

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Přípravek pro demontáž a montáž převodovek u silničních osobních vozidel

Petr Šindelář

Bakalářská práce

2021

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE (projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Petr Šindelář**
Osobní číslo: **D17166**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Téma práce: **Přípravek pro demontáž a montáž převodovek u silničních osobních vozidel**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Zásady pro vypracování

Práci zaměřte na návrh konstrukce a základní výpočty pevnosti a únavy standardních částí přípravku pro demontáž a montáž převodovek z/do vozidla. Oblast použití přípravku předpokládejte u silničních osobních vozidel. Snažte se dosáhnout univerzálního použití pro různé základní konstrukční koncepce osobních vozidel. V případě nutnosti vytvořte sadu, která bude složena z více přípravků. Zpracujte odpovídající výkresovou dokumentaci. Pro vyhodnocení pevnosti a únavy používejte současné poznatky vědy a techniky.

Vypracovat:

1. Úvod
2. Popis základních konstrukčních koncepcí osobních vozidel. Souhrn požadavků na přípravek pro montáž a demontáž převodovek u jednotlivých koncepcí osobních vozidel.
3. Návrh koncepce konstrukce přípravku/ů.
4. Návrh konstrukce. Součástí konstrukčního návrhu budou výkresy sestav a výrobní výkresy.
5. Stanovení vstupních parametrů výpočtu.
6. Výpočet pevnosti a případně i únavy standardních částí přípravku/ů.
7. Vyhodnocení výsledků.
8. Závěr

Rozsah pracovní zprávy: **35 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] ČSN EN 1993-1 (dříve ČSN 731401). *Návrhování ocelových konstrukcí*. Česká technická norma. Český normalizační institut, 1998.
- [2] Shigley, J., E., Mischke, Ch., R., Budynas, R., G. *Konstruování strojních součástí*. Nakladatelství VUTUM, VUT Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] Gajdůšek, J., Škopán, M.: *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. skripta VUT Brno, 1988.
- [4] Remta, F., Kupka, L., Dražan, F.: *Jeřáby, 2*, přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.**
Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání bakalářské práce: **15. února 2021**
Termín odevzdání bakalářské práce: **17. května 2021**

L.S.

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

Ing. Jakub Vágnér, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2021

Prohlašuji:

Práci s názvem Přípravek pro demontáž a montáž převodovek u osobních silničních vozidel 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.

V Pardubicích dne 14. 7. 2021

Petr Šindelář

V první řadě bych rád poděkoval vedoucímu práce panu doc. Ing. Petru Tomkovi, Ph.D., za vstřícný přístup, obětovaný čas a cenné rady při zpracování bakalářské práce. Dále chci poděkovat svým rodičům za trpělivost a psychickou podporu během dosavadního studia na vysoké škole.

ANOTACE

Bakalářská práce se v první části věnuje popisu základních konstrukčních koncepcí osobních silničních vozidel a zabývá se požadavky na přípravky pro montáž a demontáž převodovek u jednotlivých koncepcí. Druhá část představuje návrh dvou přípravků, přičemž první přípravek slouží k uchycení motoru a převodovky z vrchní části vozidla a druhý přípravek slouží jako adaptér hydraulického zvedáku pro de/montáž převodovky ze spodní části vozidla. Dále se má práce zabývat základními výpočty pevnosti a únavy standardních částí přípravku.

KLÍČOVÁ SLOVA

Přípravek, koncepce, vozidlo, převodovka

TITLE

Clamping jig for disassembly and assembly of gearboxes for road vehicles

ANNOTATION

The first part of the bachelor's thesis deals with the description of the basic construction concepts of passenger vehicles and takes into account the requirements for assembly and disassembly of the gearbox for individual concepts. The second part presents the design of two clamping jigs, the first of which is used to mount the engine and gearbox from the top of the vehicle and the second jig that serves as an adapter of the hydraulic jack for mounting and dismounting the gearbox from bottom of the vehicle. Furthermore, my work considers the basic calculations of strength and fatigue of the parts of the clamping.

KEYWORDS

Clamping jigs, concepts, vehicle, gearbox

OBSAH

1	ÚVOD	12
2	ZÁKLADNÍ KONCEPCE OSOBNÍCH VOZIDEL	13
2.1	Pohon zadní nápravy	13
2.1.1	Standardní pohon	13
2.1.2	Pohon transaxle	14
2.1.3	Koncepce s motorem vzadu	14
2.2	Pohon přední nápravy	15
2.2.1	Motor umístěný podélně	15
2.2.2	Motor umístěný příčně	16
2.3	Pohon všech kol	17
2.3.1	Stálý pohon všech kol	17
2.3.2	Zapínatelný pohon všech kol.....	17
2.4	Požadavky na přípravek	18
3	NÁVRH KONCEPCE KONSTRUKCE PŘÍPRAVKŮ	20
3.1	Přípravek na uchycení motoru a převodovky z vrchní části vozidla.....	20
3.2	Adaptér hydraulického zvedáku na de/montáž z vrchní části vozidla	21
4	NÁVRH KONSTRUKCE PŘÍPRAVKŮ	23
4.1	Přípravek na uchycení motoru a převodovky z vrchní části vozidla.....	23
4.1.1	Nosný rám	23
4.1.2	Zdvihací/spouštěcí celek	24
4.1.3	Boční podstavy.....	25
4.2	Adaptér hydraulického zvedáku na de/montáž z vrchní části vozidla	27
4.2.1	Popis konstrukce	27
4.2.2	System uchopení	28
4.2.3	System natočení	29
5	STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ	30
5.1	Přípravek na uchycení motoru a převodovky z vrchní části vozidla.....	30
5.1.1	Stanovení zatížení	30
5.1.2	Pohybový šroub a matice	31
5.1.3	Boční podstava	33
5.1.4	Výpočet rámu	34

5.2	Adaptér hydraulického zvedáku na de/montáž z vrchní části vozidla	41
5.2.1	Stanovení zatížení	41
5.2.2	Výpočet desky	42
6	VÝPOČET PEVNOSTI STANDARDNÍCH ČÁSTÍ PŘÍPRAVKŮ	45
6.1	Přípravek na uchycení motoru a převodovky z vrchní části vozidla.....	45
6.1.1	Kontrola pohybového šroubu, matice a podložky.....	45
6.1.2	Kontrola částí boční soustavy	47
6.1.3	Kontrola rámu	47
6.2	Přípravek hydraulického zvedáku na de/montáž z vrchní části vozidla.....	48
7	VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ	49
8	ZÁVĚR	50
	POUŽITÁ LITERATURA.....	51
	SEZNAM TABULEK.....	53
	SEZNAM OBRÁZKŮ	54
	SEZNAM PŘÍLOH.....	56

Seznam symbolů a značek

Tabulka 1 Seznam symbolů a značek (1/3)

Symboly a značky	Popis	Jednotka
A_p	Výpočtový průřez podložky	$[mm^2]$
A_s	Výpočtový průřez pohybového šroubu	$[mm^2]$
A_t	Výpočtový průřez tyče	$[mm^2]$
a	Délka desky	$[mm]$
b	Vnější šířka obdélníkového profilu	$[mm]$
b_1	Vnitřní šířka obdélníkového profilu	$[mm]$
D	Velký průměr závitu matice	$[mm]$
d	Velký průměr závitu šroubu	$[mm]$
D_1	Malý průměr závitu matice	$[mm]$
d_2	Střední průměr závitu šroubu	$[mm]$
d_3	Malý průměr závitu šroubu	$[mm]$
d_4	Průměr válečku	$[mm]$
E	Modul pružnosti v tahu	$[MPa]$
e	Šířka desky	$[mm]$
F	Síla působící na desku	$[N]$
F_o	Osová síla ve šroubu	$[N]$
F_T	Třecí síla	$[N]$
F_z	Obvodová síla pro zvedání	$[N]$
f	Součinitel tření matice a šroubu (ocel – ocel)	$[1]$
f_1	Součinitel tření boční podstavy (ocel – ocel)	$[1]$
G	Zatížení od motoru BMW 760i	$[N]$
g	Gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
H_1	Nosná hloubka závitu matice	$[mm]$
h	Výška obdélníkového vnějšího profilu	$[mm]$
h_1	Výška obdélníkového vnitřního profilu	$[mm]$
I_x	Kvadratický moment průřezu v ose x	$[mm^4]$

Tabulka 2 Seznam symbolů a značek (2/3)

Symbole a značky	Popis	Jednotka
I_z	Kvadratický moment průřezu v ose z	[mm ⁴]
i	Délka profilu vetknutého nosníku	[mm]
j	Tloušťka desky	[mm]
k	Koeficient statické bezpečnosti	[1]
k_1	Součinitel bezpečnosti šroubů M12	[1]
l	Délka rámu	[mm]
M_K	Celkový kroutící moment působící na šroub	[N·m]
M_Z	Odporový třecí moment závitu šroubu a matice	[N·m]
$M_{o_{max}}$	Maximální ohybový moment	[N·m]
M_o	Ohybový moment	[N·m]
M_R	Reakční moment jednostranně vetknutých nosníků	[N·m]
m_M	Výška matice	[mm]
m_m	Hmotnost motoru	[mm]
$m_{př}$	Dovolená tíha hydraulického zvedáku	[mm]
P	Rozteč závitu pohybového šroubu a matice	[mm]
p	Tlak v závitech	[MPa]
p_D	Dovolený tlak v závitech	[MPa]
R_A	Reakce v podpoře A	[N]
R_B	Reakce v podpoře B	[N]
R_C	Reakce v podpoře C	[N]
$T(x)$	Posouvající se síla	[N]
W_{o_x}	Modul průřezu v ohybu v ose x	[mm ³]
W_{o_z}	Modul průřezu v ohybu v ose z	[mm ³]
w''	Druhá derivace průhybu	[1]
w'	Natočení (sklon) průhybové čáry	[°]
w	Průhyb nosníku	[mm]
w_{max}	Maximální průhyb nosníku	[mm]
z	Počet závitů matice	[1]
β	Boční úhel závitu	[°]

Tabulka 3 Seznam symbolů a značek (3/3)

Symbols a značky	Popis	Jednotka
γ	Úhel stoupání	[°]
φ'	Třecí úhel	[°]
σ_D	Normálové dovolené napětí	[MPa]
σ_{HMH}	Redukované normálové napětí podle hypotézy von Mises	[MPa]
σ_o	Normálové napětí v ohybu	[MPa]
σ_t	Normálové napětí v tahu	[MPa]
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	Složky normálových napětí	[MPa]
$\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$	Složky smykových napětí	[MPa]
τ_D	Tečné dovolené napětí	[MPa]
τ_s	Tečné napětí ve stříhu	[MPa]

1 ÚVOD

Cílem bakalářské práce s názvem „Přípravek pro montáž a demontáž převodovek u silničních osobních vozidel“ bude návrh konstrukce a výpočet standardních částí přípravků určených pro manipulaci s převodovkou. Již od dob průmyslové revoluce zastává společnost názor, že využití mechanické, popř. strojové práce je levnější a efektivnější způsob, než je práce lidská. S rozvojem automobilového průmyslu byl tento předpoklad potvrzen.

V dnešní době, která je typická rychlým vývojem automobilového průmyslu, je nutné inovovat a zdokonalovat vozidla jak po částech, tak i jako celek. Zákazníka, který má možnost si na trhu vybrat z celého portfolia osobních vozidel, je těžké si udržet a také ho uspokojit.

Je nutné zmínit, že konkurence v oblasti automobilového průmyslu je silná. Různé společnosti si pak mohou konkurovat například po stránce technologické nebo po stránce cenové. Z toho důvodu je nutné se neustále zabývat vývojem.

Manipulační technika, kterou se tato bakalářská práce zabývá, je tímto vývojem rovněž zasažena. Hlavním důvodem proč je nutné se této problematice věnovat je skutečnost, že hmotnost a velikost převodovek se u různých vozidel liší. Dále se pak v každém podniku působícím v automobilovém průmyslu vyskytují různé přípravky, které jsou určeny pouze pro daný typ převodovky. Přípravky, které by mohly sloužit jako univerzální manipulační prostředky pro převodovky např. v neautorizovaném autoservisu, a zároveň by dokázaly obstát v neustále se měnícím tržním prostředí, není na trhu mnoho. Proto se autor domnívá, že by této problematice měla být věnována větší pozornost.

Pro naplnění cílů bakalářské práce byla vypracována teoretická část, jež se bude zabývat především popisem základních koncepcí osobních vozidel. Následně bude zmíněn souhrn požadavků, které musí splňovat přípravek pro montáž a demontáž převodovek. V praktické části je práce zaměřena na návrh konstrukce přípravků pro montáž a demontáž převodovek z/do silničních osobních vozidel. Součástí konstrukčního návrhu přípravků budou výkresy sestav a výrobní výkresy nenormalizovaných součástí. V neposlední řadě bude v práci věnována pozornost pevnostním výpočtům standardních částí přípravku.

2 ZÁKLADNÍ KONCEPCE OSOBNÍCH VOZIDEL

Konstrukci a jízdní vlastnosti vozidla značně ovlivňuje mimo jiné umístění hnacího ústrojí. Poháněcí, převodové a rozvodové ústrojí automobilu – podle toho, jak jsou zmíněná ústrojí umístěna vzhledem k nápravě, hovoříme o koncepci osobních vozidel. Ve své práci pojednávám o třech základních koncepcích, tj. pohon předních kol, pohon zadních kol a pohon všech kol. Jednotlivé základní koncepce se dále člení na konkrétní typy.

Všechny koncepce prošly určitým vývojem a některé u nových automobilů mimo speciálních případů nenajdeme. V současnosti je nejběžnější typ konstrukční koncepce pohon předních kol s motorem umístěným vpředu uspořádaným napříč vzhledem k podélné ose vozidla.

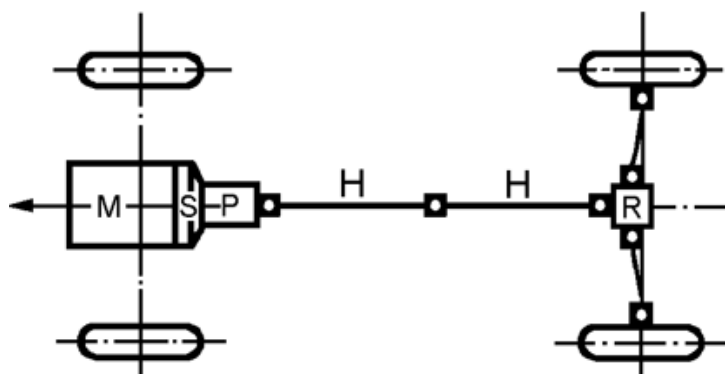
Požadavky na přípravek pro montáž a demontáž převodovek se také vyvíjely a s odstupem času se začal klást větší důraz na bezpečnost a snadné ovládání. Proto se musí s každým přípravkem zacházet dle návodu, který bývá daný výrobcem. Volba přípravků je bezpochyby závislá na umístění převodovky a místa (z vrchní části nebo ze spodní části vozidla), ze kterého převodovku montujeme či demontujeme. Obě varianty nesou celou řadu výhod a nevýhod.

2.1 Pohon zadní nápravy

2.1.1 Standardní pohon

Jedná se o nejstarší způsob konstrukční koncepce. U standardního pohonu slouží k přenosu energie od motoru spojka, převodovka, kloubová nebo spojovací hřídel, rozvodovka s diferenciálem a hnací hřídele kol. [1]

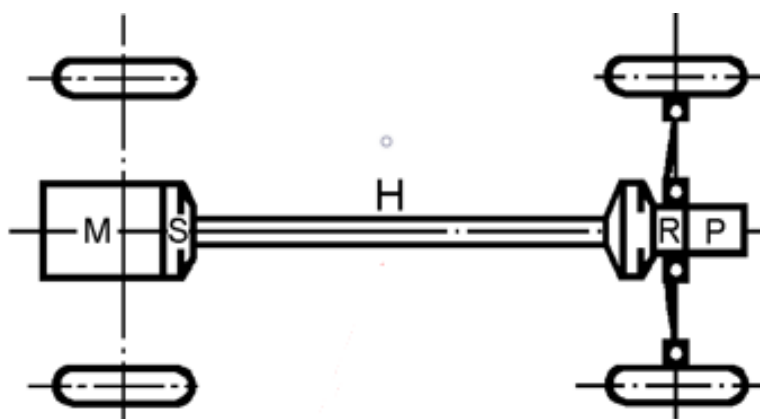
Motor bývá převážně uložen nad přední nápravou nebo bezprostředně za ní. V ojedinělých případech před přední nápravou. Uložení motoru až za přední nápravu je výhodné z důvodu většího zatížení zadní nápravy, tím se rozloží hmotnost na celé vozidlo. Za motorem je umístěna spojka se stupňovou převodovkou nebo automatická převodovka. Na zadní nápravu je pohon veden přes kloubovou hřídel, která je umístěna v podlaze automobilu. Na zadní nápravě je umístěna rozvodovka, díky níž se zvýhodní rozložení hmotnosti mezi přední a zadní nápravou. [1]



Obrázek 1 Standardní pohon [1]

2.1.2 Pohon transaxle

Tzv. pohon transaxle je zvláštní druh pohonu s motorem vpředu, kde je převodovka s rozvodovkou u zadní nápravy. Koncepce tohoto typu slouží k většímu zatížení zadní hnací nápravy a používá se zejména u vysoko výkonných vozidel. Přenos momentu motoru je zajištěn pomocí děleného hřídele z důvodu zabránění vlastnímu kmitání, který je uložen v tuhé trubce. Příkladem této koncepce je Porsche 924, kde spojka zůstává přímo na motoru. Naopak u automobilu Volvo 340 se spojka nachází u zadní nápravy. [1]



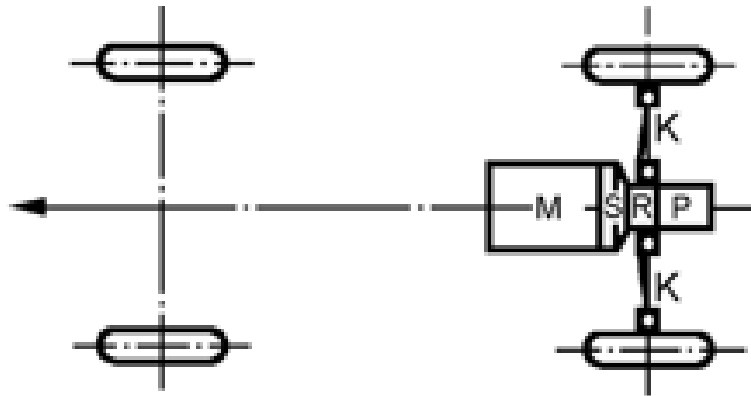
Obrázek 2 Pohon transaxle [1]

