzultace ohledně hydraulické části navrhovaného zařízení.

Anotace

Tato práce se zabývá konstrukčním návrhem zkušebního zařízení pro měření charakteristik nárazníků železničních nákladních vozů (závislost působící síly na stlačení), aniž by nárazník byl demontován z vozu. Obsahuje základní rozdělení nárazníků podle normy EN 15 551: 2008, jejich dimenzování na zkušební síly odpovídající této normě a také základní pevnostní údaje rámu a jiných prvků železničních nákladních vozů. Popisuje některá jednodušší řešení zkušebního zařízení s odůvodněním jejich nerealizovatelnosti. Vlastní návrh zkušebního zařízení je na principu stlačovadla, obepínajícího celý nákladní vůz. Přiložená výkresová dokumentace vychází ze základních pevnostních výpočtů a obsahuje hlavní části celého zkušebního zařízení.

Obsah

Obsah.....	- 9 -
1. Seznam použitého značení veličin.....	- 10 -
2. Úvod.....	- 12 -
3. Rozdělení železničních nárazníků	- 13 -
4. Statická zkoušení nárazníků podle UIC.....	- 14 -
Zkoušení nárazníků v provozu.....	- 15 -
5. Výchozí úvahy pro návrh zařízení	- 16 -
6. Možná řešení stlačovacího zařízení.....	- 16 -
Jednoduchý trámec s hydraulickým válcem.....	- 16 -
U-rám.....	- 18 -
7. Návrh stlačovadla	- 20 -
Nárazníková vzpěra	- 21 -
Trámec stlačovadla	- 25 -
Táhlové úchyty trámce.....	- 30 -
Jezdec hydroválcce	- 32 -
Boční táhla.....	- 35 -
Výškové stavění trámce	- 38 -
Pojezd trámce stlačovadla	- 41 -
8. Hydraulický pohon.....	- 43 -
9. Popis obsluhy zařízení.....	- 45 -
10. Závěr	- 47 -
11. Literatura	- 48 -

1. Seznam použitého značení veličin

- a.....rameno působící síly vůči ose ohybu [mm]
b.....rozměr obdélníkového průřezu rovnoběžný s osou ohybu [mm]
 C_{eq}uhlíkový ekvivalent [%C]
D.....vnější průměr trubky vzpěry [mm]
d.....vnitřní průměr trubky vzpěry [mm]
 d_1vnější průměr trubky nárazníku [mm]
 d_2střední (výpočtový) průměr [mm]
 d_2vnitřní průměr trubky nárazníku [mm]
 d_3nosný plný průměr šroubu [mm]
 d_eprůměr čepu [mm]
 d_ošířka myšleného obdélníku [mm]
 d_Tprůměr tyče táhla [mm]
e.....kolmá vzdálenost osy ohybu k nejvzdálenějšímu vlákně průřezu [mm]
f.....součinitel tření mezi maticí a šroubem [1]
 F_{HV}maximální síla vyvozovaná hydraulickým válcem [N]
 F_ttřecí síla [N]
h.....rozměr obdélníkového průřezu kolmý na osu ohybu [mm]
 h_uvýška myšleného obdélníku [mm]
I.....moment setrvačnosti průřezu k ose jeho symetrie[mm⁴]
I'.....moment setrvačnosti průřezu k posunuté ose – Steinerova věta [mm⁴]
j.....vzdálenost osy ohybu od osy symetrie průřezu [mm]
 j_Rvýpočtová délka jezdce [mm]
k.....součinitel bezpečnosti použitý při dimenzování zařízení [1]
 k_Psoučinitel bezpečnosti teoretického prstence nárazníkové vzpěry [1]
 k_{TN}součinitel bezpečnosti při namáhání trubky nárazníku [1]
m.....součinitel adheze mezi kuželovou plochou a přírubou nárazníku [1]
 M_oohybový moment [Nmm]
N.....normálová síla [N]
n.....polovina jmenovité rozteče nárazníků [mm]

n_r	potřebný počet šroubů [ks]
p_k	měrný tlak v dosedací kuželové ploše [MPa]
R'_B, R'_V, F'_{HV}	hodnoty sil se započítaným součinitelem bezpečnosti k [N]
R_B	reakce bližší působišti zatěžující síly F_{HV} [N]
R_m	mez pevnosti materiálu [MPa]
R_V	reakce vzdálenější působišti zatěžující síly F_{HV} [N]
S	plocha průřezu [mm ²]
S_0	plocha příčného řezu prstence [mm ²]
S_i	nosná plocha jednoho šroubu při namáhání stříhem [mm ²]
S_d	plocha myšleného obdélníku [mm ²]
S_k	plošný obsah dosedací kužel. Plochy [mm ²]
S_P	plocha čepu (kolmý řez na osu) [mm ²]
S_s	celková plocha namáhaná na stříh [mm ²]
S_T	čelní rovinná plocha trubky [mm ²]
S_z	nosná plocha závitu [mm ²]
t	hledaná síla desky [mm]
T	tečná (třecí) síla mezi šroubem a maticí [N]
v	potřebná délka závitu pro odlitek ok táhla [mm]
W_0	modul průřezu v ohybu [mm ³]
y	vzdálenost osy táhel ke středové ose zkušebního zařízení [mm]
α	středový úhel odpovídající šířce korýtkového vedení [mm]
ξ_z	úhel mezi silou R a normálou na rozvinutý závit šroubu [°]
σ	tlakové napětí v čele trubky [MPa]
σ_D	dovolené mechanické napětí [MPa]
σ_0	dovolené ohybové napětí [MPa]
σ_T	obvodové tahové napětí [MPa]

2. Úvod

Nárazníky zajišťují na železničních vozech několik důležitých funkcí. Při svěšení a jízdě více vozidel tvoří jejich vzájemné podélné vypružení a (v součinnosti s vypružením táhlového ústrojí) plynulý přenos tažných nebo tlačných sil, při prudším najetí vozu na vůz také do určité míry pohltí většinu nárazové energie. Nárazník se špatně fungujícím vypružením (s přílišnou tuhostí nebo naopak s volným, nevypruženým chodem) způsobuje v provozu nadměrné silové namáhání táhlového ústrojí, rámu vozu a a tím může dojít k ohrožení bezpečnosti železničního provozu. Je tedy nanejvýš nutné, aby nárazníky byly v dobrém technickém stavu a spolehlivě plnily svoji funkci.

Revize se provádí (u společnosti ČD Cargo) v intervalu dvou let. Nárazník se kontroluje pohledem a zjistí se, zda nemá trubka vůči koši nárazníku podélnou vůli a zda se talíř volně neotáčí okolo osy nárazníku (obojí signalizuje poškozený nárazník). Každých šest let se nárazník demontuje z vozu, stlačí se na zkušebním zařízení a graficky se zaznamená jeho charakteristika .

Přitom ale právě sejmutá charakteristika nárazníku (závislost síly v nárazníku na jeho stlačení) ve srovnání s charakteristikou udanou v jeho výrobní dokumentaci nám dá nejlepší představu o skutečném stavu nárazníku a je i základem pro odhad chování nárazníku v dalším provozu. Úplným stlačením se mohou projevit závady jako nedostatečné namazání, nalomený kroužek pružiny a pod.

Zkoušení nárazníků je tedy věcí smysluplnou a nutnou. Pokud by se dalo nárazníky zkoušet vhodným zařízením bez jejich demontáže z vozu, může to znamenat časovou úsporu oproti dosavadnímu způsobu, případně možnost jejich častějšího zkoušení. To by mělo vést ke zvýšení spolehlivosti provozovaných nárazníků a na základě získaných poznatků pak může být stanovena nová perioda jejich zkoušení, odpovídající skutečné technické životnosti a době zaručeného spolehlivého provozu nárazníků.

3. Rozdělení železničních nárazníků

Podle normy EN 15 551: 2008 se železniční nárazníky rozdělují do třech druhů podle pracovního zdvihu.

zdvih nárazníku	105 mm	110 mm	110 mm (hydropružina)	150 mm
předpětí nárazníku	10 - 50 kN	7,5 - 20 kN	7,5 - 50 kN	15 - 90 kN
síla při plném zdvihu	350 - 1000 kN	300 - 1000 kN	600 kN	350 - 880 kN
délka nárazníku	620 mm	650mm	650 mm	665 mm

Tab. 1 Rozdělení nárazníků podle zdvihu.

U nákladních vozů společnosti ČD Cargo jsou použity výhradně nárazníky se zdvihem 105_{-5}^{+0} mm. Ty můžeme rozdělit podle maximální absorbované energie při dynamickém stlačení na tři kategorie (podle UIC 526-1).

označení kategorie	A	B	C
absorbovaná energie	≥ 30 kJ	≥ 50 kJ	≥ 70 kJ

Tab. 2 Rozdělení nárazníků se zdvihem 105 mm.

Pro kategorii A dále platí (citace EN 15 551: 2008):

- při nárazu z rychlosti 7 km/h nesmí být překročeno zrychlení 4g
- při nárazu z rychlosti 9 km/h nesmí být překročeno zrychlení 6g a aximální síla 1000 kN
- při konečné síle 1000 kN a nárazové rychlosti 12 km/h nebo větší musí být absorbovaná energie W_w nejméně 25 kJ, pohlcená pak $0,6W_e$
- při konečné síle 1500 kN musí být absorbovaná energie W_w nejméně 30 kJ, pohlcená pak $0,6W_e$

Pro kategorii B dále platí (citace EN 15 551: 2008):

- při nárazu z rychlosti 7 km/h nesmí být překročeno zrychlení 4g
- při nárazu z rychlosti 9 km/h nesmí být překročeno zrychlení 5g
- při konečné síle 1500 kN musí být absorbovaná energie W_w nejméně 50 kJ, pohlcená pak $0,6W_e$
- při nárazu z rychlosti 10 km/h nesmí být překročena síla 1000 kN

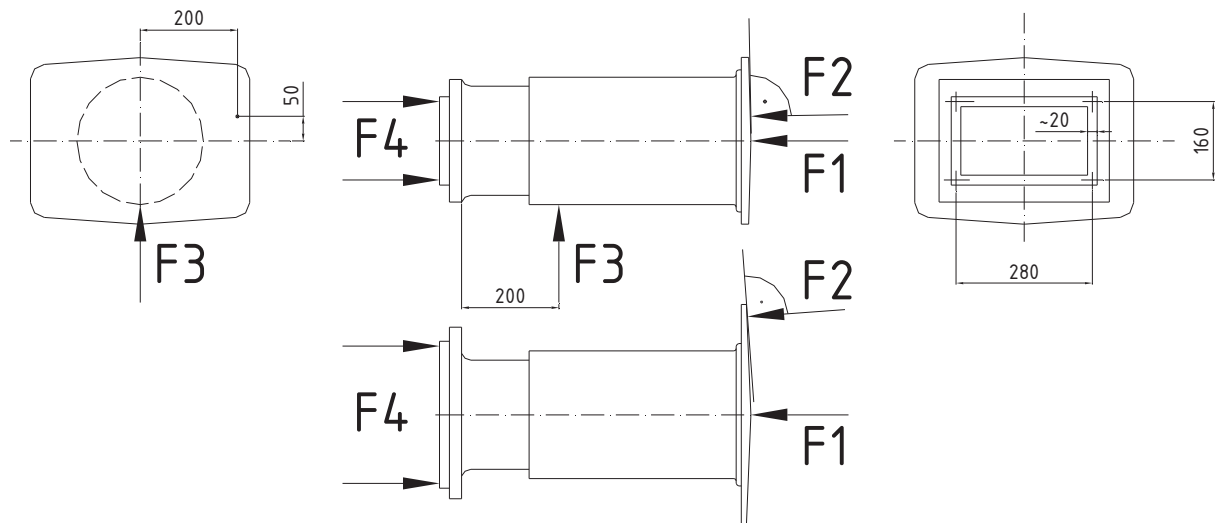
Pro kategorii C dále platí (citace EN 15 551: 2008) :

- při nárazu z rychlosti 7 km/h nesmí být překročeno zrychlení 3g
- při nárazu z rychlosti 9 km/h nesmí být překročeno zrychlení 4g
- při konečné síle 1300 kN musí být absorbovaná energie W_w nejméně 70 kJ, pohlcená pak $0,6W_e$
- při nárazu z rychlosti 10 km/h nesmí být překročena síla 1000 kN

Nejčastějším typem používaných nárazníků je nárazník s dynamicky absorbovanou energií 30 kJ, tedy kategorie A. Nárazníky kategorie C jsou z bezpečnostních důvodů použity na některých kotlových vozech pro přepravu nebezpečných látek.

4. Statická zkoušení nárazníků podle UIC

Každý typ nárazníku musí být dimenzován nejen na přímé zatěžování v podélném směru, ale musí bez poškození vydržet i další zkušební zatěžování osamělými silami. Jejich směr, působiště a velikost je dána v normě EN 15 551: 2008.



Obr. 1 Působiště zkušebních statických sil.

Pro zkoušení silou F4/F1 je pod patu (přírubu) nárazníku použit pomocný rámeček složený ze čtyřhranu 20 x 20 mm. Osovými rozměry je shodný s osami děr pro přišroubování nárazníku na vůz, tedy 280x160 mm.

pro nárazník se zdvihem 105^{+0}_{-5} mm	F1 podélná síla	F2 šikmá síla	F3 příčná síla	F4 podélná síla na rámečku
	≥ 2500 kN	≥ 500 kN	≥ 200 kN	≥ 2500 kN

Tab. 3 Velikosti jednotlivých zkušebních statických sil.

Po odzkoušení silami F1 až F3 musí nárazník zůstat plně funkční, jakékoliv trvalé deformace jsou přípustné jen v mezích výrobních tolerancí. Navíc průměry měřené na hlavních částech nárazníku (koš, trubka) by se neměly změnit o více jak 0,2 % své jmenovité hodnoty.

Od síly F4 nemá mít příruba nárazníku žádné trvalé deformace.

Síla F3 má působit přes přípravek tvaru V. Rozevření dotykové části přípravku s nárazníkem je dáno úhlem 120° a přípravek by měl být ocelový o tloušťce alespoň 50 mm.

Zkoušení nárazníků v provozu

Ověřování charakteristik, tj. závislostí síla – stlačení nárazníků přímo na nákladních vozech, (bez jejich demontáže z nákladního vozu) není předepsáno ani doporučeno žádnou normou, resp. vyhláškou UIC. Nárazník sice musí splňovat danou závislost síla-stlačení, ale její ověření je na vnitřních předpisech každé železniční správy. V podmínkách ČD i (pokud je autorovi známo) v podmínkách jiných železničních správ se ověřování charakteristiky nárazníků provádí pouze při jejich demontáži z vozu (v rámci revizí a oprav vozů) na stabilních zkušebních zařízeních.

U společnosti ČD Cargo se na revize nárazníků na vozech vztahuje předpis V 67, případně jemu nadřazené technické podmínky konkrétního nákladního vozu. Revize se provádí v intervalu dvou let a kontrolují se:

- koš a těleso nárazníku na výskyt deformací, popřípadě trhlin (při podezření se provede magnetická defektoskopická zkouška)
- svary funkčních částí nárazníku s případnou magnetickou defektoskopickou zkouškou
- stav nárazníku (nárazník nesmí mít stopy po tepelném zásahu a zápalech)
- chod nestlačeného nárazníku (ve směru stlačování nesmí nárazník vykazovat žádnou vůli; nesmí být eliminováno předpětí vypružení nárazníku)
- upevnění nárazníku na čelníku vozu
- stav čelní plochy talíře (maximální dovolené opotřebení ve středu talíře je 3 mm)
- celková vůle mezi trubkou a košem nárazníku (může být nejvýše 4 mm)
- označení na nárazníku (jeho případná obnova)
- namazání trubky a čelní plochy talíře nárazníku (případné domazání odpovídajícím mazivem)

Po uplynutí šesti let od poslední opravy nárazníku (nebo od namontování nového nárazníku na vůz) se tento opět demontuje a odzkouší. Vlastní oprava nárazníku se provádí podle předpisu V99/14.

Pokud nárazník vyhoví podmínkám revize, je dále provozován. Samozřejmou snahou provozovatele nárazníků je provádění jejich diagnostiky bez nutnosti nárazníky demontovat z vozu a v rozsahu (v rámci ČD Cargo) předpisu V67. Nicméně pro předpověď jejich nezměněné funkčnosti a provozuschopnosti v následujícím období po

revizi se jeví jako nanejvýš vhodné, kontrolovat charakteristiku nárazníku. Charakteristika síla – stlačení nárazníku nám dává řadu informací o jeho skutečném provozním stavu a umožňuje predikci jeho chování v následujícím provozu. Např. u nárazníků s prstencovými pružinami jejich stav (tendence k zaseknutí kroužků, případně prasklý kroužek), u nárazníků s vypružením MINER poškození nosných plechů „TecPaků“, u nárazníků 70 kJ poškození pryžového bloku měkkého zdvihu, resp. únik elastomeru.

5. Výchozí úvahy pro návrh zařízení

Pro zkoušení nedemontovaných nárazníků přímo na voze, pomocí mobilního zkušebního zařízení, vycházím z těchto předpokladů: vyhovující nárazník může při svém maximálním stlačení působit silou až 1000 kN. Na tuto sílu musí být dimenzované zkušební zařízení, které bude zatížení přenášet. Zároveň je potřeba i vhodné místo pro zachycení reakce na tuto sílu. Základní pevnostní údaje nákladních vozů jsou:

- maximální podélná síla na nárazník: 1000 kN (viz Pozn.)
- dovolená tlaková síla na rám vozu v ose nárazníků: 1250 kN
- dovolená tlaková síla na rám vozu v podélném směru celkem: 2000 kN
- zkoušení nárazníků bude realizováno postupně po jednom nárazníku
- zkušební zařízení bude dimenzováno na sílu 1000 kN
- zkušební zatížení bude vyvozováno hydraulickým válcem (podrobněji v Kap.6)
- měřící řetězec bude součástí dodávky hydraulického zařízení (specifikace viz Kap. 7)

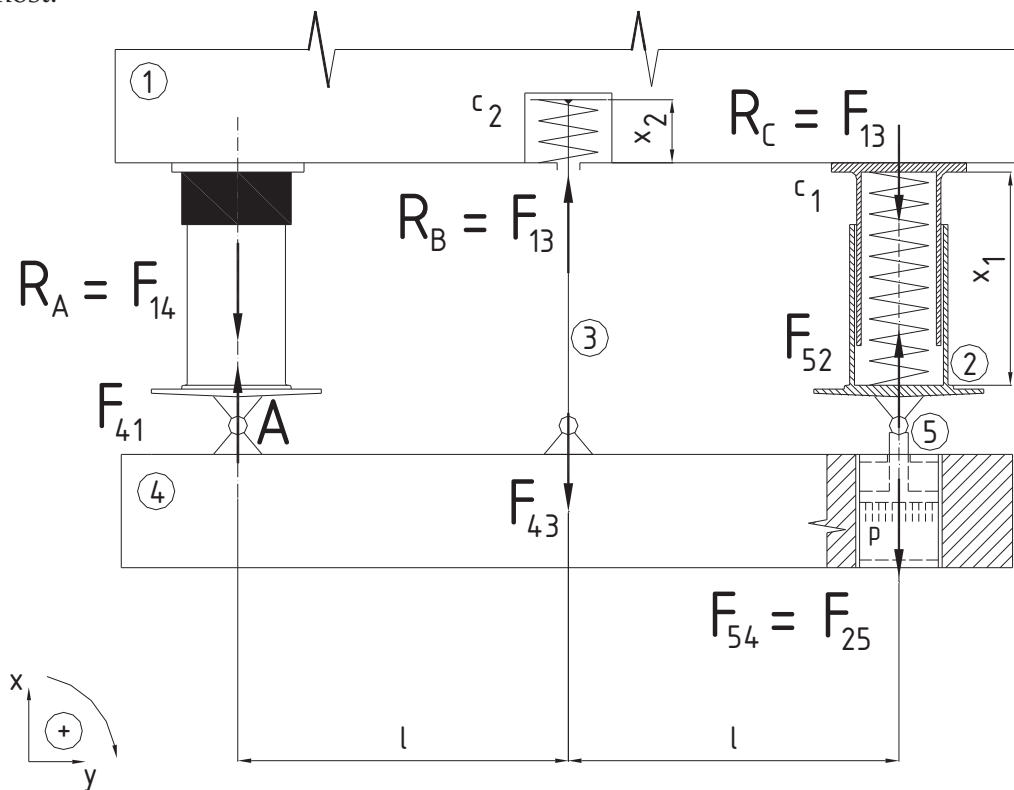
Poznámka: přestože norma EN 15 551:2008 předepisuje zkoušení nárazníků silou $F_1 = 2500$ kN, při níž se snímá charakteristika nárazníku síla – stlačení, zvolil jsem (po konzultacích se zástupcem provozovatele) max. sílu $F = 1000$ kN. Tato síla způsobí u vyhovujícího nárazníku jeho stlačení o předepsaný zdvih 105_{-5}^{+0} mm. Zbytek zatížení do předepsané síly $F_1 = 2500$ kN, (tj. $\Delta F = 1500$ kN) je již přenášen konstrukcí nárazníku a nikoliv dalším stlačováním vypružovacího prvku (zdvih nárazníků je totiž pro všechny typy vypružení omezen dosednutím trubky koše nárazníku na vnitřní dosedací plochu talíře nárazníku). Protože snímáním charakteristiky síla – stlačení nárazníku má mít provozovatel možnost diagnostikovat kvalitu vypružení, jsem přesvědčen o tom, že dostačujícím zkušebním zatížením je síla $F = 1000$ kN.

6. Možná řešení stlačovacího zařízení

Jednoduchý trámec s hydraulickým válcem

Při prvním pohledu na čelník vozu se přímo nabízí využít ke stlačení nárazníku prvků nárazník-táhlový hák-nárazník. Jednalo by se o trámec s hydraulickým válcem, jenž by byl jedním koncem opřen o aretovaný nárazník (např. levý), uprostřed by byl upevněn prostřednictvím vloženého členu na táhlový hák a v místě pravého nárazníku by v trámci byl instalován hydraulický válec. Jednoduché kinematické schéma je uvedeno na

následujícím obrázku. Vzhledem k existenci dvou pružných členů (vypružení táhlového ústrojí a vypružení nárazníku) bylo by zařízení mechanismem a tím by byla zajištěna jeho funkčnost.



Obr. 2 Kinematické schéma zařízení v podobě jednoduchého trámce.

Rovnice rovnováhy jsou

$$\sum F_x = 0: -R_A + F_{34} - F_{54} = 0 \quad (1)$$

$$\sum M_A = 0: -F_{34} \cdot l + F_{54} \cdot 2l = 0 \quad (2)$$

Pro jednotlivé síly mezi členy mechanismu pak platí

$$F_{52} = -F_{54} = -F_{12} \quad (3)$$

$$F_{34} = -F_{43} = F_{13} \quad (4)$$

$$F_{12} = S_1 = c_1 \cdot x_1 \quad (5)$$

$$F_{13} = S_2 = c_2 \cdot x_2 \quad (6)$$

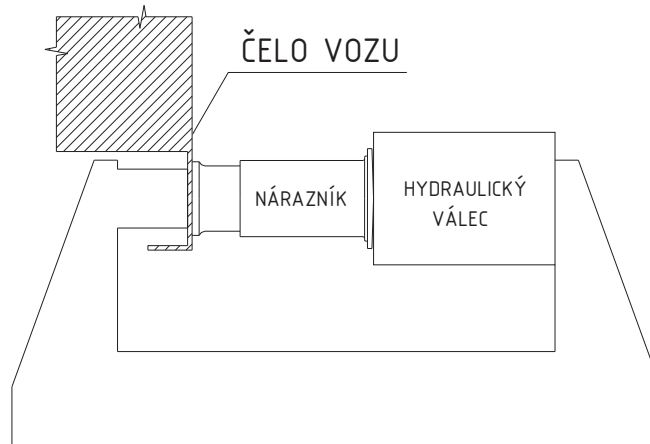
Přímo z momentové rovnice vyjde

$$F_{34} = 2 \cdot F_{54} \quad (7)$$

Nerealizovatelnost tohoto způsobu zatěžování zkoušeného nárazníku tedy spočívá v tom, že síla působící na táhlové ústrojí (táhlový hák) je dvojnásobná oproti síle působící na zkoušený nárazník. Při potřebném stlačení nárazníku silou 1000 kN je síla v táhlovém ústrojí (táhlovém háku) 2000 kN, což přesahuje jeho pevnost.

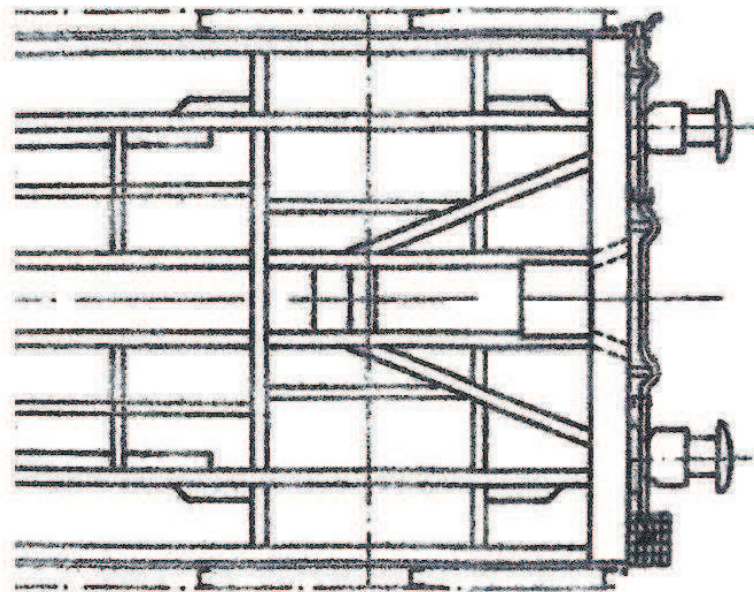
U-rám

Pokud chceme zatěžovat vlastní rám vozu při zkoušení co nejméně, bylo by nejvhodnější zachytit reakci na zatížení přímo za nárazníkem, na zadní straně čelníku. Zkušební zařízení by pak představoval masivní u-rám, obdoba starších nýtovacích strojů, jenom ve svislé poloze. Mezi jeho ramena by byl vložen hydraulický válec a zkoušený nárazník.



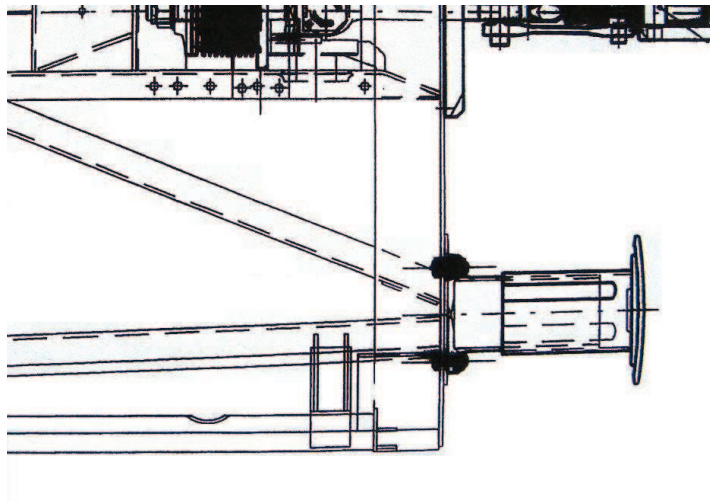
Obr. 3 Návrh u-rámu v pracovní poloze před stlačením nárazníku.

Při nahlédnutí do výkresů rámu nákladních vozů (např. řady Es, Falls, ...) však zjistíme, že v prostoru za nárazníky začínají šikmé a někdy i přímo podélné výztuhy rámu. Z hlediska konstrukce nákladního vozu je to věc logická a vhodná, ale znemožňuje popsání způsobu zkoušení nárazníků pomocí u-rámu.



Obr. 4 Čelní část rámu vozu Es.

Za nárazníkem tak není vhodná plocha pro opření zkušebního zařízení, aniž by došlo k deformaci rámu vlastního vozu. Zachycení reakce za vnitřní stranu čelníku mimo osu nárazníku též nepřipadá v úvahu, protože čelník je často svařen z plechů tloušťky okolo 10 mm a zdaleka není dimenzován na takováto zatížení.



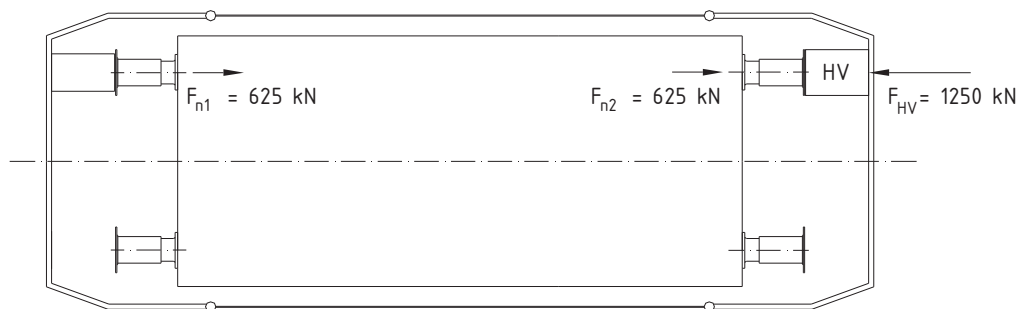
Obr. 5 Čelní část rám vozu Falls.

Přestože část vozů svou konstrukcí rámu zkoušení nárazníků tímto způsobem umožňuje, nejednalo by se o univerzální zkušební zařízení a proto bylo od tohoto provedení upuštěno.

7. Návrh stlačovadla

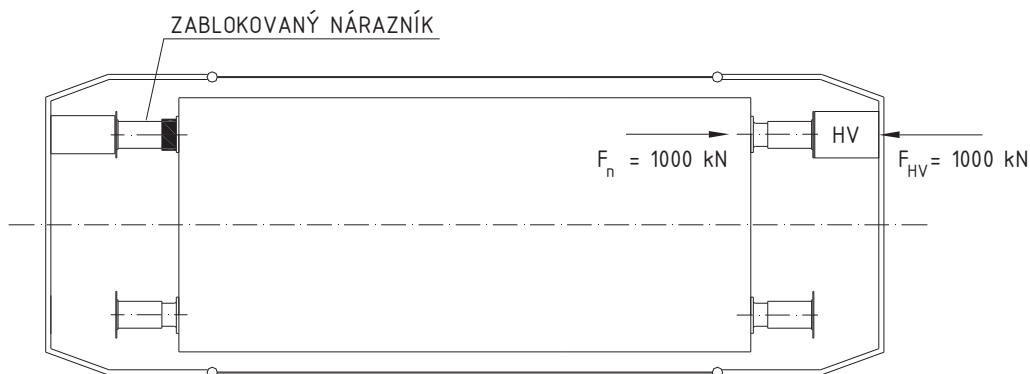
Protože je zřejmé, že reakce na zkušební síly nejde zachytit přímo na stejném čele vozu, jako je zkoušený nárazník, další cesta návrhu zařízení se bude ubírat konstrukcí stlačovadla. To by obepínalo celý vůz, opíralo se o talíře nárazníků a přenášelo tahovou část silového toku při zkoušení nárazníků, tlakovou část by musel přenášet rám vlastního vozu.

Maximální tlakové zatížení rámu vozu je v ose nárazníků 1250 kN. Začne-li se stlačovat nárazník na jedné straně vozu, zareagují ale ihned na silové působení i nárazníky na opačné straně, dojde k silové rovnováze mezi hydraulickým válcem vyvozuujícím stlačení na straně jedné a pružinami všech „zúčastněných“ nárazníků na straně druhé. Pokud by se stlačovadlo opíralo jen o dva protilehlé nárazníky (na každém čele o jeden, oba na stejné straně vozu), tak při teoretickém plném využití pevnosti rámu by každý nárazník byl stlačen jen silou 625 kN. Vůči působící síle jsou vlastně řazeny za sebou, v serii.



Obr. 6 Funkce stlačovadla při činnosti obou protilehlých nárazníků.

Pokud by nárazníky byly stlačeny plnou silou 1000 kN, musel by rám přenášet zatížení 2000 kN, což by vedlo k jeho poškození.



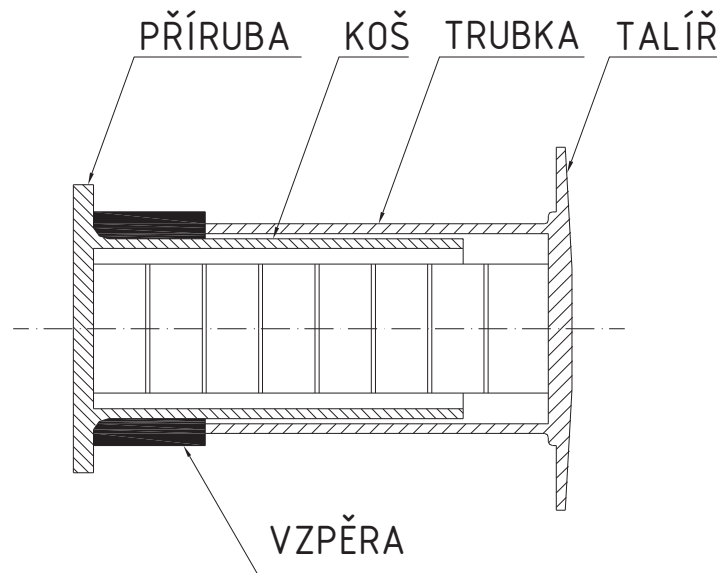
Obr. 7 Funkce stlačovadla při jednom zablokovaném nárazníku

Stlačení nárazníku na sílu 1000 kN za vedení síly přes rám vozu by bylo možné, kdyby v silovém řetězci byl nárazník (přesněji jeho vypružení) jen jeden. Protože zachycení tlakového silového působení přímo na čelníku mimo nárazník prakticky nejde

(došlo by k jeho trvalému zdeformování), je možným řešením vymezení pohybu nezkoušeného, v podstatě opěrného nárazníku. Tím se z něj stane tuhá, nepružná součást, umožňující přenášení tlakového zatížení a stlačení protilehlého zkoušeného nárazníku až k hranici 1000 kN aniž by byla překročena pevnost rámu vozu.

Nárazníková vzpěra

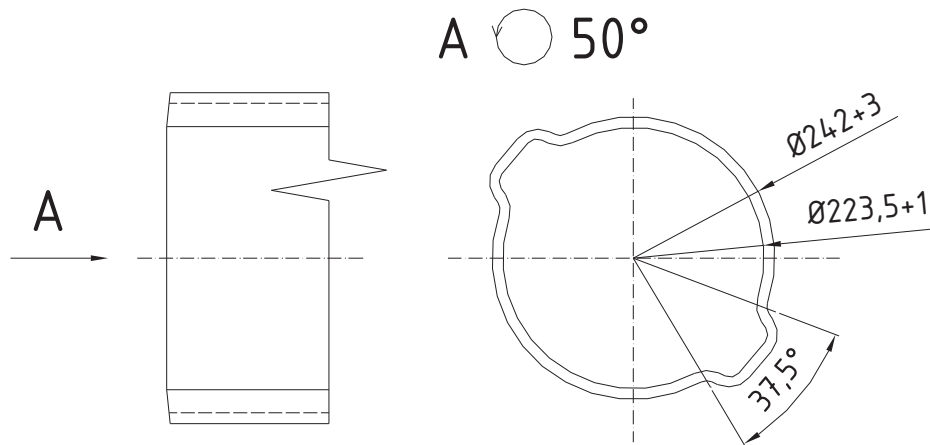
Má-li se nárazník chovat jako tuhá součást, je nutné vymezit nějakým způsobem vzájemný pohyb trubky a koše nárazníku. Nejsnadnějším způsobem se jeví vložení vzpěry, která obejmě koš nárazníku a bude fungovat jako prodloužení trubky nárazníku až k jeho přírubě. Tím se jakékoliv podélné silové působení na nárazník přenesou přes talíř, trubku a vzpěru přímo na přírubu nárazníku a rám vozu. Pružina v nárazníku by byla stlačena jen o případné montážní vůle vzpěry, což představuje téměř zanedbatelné silové působení v porovnání se zkušebními silami.



Obr. 8 Schematický řez nárazníku se vzpěrou.

Před návrhem vlastní vzpěry je nutné ověřit, zdali nárazník takovýto způsob přenosu zatížení přes trubku snese bez poškození. Jde hlavně o plochu průřezu trubky a tvar jejího čela, o které se vzpěra opře.

Vezmeme-li v úvahu nárazník starší konstrukce s korýtkovým vedením trubky a s maximální absorbovanou energií 30 kJ (Nárazník 30 kJ VÚKV Studénka), pak čelní plocha není celé mezikruží. Vlivem technologie výroby vodících korýtek lisováním materiál v těchto místech poněkud ubíhá směrem k talíři nárazníku. Z plného úhlu plochy mezikruží 360° je tak potřeba odečíst zhruba $2 \times 37,5^\circ$, což je středový úhel přechodů jednoho korýtkového vedení na rádius trubky nárazníku.



Obr. 9 Náčrt čela trubky nárazníku 30 kJ.

Čelní plochu trubky bez korýtkového vedení potom určíme

$$S_T = \left(1 - \frac{2 \cdot \alpha}{360}\right) \cdot \frac{\pi(d_1^2 - d_2^2)}{4} \quad (8)$$

S_T – čelní rovinná plocha trubky [mm²]

α – středový úhel odpovídající šířce korýtkového vedení [mm]

d_1 – vnější průměr trubky nárazníku [mm]

d_2 – vnitřní průměr trubky nárazníku [mm]

Uvažujeme-li nejnepříznivější situaci, tedy v rámci tolerancí maximální vnitřní průměr a minimální vnější průměr trubky, pak po dosazení vyjde

$$S_T = \left(1 - \frac{2 \cdot 37,5}{360}\right) \cdot \frac{\pi(242^2 - 224,5^2)}{4} = 5076 \text{ mm}^2 = 50,76 \text{ cm}^2 \quad (9)$$

Při maximálním zatížení bude mechanické tlakové napětí

$$\sigma = \frac{F_{HV}}{S_T} \quad (10)$$

$$\sigma = \frac{1000000}{50,76} \cong 197 \text{ MPa}$$

σ – tlakové napětí v čele trubky [MPa]

F_{HV} – maximální síla vyvozovaná hydraulickým válcem [N]

S_T – čelní rovinná plocha trubky [mm²]

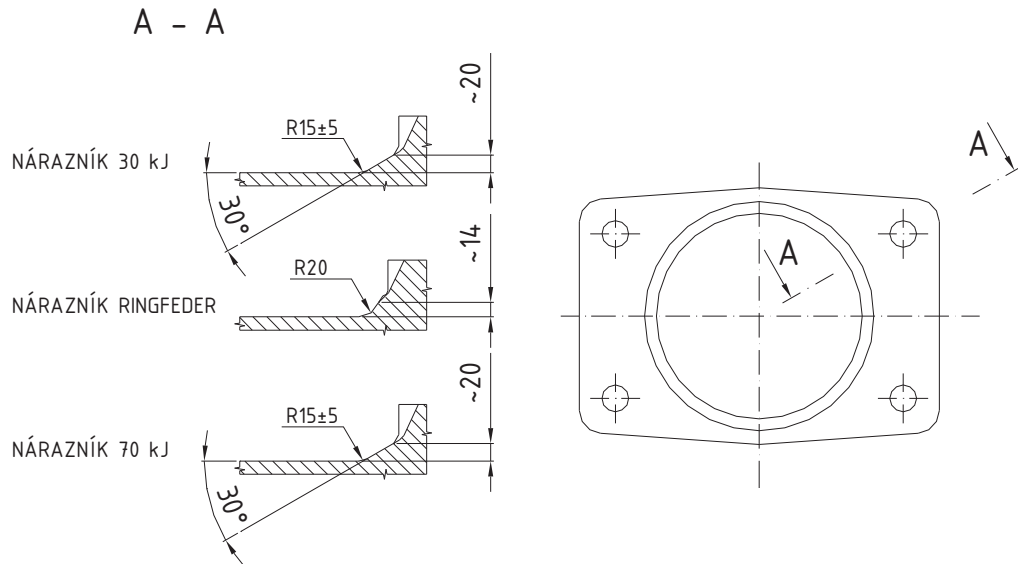
Trubka nárazníku je podle výkresové dokumentace vyrobena z ocele 11 375, která má mez kluzu $R_e = 235 \text{ MPa}$. Součinitel bezpečnosti tohoto zatížení trubky tedy bude

$$k_{TN} = \frac{R_e}{\sigma} \quad (11)$$

$$k_{TN} = \frac{235}{197} \cong 1,193$$

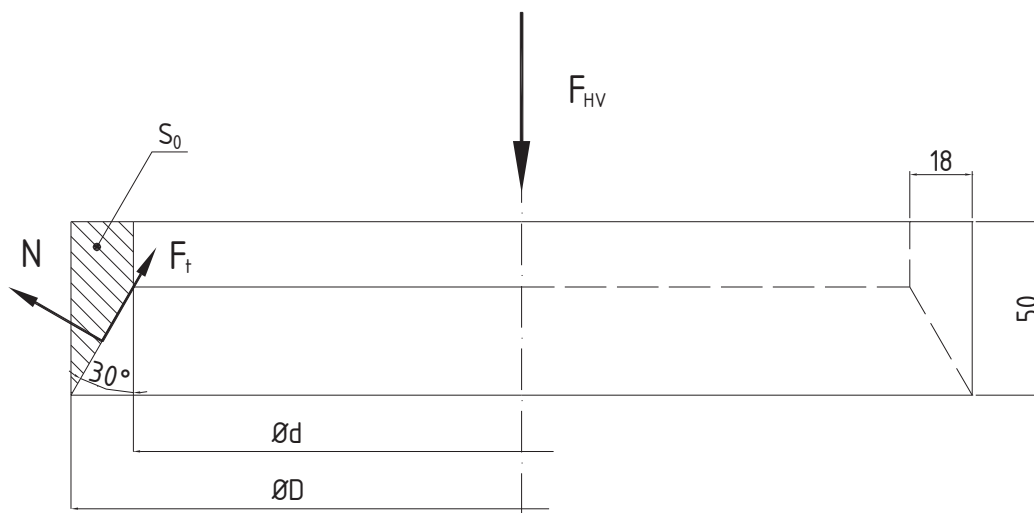
Tato hodnota není příliš velká, ale je dána konstrukcí nárazníku, kterou v tomto případě bereme jako neměnitelnou. Nejlepším ověřením by bylo pouhý nárazník s namontovanou vzpěrou zkušebně zatížit až k hranici 1000 kN.

Vzpěru bude vhodné navrhnout ze dvou dílů, rozevratelnou, s příslušnými závěsy a zámek. Pevnostní kontrola byla provedena na odolnost proti porušení obvodovým tahovým napětím, vznikajícím v dolní části vzpěry při jejím dosednutí na kuželovou plochu příruby nárazníku.



Obr. 10 Přechody trubky koše na přírubu u vybraných nárazníků.

Pro kontrolní výpočet jsem předpokládal „teoretický prstenec“ s vnitřním kuželem o vrcholovém úhlu $\alpha = 60^\circ$. Náčrt prstence je na následujícím obrázku.



Obr. 11 Teoretický prstenec nárazníkové vzpěry.