2.1.3 Koncepce s motorem vzadu

U koncepce s motorem vzadu je motor umístěn před nebo za poháněnou zadní nápravu a je spojen s převodovkou a rozvodovkou. [1]

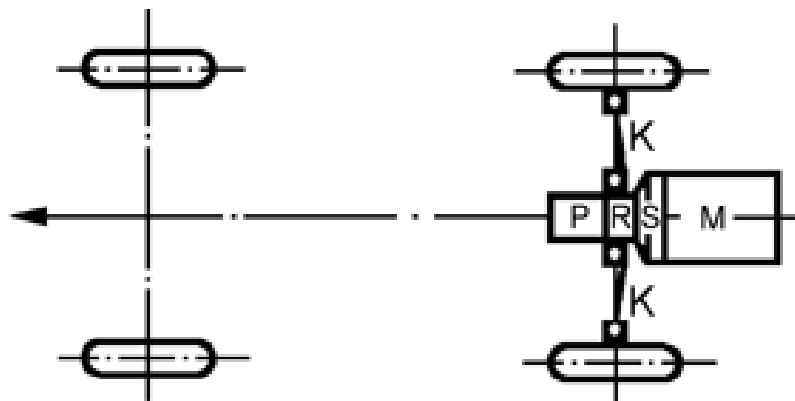
Motor umístěný před zadní nápravou (často bývá koncepce s tímto provedením bývá nazývána jako pohon s motorem uprostřed) může být uložený podélně i napříč. Až na výjimky (např. Ferrari Mondial) nelze vozidlo z důvodu omezené velikosti zavazadlového prostoru

vybavit zadními sedadly. Proto se vozidla tohoto typu využívají pouze jako sportovní nebo závodní. [1]



Obrázek 3 Koncepce s motorem vzadu – před nápravou [1]

Automobily, ve kterých je motor uložen až za zadní nápravou, lze vybavit zadními sedadly. Typickým vozidlem je Škoda 120. [1]



Obrázek 4 Koncepce s motorem vzadu – za nápravou [1]

2.2 Pohon přední nápravy

Celá poháněcí soustava spojena do jednoho bloku je umístěna vpředu. Motor lze uspořádat podélně i napříč vzhledem k podélné ose vozidla a může ležet buď před, nad nebo za přední nápravou. [1]

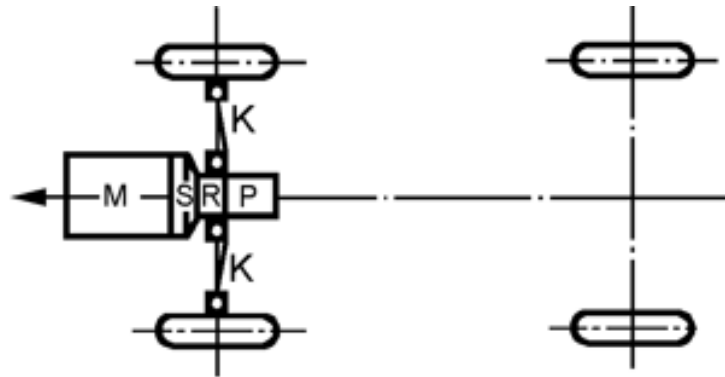
2.2.1 Motor umístěný podélně

Před diferenciálem a přední nápravou – uložení tohoto typu zaručuje vysoké zatížení přední nápravy, které je výhodné při působení bočního větru na vozidlo. Naopak nevýhodou jsou velké síly v řízení, kde je nutné použití posilovače řízení, značná nedotáčivost v zatáčky a

nepříznivé rozdělení zatížení náprav při brzdění. Jmenovaný způsob řešení dodnes mají některé vozy Audi. [1]

Za diferenciálem a přední nápravou – koncepce téměř nepoužívaná. Důvodem je problematické uspořádání řazení.

Nad diferenciálem a přední nápravou – koncepce s menším předním převisem. Mezi výhody patří kompaktní konstrukce a dobrá přístupnost, příznivé rozložení zatížení náprav a možnost použití krátké přídě. [1]

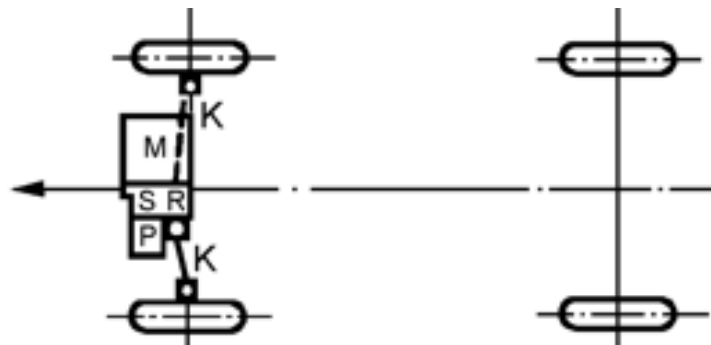


Obrázek 5 Pohon přední nápravy – motor umístěný podélně [1]

2.2.2 Motor umístěný příčně

Nad převodovkou – koncepce, která je výhodná z hlediska malé prostorové náročnosti v podélném směru. Převodovka je umístěna pod motorem a za ní se nachází rozvodovka s diferenciálem. Proto mohou mít převodovka s rozvodovkou společnou olejovou náplň.

Vedle převodovky – převodovka bývá uložena vlevo od motoru z pohledu řidiče a rozvodovka s diferenciálem pod ní. Motor uložený vedle převodovky má, podobně jako podélný motor, prostorové problémy. [1]



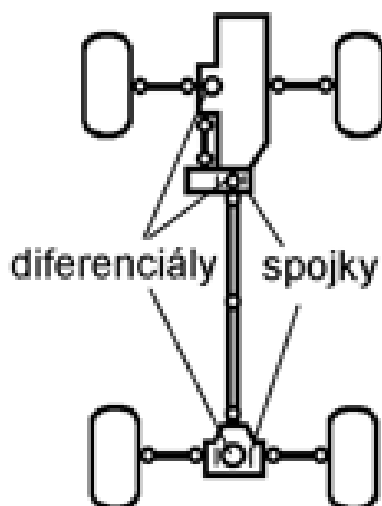
Obrázek 6 Pohon přední nápravy – motor umístěný příčně [1]

2.3 Pohon všech kol

Pohon všech kol byl pro vozidla s vysokou konstrukční rychlostí vyvinut poměrně pozdě. Jedním z důvodů bylo, že většina vozidel měla malý výkon a pohon jedné nápravy byl zpravidla dostačující. Zprvu se pohon všech kol používal pouze u terénních automobilů. Důvodem byly velice příznivé trakční schopnosti, dobrý rozjezd a stoupavost a vysoká schopnost akcelerace. [1]

2.3.1 Stálý pohon všech kol

Už z názvu plyne, že obě nápravy jsou neustále poháněny. Jedno z možných provedení dané koncepce spočívá v pohánění rozvodovky zadní nápravy rozdělovací převodovkou přes kloubovou hřídel, kde mezinápravový diferenciál vyrovnává rozdíly počtu otáček mezi přední a zadní nápravou. Tím se eliminuje pnutí v hnacím ústrojí a sníží se tak opotřebení pohonu i kol. [1], [2]

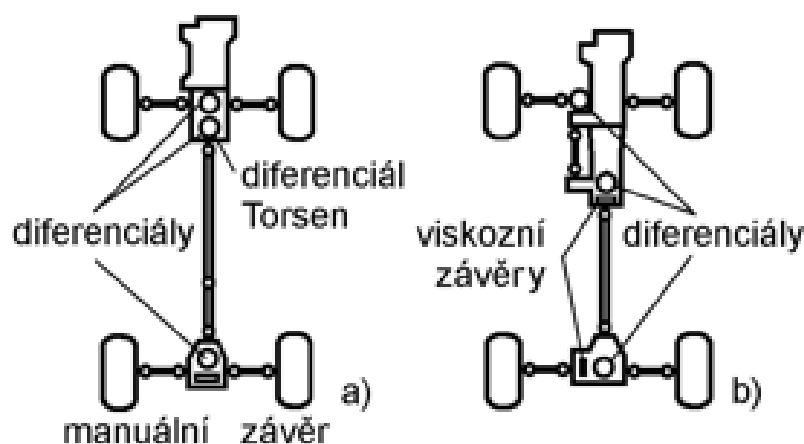


Obrázek 7 Stálý pohon všech kol – možné provedení [1]

2.3.2 Zapínatelný pohon všech kol

U prvních vozidel s pohonem 4×4 bylo zapínání pohonu druhé nápravy zprvu manuální. V současnosti zapínání nastává u většiny vozidel automaticky. Možný způsob, kterým lze automatického přepnutí dosáhnout, je použití viskózní spojky. Viskózní spojka umožní, že rozdělování hnacího momentu je variabilní, nikoliv stálé jako u mechanického mezinápravového diferenciálu. Přes viskózní spojku, v závislosti na skluzu nápravy, je přiváděn hnací moment na trvale nepoháněnou nápravu. [1]

Další možný způsob automatického přepnutí na 4x4 je za pomoci snímání otáček kol. Tím vypočítáme skluz a v případě potřeby dochází k zapnutí pohonu nepoháněné nápravy elektronickým a hydraulickým systémem. [1], [2]



Obrázek 8 Zapínatelný pohon všech kol: a) dříve používané manuální ovládání, b) elektronické ovládání [1]

2.4 Požadavky na přípravek

V současné době mají přípravky různé pohony. Mezi nejpoužívanější patří hřebenový, šroubový, hydraulický, pneumatický a v současnosti především elektrický. Na každý přípravek, ať už se jedná o jakýkoliv způsob pohonu, jsou dle potřeb a různých hledisek kladeny určité požadavky. Pro jednotlivé koncepce zůstávají požadavky z velké části neměnné. V první řadě by měl být brán ohled na bezpečnost obsluhy.

Prostředky přípravku k uchopení převodovky a jejich přepravě mají vyhovět všeobecně těmto požadavkům:

- uchopit převodovku snadno a rychle,
- nepoškozovat převodovku ani sebe,
- mít malou vlastní hmotnost,
- zaručovat náležitou bezpečnost provozu,
- vyžadovat co nejméně práce obsluhy. [4]

Dále by měl přípravek vyhovovat požadavkům funkčním a konstrukčním.

Funkční požadavky:

Funkční požadavky – přípravek u jednotlivých koncepcí musí být snadno obsluhovatelný, ovladatelný. Pořizovací cena by měla být co nejnižší a konstrukce z hlediska uživatele jednoduchá. V neposlední řadě se musí pamatovat na skladovatelnost. Dalšími důležitými funkčními požadavky na přípravek jsou: zdvih, nosnost, stabilita.

Zdvih – s převodovkou umístěnou na zvedáku lze manipulovat v pracovním rozsahu. Některé přípravky využívané na montáž a demontáž převodovky mají velký pracovní rozsah, někdy až 1000-1800 mm, což činí zdvih 800 mm.

Nosnost – je stejně jako další parametry udávána výrobcem. U zvedáku převodovek se hodnota nosnosti většinou pohybuje okolo 500 kg.

Stabilita – lze ji zajistit několika způsoby, např. volbou materiálu nosných částí přípravku nebo správnou konstrukcí, aby nedošlo ke ztrátě rovnováhy.

Konstrukční požadavky:

Mezi konstrukční požadavky kladené na přípravek patří:

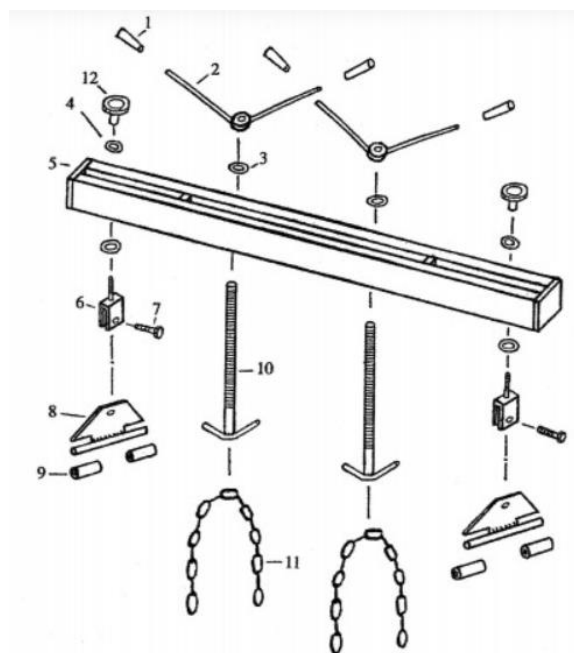
- zajištění maximální životnosti a bezporuchovosti (volbou konstrukce, materiálů);
- přizpůsobení konstrukce prostředí použití (odolnost proti klimatickým podmínkám, zabezpečení překročení nosnosti, opatření proti nevhodnému použití);
- zajištění nízkých nároků na údržbu. [15]

3 NÁVRH KONCEPCE KONSTRUKCE PŘÍPRAVKŮ

3.1 Přípravek na uchycení motoru a převodovky z vrchní části vozidla

Konstrukce přípravku bude navržena tak, aby dosahovala univerzálního použití u většiny základních konstrukčních koncepcí osobních vozidel. Dle druhu pohonu se bude jednat o mechanický zvedák šroubového typu. Jak bývá zvykem, ručního pohonu u šroubových zvedáků se používá převážně pro malé nosnosti, malý zdvih a u zařízení, které nevyžadují velký výkon. Z důvodu snížení lidské námahy bude přípravek obsahovat konstrukční řešení (např. použití axiálního kuličkového ložiska), které v určité míře omezí lidské úsilí.

Přípravek sloužící k uchycení motoru, jenž najde využití nejen při de/montáži převodovek, se bude řídit běžnou konstrukcí pomocných přípravků pro agregáty znázorněnou na obr. 9, kde jsou představeny jeho základní členy. Seznam dílů je uveden v tab. 2. Přípravek bude tvořen rámem svařeným ze dvou obdélníkových trubek, které jsou uloženy na dvou naklápěcích, posuvných podpěrách. Možností posuvu podpěr lze dosáhnout univerzálnosti, kdy je pak přípravek možné použít na vozidla s odlišnou vzdáleností mezi pravým a levým horním podélným nosníkem. Na rámu jsou umístěny dva nastavitelné pohybové šrouby, k jejichž koncům jsou přivařeny háky sloužící k umístění řetězů, kterých se používá k uchycení motoru nebo převodovky. Na svých koncích mají oka přizpůsobená pro dané břemeno. Pohyb šroubů je uskutečněn otáčením matic za pomoci přivařených rukojetí. Detailnější popis je uveden v kap. 4.1.



Obrázek 9 Návrh koncepce přípravku [7]

Tabulka 4 Seznam dílů koncepce přípravku [7]

Díl	Popis
1	Kryt rukojeti
2	Rukojeť
3	Podložka
4	Podložka
5	Tělo
6	Kladkový díl
7	Šroub
8	Úchyt
9	Gumový návlek
10	Nastavitelný šroub
11	Řetěz
12	Kohoutek

3.2 Adaptér hydraulického zvedáku na de/montáž z vrchní části vozidla

Navrhovaný přípravek bude sloužit jako adaptér hydraulického pracovního zvedáku převodovek modelu TELO4011 výrobce AHProfi, který je uveden na obr. 10. Bude tvořen deskou, otočným sloupem, čtyřmi čelistmi, upínacími šrouby, řetězy a příslušenstvím. Součásti s výrobním výkresem namodelují v programu Autodesk Inventor Professional 2021.

Spojení adaptéru se zvedákem bude provedeno nasunutím trubky, která je součástí otočného sloupu, na píst zvedáku, ve kterém bývá u standardních hydraulických zvedáků vyvrtaný otvor pro čep. [12]

Adaptér bude možno nastavit do tří poloh – sevření, otevření a naklopení. Sevření a otevření bude realizováno pomocí posuvu čelistí po desce. Čelist bude k desce upnuta pomocí šroubů, které při utažení zajišťují čelisti ve stálé (nehybné) poloze. Naklonění adaptéru umožní otáčecí zařízení, které bude sestaveno z dvou otočných dílů, plechu jako podstavy, sloupku a šroubu.

Díky nastavitelné (polohovatelné) konstrukci adaptér může sloužit i jako opravárenský přípravek na převodovky. Mezi výhodné vlastnosti patří mimo jiné snadná ovladatelnost, nízká hmotnost nebo snadná aretace jednotlivých částí.

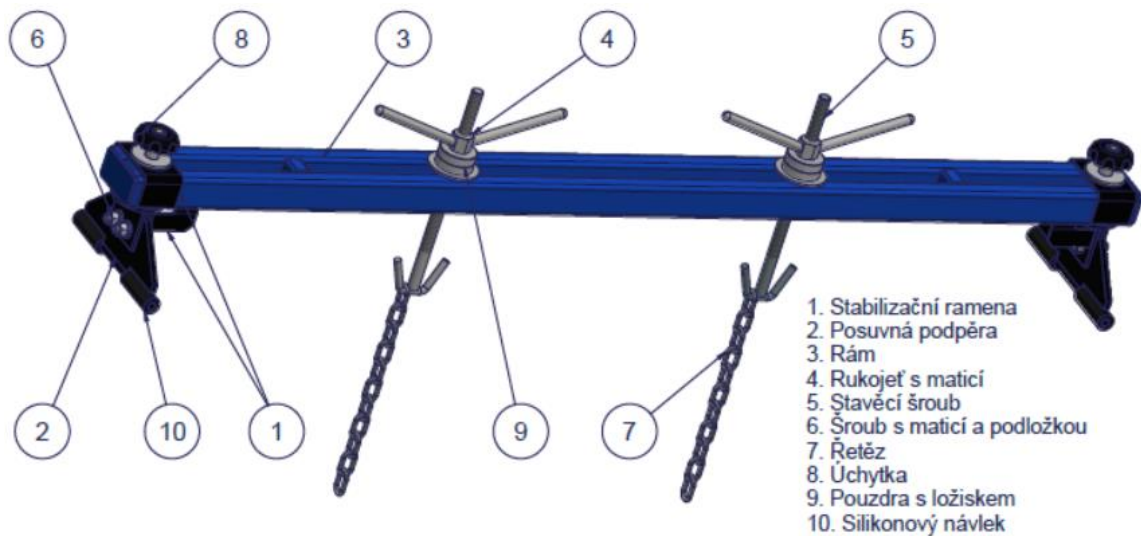


Obrázek 10 Hydraulický zvedák [12]

4 NÁVRH KONSTRUKCE PŘÍPRAVKŮ

4.1 Přípravek na uchycení motoru a převodovky z vrchní části vozidla

Před demontáží převodovky je nutné zavěsit motor. K tomu je určen přípravek, který byl vytvořen v programu Autodesk Inventor Professional 2021. Přípravek slouží k zavěšení motoru a převodovky.