Namáhání prstence se určí podle [8] jako

$$\sigma_T = \frac{F_{HV}}{2 \cdot \pi \cdot S_0} \cdot \frac{\left(\cos \frac{\alpha}{2} - \mu \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right)}{\left(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right)} \quad (12)$$

$$\sigma_T = \frac{1000000}{2 \cdot \pi \cdot 630} \cdot \frac{(\cos 30^\circ - 0,3 \cdot \sin 30^\circ)}{(\sin 30^\circ + 0,3 \cdot \cos 30^\circ)} \cong 238 \text{ MPa}$$

Měrný tlak na dosedací kuželové ploše prstence potom

$$p_k = \frac{F_{HV}}{\left(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right) \cdot S_k} \quad (13)$$

$$p_k = \frac{1000000}{(\sin 30^\circ + 0,3 \cdot \cos 30^\circ) \cdot 26305} \cong 50 \text{ MPa}$$

F_{HV} – maximální síla vyvozovaná hydraulickým válcem (koncová síla nárazníku) [N]

μ – součinitel adheze mezi kuželovou plochou a přírubou nárazníku [1]

σ_T – obvodové tahové napětí [MPa]

S_0 – plocha příčného řezu prstence [mm²]

S_k – plošný obsah dosedací kužel. plochy [mm²]

p_k – měrný tlak v dosedací kuželové ploše [MPa]

$\varnothing D$ – vnější průměr trubky vzpěry [mm]

$\varnothing d$ – vnitřní průměr trubky vzpěry [mm]

N – normálová síla [N]

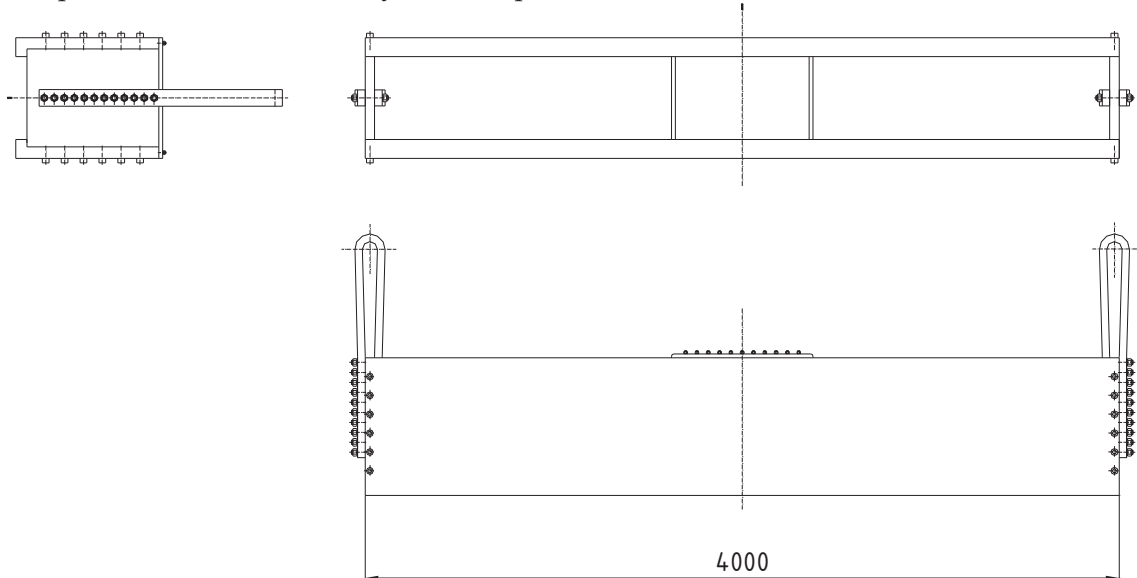
F_t – třecí síla [N]

Vypočtené hodnoty tedy dovolují použít stejnou konstrukční ocel (třídy 12 523), jaká byla zvolena na většinu ostatních součástí zařízení. Tato ocel má udanou mez kluzu $R_e = 333 \text{ MPa}$, součinitel bezpečnosti teoretického prstence tedy bude

$$k_p = \frac{R_e}{\sigma_T} \quad (14)$$
$$k_p = \frac{333}{238} \cong 1,4$$

Trámec stlačovadla

Hlavní částí celého stlačovadla je čelní trámec, který bude přenášet silové působení na táhla podél boků vozu. Jeho konstrukce musí být dostatečně tuhá, aby ani jeho pružné deformace neměly vliv na správnou funkci zařízení.

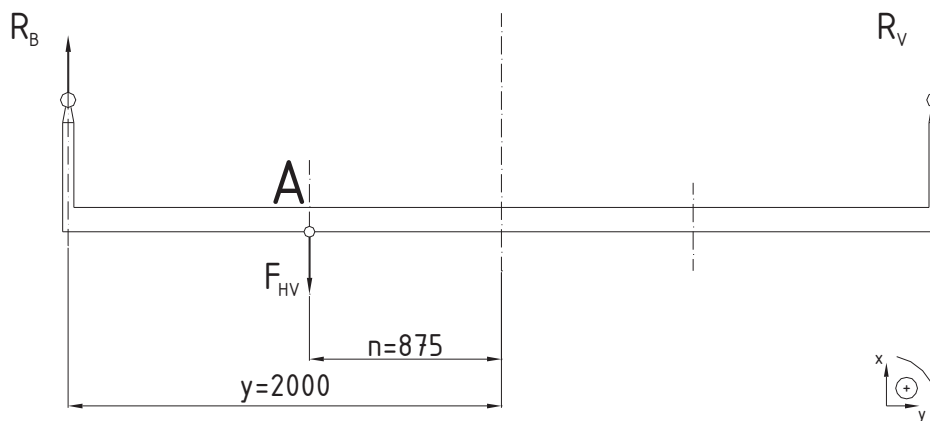


Obr. 12 Konstrukční představa trámce stlačovadla.

Pro snížení nákladů na případnou výrobu je v celém zařízení použit pouze jeden hydraulický válec. Trámec tudíž musí umožňovat jeho příčný pohyb do osy levého nebo pravého nárazníku. V druhém (zadním) trámci je místo válce umístěna pouze dorazová vzpěra. Nárazníky u zadního trámce by se zkoušely tak, že hydraulický válec v předním trámci by působil silou na vzpěrou zablokovaný nezkoušený nárazník a přes rám vozu stlačoval nárazník zkoušený, jak bude podrobněji popsáno dále.

Poznámka: Zadní trámec (bez hydraulického válce) je konstrukčně uspořádán stejným způsobem jako trámec přední (včetně jezdců).

Konstrukce trámce je navržena jako šroubovaná z masivních desek, které zároveň tvoří kluzné vedení pro jezdec hydraulického válce nebo dorazu. Na boční stojiny jsou pomocí svorníků přišroubována oka pro čepové uchycení táhel. Protože táhla musí obepínat při zkoušení celý vůz a šířka obrysu pro vozidla je v úrovni nárazníků 3290 mm (1060 mm nad temenem kolejnice), byla osová vzdálenost bočních táhel trámce zvolena 4000 mm. V úvahu byly brány samotné rozměry táhla a jeho zakončení a určitá rezerva pro manipulaci s táhlem pomocí jeřábu (táhlo by nemělo přijít do kontaktu se skříní nákladního vozu).



Obr. 13 Schéma trámce pro výpočet působících sil.

Trámec tedy bude namáhán těmito silami.

$$\sum F_x = 0: -F_{HV} + R_B + R_V = 0 \quad (15)$$

$$\sum M_A = 0: R_B(y - n) - R_V(y + n) = 0 \quad (16)$$

F_{HV} – maximální síla vyvozovaná hydraulickým válcem [N]

R_B – reakce bližší působišti zatěžující síly F_{HV} [N]

R_V – reakce vzdálenější působišti zatěžující síly F_{HV} [N]

y – vzdálenost osy táhel ke středové ose zkušebního zařízení [mm]

n – polovina jmenovité rozteče nárazníků [mm]

Hydraulický válec by působil maximální silou $F_{HV} = 1000 \text{ kN}$. Z momentové rovnice vyjádříme.

$$R_B = \frac{y + n}{y - n} \cdot R_V \quad (17)$$

Po dosazení do silové rovnice vyjdou hodnoty reakcí.

$$R_B = 718,8 \text{ kN}$$

$$R_V = 281,3 \text{ kN}$$

Pro zařízení byla zvolena bezpečnost $k = 2$, tudíž při dimenzování je počítáno s hodnotami působících sil.

$$R'_B = 1438 \text{ kN}$$

$$R'_V = 563 \text{ kN}$$

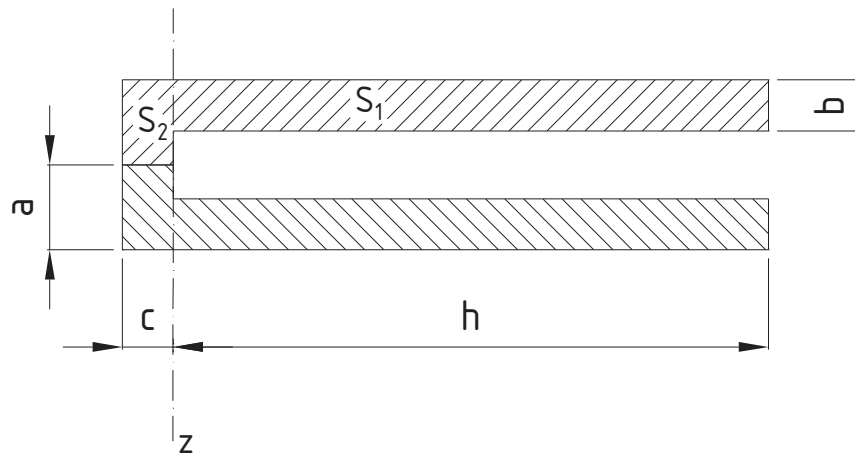
$$F'_H = 2000 \text{ kN}$$

Trámec je při ideálním ustavení zkušebního zařízení namáhán hlavně na ohyb. Rozměr jeho horní a dolní desky v podélném směru byl zvolen $h = 700 \text{ mm}$. Tato míra zahrnuje přesah hydraulického válce s jezdcem do vnitřního prostoru trámce, místo pro přechod z pístnice na siloměrnou vložku a na opěrný element přímo se dotýkající talíře nárazníku a dále i částečné zakrytí vlastního nárazníku z důvodu větší bezpečnosti obsluhy zařízení. Pokud by z jakéhokoliv důvodu zkušební síla nepůsobil souose

s nárazníkem, tak překrytí nárazníku trámcem funguje jako pasivní zábrana jejich vzájemnému nechtěnému pohybu.

Celková tloušťka desek tedy vyjde z výpočtu jejich namáhání ohybem. Protože jezdec s hydraulickým válcem se opírá o přesah desek v jejich zadní části, je osa ohybu vlastně v místě přechodu desky na přesah.

Materiálem na výrobu byla zvolena ocel 11 523, která má v tabulkách udanou minimální mez kluzu $R_e = 333 \text{ MPa}$.



Obr. 14 Boční pohled na řez deskami trámcu
(pro jednoduchost přiblíženy k sobě).

Pro namáhání ohybem platí vzorce.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad M_o = R'_B \cdot a \quad W_o = \frac{I_c}{e} \quad (18), (19), (20)$$

$$I = \frac{1}{12}bh^3 \quad I' = \frac{1}{12}bh^3 + S \cdot j^2 \quad (21), (22)$$

σ_o – dovolené ohybové napětí [MPa]

M_o – ohybový moment [Nmm]

W_o – modul průřezu v ohybu [mm³]

R'_B – působící síla [N]

a – rameno působící síly vůči ose ohybu [mm]

I – moment setrvačnosti průřezu k ose jeho symetrie [mm⁴]

e – kolmá vzdálenost osy ohybu k nejvzdálenějšímu vláknu průřezu [mm]

b – rozměr obdélníkového průřezu rovnoběžný s osou ohybu [mm]

h – rozměr obdélníkového průřezu kolmý na osu ohybu [mm]

I' – moment setrvačnosti průřezu k posunuté ose – Steinerova věta [mm⁴]

S – plocha průřezu [mm²]

j – vzdálenost osy ohybu od osy symetrie průřezu [mm]

$$I_1 = \frac{1}{12}bh^3 + S_1 \cdot \left(\frac{h}{2}\right)^2 = \frac{1}{3}bh^3 \quad (23)$$

$$I_2 = \frac{1}{12}ac^3 + S_2 \cdot \left(\frac{c}{2}\right)^2 = \frac{1}{3}ac^3 \quad (24)$$

Rozměry $a = 80 \text{ mm}$ a $c = 40 \text{ mm}$ byly zvoleny (s přihlédnutím k místnímu ohybovému namáhání přesahu desky od jezdců hydraulického válce). Celkový moment setrvačnosti obou desek tedy bude

$$I_C = 2 \cdot I_1 + 2 \cdot I_2$$

$$I_C = \frac{2}{3}(bh^3 + ac^3) \quad (25)$$

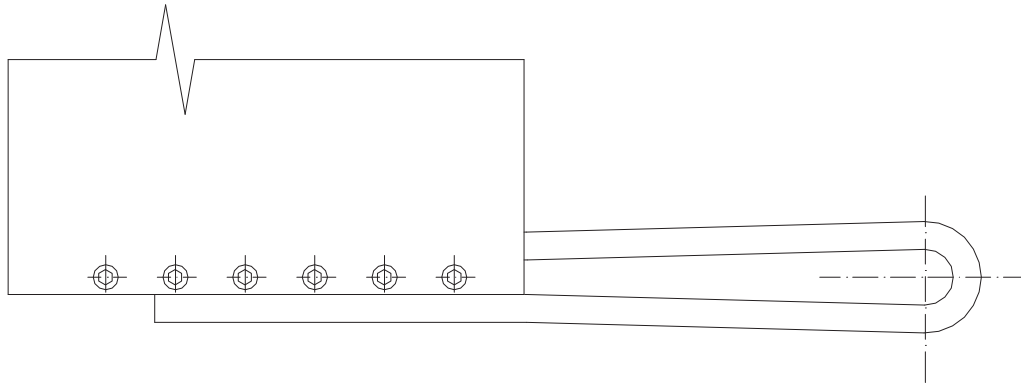
Postupným dosazením dostaneme vzorec pro tloušťku jedné desky.

$$b = \left(\frac{R'_B \cdot (y - n)}{\sigma_0} - \frac{2ac^3}{3h} \right) \cdot \frac{3}{2h^2} \quad (26)$$

$$b = \left(\frac{1438000 \cdot 1125}{333} - \frac{2 \cdot 40 \cdot 40^3}{3 \cdot 700} \right) \cdot \frac{3}{2 \cdot 700^2} = 14,8 \text{ mm} \approx 30 \text{ mm}$$

Do desek trámce bude šroubováno několik jeho dalších součástí, proto byla tloušťka jedné desky zvolena 30 mm. To je sice dvojnásobek oproti výpočtem určené hodnotě, desky však nejsou navíc namáhány pouze čistým ohybem. Přenos sil na trámec se neděje bodově a v jedné rovině, ale působením na plochy různě vůči sobě umístěné. Skutečná napjatost v trávci a jeho nosných deskách tedy bude víceosá.

Boční stojiny budou k vrchní a spodní desce šroubovány, šrouby budou v tomto případě namáhány na střiž. Jejich nutná nosná plocha se určí z působení síly R'_B .



Obr. 15 Šroubové uchycení desek na stojiny.

Šroubovaná konstrukce se jeví vhodnější z hlediska sestavení spolu s jezdcem hydraulického válce. Stojina však musí být vyrobena z dostatečně silného materiálu, umožňujícího výrobu navrhovaného šroubového spojení.

$$S_s = \frac{R'_B}{\sigma_D} \quad (27)$$

$$S_s = \frac{1438000}{333} = 4318,3 \text{ mm}^2 \approx 4319 \text{ mm}^2$$

S_s – celková plocha namáhaná na stříh [mm²]

R'_B – působící síla [N]

σ_D – dovolené mechanické napětí [MPa]

Zvoleny byly šrouby se závitem M24, které mají čistý nosný průměr $d_3 = 22 \text{ mm}$.
Na zajištění vypočítané plochy by jich bylo zapotřebí

$$n_r = \frac{S_s}{S_1} \quad S_1 = \frac{\pi d_3^2}{4} \quad (28)$$

n_r – potřebný počet šroubů [ks]

S_s – nutná plocha namáhaná na stříh [mm²]

S_1 – nosná plocha jednoho šroubu při namáhání stříhem [mm²]

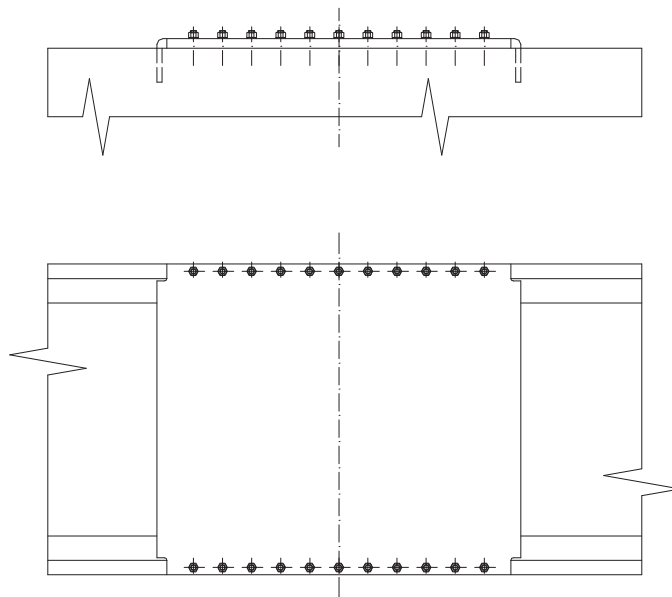
d_3 – nosný plný průměr šroubu [mm]

$$n_r = \frac{4 \cdot 4319}{\pi \cdot 22^2} = 11,4 \approx 12 \text{ ks šroubů}$$

Šrouby by byly ve dvou řadách, šest v horní a šest ve spodní desce trámce.

V trámci je dále zvlášť montovaná část kluzného vedení jezdce, nesoucího hydraulický válec. Celé vedení tvoří přesah zadní hrany nosných desek trámce, vmontované pásy uvnitř trámce a na ně navazující hranoly, které pouze zabraňují posunu jezdce dovnitř trámce, jakoby směrem ke zkoušenému vozu.

Na čele trámce, obráceném ke zkoušenému vozu, je ještě ve střední části našroubovaná výztuha, spojující horní a dolní nosnou desku trámce.

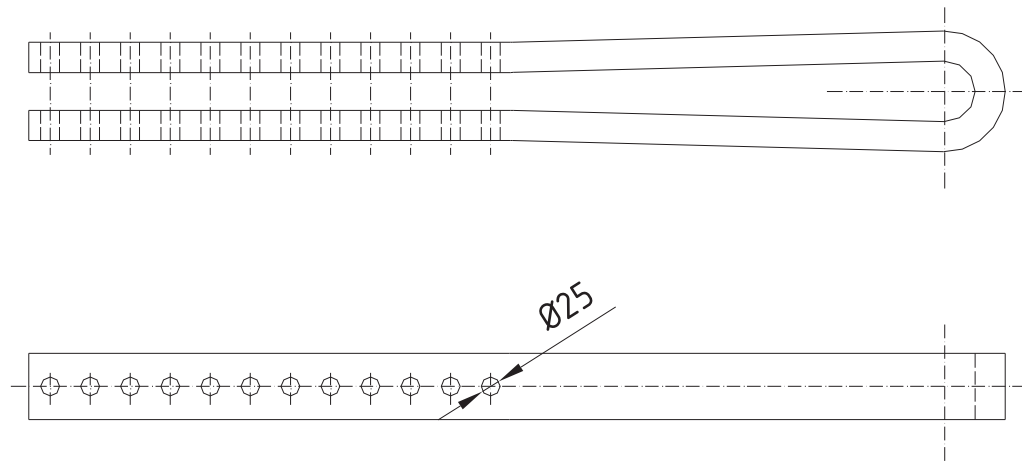


Obr. 16 Přední výztuha desek trámce.

Ta by měla zabraňovat deformování nosných desek – jejich případné snaze se ohýbat (vyboulit) pod účinky přenášeného zatížení, a v neposlední řadě svojí polohou proti tažnému háku železničních vozů může působit jako nouzová narážecí deska při prudším najetí na vůz. Trámec by totiž měl být uložen na vozíku s rámem pro možnost jeho manipulace po železniční koleji.

Táhlové úchyty trámce

Na boční stojiny jsou našroubovány táhlové úchyty pro čepové připojení táhel ke druhému trámci. Úchyty jsou navrženy jako masivní hranol, ohnutý přibližně do tvaru písmene U a volnými konci nasunutý na stojinu trámce. Protože každý úchyt přenáší stejné zatížení, jaké je mezi stojinou a deskami trámce, použije se pro jejich uchycení stejného způsobu. Zde však nejsou použity přímo šrouby M24, ale svorníky vyrobené z normalizované tyčoviny průměru 25 mm, se závitem M24 na obou koncích.



Obr. 17 Táhlový úchyt trámce stlačovadla.

Rozměr hranolu na úchyt byl určen podle maximální přenášené síly, tedy R'_B . Nejprve se zjistí nutný průměr čepu, kterým budou na úchyty připojena vlastní táhla spojující trámce stlačovadla. Čep je namáhaný na stříh.

$$S_p = \frac{\pi d_e^2}{4} \quad S_p = \frac{R'_B}{\sigma_D} \quad (29)$$

S_p – plocha čepu (kolmý řez na osu) [mm²]

d_e – průměr čepu [mm]

R'_B – působící síla [N]

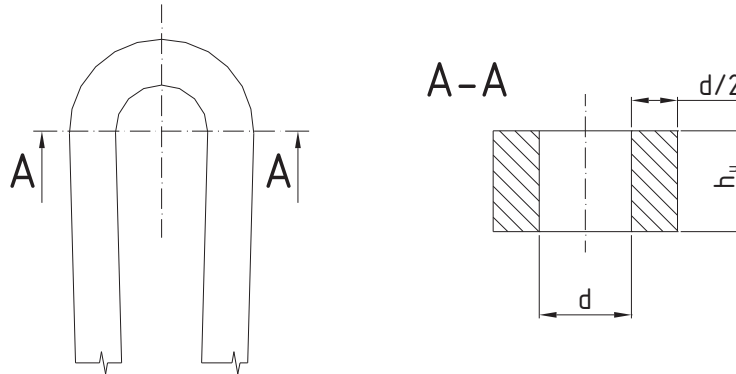
σ_D – dovolené mechanické napětí [MPa]

Z předchozích vzorců vyjádříme

$$d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot R'_B}{\tau_D \cdot \pi}} \quad (30)$$

$$d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot 1438000}{333 \cdot \pi}} = 74,2 \text{ mm} \approx 80 \text{ mm}$$

Protože čep bude často manipulovanou součástí a musí být uložen s vůlí (pro snadnější obsluhu), byl průměr otvoru zvolen právě až 80 mm (i když by teoreticky postačovalo 75). Stejná plocha, jako je v čepu namáhána na střih, musí být i v úchytu, namáhaném na tah.



Obr. 18 Oko táhlového úchytu trámce.

Vyjde-li se z toho, že část čepu, kterou objímá úchyt trámce, se ve svislém řezu jeví jako obdélník s jednou stranou délky právě 80 mm, pak druhý rozměr lze jednoduše dopočítat přes obsah obdélníku jako

$$h_u = \frac{S_d}{d} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{1}{d} = \frac{\pi d}{4} \quad (31)$$

$$h_u = \frac{\pi \cdot 80}{4} = 62,8 \text{ mm} \approx 63 \text{ mm}$$

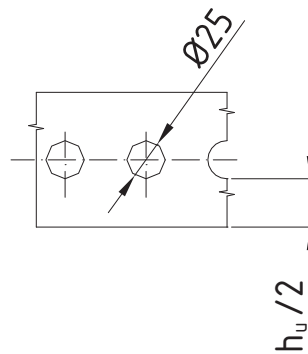
h_u – výška myšleného obdélníku [mm]

S_d – plocha myšleného obdélníku [mm²]

d_o – šířka myšleného obdélníku [mm]

Výška hranolu je tedy 63 mm. Protože úchyt trámce čep objímá a vlastní hranol je mezi táhlem a trámcem veden vlastně dvakrát, postačí jeho šířka 40 mm (polovina z 80).