Obrázek 11 Přípravek na manipulaci s převodovkou z vrchu

4.1.1 Nosný rám

Rám (nosník) byl navržen ze čtyř obdélníkových profilů dle ČSN-EN-1993-1-1, přičemž dva z nich jsou základním nosným prvkem. Zbylé dva jsou společně s dvěma postranními plechy určeny k jejich spojení. Materiál všech prvků je konstrukční ocel S235JR, která byla vybrána pro své mechanické (pevnost) a technologické (svařitelnost) vlastnosti. Rám je z důvodu zvýšení životnosti opatřen antikorozní úpravou KTL lakováním. [13]



Obrázek 12 Rám

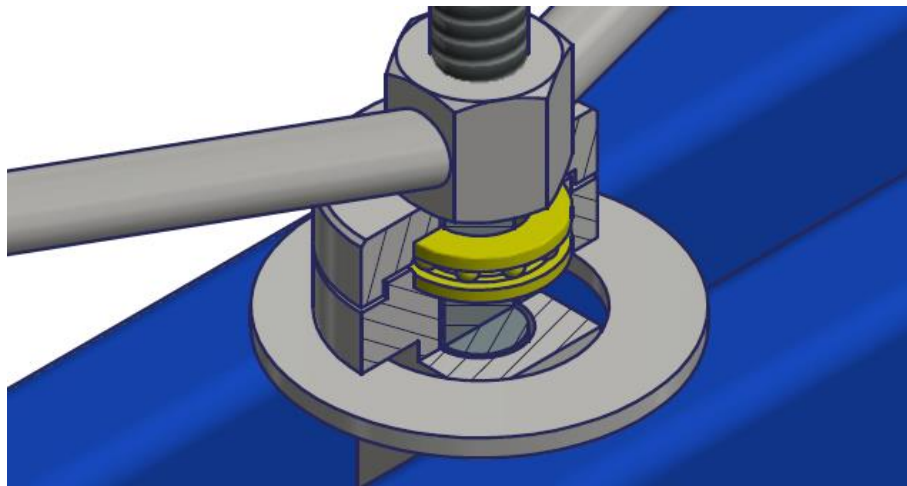
4.1.2 Zdvihací/spouštěcí celek

Zdvihací/spouštěcí celek byl sestaven ze sedmi dílů – nastavitelného šroubu, podložky, dvou pouzder, axiálního ložiska, rukojeti a řetězu. Každý z nich má své opodstatnění a je nedílnou součástí přípravku.

Nastavitelný šroub – svařenec ze dvou dílů. Prvním z nich je pohybový šroub z konstrukční oceli, který má po většině své délky vysoustružený lichoběžníkový rovnoramenný závit. K němu je přivařená zahnutá tyč kruhového průřezu, sloužící k navléknutí řetězu nebo přímo k uchopení motoru.

Podložka – slouží k rozložení hmoty pouzdra na rám a zmírnění otláčení. To by mohlo vést k jejich deformaci. Podložka není výrobně drahá a při jejím zničení by nebyla výměna nijak náročná.

Pouzdra – slouží k zakrytí axiálního ložiska, čímž rapidně snižují šanci na jeho znečištění a následné zadření. Na vrchním pouzdru je umístěna rukojeť, která při otáčení v zatíženém stavu přenáší moment na ložisko, jehož prostřednictvím se celek snadněji otáčí. Vrchní pouzdro společně se spodním pouzdrum mají dále za cíl vést stavěcí šroub a zabránit tak jeho styku s rámem. Spodní pouzdro je z části vyfrézováno do čtvercového tvaru, který by se svými hranami při případném zaseknutí ložiska (a následném protáčení celku) zarazil o vnitřní strany rámu.



Obrázek 13 Poloviční řez pouzdry

Axiální kuličkové ložisko – ložisko bylo vybráno od výrobce SKF s označením 51105. Jedná se o jednosměrné axiální kuličkové ložisko s lisovanou ocelovou klecí, které může

přenášet axiální zatížení pouze v jednom směru. Parametry označení 51105 jsou uvedeny v tab. 2. Ložisko jsem použil z důvodu eliminace tření mezi maticí a podložkou. [3]

Tabulka 5 Parametry axiálního kuličkového ložiska dle normy [3]

Parametr	Rozměr
d [mm]	25
D [mm]	42
B [mm]	11
H [mm]	11

Malý (vnitřní) průměr ložiska: d

Velký (vnější) průměr ložiska: D

Šířka ložiska: B

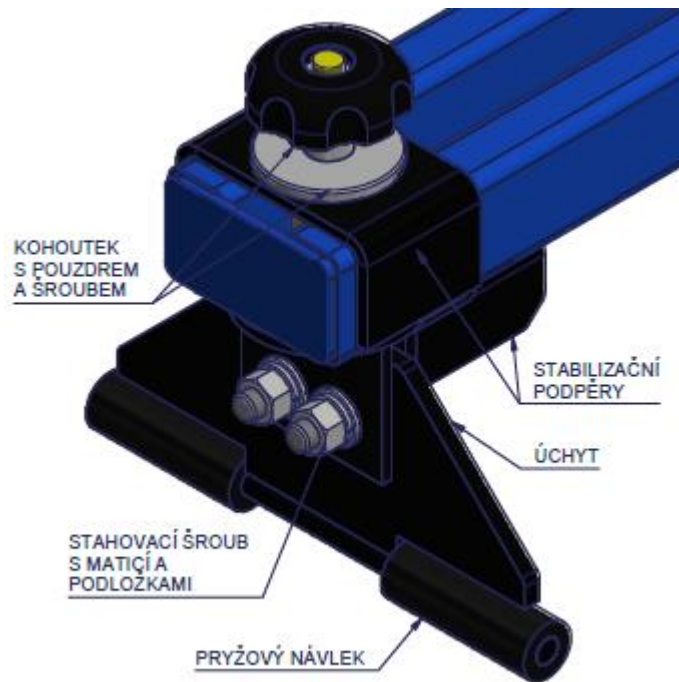
Výška ložiska: H

Rukojeť – rukojeť je sestavena ze dvou úchytů, které jsou svařeny s maticí normy DIN 103. Oba členy jsou z materiálu C15 (12 023). Otáčením prostřednictvím rukojetí dochází k pohybu nastavitelného šroubu, tedy ke zvedání či spouštění břemena. [3], [8]

Řetězy – jak bylo zmíněno v kap. 3.1, řetězů se používá k uchopení motoru nebo převodovky a zavěšují se na háky. Byl vybrán normalizovaný, svařovaný, pozinkovaný řetěz normy 5685A, který je vyroben z materiálu S235JR. Průměr článku je 8 mm a jeho nosnost činí 500 kg. [3]

4.1.3 Boční podstavy

Boční podstavy jsou umístěny na krajích rámu a svou polohu můžou do jisté míry měnit (viz výkres č. 01-01-01). Podstava byla navržena tak, aby splňovala určité požadavky a dosáhla univerzálního použití pro osobní automobily. Stručný popis podstavy je uveden na obr. 14.



Obrázek 14 Boční podstava

Kohoutek s pouzdem a šroubem – kohoutek je sestaven z hvězdicové úchytky s rychloupínací funkcí z černého termoplastu, pozinkované výstelky, závitové tyče a ocelového pouzdra, které slouží jako vedení závitové tyče. [10]

Stahovací šroub s maticí a podložkami – jedná se o šroub M12, šestihrannou matici, pérovou obdélníkovou a plochou podložku. Prostor mezi dvěma podpěrami, kde se nachází hlavy šroubů, je špatně přístupný a svými rozměry nesplňuje normu ČSN 23 0610, která udává prostor potřebný pro užití klíčů na šestihrany. Z toho důvodu jsem použil IMBUS šrouby s válcovou hlavou DIN 912. Šroubové spojení slouží ke spojení stabilizační podpěry s úchytem.

Úchyt – v úchytech jsou vypáleny excentry ve tvaru kružnice, které umožňují naklopení podstavy až o 20° a přípravek lze použít bez závislosti na sklonu kapoty. Úchyt je vyroben z konstrukční oceli a je přivařen ke kruhové tyči.

Pryžové návleky – jedná se o pryžové mikroporézní profily kruhového tvaru s dutinkou. Jsou navléknuty na kruhové tyči a slouží k ochraně povrchu dosedací plochy.

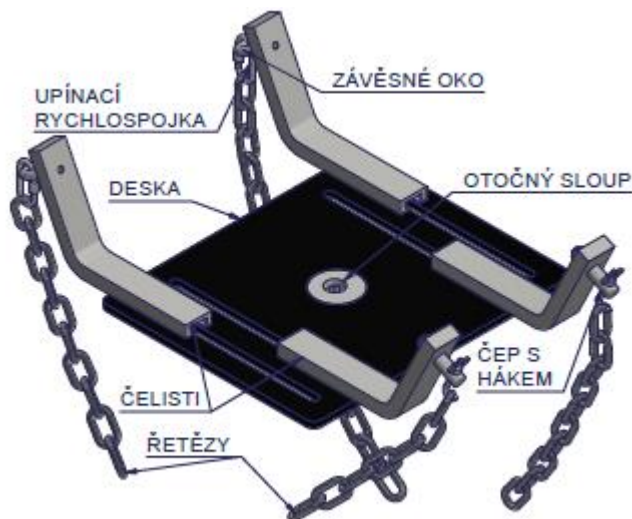
Stabilizační podpěry – mají za úkol udržovat stabilitu přípravku. Vrchní podpěra je vsunuta na pouzdro kohoutku a obepíná rám ze tří stran. Jedná se o ohnutý plech z oceli S235JR stejně jako spodní podpěra, která se stará o stabilitu čtvrté strany.

4.2 Adaptér hydraulického zvedáku na de/montáž z vrchní části vozidla

Cílem návrhu adaptéru bylo dosáhnout, aby byl schopen uchopení různých typů převodovek. Převodovky se mohou lišit určitými parametry. Pro můj přípravek byly nejdůležitějšími parametry velikost, tvar a hmotnost převodovky. Proto byl můj návrh zaměřen na jednoduchou a tuhou konstrukci, která je schopna několika pracovních režimů. Pracovní režimy jsou popsány dále v kap. 4.2.2 a 4.3.3.

4.2.1 Popis konstrukce

Navrhnutý adaptér je sestaven z několika výrobních součástí a nakupovaných normalizovaných dílů. Byl navržen tak, aby měl co nejjednodušší konstrukci, kterou lze snadno smontovat či demontovat a snadno se s ním manipulovalo. Mezi hlavní části adaptéru patří otočný sloup a čelisti s příslušenstvím. Adaptér je znázorněn na obr. 15.



Obrázek 15 Adaptér

Otočný sloup – je základním nosným prvkem přípravku. Skládá se ze dvou svařenců a jednoho šroubu. První svařenec (číslo výkresu 02-02-01) je podsestava o třech součástech – trubky, plechy a točny. Trubka je určena k nasunutí na pístní tyč hydraulického zvedáku a stejně jako plech a točna je z konstrukční oceli S235JR, která, jak již jsem zmínil v kap. 4.1.1, je

dostatečně pevná a zaručeně svařitelná. Na trubku je přivařen plech obdélníkové tvaru o síle 5 mm se zaoblenými rohy. Slouží jako zarážka písní tyče i k rozložení tlaku od tíhy převodovky. Z druhé strany je s plechem svařena točna, která už nemá pouze nosnou funkci, ale především slouží k naklápění adaptéru.

Druhý svařenec (číslo výkresu 02-02-02) se skládá z desky o rozměrech 280×340×8 a horní točny. Jejich spojení je realizováno koutovým svarem. Deska i točna jsou ze stejného materiálu jako součásti prvního svařence. Deska slouží mimo jiné jako dosedací plocha, na kterou se převodovka při de/montáži pokládá a jsou v ní vypáleny čtyři totožné otvory pro vsazení upínacích šroubů. Vrchní točna je tvarově podobná točně spodní a jejich využití je popsáno v kap. 4.2.3. Svařenci jsou spojeny šroubem M12 s kulatou hlavou a vnitřním šestihranem. [3]

Čelisti s příslušenstvím – čelisti společně s příslušenstvím slouží k uchopení převodovky a jejímu zajištění proti nežádoucímu pohybu. Adaptér je osazen čtyřmi čelistmi, které jsou vyrobeny z plechu. V každé z nich je vyfrézovaná T-drážka, která slouží jako vedení pro upínací šrouby. Čelisti se liší pouze otvorem, do kterého je buď našroubované závěsné oko (čelist s dírou se závitem) nebo je do otvoru uložený čep (čelist s jednoduchou dírou). Mezi příslušenství, které jsem použil patří řetězy (DIN 5685 A), šrouby s okem (DIN 580), řetězové rychlospojky (DIN 56926), matice (DIN 24032), podložky (ČSN 02 1703), křídlové matice (DIN 315), závěsné háky se závitem a čepy. Řetězy slouží k ovázání převodovky, nikoliv k zavěšení (konstrukce příslušenství nemá dostatečnou vyhovující mechanickou únosnost a případné zatížení by způsobilo škody). Na jedné straně adaptéru jsou řetězy spojeny prostřednictvím oka se závěsným hákem a na straně opačné za pomoci řetězových rychlospojek se šroubovým okem. [3]

4.2.2 Systém uchopení

Pro realizaci uchopení jsem vybral řešení s čelistmi, které mají svůj pohyb vedený pomocí upínacích šroubů. Trajektorie vedení je dána vypálenými tvary v nosné desce. Proto je posuv čelistí možný pouze jako pohyb přímočarý vratný, který je pro potřeby adaptéru dostačující. K zajištění čelistí v požadované poloze slouží matice právě s upínacími šrouby, které jsou vsazeny do T-drážek čelistí – tím se převodovka zajistí. Pro zvýšení stability lze převodovku zajistit pomocí řetězů. [3]

Existují dvě krajní polohy čelistí – otevření a sevření. Rozsah (vzdálenost dvou krajních poloh), který navrhnutý adaptér umožňuje, by měl být plně dostačující na běžné převodovky osobních vozidel. Krajní polohy jsou promítnuty na výkrese číslo 02-02-03.

4.2.3 Systém natočení

Při návrhu systému natočení jsem se snažil dosáhnout jednoduchého řešení s dostatečnou účinností a snadným ovládním. Natočení může např. posloužit k lepšímu uchopení převodovky, snadnější manipulaci s převodovkou nebo mimo jiné k de/montáži převodovky samotné.

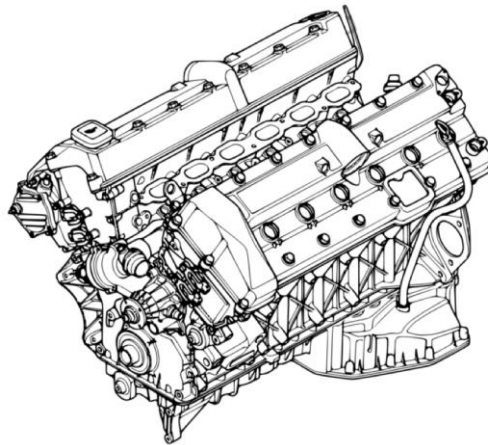
Natočení je uskutečněno prostřednictvím otočného sloupu, konkrétně za pomoci obou točen a šroubu, který slouží ke stažení točen a tím zajištění polohy. Obě točny mají sražené čelo o $7,5^\circ$, což ve výsledku dává natočení 15°

5 STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

5.1 Přípravek na uchycení motoru a převodovky z vrchní části vozidla

5.1.1 Stanovení zatížení

Jako zatížení působící na přípravek jsem zvolil tíhu motoru automobilu BMW 760i řady 7 generace E65. Jedná se o šestilitrový motor s dvanácti válci vyrobený převážně z hliníkových slitin. Motor se řadí mezi nejtěžší motory osobních vozidel vůbec a jeho hmotnost činí 280 kg. [9], [11]



Obrázek 16 Motor 6.0 V12 automobilu BMW 760i [7]

Hmotnost motoru je nezbytné z důvodu bezpečnosti zvětšit o násobek koeficientu statické bezpečnosti zohledňující případné tření, drhnutí, dynamické rázy a další nepříznivé vlivy, které při práci s přípravkem mohou nastat. Vzhledem k použití přípravku (figuruje zde lidský činitel) volím hodnotu koeficientu $k = 1,5$. Zatěžující síla potom bude: [14]

$$m_{sk} = m_m \cdot k = 280 \cdot 1,5 = 420 \text{ kg}$$

$$G = m_{sk} \cdot g = 420 \cdot 9,81 = 4120,2 \text{ N}$$

Hmotnost motoru: $m_m = 280 \text{ kg}$

Skutečná hmotnost: $m_{sk} = 420 \text{ kg}$

Koeficient statické bezpečnosti: $k = 1,5$

Gravitační zrychlení: $g = 9,81 \text{ kg} \cdot \text{ms}^{-2}$

5.1.2 Pohybový šroub a matice

Volba matice padla na šestihrannou trapézovou DIN 103 o výšce 24 mm. Důvodem je možnost navaření rukojetí na matici. Pevnostním výpočtem v kap. 6.1 zkontroluji, zda dané vstupní parametry součástí jsou schopny vydržet zatížení od motoru.

V pohybovém šroubu, který je zatížen tíhou motoru, vzniká tahové napětí a při zvedání či spouštění břemene napětí v krutu. Šroub bude vyroben z materiálu S235JR, kde mez kluzu je rovna hodnotě 235MPa. Závit šroubu jsem zvolil lichoběžníkový rovnoramenný, jehož rozměry jsou uvedeny v tab. 5.

Tabulka 6 Rozměry lichoběžníkového závitu Tr16x4 [3]

Rozměry lichoběžníkového závitu Tr16x4	
$d_2 = 14 \text{ mm}$	$d = 16 \text{ mm}$
$d_3 = 11,5 \text{ mm}$	$D_1 = 12 \text{ mm}$

Kontrola samosvornosti

Rozteč závitu: $P = 4 \text{ mm}$

Boční úhel závitu: $\beta = 15^\circ$

Součinitel tření (ocel – ocel): $f = 0,1$

[14]

Úhel stoupání:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{4}{\pi \cdot 14}\right) = 5,2^\circ$$

Třecí úhel:

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f}{\cos(\beta)}\right) = \arctg\left(\frac{0,1}{\cos(15^\circ)}\right) = 5,9^\circ$$

Podmínka samosvornosti:

$$\begin{aligned}\varphi' &> \gamma \\ 5,9^\circ &> 5,2^\circ\end{aligned}$$

Podmínka samosvornosti pro zvolený závit pohybového šroubu je splněna.

Účinnost závitu:

$$\eta = \frac{G \cdot \operatorname{tg}(\gamma)}{G \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \gamma)} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma)}{\operatorname{tg}(\varphi' + \gamma)} = 0,46 \Rightarrow 46\%$$

Stanovení momentu působícího na šroub při zvedání

Obvodová síla pro zvedání:

$$F_z = G \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \gamma) = 4120,2 \cdot \operatorname{tg}(5,9 + 5,2) = 808,4 \text{ N}$$

Odporový třecí moment v závitu šroubu a matice při zvedání:

$$M_z = F_z \cdot \frac{d_2}{2} = 808,4 \cdot \frac{14 \cdot 10^{-3}}{2} = 5,7 \text{ Nm}$$

Odporový třecí moment mezi maticí a pouzdrem při výpočtu zanedbávám. Důvodem je skutečnost, že při použití ložiska může dojít pouze k minimálnímu tření mezi maticí a pouzdrem. Případný vliv je zohledněn v koeficientu statické bezpečnosti.

Celkový kroutící moment působící na šroub je tedy roven odporovému třecímu momentu v závitu šroubu a matice:

$$M_k = M_z = 5,7 \text{ Nm}$$

Stanovení parametrů matice

Zvolená matice normy DIN 103 je z materiálu C15 (12 020) s rozměry Tr 16x4. Výška matice je dána normou a počet závitů bude dopočítán na základě parametrů matice. Dále je třeba stanovit nosnou hloubku závitů, která je nezbytná k výpočtu dosedací plochy závitu šroubu a matice. [8]

Nosná hloubka závitu:

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{16 - 12}{2} = 2 \text{ mm}$$

Počet závitů:

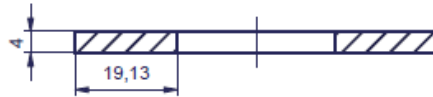
$$z = \frac{m_M}{P} = \frac{24}{4} = 6$$

Výška matice: $m_M = 24 \text{ mm}$

Stoupání závitu matice: $P = 4 \text{ mm}$

Stanovení parametrů podložky

Podložka (číslo výkresu 01-03-13) o tloušťce 4 mm má čtyři sřížné plochy, ve kterých je prostřednictvím tíhy motoru vyvolané tečné napětí. Rozměry výpočtového průřezu podložky jsou v ideální poloze (svislá osa podložky prochází osou šroubu) uvedeny na obr. 17. S uvažováním na možnou polohu podložky vzhledem k rámu a zohledněním záporných výrobních úchylek podložky bude výpočtový průřez počítán s rozměry 3,9×17.



Obrázek 17 Výpočtový průřez podložky

Výpočtový průřez podložky:

$$A_p = 3,9 \cdot (4 \cdot 17) = 265,2 \text{ mm}^2$$

5.1.3 Boční podstava

Ze součástí boční podstavy byl proveden výpočet na šrouby svírající plechy a kruhovou tyč, která je vsazena do pryžových návlecích.

Zvoleny jsou šrouby M12 normy DIN 912 z oceli třídy 8.8. Na dva šrouby připadá polovina zatížení G , které působí kolmo k jejich ose, protože přípravek je posazen na dvou podporách. Jelikož navrhnutá konstrukce má dvě stykové plochy a čtyři nosné šrouby, zatížení působící na jeden šroub bude jedna čtvrtina síly G a třecí sílu se musí násobit dvěma. Zjednodušený náčrt konstrukce je na obr. 18. [14]

Zatížení je uvažováno klidné (statické). Utažením šroubu ve stykových plochách vzniká třecí síla. Tím ve šroubu vzniká předpětí. Zatěžující síla se přenáší třením mezi styčnými plochami spojovaných součástí. [14]

Síla předpětí: $F_o = 35401 \text{ N}$ [18]

Součinitel tření (ocel – ocel): $f_1 = 0,1$

Součinitel bezpečnosti: $k_1 = 2$

Třecí síla F_T musí být větší nebo rovno než polovina zatížení G . V mém případě ovšem platí:

$$2 \cdot F_T \geq \frac{G}{4}$$

Obecně platí:

$$F_T = F_o \cdot f_1$$

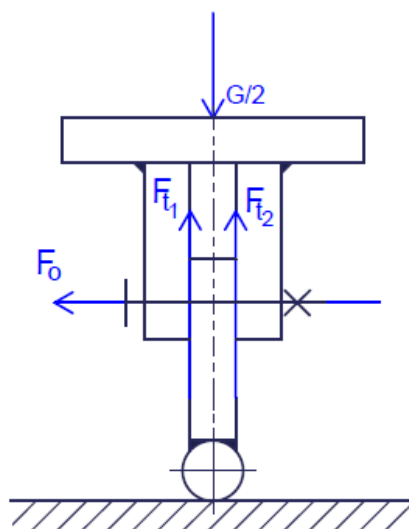
Podmínka zatěžující síla dále bude:

$$\frac{G}{4} \leq 2 \cdot F_o \cdot f_1$$

$$\frac{4120,2}{4} \leq 2 \cdot 35401 \cdot 0,1$$

$$2060,1 \leq 7080,2$$

Podmínka je splněna.



Obrázek 18 Náskres konstrukce podstavky

Výpočet kruhové tyče

Kruhová tyč (číslo výkresu 01-03-05) o průměru 12 mm z konstrukční oceli S355 je namáhána konstantním zatížením $G/2$. Kruhová tyč je k úchopu (číslo výkresu 01-03-04) přivařena a jsou na ní vsunuty pryžové návleky. Při výpočtu je uvažováno konstantní (stálé) zatížení působící na konce kruhové tyče mezi pryžovými návleky. Návleky předpokládám dokonale tuhé (nedeformovatelné). Svar je uvažován jako dokonalý.

Jelikož se jedná o symetrickou úlohu, předpokládám zatížení $G/4$ působící na obou krajních polohách tyče mezi návleky. Pevnostní výpočet bude proveden v kapitole 6.1.2.

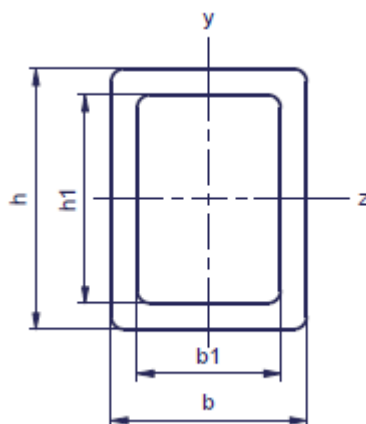
Výpočtový průřez tyče:

$$A_t = \frac{\pi \cdot d_4^2}{4} = \frac{\pi \cdot 12^2}{4} = 113,1 \text{ mm}^2$$

5.1.4 Výpočet rámu

Rám tvořený dvěma obdélníkovými profily z materiálu S235JR je namáhán ohybovým momentem, který vyvolává ohybové napětí a průhyb nosníku (rámu). Nosník je uložen na jedné posuvné a kloubové podpoře. V kap. 3.1 jsem již zmínil, že obdélníkové profily jsou zvoleny dle ČSN-EN-1993-1-1. Z rozměrů, které norma nabízí, jsem zvolil rozměry 50×30 o tloušťce stěn 4 mm. Délka nosníku je $l = 1,6$ m. Při výpočtu uvažuji zatížení jednou stálou silou G od tíhy motoru a hmotnost přípravku zanedbávám. Pevnostní výpočet v kap. 6.1 ukáže, zda jsou rozměry vyhovující či nikoliv. [13]

Obdélníkový profil s rozměry: $h = 50$ mm, $b = 30$ mm, $t = 4$ mm, $b_1 = 22$ mm, $h_1 = 42$ mm [13]



Obrázek 19 Rozměry obdélníkového profilu

Kvadratický moment průřezu:

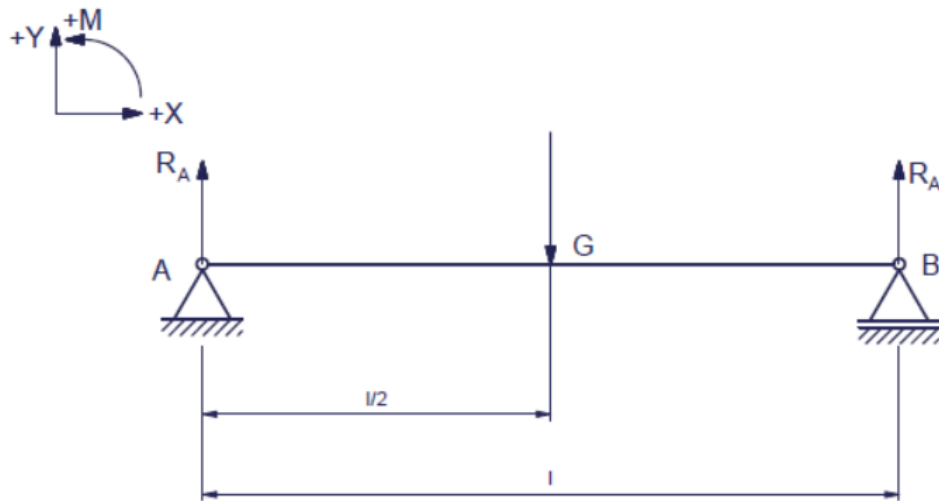
$$I_z = \frac{1}{12} \cdot [b \cdot h^3 - (b - 2 \cdot t) \cdot (h - 2 \cdot t)^3] = \frac{1}{12} \cdot [b \cdot h^3 - b_1 \cdot h_1^3]$$

$$I_z = \frac{1}{12} \cdot (30 \cdot 50^3 - 22 \cdot 42^3) = 176672 \text{ mm}^4$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{oz} = \frac{2 \cdot I_z}{h} = \frac{2 \cdot 176672}{50} = 7066,88 \text{ mm}^3$$

Statické namáhání-uvažování bez tíhy rámu:



Obrázek 20 Nosník

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum_{i=1}^n M_{i_B} = 0; \quad G \cdot \frac{l}{2} - R_A \cdot l = 0$$

$$\sum_{i=1}^n M_{i_A} = 0; \quad -G \cdot \frac{l}{2} + R_B \cdot l = 0$$

Reakce v podpoře B:

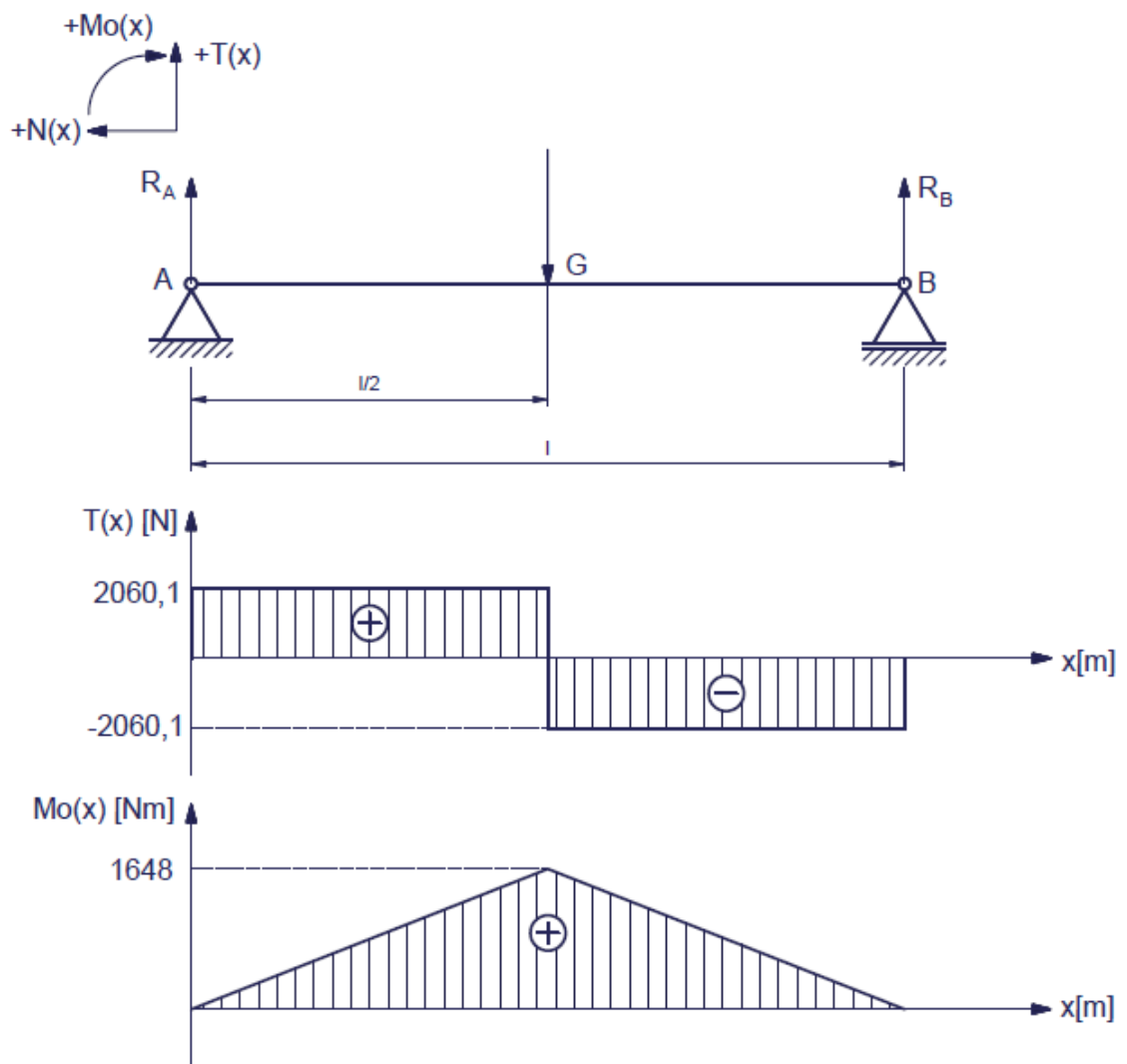
$$R_B = \frac{1}{2} \cdot G = \frac{1}{2} \cdot 4120,2 = 2060,1 \text{ N}$$

Reakce v podpoře A:

$$R_A = \frac{1}{2} \cdot G = \frac{1}{2} \cdot 4120,2 = 2060,1 \text{ N}$$

Reakce R_A a R_B mají logicky stejnou hodnotu, jelikož zatížení G působí uprostřed nosníku.

Stanovení vnitřních účinků:



Obrázek 21 Vnitřní účinky nosníku

Interval $x \in <0; l/2>$:

$$T(x) = R_A$$

$$Mo(x) = R_A \cdot x$$

$$T(x) = 2060,1$$

$$Mo(x) = 2060,1x$$

Interval $x \in <l/2 ; l>$:

$$T(x) = R_A - G$$

$$Mo(x) = R_A \cdot x - G \cdot \left(x - \frac{l}{2}\right)$$

$$T(x) = 2060,1 - 4120,5$$

$$Mo(x) = 2060,1 \cdot x - 4120,2 \cdot \left(x - \frac{1,6}{2}\right)$$

$$T(x) = -2060,1$$

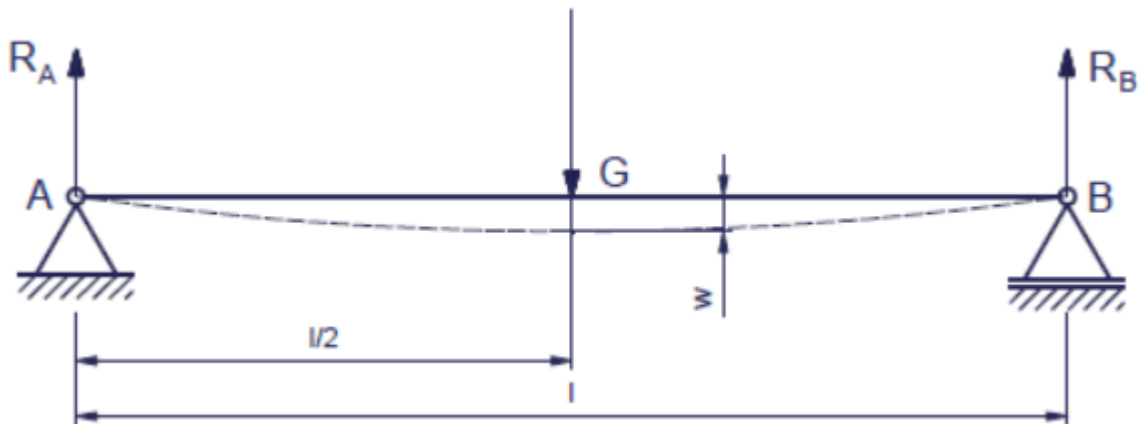
$$Mo(x) = 2060,1 \cdot x - 4120,2 \cdot (x - 0,8)$$

Ohybový moment je maximální v místě kde posouvající síla $T(x)$ nabývá nulové hodnoty.

$$Mo_{max} = Mo\left(x = \frac{l}{2}\right) = 2060,1 \cdot \frac{l}{2} = 2060,1 \cdot 0,8$$

$$Mo_{max} = 1648 \text{ Nm}$$

Kontrola průhybu rámu:



Obrázek 22 Průhyb nosníku

Je nutné sestavit rovnice zvlášť pro intervaly $x \in <0 ; l/2)$ a $x \in <l/2 ; l)$.