Vezmeme-li však v úvahu, že úchyt bude na stojinu šroubován, je nosný průřez v místech děr pro svorníky částečně přerušen. Nejjednodušší je zvětšit jeho výšku h o průměr vrtaných děr, tedy o 25 mm. Výsledný rozměr hranolu na výrobu úchytů je tedy 88 x 40 mm.



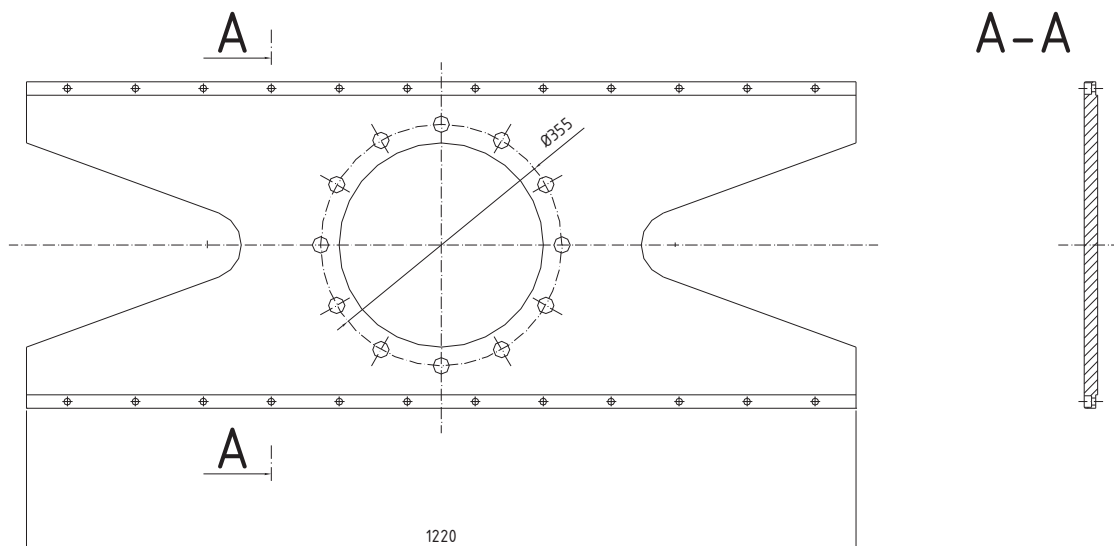
Obr. 19 Celková výška hranolu úchytu.

Kdyby byl úchyt tvarovaný přesně do tvaru U, byla by vnitřní rozteč jeho ramen 80 mm a stejný rozměr šířky by musela mít i stojina, na kterou je přichycen. To by však bylo zbytečné. Síla stojiny byla zvolena 50 mm (jsou v ní vrtány závitové otvory M24) a ramena úchyty jsou na tento rozměr příslušně naohýbána.

Jezdec hydroválece

Pro upevnění hydraulického válce byl navržen jezdec, kluzně uložený v trámci stlačovadla. Vlastní válec je v něm uložen letmo za přední ložisko pístnice a je tedy jakoby volně vysunut z trámce stlačovadla. Tím je umožněn dobrý přístup k válci, prostor pro manipulaci a připojení hadic hydraulického rozvodu a kabelů ovládání servoventilů. Podle výrobní dokumentace takto upevněný válec umožňuje i větší radiální zatížení pístnice. Pokud by byl válec uložen na podporách celý v trámci a síla by se přenášela přes jeho patní přírubu, musel by být trámec daleko větších rozměrů a tudíž i hmotnosti.

Konstrukce jezdců je navržena jako částečně svařovaná a částečně šroubovaná. Hlavní funkční částí, přenášející silové působení, je zadní deska uzpůsobená k uchycení hydraulického válce. Zbylá část jezdců tvoří pouze kluzné vedení pro přestavování k jednotlivým nárazníkům.



Obr. 20 Zadní deska jezdců hydraulického válce.

Orientační výpočet zadní desky jezdců se provede z jejího namáhání na smyk v místech opírání o přesah desek trámce. Délka jezdců byla zvolena $j = 1220 \text{ mm}$ (pro zamezení vzpříčení jezdců při jeho posuvu, vzhledem k nesené váze hydraulického válce), do výpočtu však nebude uvažován tento rozměr celý. Vzhledem k pružným deformacím materiálu by největší část zatížení přenášela oblast desky přímo sousedící s hydraulickým válcem a její okraje jen menší díl. Protože osy upínacích šroubů válce jsou uspořádány do kružnice průměru 355 mm, což je zhruba třetina z celkové délky jezdců, bude ve výpočtu použit rozměr j pouze třetinový. Zatěžující silou je tentokrát přímo F'_H , materiál desky je opět ocel 11 523.

$$\sigma_D = \frac{F'_H}{t \cdot j_R} \quad \text{tedy} \quad t = \frac{F'_H}{\sigma_D \cdot j_R} \quad (32)$$

$$t = \frac{2000000}{333 \cdot \frac{1220}{3}} = 14,8 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}$$

σ_D – maximální dovolené napětí [MPa]

F'_H – zatěžující síla [N]

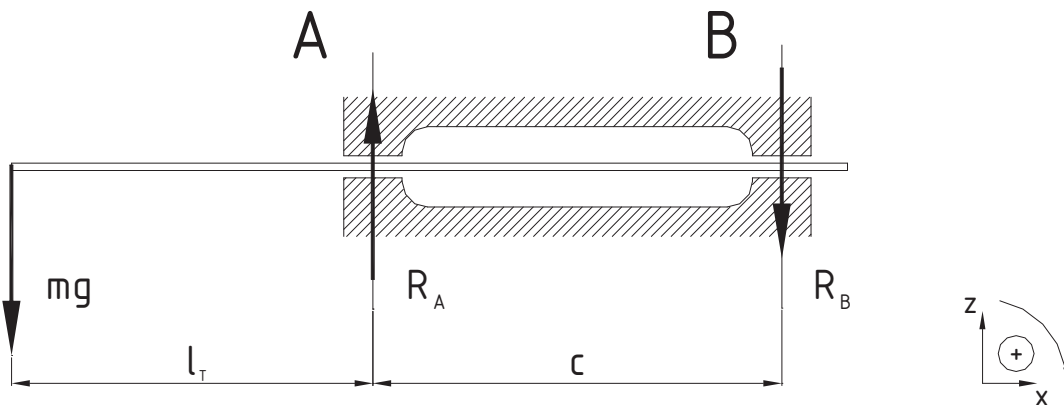
t – hledaná síla desky [mm]

j_R – výpočtová délka jezdce [mm]

Konečná síla desky 20 mm byla zvolena i z důvodu nutnosti zapuštění hlav šroubů, připevňujících desku ke zbylé svařené části jezdce.

Vybrání tvaru písmene V jsou v jezdcí volena záměrně. Umožňují alespoň částečný výhled na talíř nárazníku (jinak zakrytý trámcem stlačovadla) a pohledovou kontrolu ustavení vzájemné polohy hydraulického válce a nárazníku.

Při úvahách o řešení pohybového mechanismu na posouvání jezdce v trámci bylo vycházeno z výpočtu třecích sil v kluzném vedení. Protože není přesně známo těžiště hydraulického válce, byla délka ramene působící tíhy válce určena jako poloviční vzdálenost od desky jezdce, ve které je uchycen, po patu válce (což je nejspíše více než ve skutečnosti, větší část hmoty válce je v jeho přední polovině). Hmotnost hydraulického válce je 950 kg.



Obr. 21 Schéma působících sil v kluzném vedení jezdce (boční pohled).

Pro rovnováhu působících sil musí platit

$$\sum M_A = 0: -mg \cdot l_T + F_B \cdot c = 0 \quad (33)$$

$$\sum F_Z = 0: F_A - F_B - mg = 0 \quad (34)$$

Z momentové rovnice se určí síla F_B

$$F_B = mg \cdot \frac{l_T}{c} \quad (35)$$
$$F_B = 950 \cdot g \cdot \frac{495}{400} = 11532 \text{ kN} = 11,53 \text{ kN}$$

Dosazením do silové rovnice pak vyjde F_A

$$F_A = mg + F_B \quad (36)$$
$$F_A = 950 \cdot g + 11530 = 20850 \text{ N} = 20,85 \text{ kN}$$

Součinitel tření v mazaném kontaktu ocel-ocel za klidu je podle tabulek $f = 0,12$.
Třecí síla se určí obecně podle vzorce

$$T = N \cdot f \quad (37)$$

Tedy v tomto případě

$$T_A = F_A \cdot f \quad (38)$$
$$T_A = 20,85 \cdot 0,12 = 2,502 \text{ kN} \approx 2,5 \text{ kN}$$

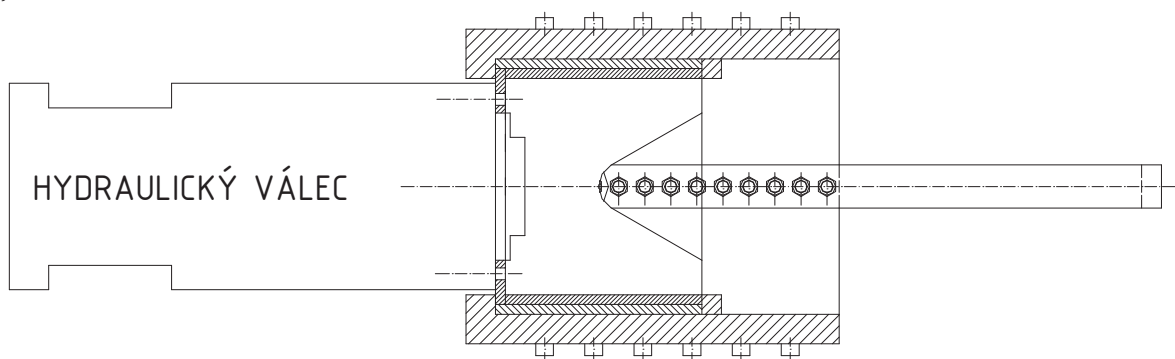
$$T_B = F_B \cdot f \quad (39)$$
$$T_B = 11,53 \cdot 0,12 = 1,3836 \text{ kN} \approx 1,4 \text{ kN}$$

Celková třecí síla za klidu je součtem

$$T = T_A + T_B \quad (40)$$
$$T = 2,5 + 1,4 = 3,9 \text{ kN}$$

Vyvozovat takovou sílu (odpovídá tíze téměř 400 kg) ručním pohonem by znamenalo nutně velké z převodování hnacího mechanismu a tudíž neúměrný počet otáček k přesunutí hydraulického válce od jednoho nárazníku k druhému. Tento pohyb bude vhodné řešit elektromotorem s převodovkou a pohybovým šroubem.

Na následujícím obrázku je schéma sestavení trámce s jezdcem, v osovém řezu jezdcem.

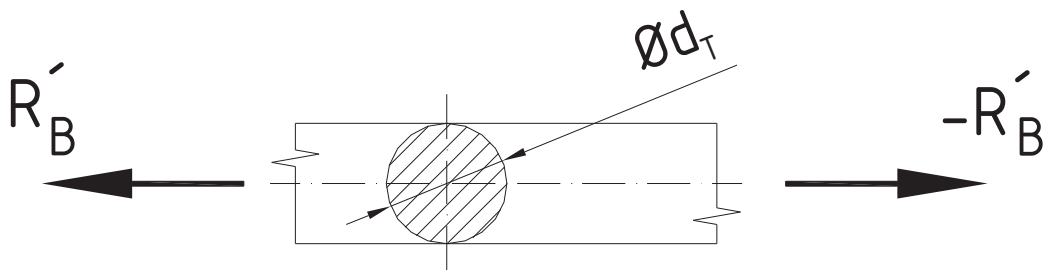


Obr. 22 Sestavení jezdcem hydraulického válce s trámcem stlačovadla.

Boční táhla

Při návrhu bočních táhel zařízení byly zvažovány dvě varianty: pevný ocelový prvek nebo tažné lano. Vzhledem k přenášeným silám a délkám nákladních vozů není realizovatelné táhlo, které by bylo přijatelně manipulovatelné přímo obsluhou zařízení. Z důvodu nutnosti použití jeřábu byla zvolena konstrukce táhel jako ocelová z plného tyčového materiálu. Prohnutí vlastní vahou při zavěšení na jeřáb je tak daleko menší než by byla u lanových táhel.

Protože táhla budou namáhána pouze tahem, je možné jejich dimenzování (s určitým koeficientem bezpečnosti) provést vzhledem k mezi pevnosti vybraného materiálu, a nikoli jen k mezi kluzu. Průměr tyče táhla tak bude menší stejně jako jeho hmotnost. Při prvním použití by se táhlo vlivem plastické deformace o určitou délku prodloužilo, materiál by se zpevnil a dalším používáním by docházelo už jen k pružným deformacím (podle platnosti Hookova zákona).



Obr. 23 Namáhání tyče táhla.

Na materiál táhel byla zvolena ocel 12 072 s mezí pevnosti $R_m = 850 \text{ MPa}$. Zatěžující sílu opět uvažujeme R'_B . Potřebný průměr tyče potom bude

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot R'_B}{\pi \cdot R_m}} \quad (41)$$

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot 1438000}{\pi \cdot 850}} = 46,4 \text{ mm} \approx 50 \text{ mm}$$

d_T – průměr tyče táhla [mm]

R'_B – působící síla [N]

R_m – mez pevnosti materiálu [MPa]

Přestože normalizované tyče válcované za tepla nejsou přímo nabízeny z ocele 12 072, byl průměr táhlové tyče zvolen podle tabulek jako nejbližší vyšší od vypočtené hodnoty, tedy 50 mm.

Nejjednodušším způsobem zakončení táhlových tyčí by bylo přivaření ok vytvarovaných ze silné ocelové desky. Předpokladem však je svařitelnost použitých materiálů. Ocel 12 072 je svařitelná, ovšem za předpokladu složitějšího technologického postupu (předehřev, ochranná atmosféra, řízený dohřev, ...). Svařitelnost se určuje pomocí uhlíkového ekvivalentu C_{eq} , který kromě obsahu uhlíku zohledňuje i přítomnost jiných prvků (přísad). Do vzorce se dosazují hmotnostní procenta těchto prvků vůči celému chemickému složení ocele (určeno podle [2]).

$$C_{eq} = \%C + \frac{\%Mn}{6} + \frac{\%Cr + \%Mo + \%V}{5} + \frac{\%Ni + \%Cu}{15} \quad (42)$$

$$C_{eq} = 0,76 + \frac{0,6}{6} + 0 + 0 = 0,86$$

%X – hmotností procenta prvku X z celkového složení dané ocele

Pro dobře svařitelné ocele (bez zvláštních technologických postupů) je hodnota C_{eq} rovna nejvýše zhruba 0,3. Protože tedy ocel 12 072 je svařitelná velmi obtížně, bylo zakončení táhlových tyčí navrženo jako ocelolitinový odlitek. Jejich spojení by bylo závitové; na koncích tyče vyřezaný závit by se zašrouboval do závitové díry v odlitku koncového oka.

Protože průměr táhlové tyče byl zvolen 50 mm, je nejvhodnější na připojení zvolit závit M50, stoupání bylo vybráno $p = 2 \text{ mm}$. Jednotlivé průměry šroubu a matice závitů M50x2 jsou uvedeny v následující tabulce.

stoupání závitu	p	2 mm
střední průměr	d_2	48,7 mm
ŠROUB		
	d	50 mm
	d_3	47,55 mm
MATICE		
	D	50 mm
	D_1	47,84

Tab. 4 Rozměry metrického závitu M 50 x 2.

Vyřezáním závitu se sice zmenší nosný průměr (jádro) konce tyče, ale hodnota průměru $d_3 = 47,55 \text{ mm}$ je stále větší než neupravený průměr tyče určený přímo výpočtem $d_T = 46,4 \text{ mm}$.

Na odlitek zakončení táhel byla vybrána manganová ocel 42 2709.1, která má dovolené napětí pro statické namáhání (za což můžeme dané použití považovat) $\sigma_D = 150 \div 180 \text{ MPa}$. Pro zjištění potřebné funkční délky závitu použijeme jeho střední průměr d_2 . Je to vlastně průměr, na němž mají v řezu jednotlivé závity matice a šroubu stejnou plochu. Z dovoleného napětí určíme potřebnou nosnou plochu

$$S_z = \frac{R'_B}{\sigma_D} \quad (43)$$

$$S_z = \frac{1438000}{150} = 9587 \text{ mm}^2$$

S_z – nosná plocha závitu [mm^2]

R'_B – zatěžující síla [N]

σ_D – dovolené napětí [MPa]

Myšlená plocha stěny válce o průměru d_2 je však tvořena řezem závitů šroubu a matice současně. Pro zjištění nutné délky závitu musíme tedy uvažovat její dvojnásobek.

$$v = \frac{2 \cdot S_z}{\pi \cdot d_2} \quad (44)$$

$$v = \frac{2 \cdot 9587}{\pi \cdot 48,7} = 125,3 \text{ mm} \approx 130 \text{ mm}$$

v – potřebná délka závitu pro odlitek ok táhla [mm]

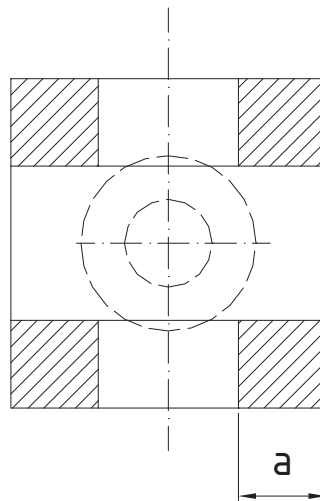
S_z – nosná plocha závitu šroubu i matice dohromady [mm²]

d_2 – střední (výpočtový) průměr [mm]

Zajištění odlitku táhlového oka by bylo provedeno přítužnou maticí, celková délka závitu by tedy byla ještě o zhruba 50 mm delší (závit M50 není běžně vyráběný, tudíž i matice by zřejmě byla vyráběna v potřebném počtu současně s bočními táhly). Celková délka závitu je tedy

$$v_c = 130 + 50 = 180 \text{ mm}$$

Rozměry ok odlitku pro čepové připojení úchyty trámce se určí podobně jako rozměry samotného úchyty, pouze s tím rozdílem, že nyní bereme v úvahu nejvyšší dovolené napětí 150 MPa. Nutná nosná plocha je stejná jako v předchozím, tudíž $S_z = 9587 \text{ mm}^2$.



Obr. 24 Svislý řez okem odlitku pro zakončení táhel.

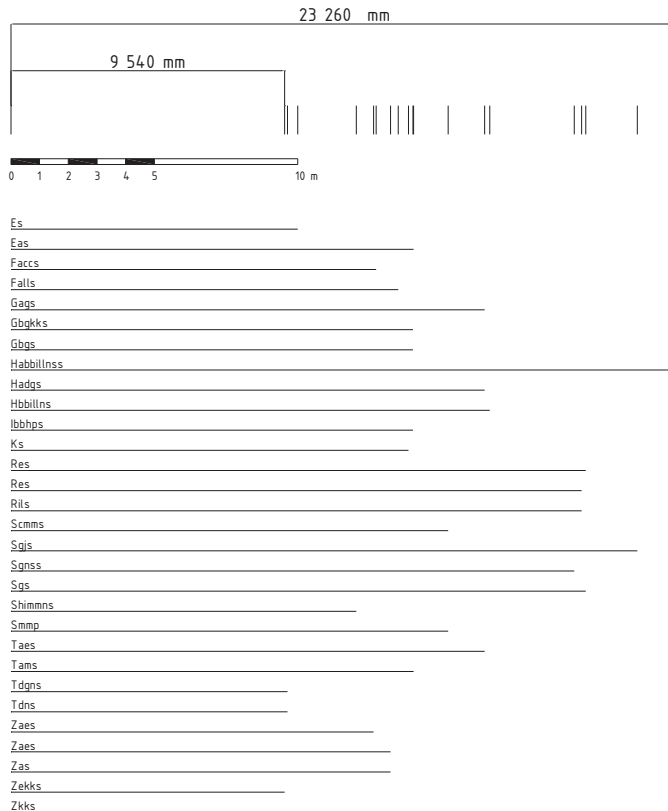
Při svislém průřezu odlitkem v ose otvoru pro čep se oka jeví jako čtyři stejné plochy. Budeme-li uvažovat jejich čtvercový tvar, pak rozměr jedné strany bude

$$a = \sqrt{\frac{S_z}{4}} \quad (45)$$

$$a = \sqrt{\frac{9587}{4}} = 48,96 \text{ mm} \approx 50 \text{ mm}$$

Celkové délky táhel jsou odvislé od délek zkoušených vozů. Přestože by to znamenalo výrobu značného množství, bylo by vhodné na každý typ (délku) vozu mít

jedno táhlo. Existuje sice možnost jejich vzájemného kombinování, neboli z několika kratších poskládat táhlo delší, ale znamenalo by to větší pracnost a složitější přípravy zkoušky. Skládané táhlo by se také po připojení na úchyty trámce daleko více prověsilo vlastní vahou, než táhlo celistvé. To by znamenalo další ztížení proveditelnosti zkoušky.



Obr. 25 Srovnání délek jednotlivých nákladních vozů.

Do seznamu nejsou zahrnuty vozy, které svojí konstrukcí použití stlačovadla nedovolují. Jedná se především o kloubové kontejnerové vozy Sggmrs a vozy speciálních konstrukcí (např. hlubinový vůz Uaaik, který má nárazníky přímo na čelníku podvozku).

Výškové stavění trámce

Výška nárazníků železničních vozů od temene kolejnice je jmenovitě 1060 mm s tolerancemi +5/-20 mm. U nákladních vozů řady Gbqs, Gbkqss a Gbkqss je minimální možná výška nárazníků stanovena na 1020 mm (pro podložení pružnic se mohou použít podložky do výšky pouze 10 mm). Trámec stlačovadla tedy musí být výškově stavitelný minimálně v rozmezí 1020 až 1065 mm od temene kolejnice, celkově tedy o 45 mm.