Interval $x \in <0 ; l/2)$

$$Mo(x) = R_A \cdot x$$

$$R_A = \frac{1}{2} \cdot G$$

$$Mo(x) = \frac{1}{2} \cdot G \cdot x$$

Diferenciální rovnice průhybové čáry:

$$w_1''(x) = -\frac{Mo(x)}{E \cdot I_z}$$
$$w_1''(x) = -\frac{\frac{G}{2}}{E \cdot I_z} \cdot x$$
$$w_1''(x) = -\frac{G}{2 \cdot E \cdot I_z} \cdot x$$

Odvození rovnice průhybové čáry:

$$\int w_1''(x) dx = -\frac{G}{2 \cdot E \cdot I_z} \cdot \int (x) dx$$
$$w_1'(x) = -\frac{G}{2 \cdot E \cdot I_z} \cdot \left(\frac{x^2}{2} + C_1 \right)$$
$$\int w_1'(x) dx = \frac{G}{-2 \cdot E \cdot I_z} \cdot \int \left(\frac{x^2}{2} - l \cdot x + C_1 \right) dx$$
$$w_1(x) = -\frac{G}{2 \cdot E \cdot I_z} \cdot \left(\frac{x^3}{6} + C_1 \cdot x + C_3 \right)$$

Interval $x \in \langle l/2 ; l \rangle$

$$Mo(x) = R_A \cdot x - G \cdot \left(x - \frac{l}{2} \right)$$
$$R_A = \frac{1}{2} \cdot G$$
$$Mo(x) = \frac{1}{2} \cdot G \cdot x - G \cdot \left(x - \frac{l}{2} \right)$$
$$Mo(x) = G \left[\frac{1}{2} \cdot x - \left(x - \frac{l}{2} \right) \right]$$

Diferenciální rovnice průhybové čáry:

$$w_2''(x) = -\frac{Mo(x)}{E \cdot I_z}$$
$$w_2''(x) = -\frac{G}{E \cdot I_z} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot x - \left(x - \frac{l}{2} \right) \right]$$

Odvození rovnice průhybové čáry:

$$\begin{aligned}\int w_2''(x) dx &= -\frac{G}{E \cdot I_z} \cdot \int \left[\frac{1}{2} \cdot x - \left(x - \frac{l}{2} \right) \right] dx \\ w_2'(x) &= -\frac{G}{E \cdot I_z} \cdot \left[\frac{x^2}{4} - \frac{1}{2} \cdot \left(x - \frac{l}{2} \right)^2 + C_2 \right] \\ \int w_2'(x) dx &= -\frac{G}{E \cdot I_z} \cdot \int \left[\frac{x^2}{4} - \frac{1}{2} \cdot \left(x - \frac{l}{2} \right)^2 + C_2 \right] dx \\ w_2(x) &= -\frac{G}{E \cdot I_z} \cdot \left[\frac{x^3}{12} - \frac{1}{6} \cdot \left(x - \frac{l}{2} \right)^3 + C_2 \cdot x + C_4 \right]\end{aligned}$$

Přechodové podmínky:

$$w_1'(l/2) = w_2'(l/2) \Rightarrow C_1 = C_2$$

$$w_1(l/2) = w_2(l/2) \Rightarrow C_3 = C_4$$

Okrajové podmínky:

Průhyb v podporách A (pro $x=0$) a B (pro $x=l$) je roven nule.

$$\begin{aligned}w_1(0) &= 0 \\ 0 &= \frac{G}{2 \cdot E \cdot I_z} \cdot \left(\frac{0^3}{6} + C_1 \cdot 0 + C_3 \right) \\ C_3 &= 0, C_4 = 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}w_2(l) &= 0 \\ 0 &= -\frac{G}{E \cdot I_z} \cdot \left[\frac{l^3}{12} - \frac{1}{6} \cdot \left(l - \frac{l}{2} \right)^3 + C_2 \cdot l + 0 \right] \Rightarrow C_2 = -\frac{l^2}{16} \\ C_2 &= -\frac{l^2}{16}, C_1 = -\frac{l^2}{16}\end{aligned}$$

Rovnice průhybové čáry pro danou deformaci:

$$w_2(x) = -\frac{G}{E \cdot I_z} \cdot \left[\frac{x^3}{12} - \frac{1}{6} \cdot \left(x - \frac{l}{2} \right)^3 - \frac{l^2}{16} \cdot x \right]$$

Maximální průhyb je uprostřed ($x = l/2$) nosníku:

$$w_{max} = -\frac{G}{E \cdot I_z} \cdot \left[\frac{\left(\frac{l}{2}\right)^3}{12} - \frac{1}{6} \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{l}{2}\right)^3 - \frac{l^2}{16} \cdot \frac{l}{2} \right]$$

$$w_{max} = -\frac{G}{E \cdot I_z} \cdot \left[\frac{l^3}{96} - \frac{l^3}{32} \right]$$

$$w_{max} = \frac{G \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_z}$$

Jelikož je navrhnutý nosník tvořen dvěma profily, síla G musí být vynásobena jednou polovinou:

$$w_{max} = \frac{\frac{G}{2} \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_z}$$

$$w_{max} = \frac{\frac{4120,2}{2} \cdot 1600^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 176672}$$

$$w_{max} = 4,7 \text{ mm}$$

5.2 Adaptér hydraulického zvedáku na de/montáž z vrchní části vozidla

5.2.1 Stanovení zatížení

Jak bylo zmíněno v kapitole 3.2, přípravek slouží jako adaptér hydraulického zvedáku modelu TELO4011 výrobce AHProfí. Hydraulický zvedák má nosnost 400 kg. Hmotnost 400 kg tedy bude uvažována jako zatížení působící na adaptér. Ze součástí adaptéru byla výpočtu podrobena pouze deska. [12]

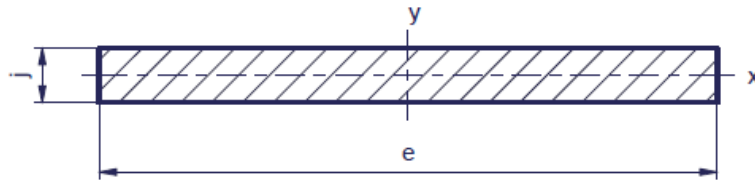
Ve výpočtu je uvažováno pouze statické namáhání. Zbylé součásti uvažují jako dokonale tuhé, tzn., že při zatížení nedojde k jejich deformaci. Působíště zatížení předpokládám na obou koncích desky. Jelikož se jedná o symetrické těleso, postačí provést výpočet pouze na jednom konci desky. Díky stanoveným předpokladům budu uvažovat hmotnost působící na konci desky 200 kg. Z důvodu bezpečnosti (břemeno zatěžující adaptér nemusí být symetrické) je hmotnost 200 kg vynásobena konstantou 1,2. Výsledná hmotnost tedy bude 240 kg a výsledná síla působící na konec desky pak bude:

$$F = m_{př} \cdot g = 240 \cdot 9,81 = 2354,4 \text{ N}$$

5.2.2 Výpočet desky

Deska obdélníkového tvaru o rozměrech 340x280 a zatím neznámé tloušťky bude vyrobena z oceli S235JR. Zatížení F v desce způsobí ohybový moment, který vyvolává ohybové napětí. Z rovnice pevnostní podmínky bude stanovena tloušťka desky j . Pro zjednodušení výpočtu předpokládám desku o plném průřezu (vypálené drážky zanedbávám), což neodpovídá skutečnosti. Při výpočtu je deska uvažována jako jednostranně vetknutý nosník o stálé pevnosti.

Obdélníkový profil s rozměry: j – stanoví se z pevnostní podmínky [mm], $e = 280$ mm



Obrázek 23 Rozměry desky

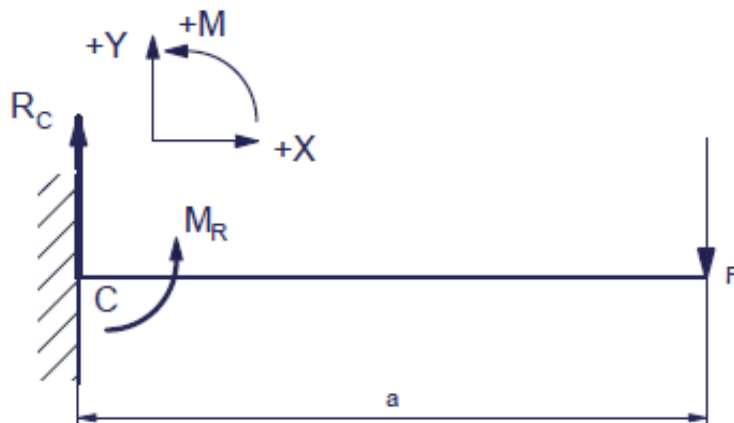
Kvadratický moment průřezu k ose x :

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot e \cdot j^3$$

Modul průřezu v ohybu desky:

$$W_{ox} = \frac{I_x}{\frac{j}{2}} = \frac{\frac{1}{12} \cdot e \cdot j^3}{\frac{j}{2}} = \frac{1}{6} \cdot e \cdot j^2$$

Statické namáhání:



Obrázek 24 Jednostranně vetknutý nosník (deska)

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; \quad R_C - F = 0$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iC} = 0; \quad M_R - F \cdot a = 0$$

Reakce v podpoře C:

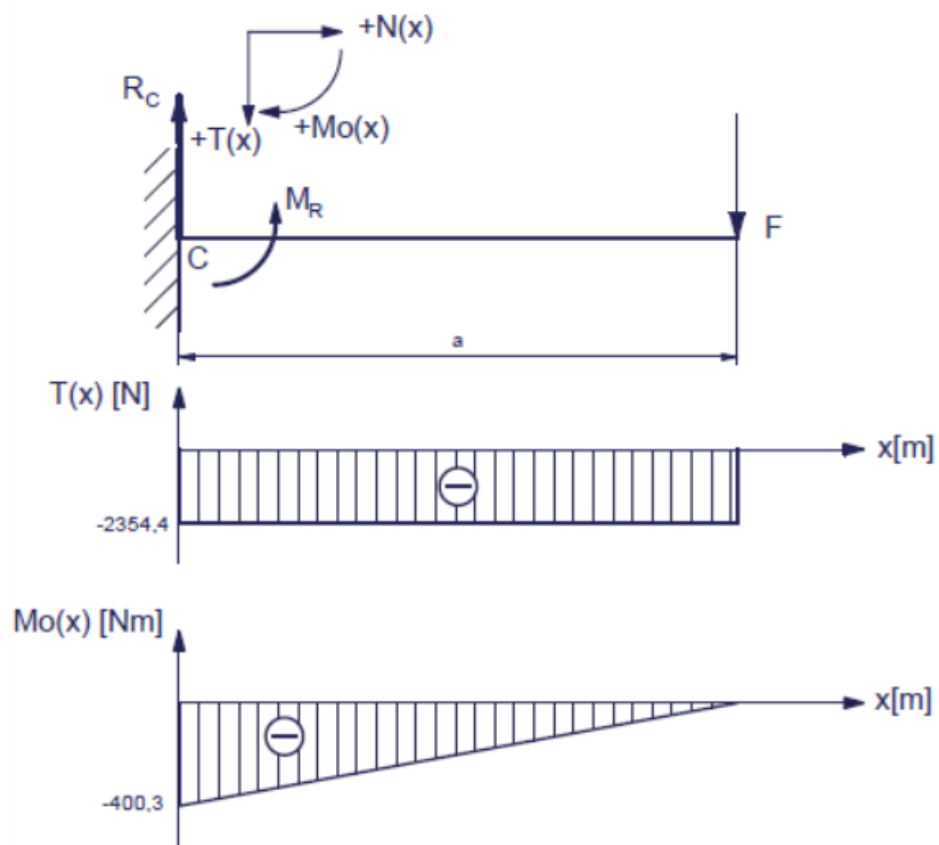
$$R_C = F = 2354,4 \text{ N}$$

Reakční moment v bodě C:

$$M_R = F \cdot a = 2354,4 \cdot 0,17 = 400,3 \text{ Nm}$$

Stanovení vnitřních účinků:

Výpočet zleva.



Obrázek 25 Vnitřní účinky nosníku (desky)

Interval $x \in <0; a$):

$$T(x) = F$$

$$M_o(x) = F \cdot x$$

$$T(x) = 2354,4$$

$$Mo(x) = 2354,4 \cdot x$$

Maximální ohybový moment je v místě vetknutí. Proto platí:

$$Mo_{max} = Mo(x = a) = 2354,4 \cdot 0,17 = 400,3 \text{ Nm}$$

6 VÝPOČET PEVNOSTI STANDARDNÍCH ČÁSTÍ PŘÍPRAVKŮ

Veškeré dovolené hodnoty napětí v tahu a ohybu a meze kluzu jsou získané ze strojnických tabulek Jan Leinveber, Pavel Vávra [3]

6.1 Přípravek na uchycení motoru a převodovky z vrchní části vozidla

6.1.1 Kontrola pohybového šroubu, matice a podložky

V pohybovém šroubu při otáčení v zatíženém stavu dochází k namáhání tahem od tíhy motoru a namáhání krutem při zdvihu motoru. Pro posouzení kombinovaného namáhání je použito pevnostní hypotézy o redukovaném napětí von Mises: [16]

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_x\sigma_z - \sigma_y\sigma_z + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)} \leq \sigma_D$$

[16]

Pevnostní kontrola pohybového šroubu

Výpočtový průřez šroubu:

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2}\right)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{14 + 11,5}{2}\right)^2 = 127,7 \text{ mm}^2$$

Napětí šroubu v tahu:

$$\sigma_t = \frac{G}{A_s} = \frac{4120,2}{127,7} = 32,3 \text{ MPa}$$

Modul průřezu v krutu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 11,5^3}{16} = 298,62 \text{ mm}^3$$

Napětí v krutu při zvedání:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{5,7}{298,62 \cdot 10^{-3}} = 19 \text{ MPa}$$

Kombinované namáhání dle HMH:

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{32,3^2 + 3 \cdot 19^2} = 46,1 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{235}{3} = 78,3 \text{ MPa}$$

Pevnostní podmínka:

$$\begin{aligned}\sigma_{HMH} &\leq \sigma_D \\ 46,1 \text{ MPa} &\leq 78,3 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Pevnostní podmínka je splněna.

Pevnostní kontrola matice

Tlak v závitech:

$$p = \frac{G}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} = \frac{4120,2}{\pi \cdot 14 \cdot 2 \cdot 6} = 7,8 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak v závitech za předpokladu kombinace ocel – ocel je 7 – 12MPa. Vzhledem k prostředí, do kterého je matice určena, byla zvolena hodnota 10MPa. [17]

Pevnostní podmínka:

$$\begin{aligned}p &\leq p_D \\ 7,8 \text{ MPa} &\leq 10 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Pevnostní podmínka je splněna.

Pevnostní kontrola podložky

Tečné napětí ve střížných plochách:

$$\tau_s = \frac{G}{A_p} = \frac{4120,2}{265,2} = 15,5 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí ve stříhu:

$$\tau_D = \frac{\sigma_D}{\sqrt{3}} = \frac{78,3}{\sqrt{3}} = 45,2 \text{ MPa}$$

Pevnostní podmínka:

$$\begin{aligned}\tau_s &\leq \tau_D \\ 15,5 \text{ MPa} &\leq 45,2 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Pevnostní podmínka je splněna.

6.1.2 Kontrola částí boční soustavy

Pevnostní kontrola kruhové tyče

$$\tau_s = \frac{G}{2 \cdot A_t} = \frac{4120,2}{2 \cdot 113,1} = 18,2 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí ve stříhu:

$$\tau_s = \frac{\sigma_D}{\sqrt{3}} = \frac{78,3}{\sqrt{3}} = 45,2 \text{ MPa}$$

Pevnostní podmínka:

$$\tau_s \leq \tau_D$$

$$13,5 \text{ MPa} \leq 45,2 \text{ MPa}$$

Pevnostní podmínka je splněna.

6.1.3 Kontrola rámu

Pevnostní kontrola rámu

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{o_{max}}}{W_{oz}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1648 \cdot 10^3}{7066,9} = 116,6 \text{ MPa}$$

Ohyb uvažuji statický. Dovolené napětí rámu bude:

$$\sigma_{o_D} = 150 \text{ MPa}$$

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_o \leq \sigma_{o_D}$$

$$116,6 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa}$$

Pevnostní podmínka je splněna.

Kontrola průhybu rámu

Výpočtem byl stanoven maximální průhyb o velikosti:

$$w_{max} = 4,7 \text{ mm}$$

Dle normy ČSN EN 1993-1-1 (Navrhování ocelových konstrukcí dle doporučených mezních hodnot svislých průhybů) je maximální dovolený průhyb dán vztahem: [13]

$$w_D = \frac{l}{300} = \frac{1600}{300} = 5,3 \text{ mm}$$

Podmínka průhybu:

$$w_{max} \leq w_D$$

$$4,7 \text{ mm} \leq 5,3 \text{ mm}$$

Podmínka dovoleného průhybu je splněna.

6.2 Přípravek hydraulického zvedáku na de/montáž z vrchní části vozidla

Návrh tloušťky desky z pevnostní podmínky

Pevnostní podmínka ohybového napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_{o_x}} = \frac{M_{o_{max}}}{\frac{1}{6} \cdot e \cdot j^2} \leq \sigma_{oD}$$

Z pevnostní podmínky vyjádřím tloušťku desky:

$$j \geq \sqrt{\frac{6 \cdot M_{o_{max}}}{e \cdot \sigma_{oD}}}$$
$$j \geq \sqrt{\frac{6 \cdot 400,3}{280 \cdot 150}}$$
$$j \geq 7,6 \text{ mm}$$

Vzhledem k přídavku na abrazi a korozi, záporné výrobní úchylce polotovaru a přídavku technologickému je tloušťka desky zvolena na velikost 8 mm.

7 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Standardní části přípravku byly podrobeny zjednodušeným pevnostním výpočtům. Už samotné zatížení bylo uvažováno pouze v teoretické rovině. Přesné výsledky výpočtů by vyžadovaly některou z numerických metod.

Všechny kontrolované části přípravku na uchycení motoru nebo převodovky vyhovují pevnostní podmínce s dostatečnou rezervou až na rám přípravku a matici pohybového šroubu.

Tlak v závitech matice pohybového šroubu dosahuje hodnoty o velikosti 7,8 MPa, což je míra spadající do intervalu dovolených hodnot napětí v tlaku pro danou kombinaci materiálu. Dovolené tlak dle použité literatury se pohybuje v rozmezí 7 až 12 MPa. Jedná se o tzv. dimenzování „na žiletky“, což znamená, že vypočtená hodnota tlaku v závitech se pohybuje v okolí mezních hodnot.

Rám přípravku byl kontrolován na ohyb a průhyb. Vypočtené napětí v ohybu činí 116,6 MPa. Vyhovění pevnostní podmínky na ohyb bylo závislé na volbě dovoleného napětí v ohybu. V daném případě, při uvažování dovoleného napětí o velikosti 150 MPa, pevnostní podmínka vyhovuje. Maximální průhyb, který u navrhnuté konstrukce při daném zatížení může nastat, je porovnán s průběhem dovoleným dle ČSN EN 1993-1-1. Výpočtem stanovený průhyb představuje hodnotu o velikosti 4,7 mm. V porovnání se stanovenou dovolenou hodnotou 5,3 mm se jedná o rozdíl pouhých šesti desetin.

8 ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce byl návrh konstrukce a základní výpočty pevnosti standardních částí přípravků, které by sloužily k manipulaci s převodovkou. Konkrétně se jednalo o přípravek na uchycení motoru nebo převodovky a přípravek sloužící jako adaptér hydraulického zvedáku převodovek. Tyto cíle byly naplněny prostřednictvím následujícího postupu. Rozměry přípravku, který je určen k uchycení motoru nebo převodovky, byly stanoveny na základě kvalifikovaného odhadu a následně byly podrobeny pevnostním výpočtům. Naopak u přípravku sloužícího jako adaptér, byly na základě výsledků stanoveny rozměry, kterých bylo využito při modelování.

Na základě teoretické části byly stanoveny požadavky na přípravky a následně se promítly do konstrukční části. Pro návrh přípravku sloužícího pro uchycení motoru nebo převodovky autor zvolil přípravek, který je z hlediska pohonu mechanický šroubového typu. V případě druhého přípravku se jedná o nastavitelný adaptér s naklápěcí deskou a čelistmi, které slouží k uchopení břemene.

V prvním případě autor uvažoval jako mezní hodnotu zatížení působícího na přípravek motor automobilu BMW 760i, který je svou hmotností jedním z nejtěžších motorů používaných u osobních vozidel vůbec. Vysoké zatížení bylo zvoleno z toho důvodu, že přípravek má sloužit jako univerzální pro všechny typy koncepcí, tedy i pro různé hmotnosti motorů.

Maximální zatížení působící na adaptér bylo zvoleno dle maximální únosnosti hydraulického zvedáku převodovek firmy AHProfí. Výpočtem z pevnostní podmínky byla stanovena minimální tloušťka nosné desky. Veškeré nenormalizované i normalizované komponenty byly následně zaneseny do výkresové dokumentace a jejich vypracování se nachází v přílohách.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] VLK, F., 2000. *Koncepce motorových vozidel*. Brno: VLK, ISBN 80-238-5276-0.
- [2] GSCHIEDLE, R., 2015. *Průručka pro automechanika*. Haan-Gruiten, Německo: VERLAG EUROPA-LEHRMITTEL. ISBN 978-3-8085-2163-2.
- [3] LEINVEBER, J. a VÁVRA, P., 2003. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Úvaly: Albra, ISBN 80-86490-74-2.
- [4] REMTA, F., L. KUPKA a F. DRAŽAN., 1975. *Jeřáby II. Díl*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, ISBN 80-86490-74-2.
- [5] WALD, F., 1995. *Prvky ocelových konstrukcí: Příklady podle Eurokódů*. Praha: Vydavatelství ČVUT, ISBN 9788001012970.
- [6] PEŠÍK, L., 2008. *Části strojů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, ISBN 978-80-7372-319-4.
- [7] SPAREPARTSWORLD.CO.UK., 2021. *Draper ES500 ENGINE/GEAR BOX SUPPORT 500g Spare Parts* [online]. London: Power tool centre [cit. 2021-7-12]. Dostupné z: https://www.sparepartsworld.co.uk/product/SPARE_61033?fbclid=IwAR2A52RlyFqT3juY1JMr7B5ds8BeWxHfMM3chgoJv0kfk10cDPprvMr9Lek
- [8] SALZGITTER.CZ., 2020. *Značka ocelí DIN – EN - ČSN* [online]. Ludín [cit. 2021-7-12]. Dostupné z: <http://www.salzgitter.cz/index.php?page=33&fbclid=IwAR3IGRdvDXI9ivnSfUZnzGHLFFG4k39Ubgv0UOGDTxkyYtzb1f0qFnqVPU>
- [9] BMWFANS.INFO., 2020. *BMW 760i E65 limuzína Evropa N73* [online]. Hannover [cit. 2021-7-12]. Dostupné z: http://cz.bmwfans.info/parts-catalog/E65/Europe/760i-n73/L-A/browse/engine/short_engine/?fbclid=IwAR0dV_1XhQIZKAEifnkJA01Tz7pfcicb0y0QNJ73lCgs-ZhK8Zz1hPx3JE
- [10] KIPP.CZ., 2021. *K0156* [online]. Brno [cit. 2021-7-12]. Dostupné z: <https://www.kipp.cz/cz/cs/Produkty/Ovl%C3%A1dac%C3%AD-prvky-normovan%C3%A9-d%C3%ADly/Ovl%C3%A1dac%C3%AD-prvky/Hv%C4%9Bzdicov%C3%A1-%C3%BAchytka-s-rychloup%C3%ADnac%C3%AD-funkc%C3%AD.html?fbclid=IwAR10RNnPyS4ppWZLYxbRbakBnHb9B400Y8qtNbLdU9m taHtxuoi3mlgMFZY>
- [11] AUTO.CZ., 2021. *Motory V12 (3. díl): BMW 6.0 V12* [online]. Praha [cit. 2021-7-12]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/motory-v12-3-dil-bmw-6-0-v12-17029?fbclid=IwAR2QOMVWNkoWxBRsfICTr1NKIRXC8VFd2-Uwqui1LdmOKYdajczh4Y4YYI>
- [12] AHPROFI.CZ., 2021. *Hydraulický zvedák převodovky 400 kg TEL04011* [online]. Dýšina [cit. 2021-7-12]. Dostupné z: https://www.ahprofi.cz/hydraulicky-zvedak-prevodovky-400-kg-tel04011?fbclid=IwAR3zSia34XVntjwyZ6cXDG-bXe_CPjJFAQhWk_P0yaS6EBQzg-ldD8XSNgs
- [13] ČSN EN 1993-1 (dříve ČSN 731401)., 1998. *Navrhování ocelových konstrukcí*. Česká technická norma. Český normalizační institut.
- [14] SHIGLEY, J., E., MISCHKE, CH., R., BUDYNAS, R., G., 2010. *Konstruování strojních součástí*. Nakladatelství VUTIUM, VUT Brno, ISBN 978-80-214-2629-0.

- [15] GAJDŮŠEK, J., ŠKOPÁN, M., 1988. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. skripta VUT Brno.
- [16] J. MENČÍK., 2019. *Aplikovaná mechanika materiálů*. Praha: ČVUT Technická knihovna, ISBN 978-80-7560-226-8.
- [17] ŠVEC, V., 1997. *Tabulka dovolených tlaků v závitě, Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Praha: Vydavatelství ČVUT, ISBN 80-01-01701-9.
- [18] BRIOL., 2021. *technicke-informace/utahovací-momenty-sroubu* [online]. Litomyšl [cit. 2021-7-12]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovací-momenty-sroubu>

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1	Seznam symbolů a značek (1/3).....	9
Tabulka 2	Seznam symbolů a značek (2/3).....	10
Tabulka 3	Seznam symbolů a značek (3/3).....	11
Tabulka 4	Seznam dílů koncepce přípravku [7]	21
Tabulka 5	Parametry axiálního kuličkového ložiska dle normy [3]	25
Tabulka 6	Rozměry lichoběžníkového závitu Tr16x4 [3]	31

SEZNAM OBRÁZKŮ

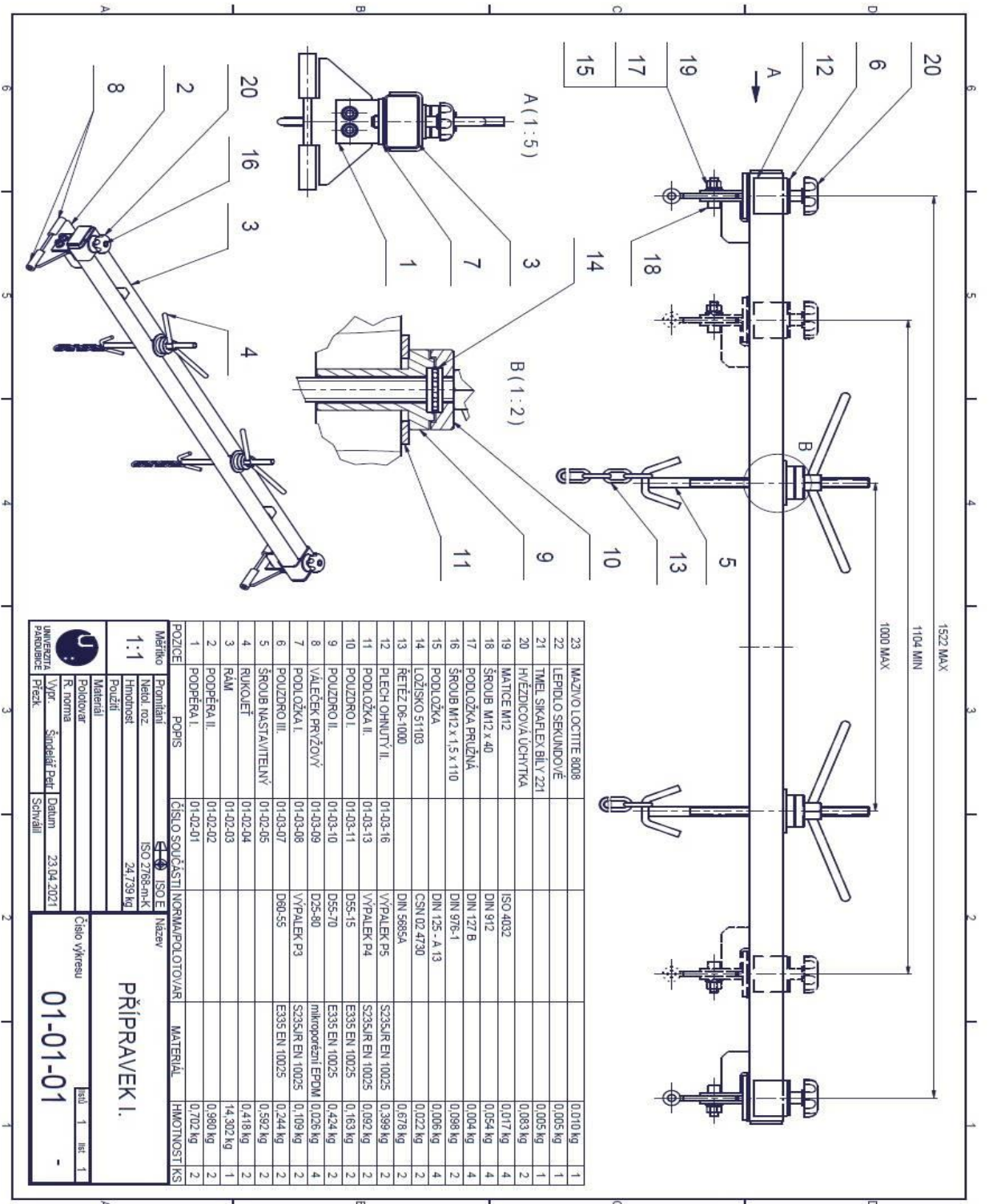
Obrázek 1	Standardní pohon [1].....	14
Obrázek 2	Pohon transaxle [1]	14
Obrázek 3	Koncepce s motorem vzadu – před nápravou [1]	15
Obrázek 4	Koncepce s motorem vzadu – za nápravou [1]	15
Obrázek 5	Pohon přední nápravy – motor umístěný podélně [1].....	16
Obrázek 6	Pohon přední nápravy – motor umístěný příčně [1]	16
Obrázek 7	Stálý pohon všech kol – možné provedení [1].....	17
Obrázek 8	Zapínatelný pohon všech kol: a) dříve používané manuální ovládání, b) elektronické ovládání [1]	18
Obrázek 9	Nákres koncepce přípravku [7]	20
Obrázek 10	Hydraulický zvedák [12].....	22
Obrázek 11	Přípravek na manipulaci s převodovkou z vrchu	23
Obrázek 12	Rám	23
Obrázek 13	Poloviční řez pouzdry	24
Obrázek 14	Boční podstava	26
Obrázek 15	Adaptér.....	27
Obrázek 16	Motor 6.0 V12 automobilu BMW 760i [7].....	30
Obrázek 17	Výpočtový průřez podložky	33
Obrázek 18	Nákres konstrukce podstavy	34
Obrázek 19	Rozměry obdélníkového profilu	35
Obrázek 20	Nosník	36
Obrázek 21	Vnitřní účinky nosníku.....	37
Obrázek 22	Průhyb nosníku	38
Obrázek 23	Rozměry desky.....	42
Obrázek 24	Jednostranně vetknutý nosník (deska)	42
Obrázek 25	Vnitřní účinky nosníku (desky).....	43

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha	A – Přípravek I.
Příloha	B – Podpěra I.
Příloha	C - Rám
Příloha	D – Rukojeť
Příloha	E – Šroub nastavitelný
Příloha	F – Plech ohnutý
Příloha	G – Plech I.
Příloha	H – Sedlo kruhové
Příloha	CH – Plech II.
Příloha	I – Váleček
Příloha	J – Plech III.
Příloha	K – Pouzdro III.
Příloha	L – Podložka I.
Příloha	M – Váleček pryžový
Příloha	N – Pouzdro II.
Příloha	O – Pouzdro I.
Příloha	P – Úchyt rukojeti
Příloha	Q – Podložka II.
Příloha	R – Šroub pohybový
Příloha	S – Hák
Příloha	T – Plech ohnutý II.
Příloha	U – Svařenec I.
Příloha	V – Svařenec II.
Příloha	W – Adaptér
Příloha	X – Trubka
Příloha	Y – Podstava
Příloha	Z – Točna
Příloha	A1 – Točna II.
Příloha	B1 – Deska
Příloha	C1 – Čep
Příloha	D1 – Šroub upínací

Příloha E1 – Čelist
Příloha F1 – Čelist se závitem

Příloha A - Přípravek I.



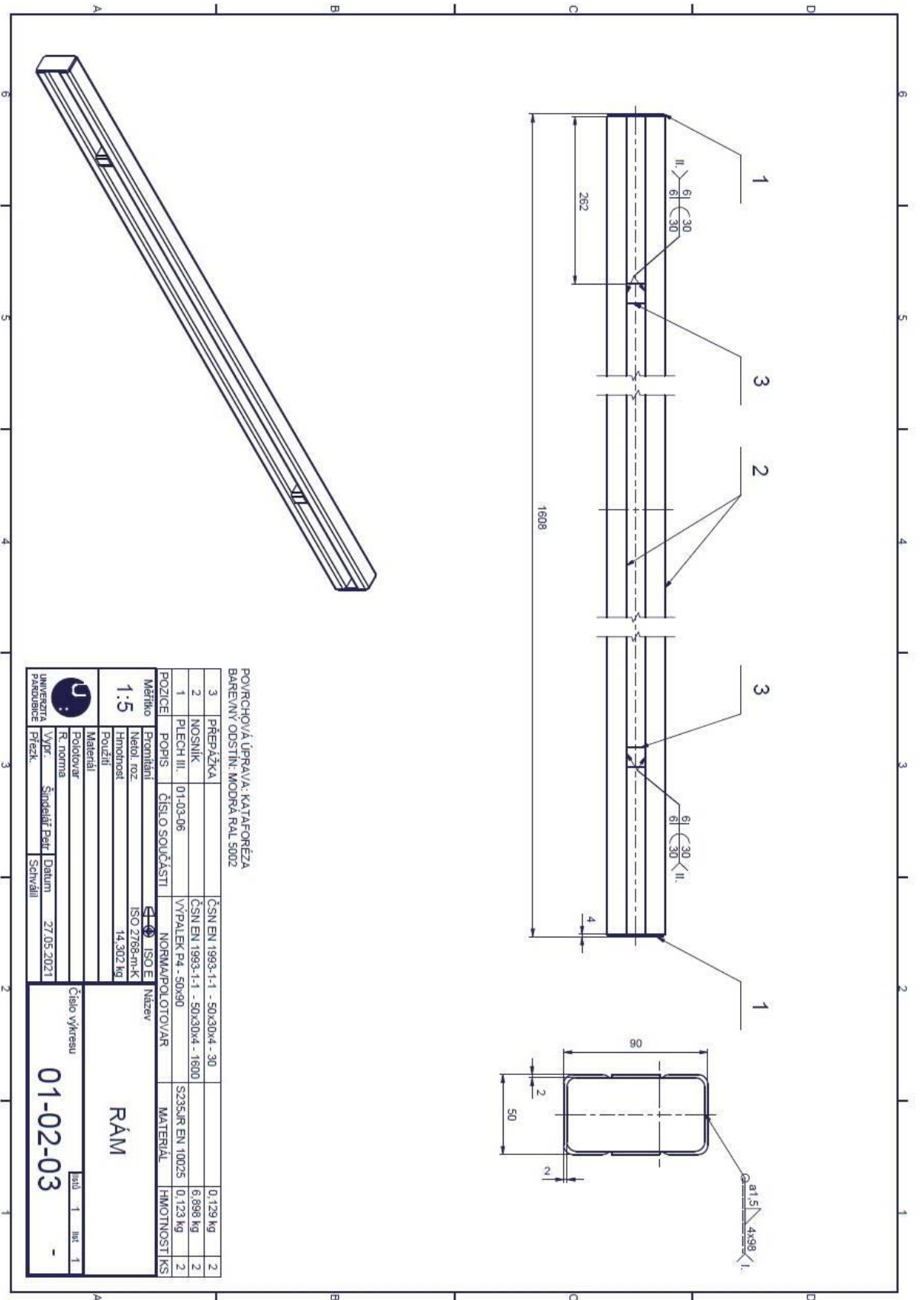
23	MAZIVO LOČITTE 8008					0,010 kg	1
22	LEPIDLO SEKUNDOVÉ					0,005 kg	1
21	TMEL SIKAFLEX BIL Y 221					0,005 kg	1
20	HVĚZDICOVÁ LOCHYTKA					0,083 kg	2
19	MATICE M12		ISO 4032			0,017 kg	4
18	ŠROUB M12 x 40		DIN 912			0,054 kg	4
17	PODLOŽKA PRUŽNÁ		DIN 127 B			0,004 kg	4
16	ŠROUB M12 x 1,5 x 110		DIN 976-1			0,098 kg	2
15	PODLOŽKA		DIN 125 - A 13			0,006 kg	4
14	LOŽISKO 51103		CSN 02 4730			0,022 kg	2
13	RETEZ D6-1000		DIN 5885A			0,678 kg	2
12	PLECH OHNUTÝ II.		01-03-16	VÝPAL EK P5	S235JR EN 10025	0,389 kg	2
11	POUZDRO I.		01-03-13	VÝPAL EK P4	S235JR EN 10025	0,092 kg	2
10	POUZDRO II.		01-03-11	D55-15	E335 EN 10025	0,163 kg	2
9	POUZDRO III.		01-03-10	D55-70	E335 EN 10025	0,424 kg	2
8	VÁLEČEK PŘÍZOVÝ		01-03-09	D25-90	mikroporézní EPDM	0,026 kg	4
7	PODLOŽKA I.		01-03-08	VÝPAL EK P3	S235JR EN 10025	0,109 kg	2
6	POUZDRO III.		01-03-07	D60-55	E335 EN 10025	0,244 kg	2
5	ŠROUB NASTAVITELNÝ		01-02-05			0,592 kg	2
4	RIKOLET		01-02-04			0,418 kg	2
3	RAM		01-02-03			14,302 kg	1
2	PODPĚRA II.		01-02-02			0,980 kg	2
1	PODPĚRA I.		01-02-01			0,702 kg	2