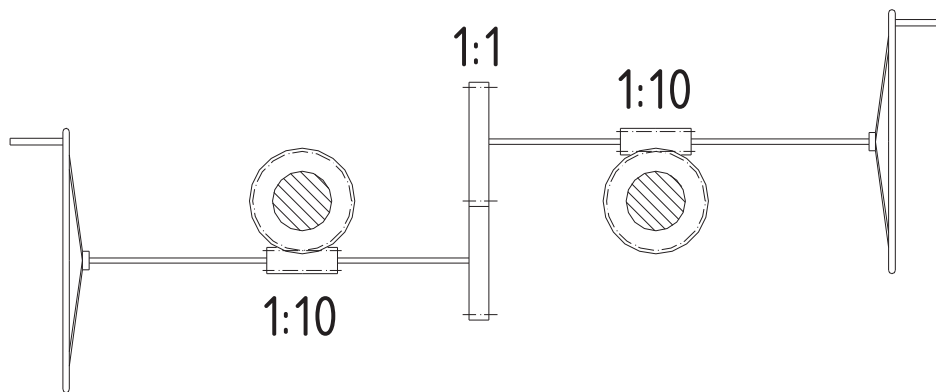
Výškové stavění bylo navrženo se čtyřmi vodícími trubkami (pístnicové vedení) a dvěma pohybovými šrouby s lichoběžníkovým závitem. Šrouby jsou společně ovládány z boku trámce ručním kolem přes šnekový převod. Protože ruční kola jsou dvě, na každém boku trámce jedno, jsou v mechanismu navržena ještě dvě ozubená kola s převodem 1:1. Ta mění vzájemný smysl otáčení ručních kol tak, aby otáčení levého nebo pravého kola např. po směru hodinových ručiček vždy znamenalo pohyb trámce nahoru.

Šnekové soukolí bylo vybráno s vřetovým šnekem a vřetovým kolem (ruční pohon, malé pracovní otáčky, jednodušší výroba). Převod soukolí byl navržen podle tabulek s následujícími údaji.

převodové číslo	u	10
počet chodů šneku	z_1	4
počet zubů kola	z_2	40
součinitel průměru šneku	q	10

Tab. 5 Hlavní údaje šnekového soukolí.

Šnekové kolo by bylo zároveň maticí pro zdvihací šroub. Ten by se tudíž vůči trámci stlačovadla neotáčel, pouze by byl svisle posouván otáčivým pohybem matice pevně spojené se šnekovým kolem.



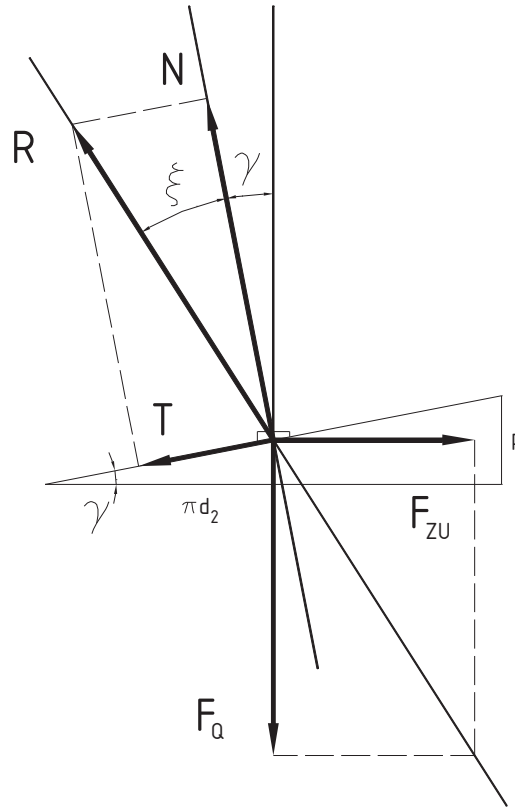
Obr. 26 Schéma mechanismu pro výškové stavění trámce.

Lichoběžníkový závit na pohybovém šroubu byl zvolen se stoupáním 8 mm. V součinnosti se šnekovým převodem je to dostatečná hodnota pro plynulé stavění výšky trámce a zároveň neznamená pro obsluhu zařízení nutnost přílišného otáčení ovládacím kolem pro pokrytí celého pracovního zdvihu. Zvolené závitové rozměry šroubu a matice jsou uvedeny v následující tabulce.

stoupání závitu	p	8 mm
ŠROUB		
velký průměr závitu	d	46 mm
malý průměr závitu	d3	37 mm
MATICE		
malý průměr závitu	D1	38 mm
velký průměr závitu	D4	47 mm

Tab. 6 Vybrané hodnoty lichoběžníkového závitu zdvihacích šroubů.

U pohybového šroubu by bylo vhodné zjistit, zda je samosvorný. Pokud by skutečně byl, nebylo by nutné ke zdvihacímu mechanismu přidávat ještě aretaci pro zajištění v nastavené poloze. Rozkreslíme-li jeden rozvinutý závit šroubu a silové působení mezi šroubem a maticí při utahování (zvedání), dostaneme následující obrázek.



Obr. 27 Silové poměry na závitě šroubu při utahování.

Pro úhel ξ_z platí

$$f = \operatorname{tg} \xi_z \quad (\text{neboli } \xi_z = \operatorname{arctg} f) \quad (46)$$

f – součinitel tření mezi maticí a šroubem [1]

ξ_z – úhel mezi silou R a normálou na rozvinutý závit šroubu [°]

Protože vztah mezi silami N a T je

$$N = f \cdot T \quad (47)$$

N – normálová síla [N]

f – součinitel tření mezi maticí a šroubem [1]

T – tečná (třecí) síla mezi šroubem a maticí [N]

Úhel γ určíme z rozměrů závitů podle

$$\gamma = \operatorname{arctg} \left(\frac{p}{\pi \cdot d_2} \right) \quad (48)$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \left(\frac{8}{\pi \cdot 42} \right) \cong 3,5^\circ$$

Pro mazaný kontakt ocel-ocel za klidu jsou v tabulkách uvedené hodnoty součinitele smykového tření v rozmezí 0,10 až 0,12. Podle výše uvedeného tomu odpovídá velikost úhlu

$$\xi_z = 5,7^\circ \div 6,8^\circ$$

Podmínka samosvornosti šroubového spojení je

$$\gamma < \xi_z$$

Tedy musí platit

$$3,5^\circ < \langle 5,7^\circ; 6,8^\circ \rangle$$

Zdvihací šroub je tedy samosvorný a není nutné přidávat k němu aretaci polohy.

Pojezd trámce stlačovadla

Celý trámec stlačovadla s příslušenstvím je navržen usazený na vozíku pro možnost jeho pojíždění po koleji. Pro vozík byl vzat pojezd ze zařízení pro přepravu kolejnic ZPK 56. Jedná se o malý čtyřkolový podvozek, sloužící vždy v počtu několika kusů k přepravám pásů kolejnic. Jeho bočnice s ložiskováním kol jsou z ocelolitiny a navzájem jsou spojené dvěma přivařenými u-profilý. Podvozek nemá vypružení, jeho základní údaje jsou v následující tabulce.

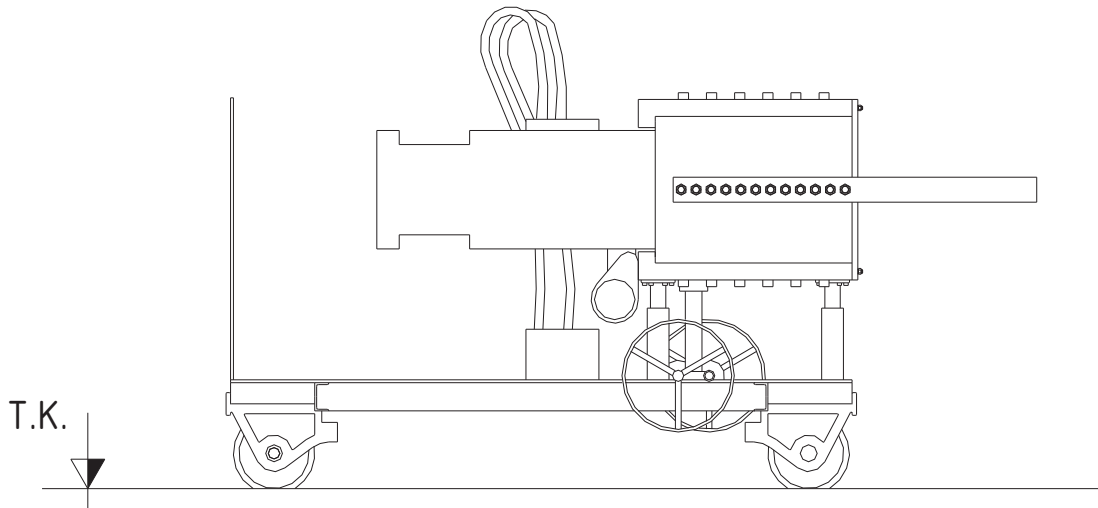
hmotnost podvozku	307 kg
nosnost podvozku	3 t
průměr kol	250 mm

Tab. 7 Základní údaje podvozku vozíku ZPK 56.



Obr. 28 Zařízení pro přepravu kolejnic ZPK 56.

Pro potřeby navrhovaného zkušebního zařízení byl podvozek rozříznut příčně na dvě stejné poloviny (nutnost většího rozvoru). Jeho konstrukce to snadno umožňuje, stačí rozdělit ocelolitinové bočnice a každá část zůstane pevně spojená jedním u-profilem, tudíž zůstane zachován i rozchod kol podvozku. Obě poloviny byly znovu svázaný přivařením na nový rám, čímž vznikl čtyřkolový vozík potřebných rozměrů. Na něj je pak uchycená nosná konstrukce trámce stlačovadla, plošina pro přístup obsluhy k zařízení a další potřebné součásti.



Obr. 29 Možná představa konstrukce vozíku s trámcem.

8. Hydraulický pohon

Provedení hydraulického pohonu může být dvěma způsoby, lišícími se ve způsobu ovládnání a složitosti provedení.

První způsob, jednodušší, představuje vedení tlakového oleje přes hlavní uzavírací ventil (ovládaný elektromagneticky, dvě pracovní polohy: otevřeno a uzavřeno) na ručně ovládaný škrticí ventil a dále už přímo k válci. Nastavením škrticího ventilu se řídí rychlost průtoku tlakového oleje k pístu a tím i časový nárůst síly, kterou by píst působil na nárazník. Po dosažení limitu stlačení nárazníku nebo limitu působící síly by došlo k uzavření hlavního ventilu a tím i k přerušení přívodu dalšího tlakového oleje k válci.

Zpětné zasunutí pístnice válce (plunžru) by zajistil zkoušený nárazník silou ve vypružení nárazníku. Popsaný způsob provedení rozvodu je jednoduchý, není příliš nákladný, ale také se nevyznačuje velkou přesností regulace, dodržením maximální působící síly (dochází k jejímu překročení, protože v okamžiku uzavření hlavního ventilu je stále ještě rozdíl tlaku oleje před a za škrticím ventilem) a časový nárůst zkušebního zatížení je možný jen lineárně s různou směrnici přímkou, zhruba odpovídající otevření ventilu. Tento způsob by zřejmě nebyl vhodný pro případné zkoušení nárazníků s elastomerovými pružinami, protože tvar jejich charakteristik je velmi závislý na rychlosti zatěžování.

Druhý způsob, složitější, představuje použití hydraulického válce se servoventily ovládanými řídicí elektronikou. Ty ovládají přívod tlakového oleje na obě strany dvojčinného pístu. V závislosti na použitých snímačích se dá dosáhnout velké přesnosti v dráhovém nebo silovém řízení válce a časový průběh vysunutí pístnice nebo nárůstu působící síly je téměř libovolný.

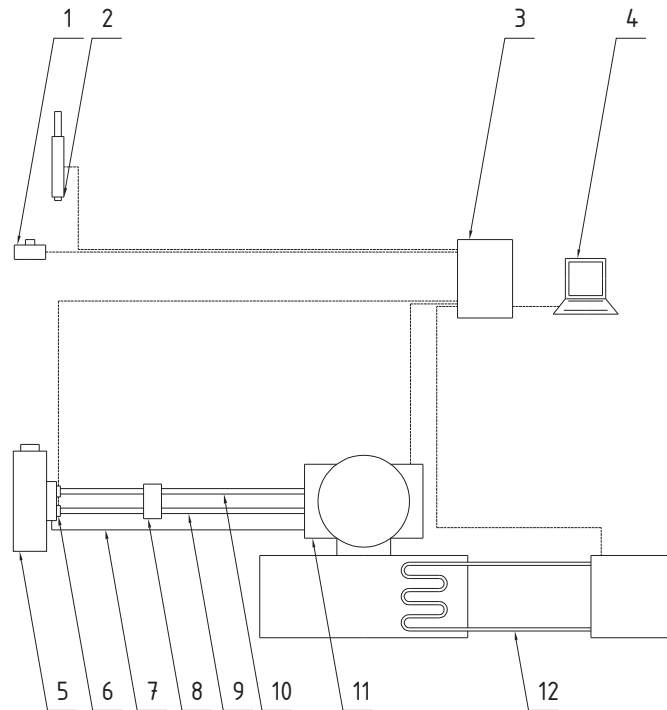
Ačkoli druhý způsob je náročnější na čistotu prostředí, ve kterém je provozován, bylo pro zkušební zařízení přesto zvoleno použití hydraulického pohonu s ovládnáním servoventily. Vybrán byl hydraulický válec AH 1000-250 od firmy Inova, a.s. Praha, s následujícími parametry.

označení	AH 1000 - 250 M 0 1
maximální vyvozovaná síla	1000 kN
celkový zdvih pístnice	250 mm
hmotnost válce	950 kg
celková délka	1050 mm
průměr nejširší části	420 mm

Tab. 8 Parametry hydromotoru AH 1000-250 M01.

Inova, a.s. se zabývá vývojem a výrobou ucelených zkušebních strojů podle požadavků zákazníka, celá konstrukce hydraulického rozvodu včetně ovládací a měřicí techniky by byla tedy ponechána této firmě (po vzájemných konzultacích a určení požadovaných parametrů).

Na následujícím obrázku je naznačeno schéma celého zařízení s ohledem na hydraulický pohon a použité měřicí zařízení. Umístění agregátu hydraulického pohonu by bylo nejvhodnější v oddělené místnosti (hlučnost stroje, nárok na čistotu pracovního prostředí a jiné). První část rozvodu tlakového oleje od agregátu může být vedena pevným potrubím na více připojovacích míst, rozmístěných podle potřeby pro vozík s hydraulickým válcem.



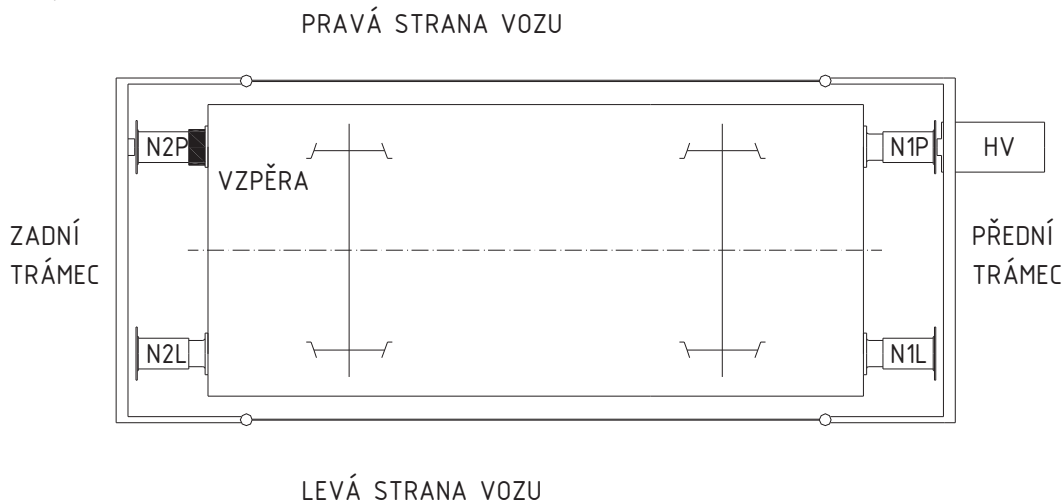
Obr. 30 Schéma hydraulického rozvodu a zapojení snímačů.

(1 – snímač síly, 2 – snímač dráhy, 3 – skříň řídicí elektroniky, 4 – ovládací rozhraní, 5 – hydromotor AH 1000-250, 6 – připojovací deska SC se servoventily, 7 – odsávací hadice prosáklého oleje, 8 – připojovací deska, 9 – zpětný odvod oleje, 10 – přívod tlakového oleje, 11 – hydraulický agregát, 12 – chlazení hydraulického oleje)

9. Popis obsluhy zařízení

Stlačovadlo je svým charakterem nutně sestavené z několika částí, vzájemně jednoduše spojitelných a rozpojitelných. Před započítím vlastní zkoušky musí být zařízení nejprve kolem vozu se zkoušenými nárazníky sestaveno a i vlastní zkoušení obnáší manipulaci se vzpěrou nárazníku a jezdcem, podle toho, který z nárazníků je právě měřen. Zde je v bodech stručně nastíněno, jak by probíhala celá zkouška od přistavení vozu po jeho odvoz na další určené místo.

Pro lepší přehlednost je v textu používáno názvosloví a směrová orientace podle následujícího obrázku.



Obr. 31 Používané označení v kapitole Popis obsluhy zařízení.

- přistavení vozíku s hydraulickým válcem, připojení k rozvodu tlakového oleje a ovládacímu kabelu servoventilů
- přistavení vozu s nárazníky k odzkoušení
- přistavení vozíku s dorazovou vzpěrou
- ustavení předního a zadního trámce do stejné výšky s nárazníky
- spojení trámců levým a pravým táhlem (pomocí jeřábu)
- přesunutí jezdce s dorazem v zadním trámci do osově polohy s nárazníkem N2P
- přesunutí jezdce s hydraulickým válcem v předním trámci do osově polohy s nárazníkem N1P
- podložení nárazníku N2P vzpěrou
- uchycení snímače dráhy na nárazník N1P
- připojení všech snímačů na určené místo ke skříni řídicí elektroniky
- odzkoušení nárazníku N1P
- přemístění vzpěry z nárazníku N2P na nárazník N1P
- přemístění snímače dráhy na nárazník N2P
- odzkoušení nárazníku N2P
- přesunutí jezdců do osově polohy levých nárazníků N1L a N2L

- přemístění vzpěry z nárazníku N1P na nárazník N1L
- přemístění snímače dráhy na nárazník N2L
- odzkoušení nárazníku N2L
- přemístění vzpěry z nárazníku N1L na nárazník N2L
- přemístění snímače dráhy na nárazník N1L
- odzkoušení nárazníku N1L
- po ukončení zkoušky sejmutí snímače dráhy, odpojení snímače síly na vozíku se zadním trámcem
- odpojení bočních táhel (pomocí jeřábu)
- uvolnění nákladního vozu přemístěním vozíku se zadním trámcem
- přemístění nákladního vozu s odzkoušenými nárazníky, možnost přistavení dalšího vozu

Některé úkony by se lišily, pokud by stanoviště pro zkoušení nárazníků bylo řešeno vzhledem k vozům jako průjezdné, nebo jako koncové, s kusou kolejí.

10. Závěr

V předkládané práci je řešen návrh konstrukčního uspořádání zkušebního zařízení pro diagnostiku nárazníků nákladních vozů se zdvihem 105 mm, v provozu ČD Cargo, a.s.

Zařízení je koncipováno tak, aby mohla být snímána charakteristika síla – stlačení nárazníku přímo na nákladním voze (bez demontáže z vozu).

Navrhované zařízení svými rozměry, hmotností i uspořádáním je limitováno velikostí potřebné zatěžující síly (1000 kN) na zkoušený nárazník, který musí při zkoušce vykonat celý předepsaný zdvih.

Protože vypružení používaných nárazníků je různého typu, bylo zvoleno hydraulické zatěžování válcem o jmenovité síle 1000 kN a zdvihu ± 125 mm; součástí hydraulického pohonu je elektronické řízení v rámci uzavřené řídicí smyčky, takže je k dispozici různá zatěžovací rychlost stlačovaného nárazníku až do maximální hodnoty 10 mm/s (pro vypružení hydropneumatické, resp. elastomerové).

Autor je přesvědčen o tom, že koncepce navrhovaného zařízení je v podstatě jediná možná, s ohledem na únosnost konstrukce vozu a vzhledem k požadavkům opravárenství. Rovněž si je autor vědom toho, že některé detaily navrhovaného řešení by bylo možno řešit jinak; další možnosti dílčích řešení by měly být již náplní případného realizačního projektu.

Podle mého názoru je v předkládané práci splněn hlavní požadavek, a to diagnostika nárazníků bez jejich demontáže z nákladního vozu.