Měřítko	1:1
Promítl	ISO E
Nedl. loz	ISO 2768-ni-K
Hmotnost	24,739 kg
Použití	
Materiál	
Politovár	
R. norma	
Vyvr.	Šindlerův Petr
Přezk.	Schválil
Datum	23.04.2021
Číslo výkresu	01-01-01
list	1
z celku	1

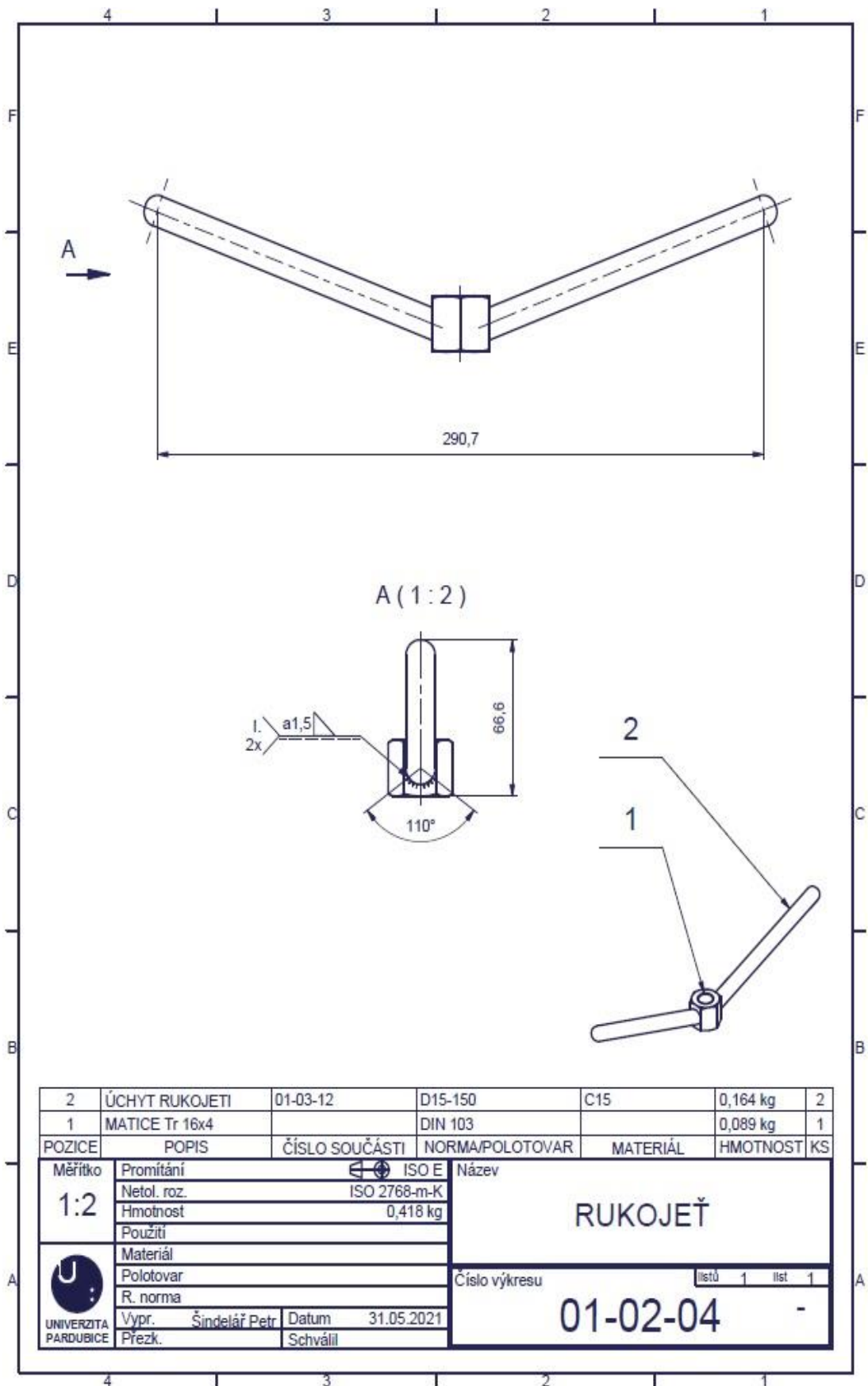
PŘÍPRAVEK I.

01-01-01

Příloha C - Rám

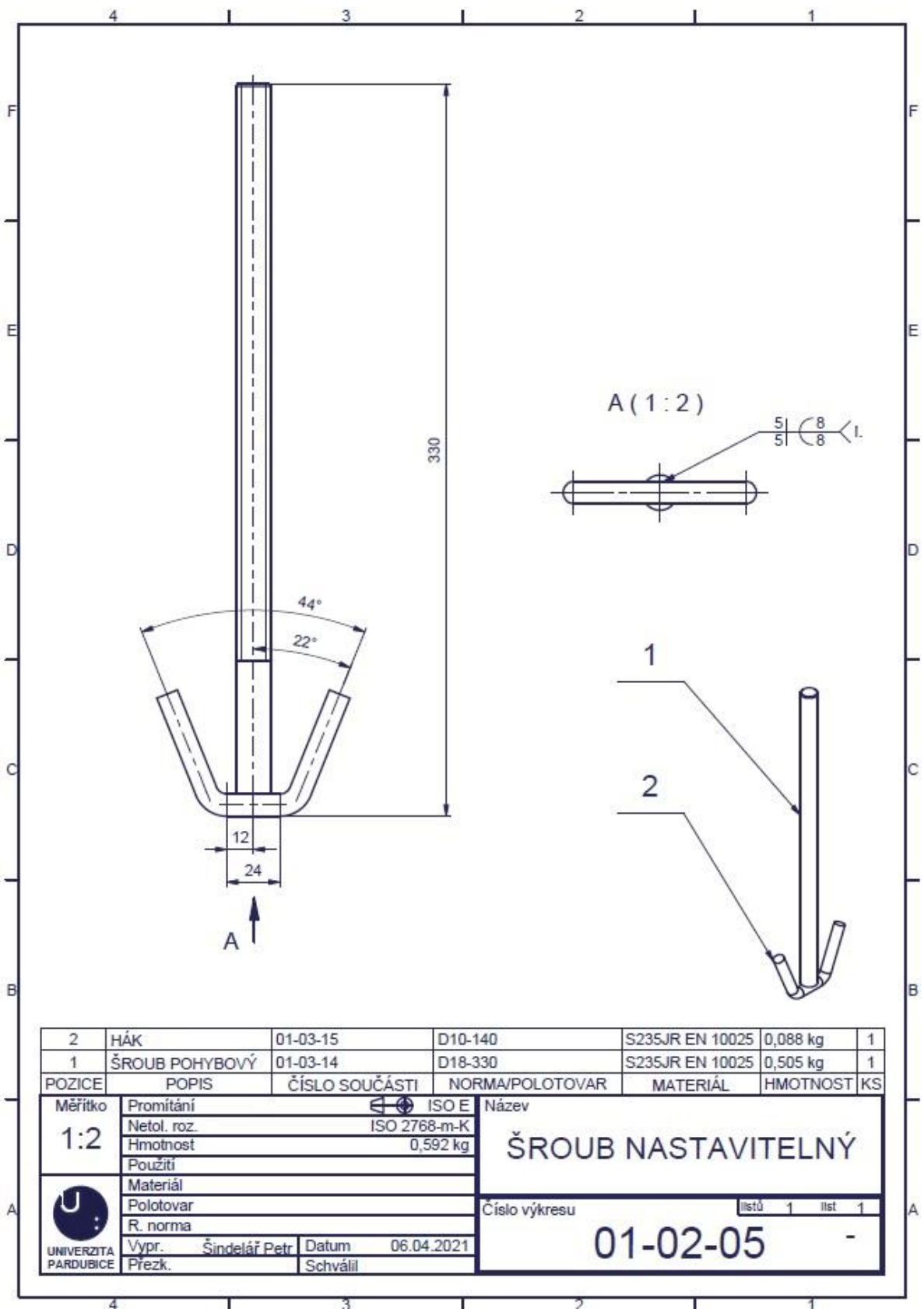


Příloha D - Rukojeť



2	ÚCHYT RUKOJETI	01-03-12	D15-150	C15	0,164 kg	2
1	MATICE Tr 16x4		DIN 103		0,089 kg	1
POZICE	POPIS	ČÍSLO SOUČÁSTI	NORMA/POLOTOVAR	MATERIÁL	HMOTNOST	KS
Měřítko	Promítání	ISO E		Název	RUKOJEŤ	
1:2	Netol. roz.	ISO 2768-m-K				
	Hmotnost	0,418 kg				
	Použití					
UNIVERZITA PARDUBICE	Materiál			Číslo výkresu	listů 1	list 1
	Polotovár			01-02-04	-	
	R. norma					
	Vypr. Šindelář Petr	Datum 31.05.2021				
Přezk.	Schválil					

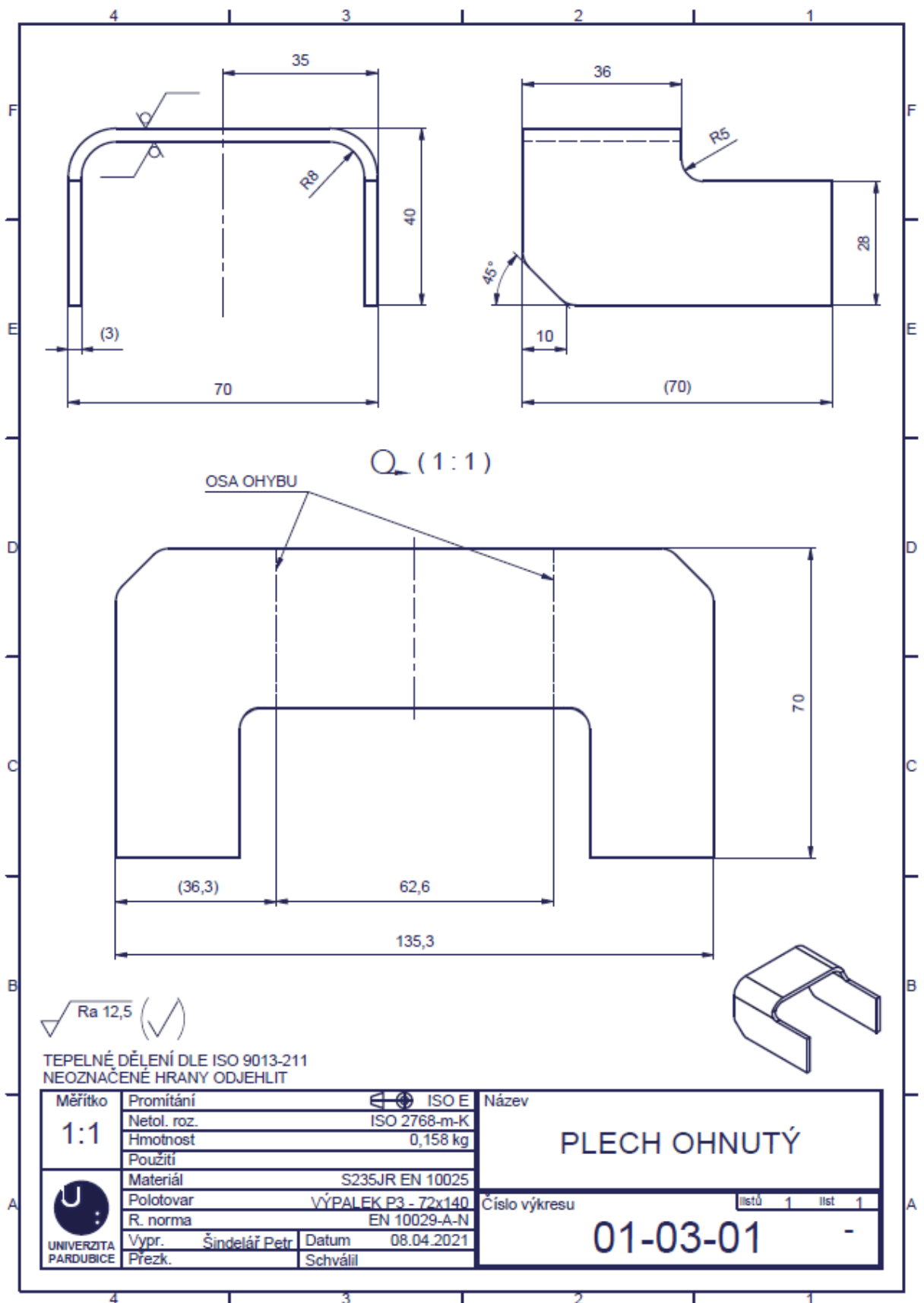
Příloha E – Šroub nastavitelný



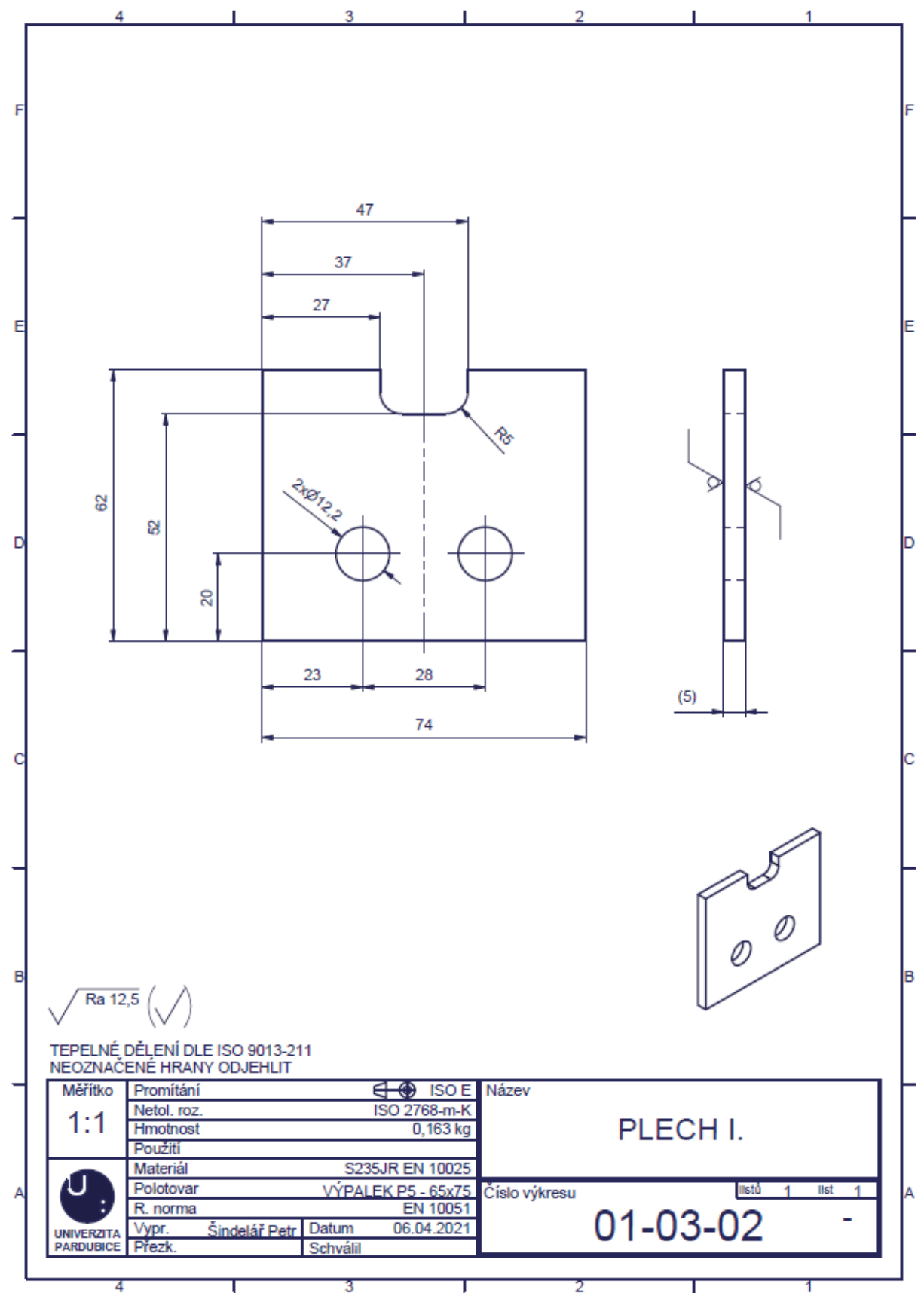
POZICE	POPIS	ČÍSLO SOUČÁSTI	NORMA/POLOTOVAR	MATERIÁL	HMOTNOST	KS
2	HÁK	01-03-15	D10-140	S235JR EN 10025	0,088 kg	1
1	ŠROUB POHYBOVÝ	01-03-14	D18-330	S235JR EN 10025	0,505 kg	1

Měřítko 1:2	Promítání	ISO E	Název ŠROUB NASTAVITELNÝ
	Netol. roz.	ISO 2768-m-K	
	Hmotnost	0,592 kg	
	Použití		
UNIVERZITA PARDUBICE	Materiál		Číslo výkresu 01-02-05
	Polotovar		
	R. norma		listů 1 list 1
	Vypr. Šindelář Petr	Datum 06.04.2021	
Přezk.	Schválil		