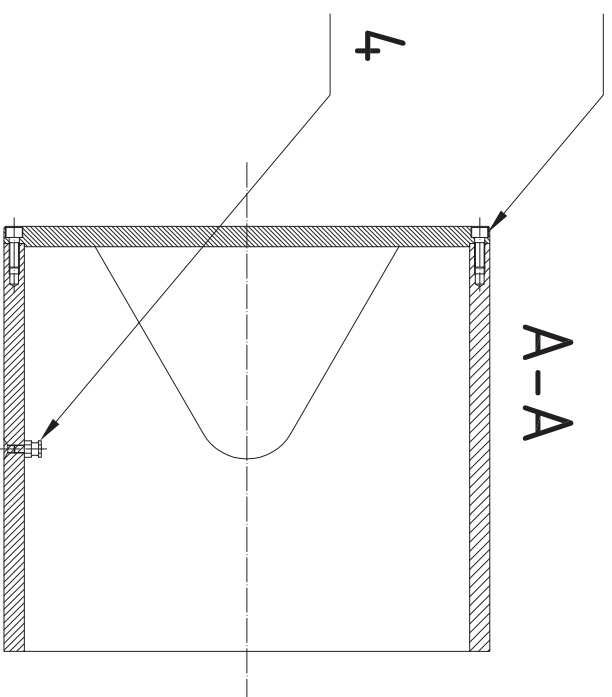
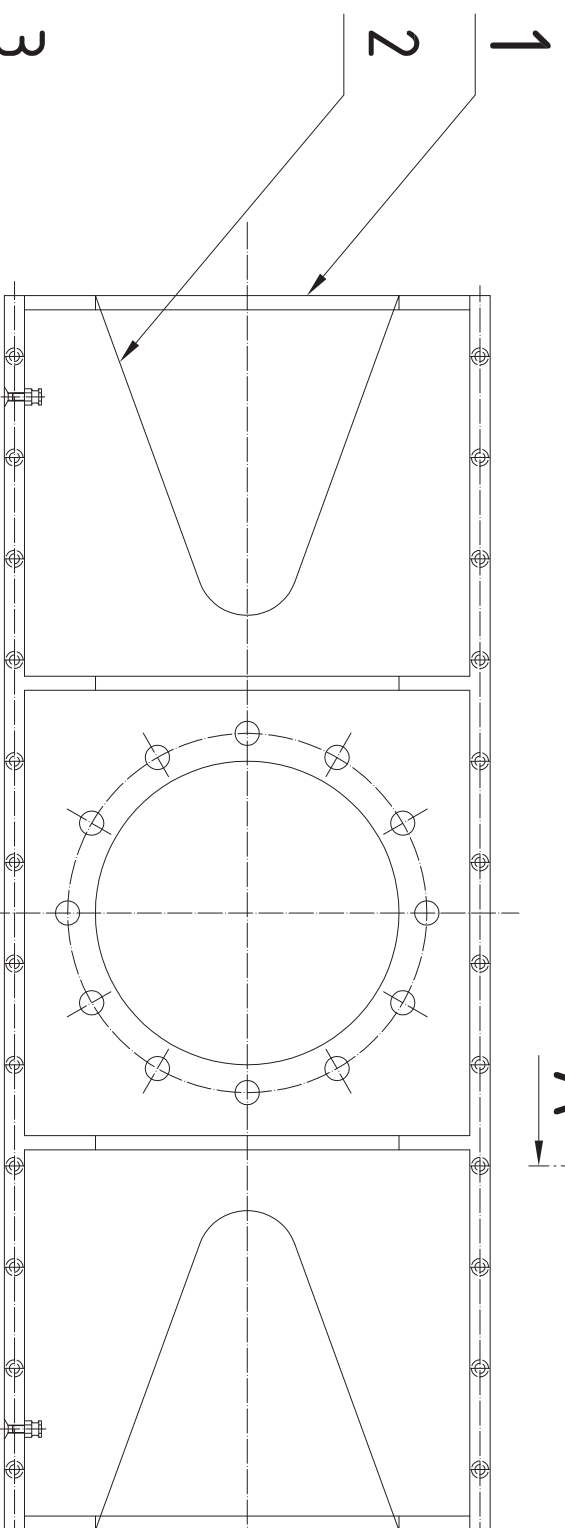
11. Literatura

- [1] Leinveber J, Vávra P.: *Strojnické tabulky*. Druhé doplněné vydání, Albra Úvaly, 2005. ISBN 80-7361-011-6
- [2] Vrzal B., *Strojnické tabulky, svazek II*. SNTL – Nakladatelství technické literatury, Praha, 1971.
- [3] Bažant Z.: *Stavebná mechanika, díl III*. Třetí vydání, Nakladatelství Českosloven-ské akademie věd, Praha, 1955.
- [4] Bažant Z.: *Stavebná mechanika, díl IV*. Druhé vydání, Nakladatelství Českosloven-ské akademie věd, Praha, 1955.
- [5] Izer J., Janda J., Maruna Z.: *Kolejové vozy*. První vydání, Alfa Bratislava, 1996. ISBN 63-870-84
- [6] Pešík L.: *Části strojů, stručný přehled, 1. díl*. Technická univerzita Liberec, 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [7] Pešík L.: *Části strojů, stručný přehled, 2. díl*. Technická univerzita Liberec, 2005. ISBN 80-7083-939-6
- [8] Wahl, A.,M.: *Mechanical springs*. Druhé vydání, McGraw-Hill, New York, 1963.
- [9] Evropská norma EN 15 551: 2008 o náraznících železničních vozidel.
- [10] Předpis Mezinárodní železniční unie UIC 526-1 o zkoušení nárazníků se zdvihem 105 mm.
- [11] Předpis společnosti ČD Cargo, a.s. ČD V67 pro údržbu a opravy železničních nákladních vozů.
- [12] Výkresová dokumentace k vybraným nárazníkům VÚKV Studénka a MSV a.s. Studénka.
- [13] Technické údaje o vozíku na přepravu kolejnic ZPK 56, dostupné z webové adresy: http://www.tratovestroje.wbs.cz/ZPK_56.html
- [14] Výpočet uhlíkového ekvivalentu ocelí, dostupný z webové adresy: <http://www.generalweld.cz/cz/welding.php?id=14>

Údaje pro knihovnickou databázi.

Název práce	Zkušební zařízení pro diagnostiku nárazníků nákladních vozů
Autor práce	Bc. Přemysl Hojka
Obor	Dopravní prostředky - kolejová vozidla
Rok obhajoby	2009
Vedoucí práce	doc. Ing. Jan Kout, CSc.
Klíčová slova	železniční nárazník, zkušební zařízení, diagnostika, železniční nákladní vůz, charakteristika síla - stlačení

1	2		3	4			
POZ.	NÁZEV		VÝKRES/NORMA	KS.	J.	HMOT.	
A	1.	SESTAVA JEZDCE	DP-SNNV-01.00	1			
	2.	HORNÍ DESKA TRÁMCE	DP-SNNV-02.01a	1			
	3.	DOLNÍ DESKA TRÁMCE	DP-SNNV-02.01b	1			
	4.	STOJINA TRÁMCE	DP-SNNV-02.02	2			
	5.	PŘEDNÍ VÝZTUHA TRÁMCE	DP-SNNV-02.03	1			
	6.	HORNÍ KLUZNÁ DESKA TRÁMCE	DP-SNNV-02.04a	1			
B	7.	DOLNÍ KLUZNÁ DESKA TRÁMCE	DP-SNNV-02.04b	1			
	8.	ÚCHYT TRÁMCE	DP-SNNV-02.07	2			
	9.	VODICÍ HRANOL	DP-SNNV-02.05	2			
	10.	SVISLÉ VEDENÍ	DP-SNNV-03.00	4			
	11.	MAZACÍ HLAVICE M8		2			
	12.	SVORNÍK	DP-SNNV-06.01	20			
C	13.	ŠROUB M24 x 70	ISO 4762-10.9	24			
	14.	ŠROUB M12 x 70	ISO 4762-10.9	38			
	15.	ŠROUB M10 x 30	ISO 4762-10.9	46			
	16.	ŠROUB M12 x 40	ISO 2009-8.8	16			
	17.	PODLOŽKA 25	ISO 7089.1	40			
	18.	MATICE M24 x 2	ISO 4032-08	40			
D							
E							
F							
INDEX		ZMENA		DATUM		PODPIS	
ZN.MAT.		T.O.		HMOTNOST kg		MÉR.	
ROZM.-POLOT.		ČSN		TRČ.		Č. KUSOVNÍKU	
POM. ZAŘ.		VYPR. Přemysl Hojka		NORM.REF.		POZN.	
PŘEZK.		SCHVÁLIL		24. 5. 2009		STARÝ V.	
TECHNOL.		NÁZEV STLAČOVADLO NÁRAZNÍKŮ		DP-SNNV-00		Č.V.	
KUSOVNÍK		Listů 1		List 1			



POZ.	NÁZEV	VÝKRES / NORMA	MATERIÁL	HMOT.	MN.	J.
4.	MAZACÍ HLAVICE M8			2		KS
3.	ŠROUB M10x30	ISO 4762-10.9		24		KS
2.	ZADNÍ DESKA	DP-SNNV-01.01	11 523	1		KS
1.	SVARĚNEC VEDENÍ	DP-SNNV-01.04	11 523	1		KS

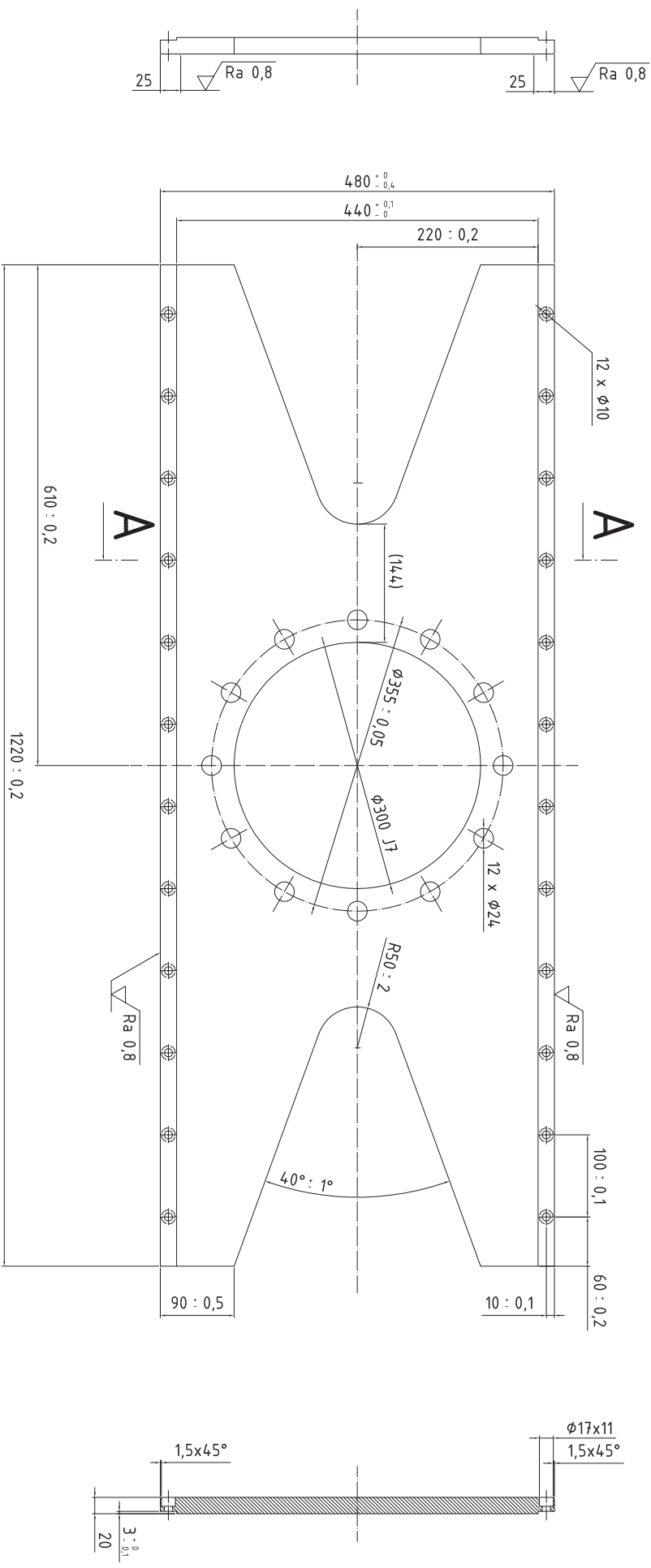
INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	PROJITÁNÍ	UNIVERZITA PARDUBICE DFJP
				PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015 NE	
ZNAMĚNÍ	ROZM. POLOŽ.	T.O. 002		HMOTNOST kg	MĚR. 1:5
POK. ZÁŘ.	Přemysl Holka	NORPAREF.		ČSN	TRČ.
VÝPR.				POZN.	Č. KUSOVNIKU
PŘEZK.				TECHNOL.	Č. V.
MAZEV.	STLAČOVADLO MĚRAZNIKŮ	24. 5. 2009		STARÝ V.	

JEZDEC HYDRAULICKÉHO VÁLCE

DP-SNNV-01.00

List 1

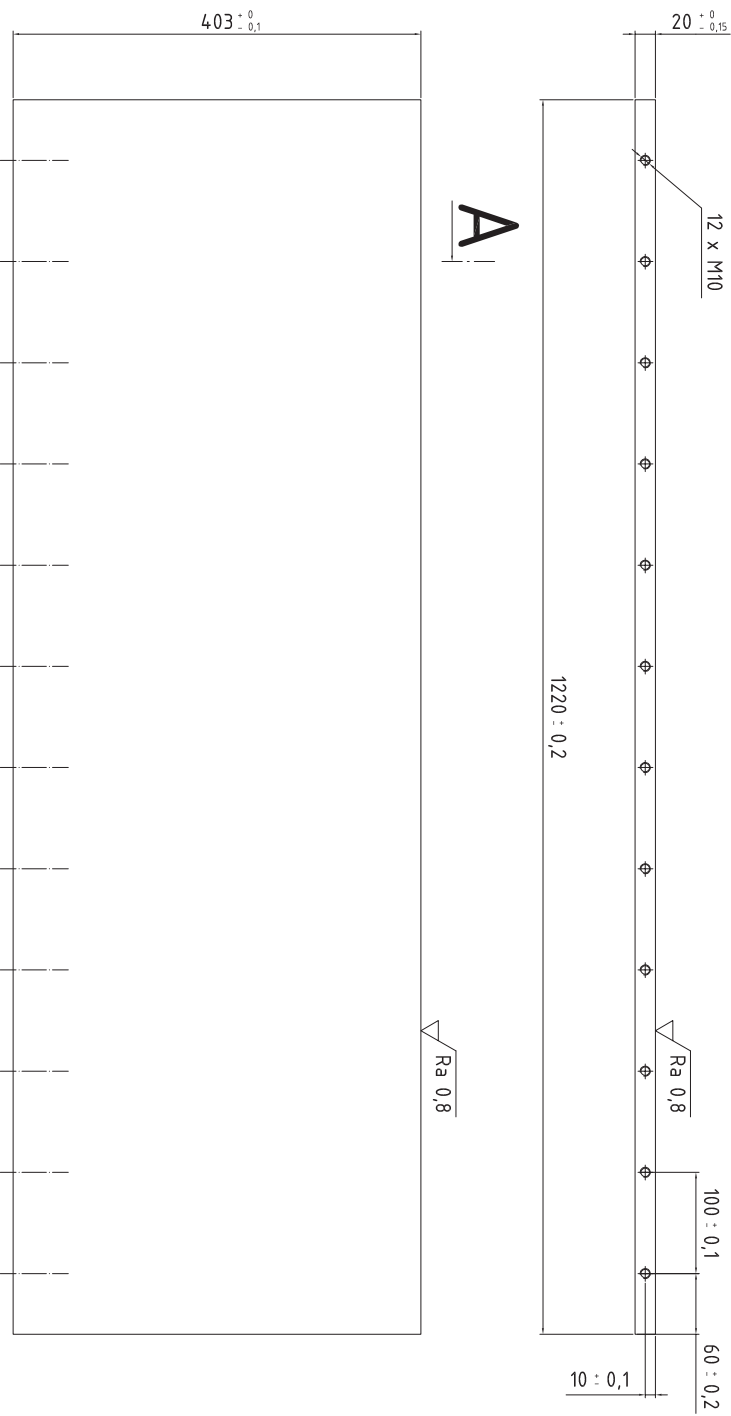
List 1



A-A

OTVORY 12x10 SVRTAT S OTVORY VE VODÍCÍCH DESKÁCH (DP-SNNV-0102a A DP-SNNV-0102b)

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	PROJITÁNÍ	UNIVERZITA PARDUBICE DFJP
ZNAMKAT	11 523	T.O. 002		HMOTNOST kg	MĚR 1:8
ROZM. POLOIT				ČSN	TRČ
POK. ZAR	Přemysl Hůlka	NODRBEF		POZM	Č. KUSOVNIKU DP-SNNV-0104
VYPR				Č. V.	
PREZK				STARÝ V.	
TECHNOL.	SEHYALU			24. 5. 2009	
MAZEV	STLAČOVADLO MĚRAZNIKŮ				
ZADNÍ DESKA JEZDCE				Líst 1	DP-SNNV-01.01
				Líst 1	Líst 1



A

A-A

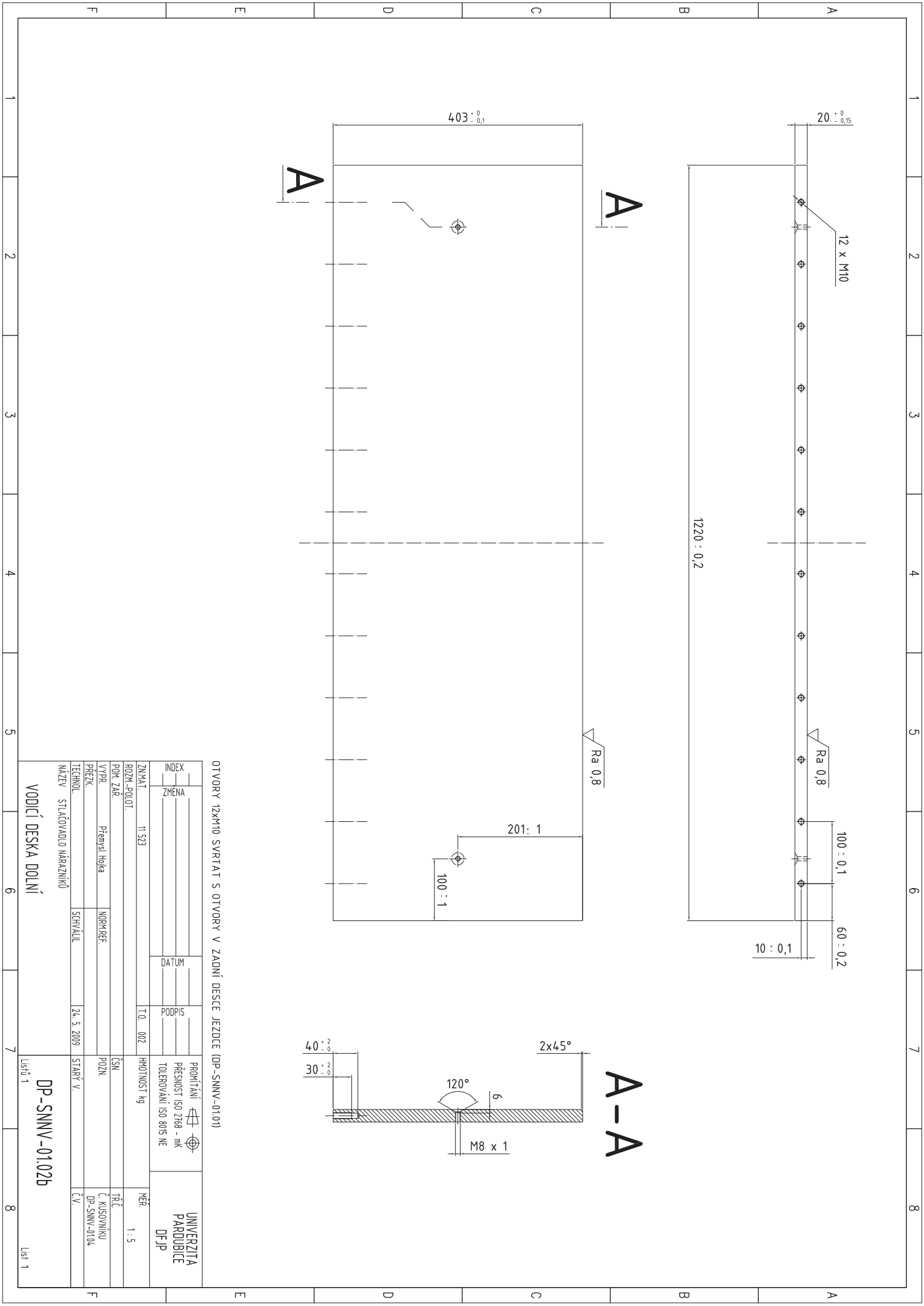
A

OTVORY 12xM10 SVRTAT S OTVORY V ZADNÍ DESCE (DP-SNNV-01.01)

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	PROJITÁNÍ	UNIVERZITA PARDUBICE DFJP
ROZM. POLOIT	11 523	T.O. 002		PŘESNOST ISO 2168 - mk TOLEROVÁNÍ ISO 8015 NE	
POKL. ZAŘ.	Přemysl Horka	NODKAREF.		HMOTNOST kg	MĚR. 1 : 5
VÝPR.				ČSN	TRČ.
PŘEZK.				POZN	Č. KUSOVNIKU DP-SNNV-01.04
TECHNOL.	SEHYALU	24. 5. 2009	STARÝ V.	MAZEV	Č. V.
STLAČOVANLO MĚRAZNIKŮ					
VODIČÍ DESKA HORNÍ				DP-SNNV-01.02a	

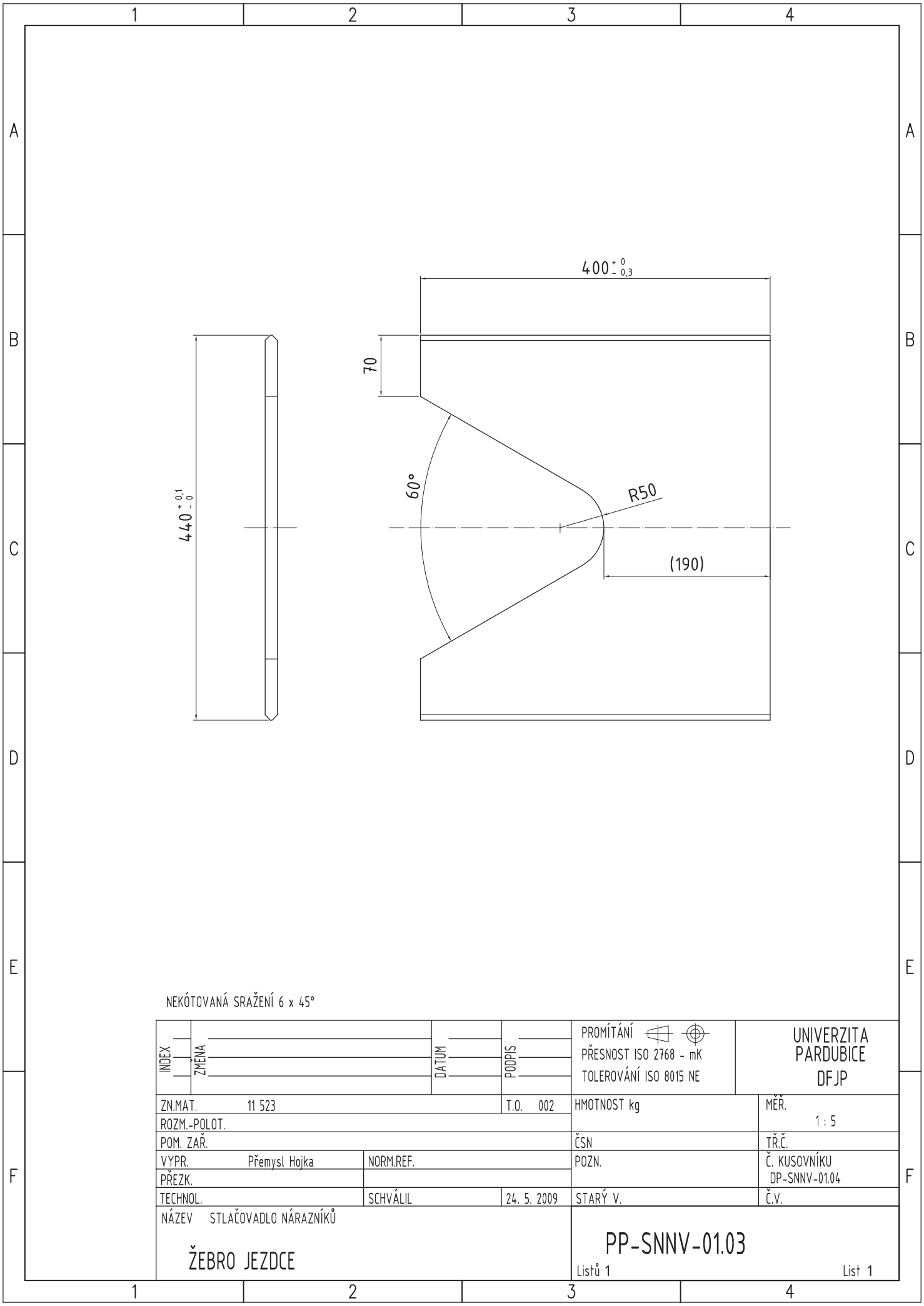
Lišit 1

Lišit 1



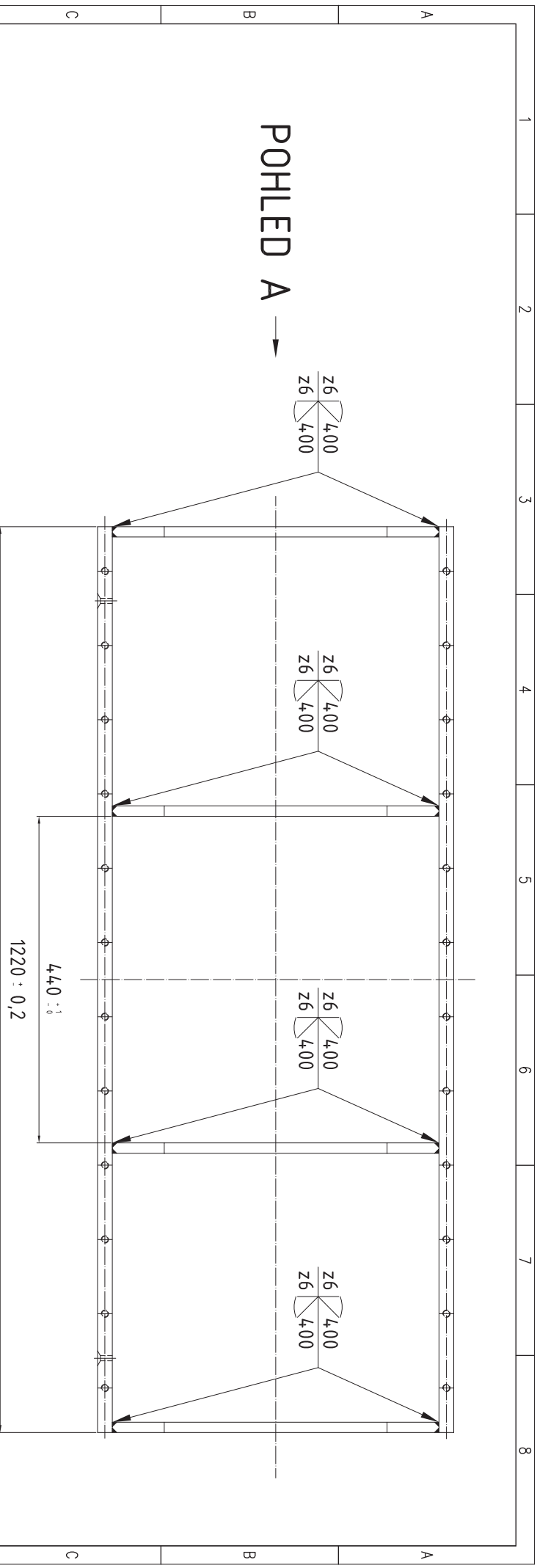
OTVORY 12xM10 SVRTAT S OTVORY V ZADNÍ DESCE JEZDCE (DP-SNNV-0101)

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	T.O. - 002	HMOTNOST kg	PROJITÁNÍ	UNIVERZITA PARDUBICE DFJP
ZNAMKA	TI 523					 PŘESNOST ISO 2768 - mk TOLEROVÁNÍ ISO 8015 NE	
ROZM. POLOIT							
POH. ZAR.	Přímá Horka	NORPREF.					
VYPR.							
PŘEZK.							
TECHNOL.	SEHVÁL	24. 5. 2009					
MAŽEV	STLAČOVACÍ O MĚŘÁČNÍKŮ						
VODIČÍ DESKA DOLNÍ							
DP-SNNV-01.02b							
Líst 1							

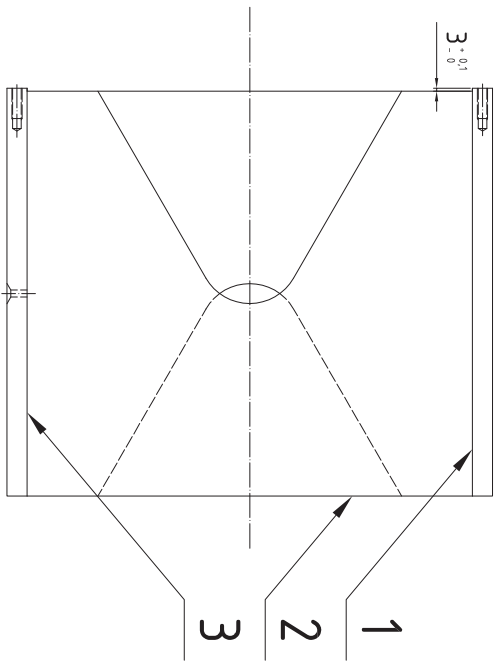


NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ 6 x 45°

INDEX	ZMENA	DATUM	PODPIS	PROMÍTÁNÍ PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015 NE	UNIVERZITA PARDUBICE DFJP
ZN.MAT.	11 523	T.O.	002	HMOTNOST kg	MÉR. 1 : 5
ROZM.-POLOT.				ČSN	TŘ.Č.
POM. ZAŘ.				POZN.	Č. KUSOVNÍKU DP-SNNV-01.04
VYPR.	Přemysl Hojka	NORM.REF.			Č.V.
PŘEZK.		SCHVÁLIL	24. 5. 2009	STARÝ V.	
TECHNOL.					
NÁZEV	STLAČOVADLO NÁRAZNÍKŮ			PP-SNNV-01.03	
	ŽEBRO JEZDCE			Listů 1	List 1



POHLED A



POZ.	NÁZEV	VÝKRES / NORMA	MATERIÁL	HMOT.	MN.	J.
3.	VODIČÍ DESKA DOLNÍ	DP-SNNV-01.02b	11 523		1	KS
2.	ŽEBRO	DP-SNNV-01.03	11 523		4	KS
1.	VODIČÍ DESKA HORNÍ	DP-SNNV-01.02a	11 523		1	KS

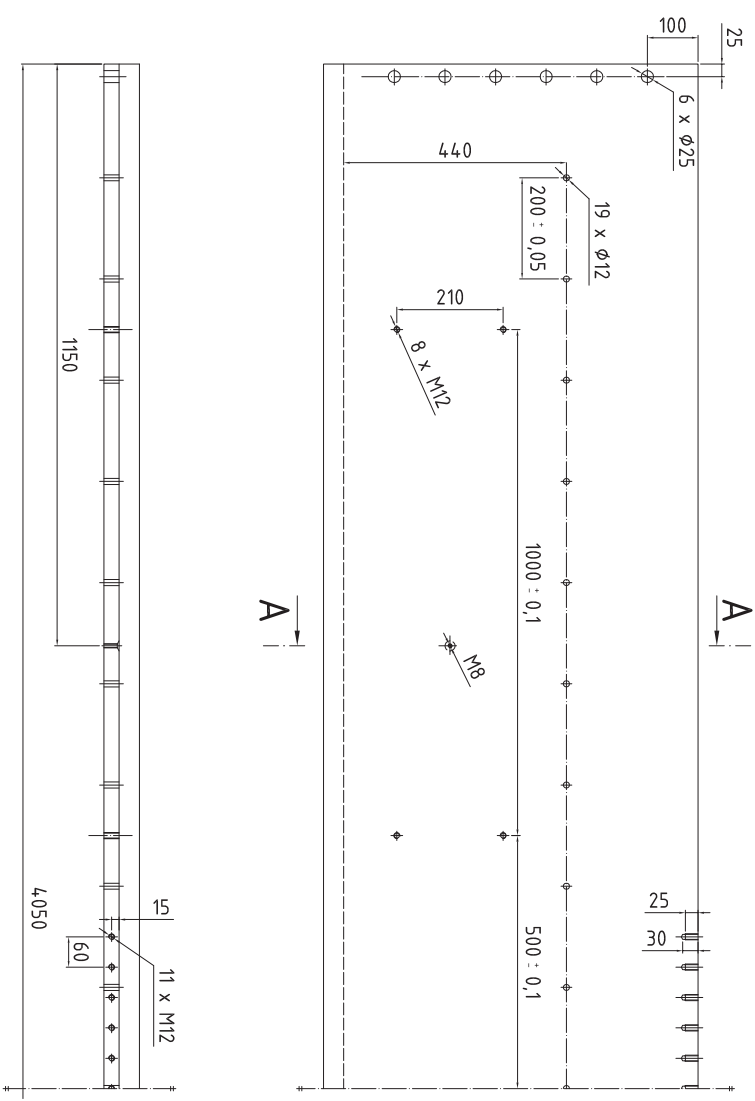
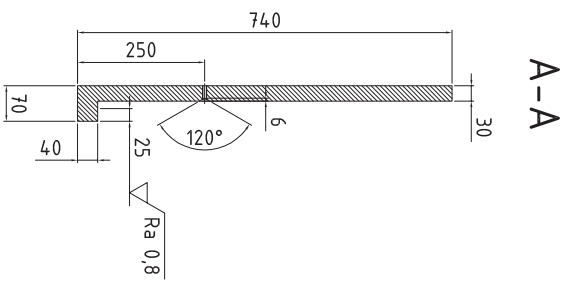
INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	PROJITÁNÍ	UNIVERZITA PARDOUBICE DFJP
ROZM. POLOIT			T.O. 002	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015 NE	
ZNAMĚTÍ				HMOTNOST kg	MĚR 1 : 10
POK. ZAŘ.	Přemysl Holka	NORPAREF.		ČSN	TRČ.
VÝPR.				POZN	Č. KUSOVNIKU
PŘEZK.				TECHNOL.	DP-SNNV-01.00
MAŽEV	STLAČOVADLO MÁRAZNIKŮ	SEHVÁLIL	24. 5. 2009	STARÝ V.	Č. V.

SVÁŘENEC VEDENÍ JEZDCE

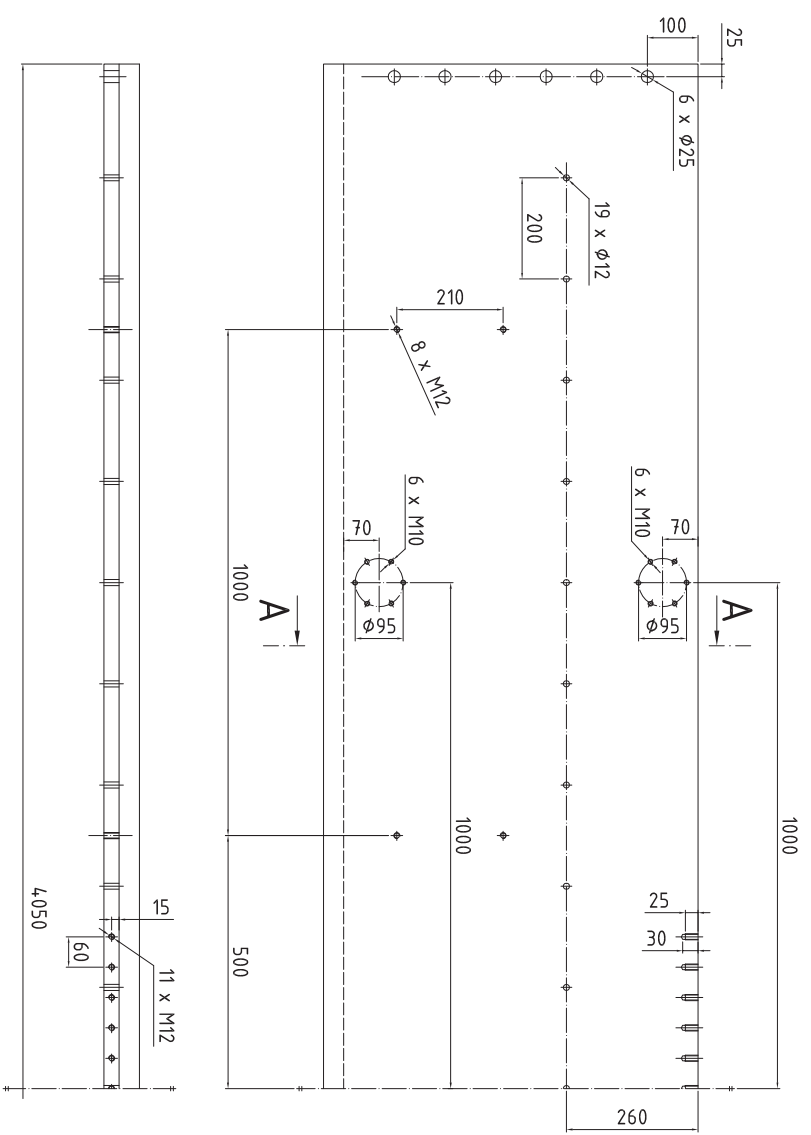
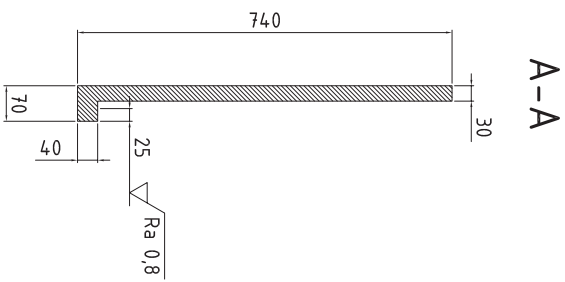
DP-SNNV-01.04

Listů 1

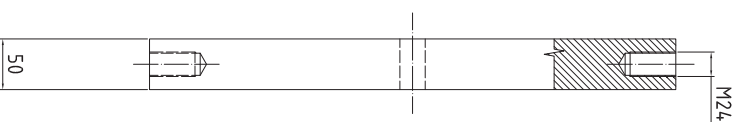
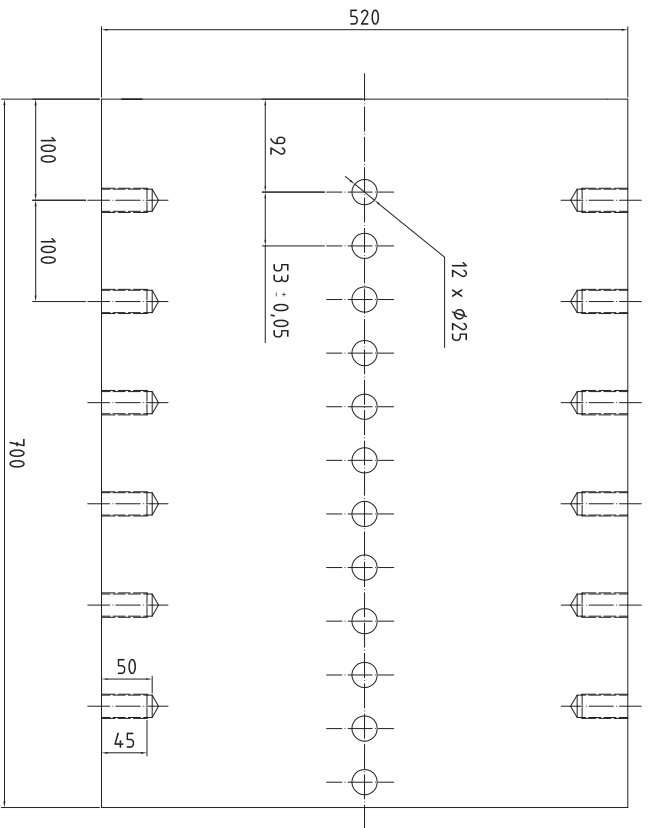
List 1



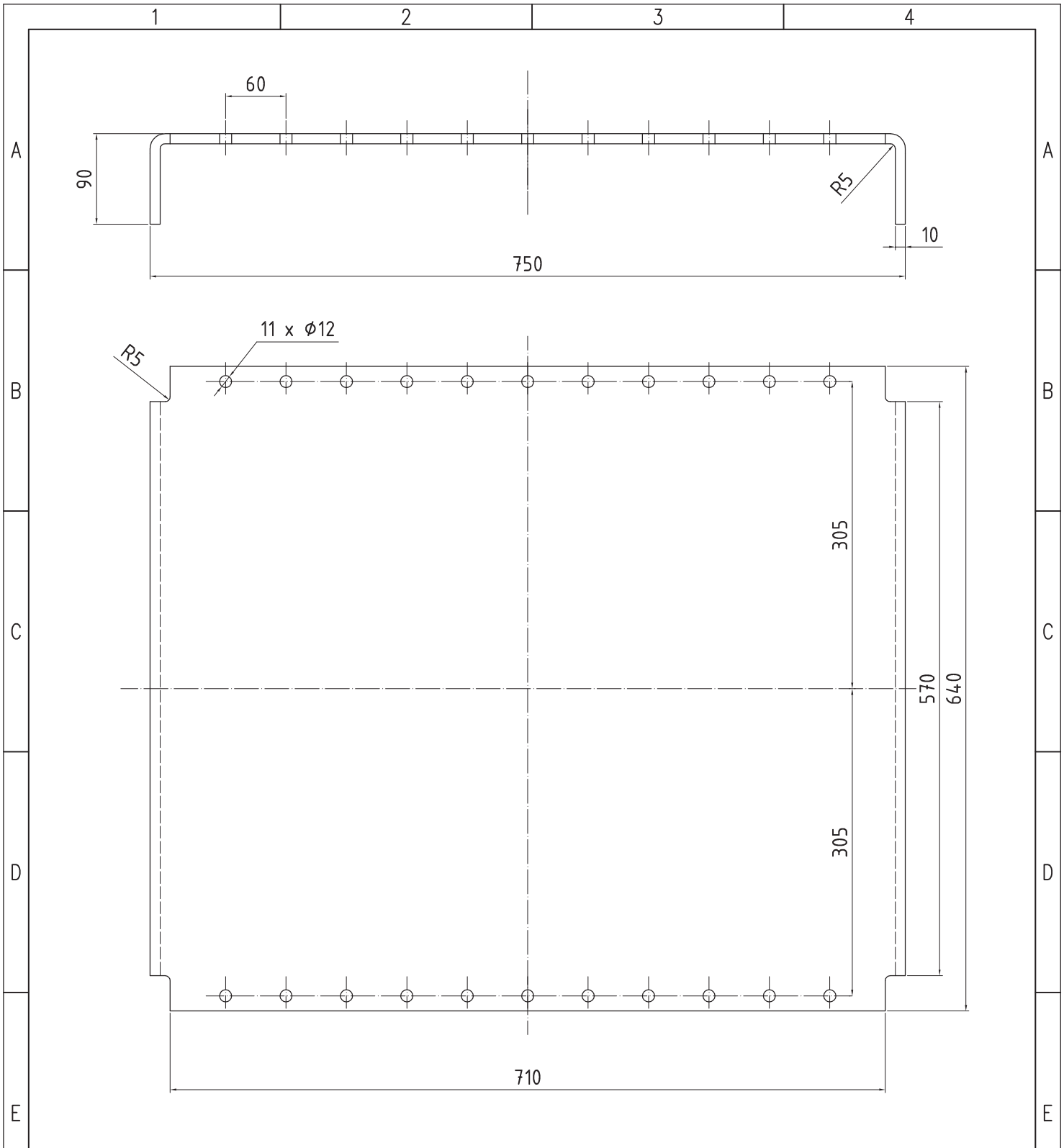
INDEX	ZMĚNA	PROJITÁNÍ	UNIVERZITA PARDUBICE DFJP
ROZM. POLOH	11 523	PRESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015 NE	MĚR 1 : 10
POK. ZAŘ.	Přemysl Hůlka	HNUTNOST kg	TRČ. Č. KOŠOVNIČU
VÝPR.		CSN	Č. V.
PREZK.	NORBARF.	POZN	
TECHNOL.	SEHVÁIL	24. 5. 2009	STARÝ V.
MAZEV	STLAČOVADLO MÁRAZNIČKŮ		
HORNÍ DESKA TRÁMCE		Líst 1	DP-SNNV-02.01a
		Líst 1	Líst 1



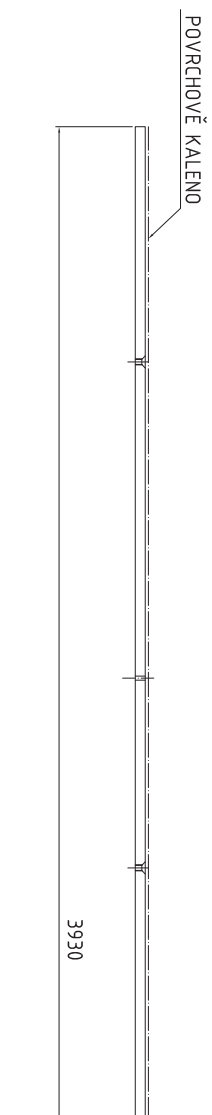
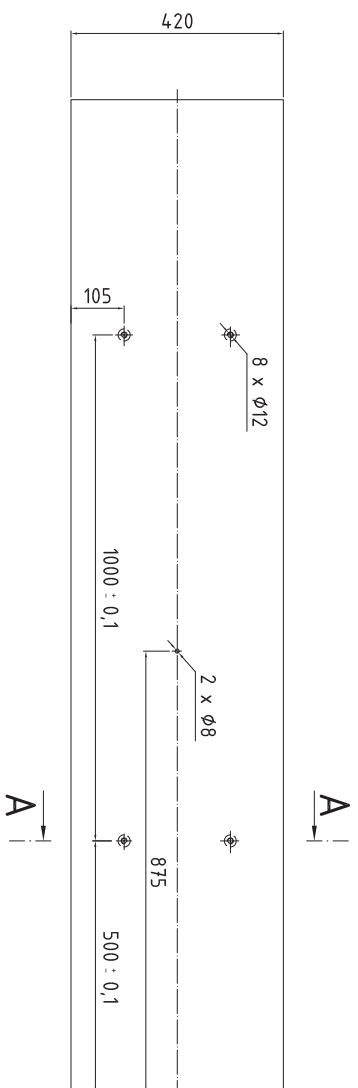
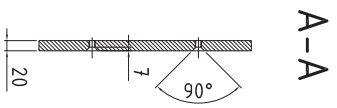
INDEX	ZMĚNA	DATUM	PROJITÁNÍ	UNIVERZITA PARDUBICE DFJP
ZNAMĚNÍ	11 523	PODPIS	PROJEKTOVANÍ ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015 NE	MĚR 1 : 10
ROZM. POLOIT.		T.O. 002	HMOTNOST kg	TRČ. Č. KUSOVNIKU
POK. ZÁŘ.	Přemysl Holka	NODKARF.	CSN	Č. V.
VÝPR.			POZN.	
PREZK.			TECHNOL.	
MAZEV	STLAČOVACÍLO MÁRÁZNIKŮ	SEHVÁIL	24. 5. 2009	STARÝ V.
DOLNÍ DESKA TRÁVCE			Líst 1	DP-SNNV-02.01b
			Líst 1	Líst 1



INDEX	ZMENA	DATUM	PROJITÁNÍ	UNIVERZITA PARDOUBICE DFJP
ZNAMENÍ	11 523	PODPIS	PROJEKTOVÁNÍ ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015 NE	MĚR 1 : 5
ROZM. POLOIT		T.O. 002	HMOTNOST kg	
POK. ZÁŘ.	Přemysl Holka		ČSN	TRČ
VYPR.			POZN	Č. KUSOVNIKU
PREZK.				Č. V.
TECHNOL.	SEHYÁL	24. 5. 2009	STARÝ V.	
MAZEV	STLAČOVADLO MÁRAZNIČKŮ			
STOJINA TRÁMCE			Líst 1	DP-SNNV-02.02
			Líst 1	Líst 1

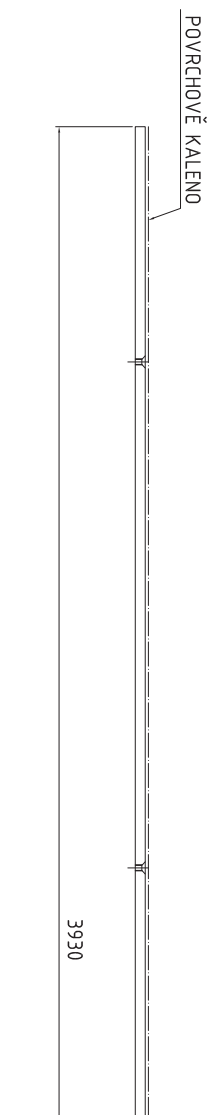
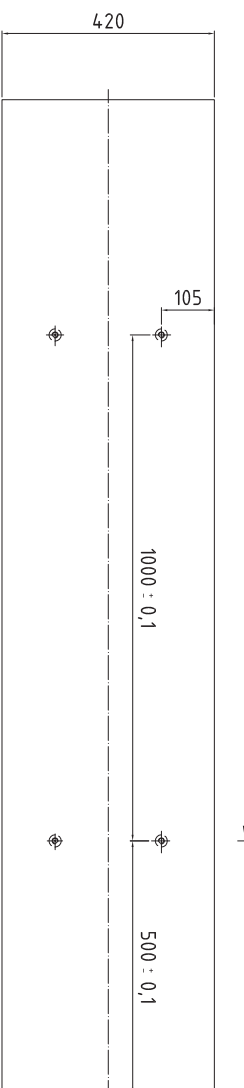
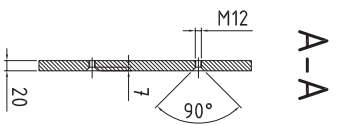


INDEX	ZMENA	DATUM	PODPIS	PROMÍTÁNÍ PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015 NE	UNIVERZITA PARDUBICE DFJP
ZN.MAT.	11 523	T.O.	002	HMOTNOST kg	MÉR. 1 : 5
ROZM.-POLOT.				ČSN	TŘ.Č.
POM. ZAŘ.				POZN.	Č. KUSOVNÍKU
VYPR.	Přemysl Hojka	NORM.REF.			
PŘEZK.		SCHVÁLIL	24. 5. 2009	STARÝ V.	Č.V.
TECHNOL.					
NÁZEV	STLAČOVADLO NÁRAZNÍKŮ			PP-SNNV-02.03	
	PŘEDNÍ VÝZTUHA TRÁMCE			Listů 1	List 1



ZAKALENÝ POUŘEĚ BRUSIT NA Ra 1,6

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	PROJITÁNÍ	UNIVERZITA PARDUBICE DFJP
ROZM. POLOIT	11 523	T.O. 002		PRESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 6015 NE	
POM. ZAŘ.	Přímási hůlka	NORMAČE:		CSN	TRČ.
VÝPR.				POZN	Č. KOSOVIŇKU
PŘEZK.		SEHVĚLIL	24. 5. 2009	STARÝ V.	Č. V.
TECHNOL.	STLAČOVADLO MÁRAZNIČKŮ				
MAŽEV					
KLIZNÁ DESKA HORNÍ				Líst 1	DP-SNNV-02.04a



ZAKALENÝ POUŘEĚ BRUSIT MA Ra 1,6

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PROJITÁNÍ	UNIVERZITA PARDUBICE DF JP
ZNAMENÍ	11 523	PODPIS	PROJEKTOVÁNÍ	
ROZM. POLOIT		T.O. 002	PŘESNOST ISO 2768 - mK	
POH. ZÁŘ.	Přímýsi hřtká		TOLEROVÁNÍ ISO 8015 NE	
VÝPR.			HMOTNOST kg	MĚR 1 : 10
PŘEZK.			ČSN	TRČ. Č. KOŠOVNIKU
TECHNOL.	SEHVÁLIL	24. 5. 2009	POZN	Č. V.
MAZEV	STLAČOVADLO MÁRAZNIČKŮ		STARÝ V.	
KLUZNÁ DESKA DOLNÍ			Lístič 1	DP-SNNV-02.04b
				Lístič 1

1

2

3

4

5

6

7

8

A

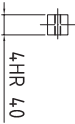
B

C

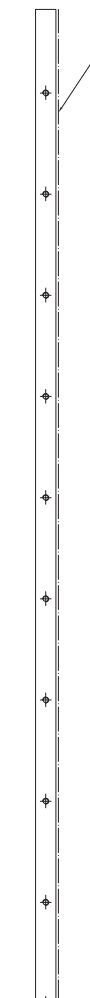
D

E

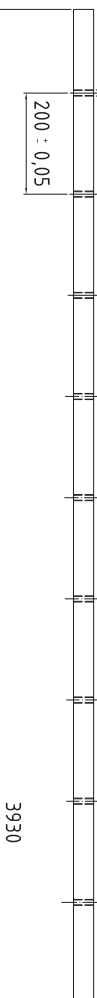
F



POVRCHOVĚ KALENO



200 : 0,05



ZAKALENÝ POUŘEĚ BRUSIT MA Ra 1,6

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	PROJITÁNÍ	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015 NE	UNIVERZITA PARDUBICE DF JP
ZÁK. MAT.	11 523	T.O.	002	HMOTNOST kg		
ROZM. POLOIT				CSN		
POK. ZÁŘ.	Přemysl Horka	NODRBEF.		POZN		Č. KUSOVNIKU
VYPR.						Č. V.
PŘEZK.						
TECHNOL.	SEHYÁLIL	24. 5. 2009	STARÝ V.			
MAŽEV	STLAČOVACÍMĚŘÁKOVÝ					
VODIČÍ HRANOL				Lístí 1	DP-SNNV-02.05	
				Lístí 1		

1

2

3

4

5

6

7

8

A

B

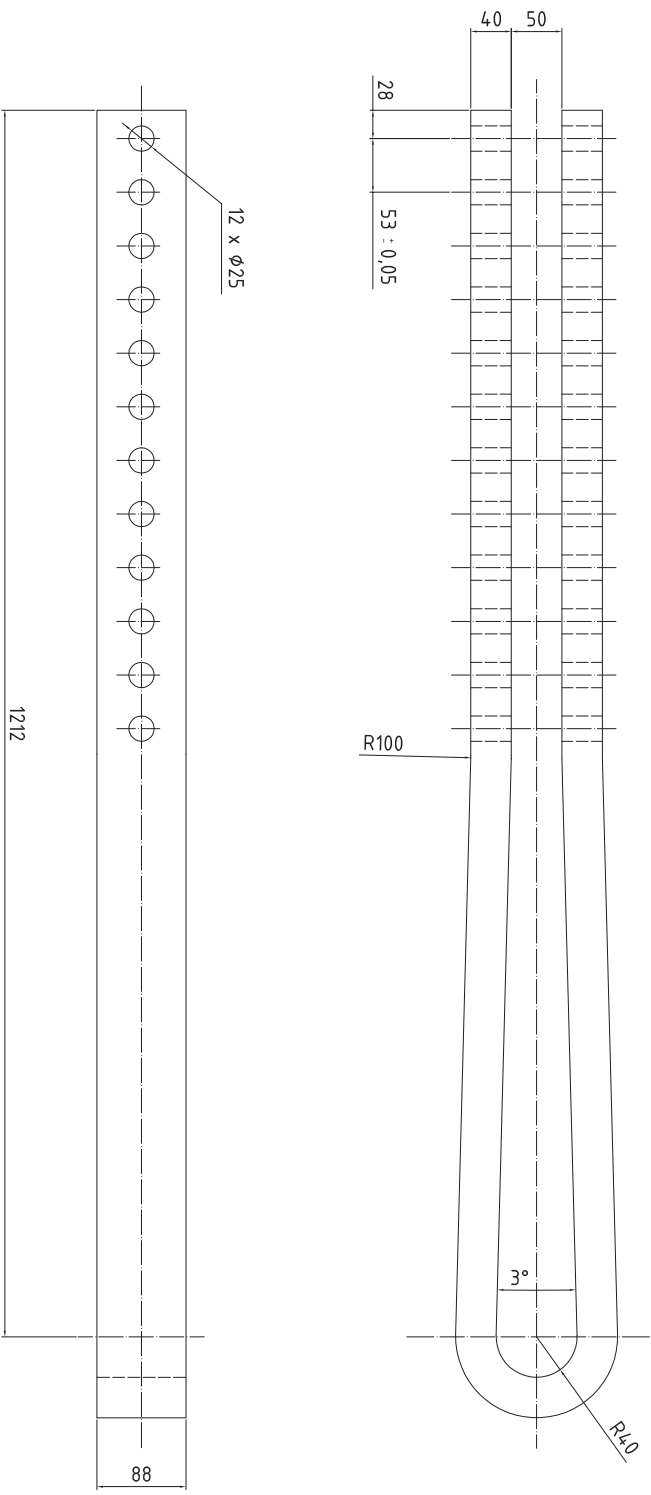
C

D

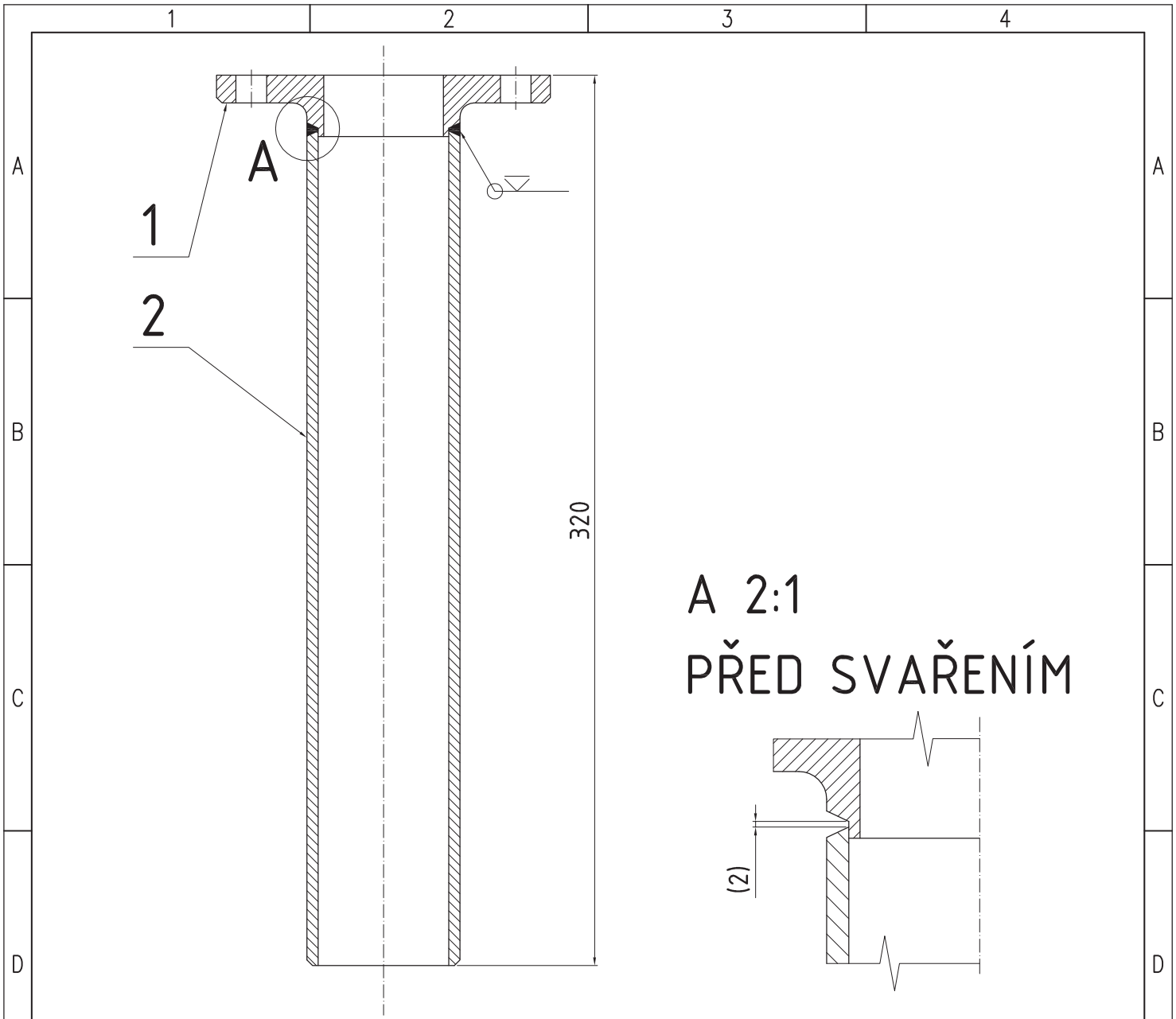
E

F

Lístí 1



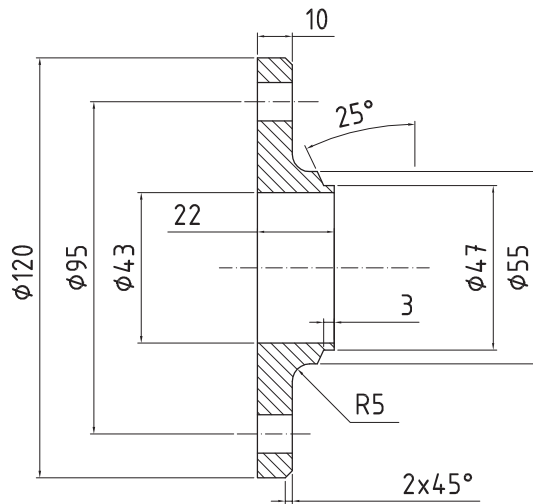
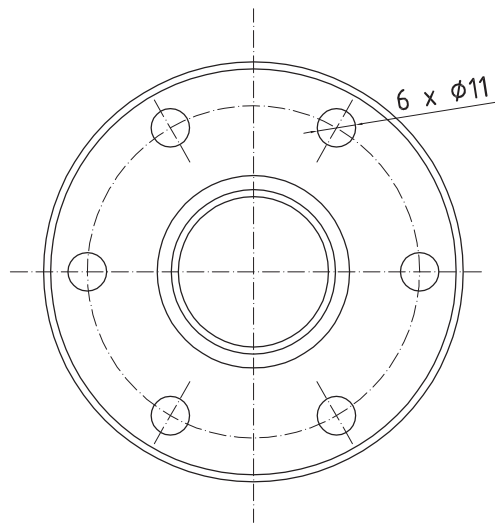
INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	PROJITÁNÍ	UNIVERZITA PARDUBICE DF JP
ROZM. POLOIT	11 523	T.O. 002		PRESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015 NE	MĚR. 1 : 5
POM. ZÁŘ.	Přímá Horka	NORM.BEF.		ČSN	TRČ.
VÝPR.				POZN	Č. KUSOVNIKU
PREZK.				TECHNOL.	Č. V.
MAZEV	STLAČOVADLO MÁRAZNIKŮ	SEHVÁLIL	24. 5. 2009	STARÝ V.	
ÚCHYT TRÁMCE				Lístič 1	DP-SNNV-02.07
				Lístič 1	Lístič 1



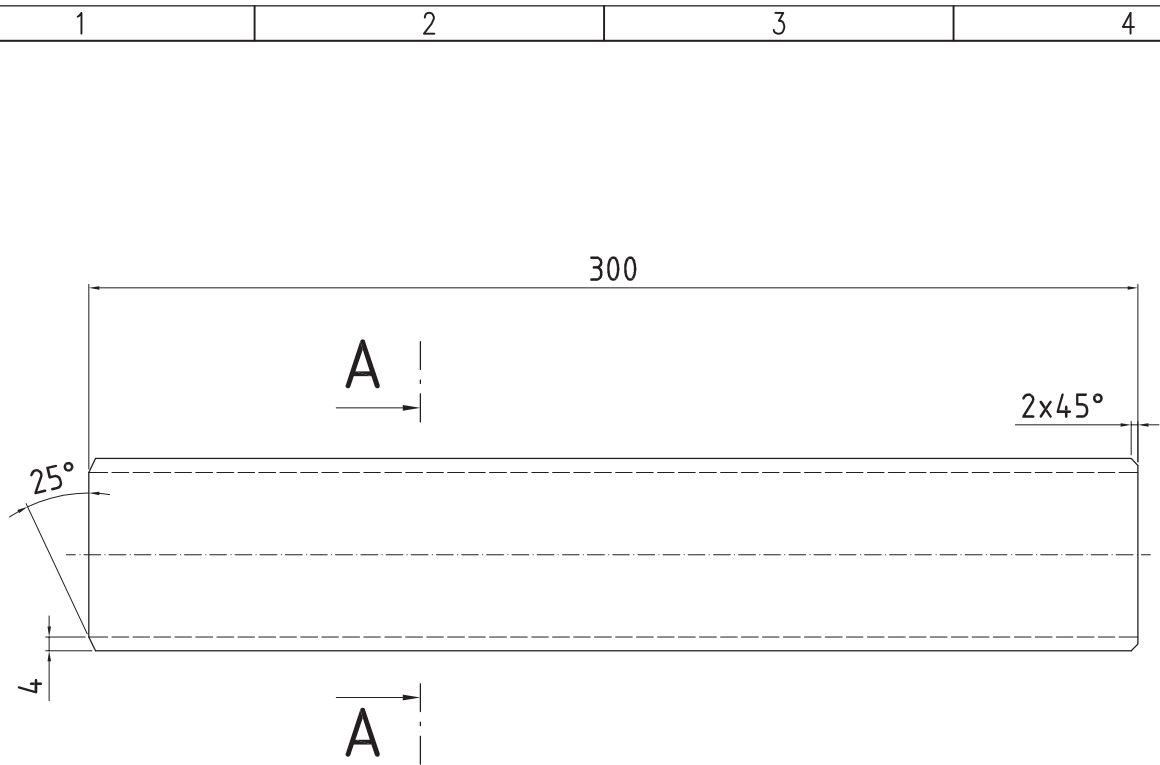
A 2:1
PŘED SVAŘENÍM

2.	TRUBKA	DP-SNNV-03.02	11 523		1	ks
1.	PŘÍRUBA	DP-SNNV-03.01	11 523		1	ks
POZ.	NÁZEV	VÝKRES / NORMA	MATERIÁL	HMOT.	MN.	J.

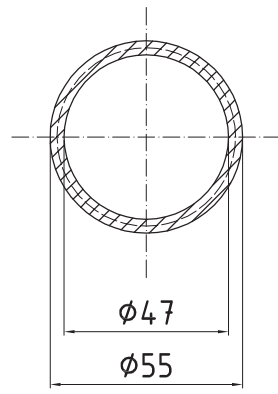
INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	PROMÍTÁNÍ PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015 NE	UNIVERZITA PARDUBICE DFJP
ZN.MAT.	11 523	T.O.	002	HMOTNOST kg	MĚR. 1 : 2
ROZM.-PQLOT.	TR Ø57x5x305 - ČSN 42 5715.02 - 11 353			ČSN	TŘ.Č.
POM. ZAŘ.		NORM.REF.		POZN.	Č. KUSOVNÍKU
VYPR.	Přemysl Hojka	SCHVÁLIL	24. 5. 2009	STARÝ V.	Č.V.
PŘEZK.					
TECHNOL.					
NÁZEV	STLAČOVADLO NÁRAZNÍKŮ			PP-SNNV-03.00	
SVAŘENEC VEDENÍ TRÁMCE				Listů 1	List 1



INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	PROMÍTÁNÍ PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015 NE	UNIVERZITA PARDUBICE DFJP
ZN.MAT.	11 523	T.O.	002	HMOTNOST kg	MĚR. 1 : 2
ROZM.-POLOT.				ČSN	TŘ.Č.
POM. ZAŘ.				POZN.	Č. KUSOVNÍKU DP-SNNV-03.00
VYPR.	Přemysl Hojka	NORM.REF.			Č.V.
PŘEZK.		SCHVÁLIL	24. 5. 2009	STARÝ V.	
TECHNOL.					
NÁZEV STLAČOVADLO NÁRAZNÍKŮ				PP-SNNV-03.01	
PŘÍRUBA VEDENÍ TRÁMCE				Listů 1	



A-A



INDEX	ZMENA	DATUM	PODPIS	PROMÍTÁNÍ PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015 NE	UNIVERZITA PARDUBICE DFJP
ZN.MAT.	11 523	T.O.	002	HMOTNOST kg	MÉR. 1 : 2
ROZM.-POLOT.	TR Ø57x5x305 - ČSN 42 5715.02 - 11 353			ČSN	TŘ.Č.
POM. ZAŘ.				POZN.	Č. KUSOVNÍKU DP-SNNV-03.00
VYPR.	Přemysl Hojka	NORM.REF.		STARÝ V.	Č.V.
PŘEZK.		SCHVÁLIL	24. 5. 2009		
TECHNOL.					
NÁZEV	STLAČOVADLO NÁRAZNÍKŮ			PP-SNNV-03.02	
TRUBKA VEDENÍ TRÁMCE				Listů 1	List 1