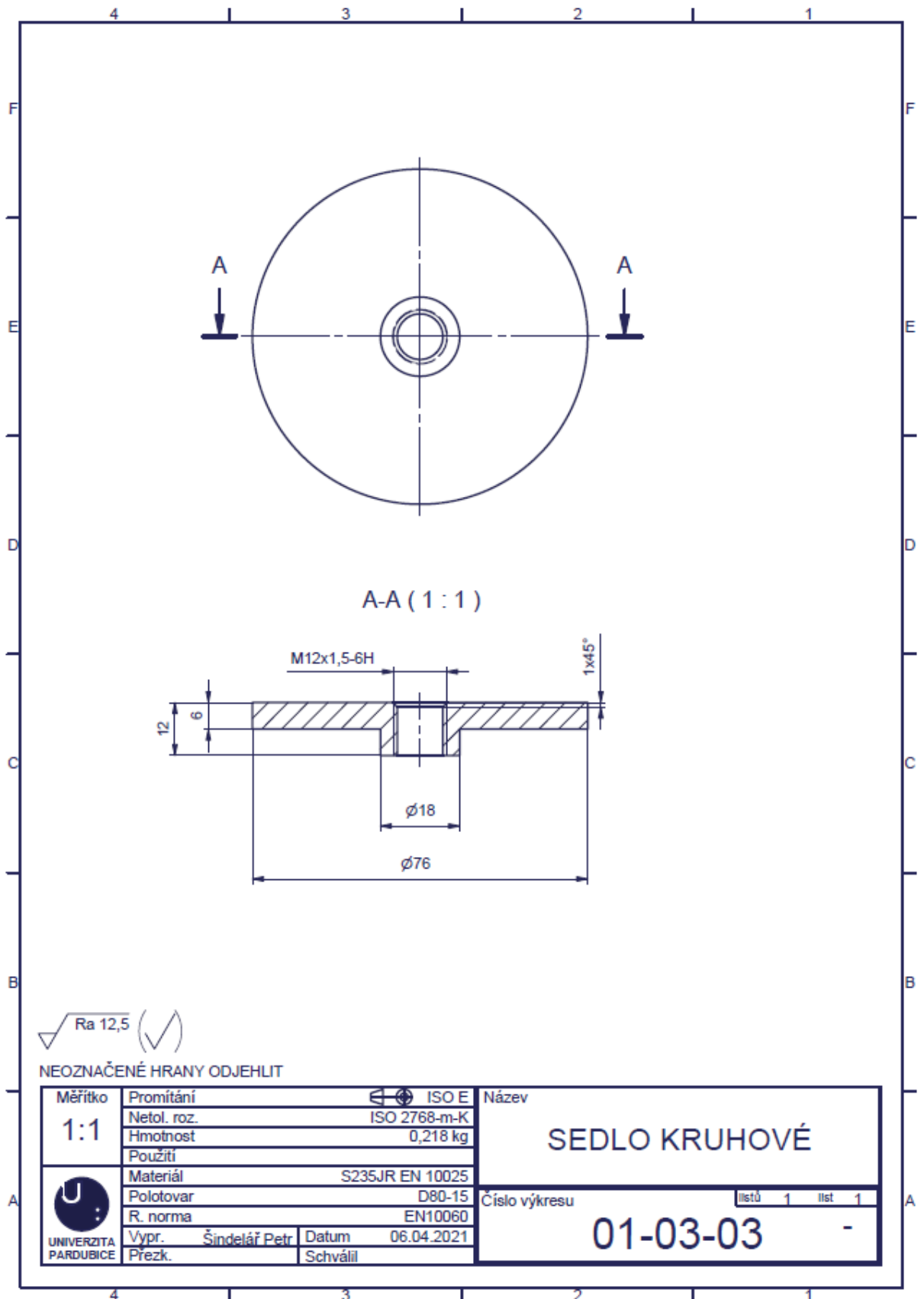
Příloha F – Plech ohnutý



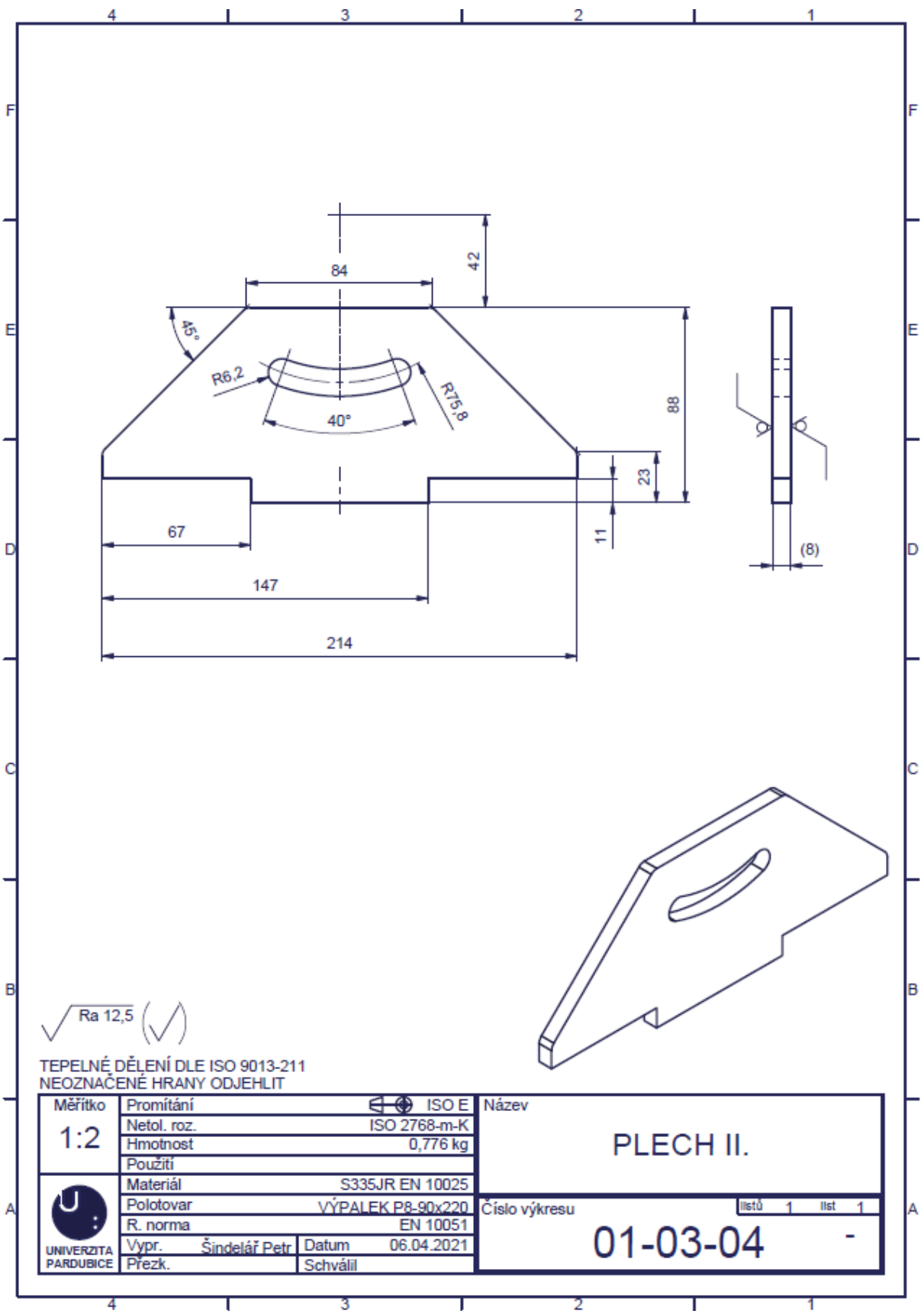
Příloha G – Plech I.



Příloha H – Sedlo kruhové



Příloha CH – Plech II.

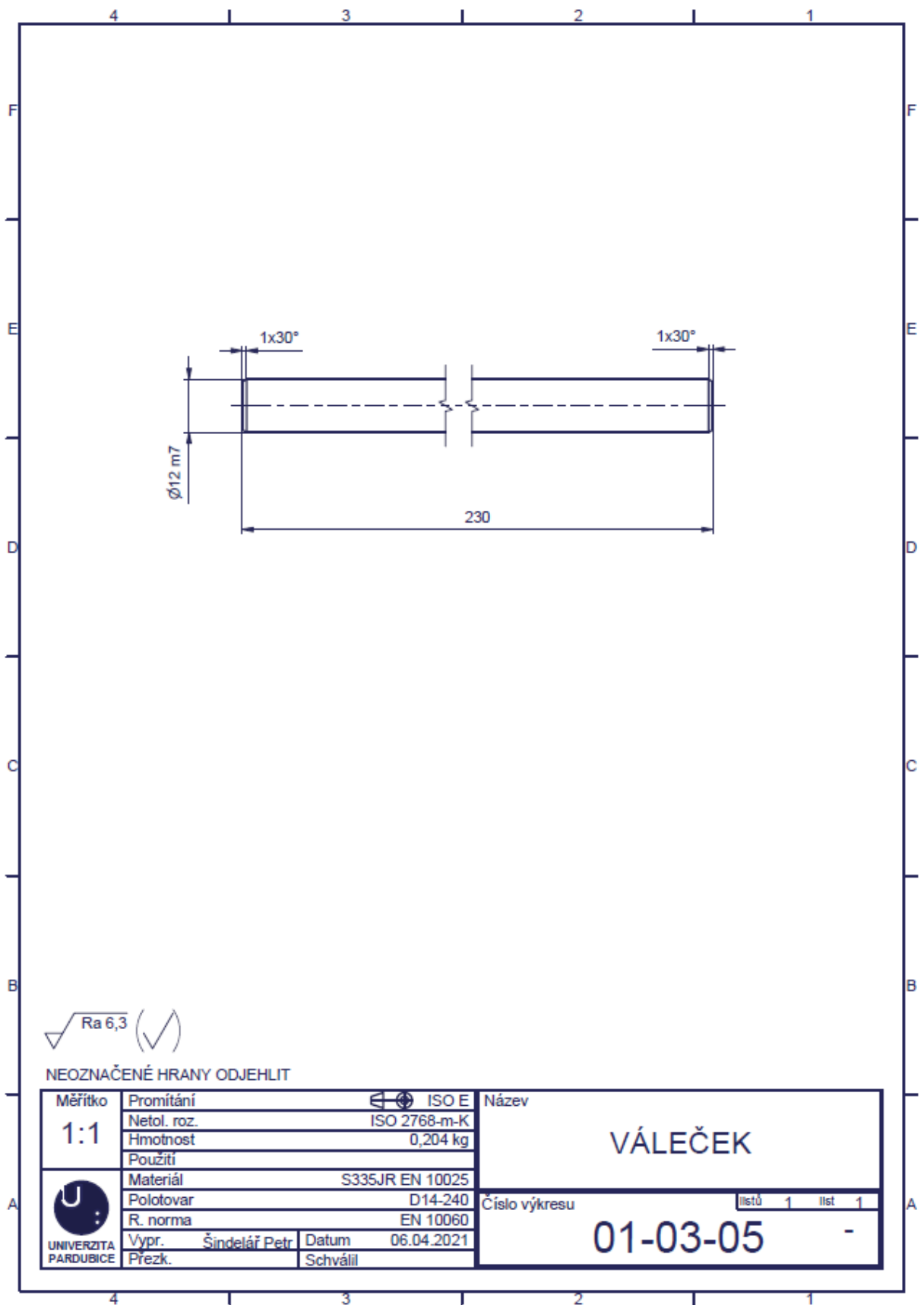


√ Ra 12,5 (V)

TEPELNÉ DĚLENÍ DLE ISO 9013-211
NEOZNAČENÉ HRANY ODJEHLIT

Měřítko 1:2	Promítání	ISO E	Název PLECH II.
	Netol. roz.	ISO 2768-m-K	
UNIVERZITA PARDUBICE	Hmotnost	0,776 kg	Číslo výkresu 01-03-04
	Použití		
	Materiál	S335JR EN 10025	listů 1 list 1
	Polotovary	VÝPALEK P8-90x220	
	R. norma	EN 10051	
Vypr.	Šindelář Petr	Datum	06.04.2021
Přezk.	Schválil		

Příloha I - Váleček

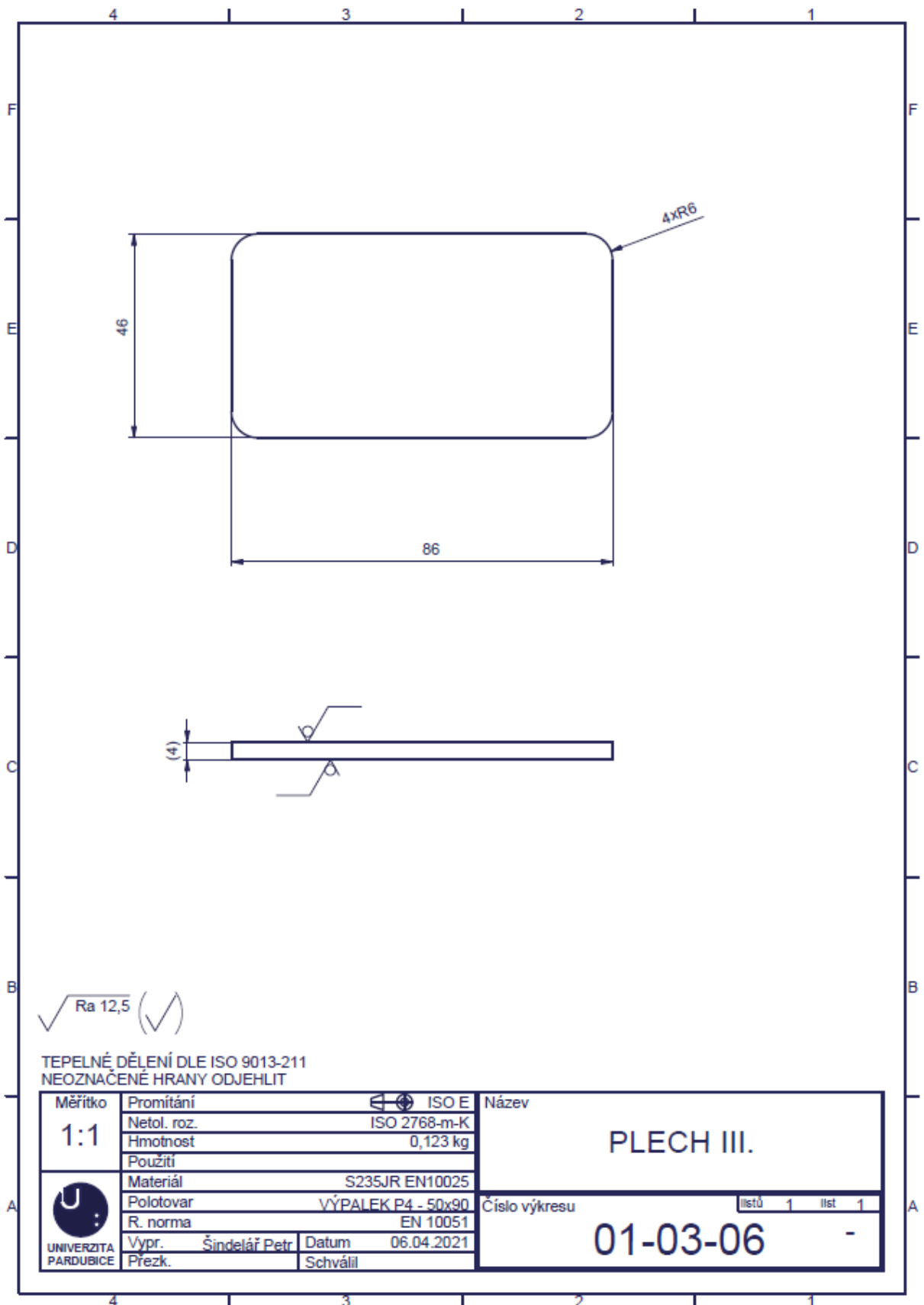


✓ Ra 6,3 (✓)

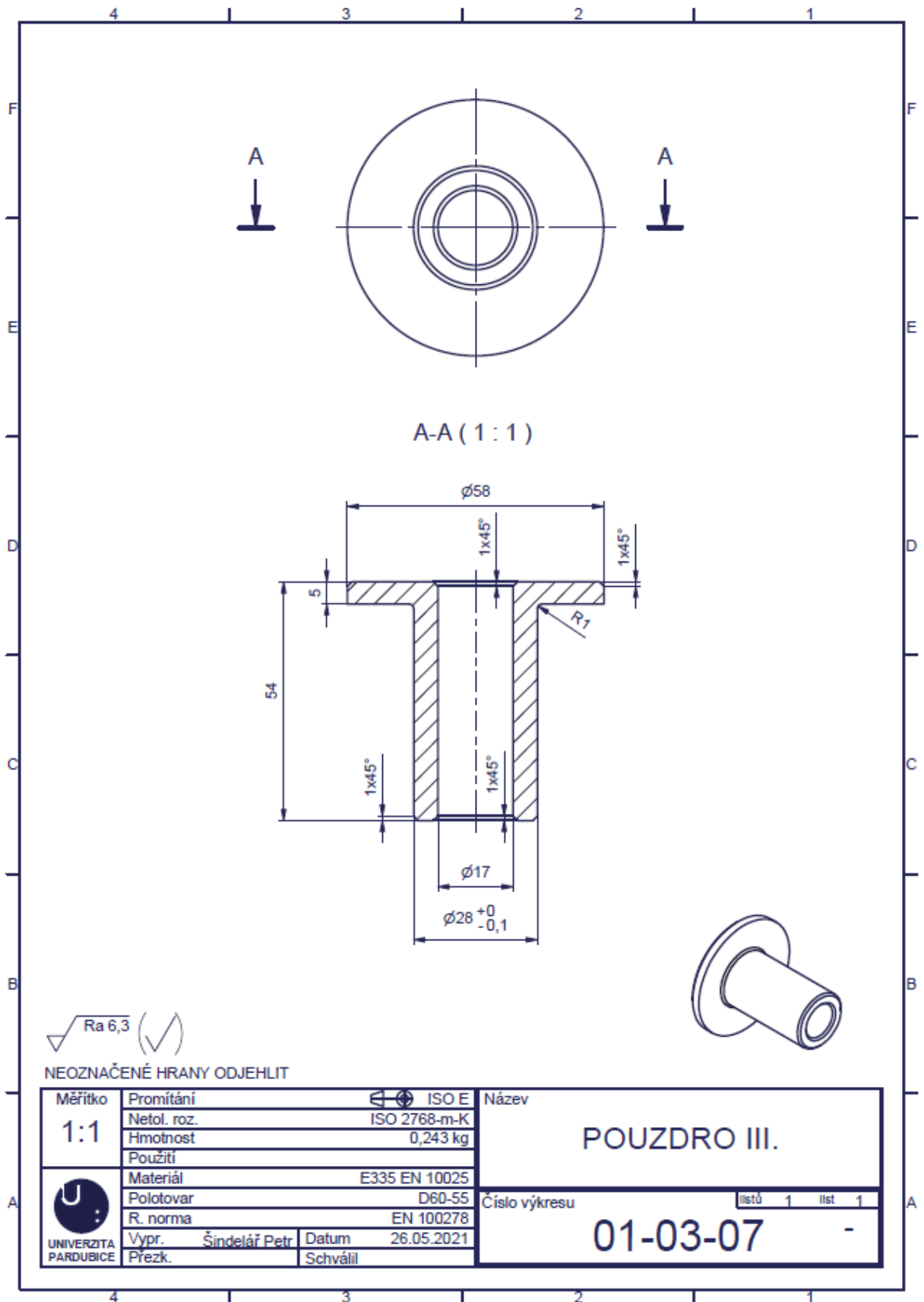
NEOZNAČENÉ HRANY ODJEHLIT

Měřítka 1:1	Promítání	ISO E	Název VÁLEČEK
	Netol. roz.	ISO 2768-m-K	
UNIVERZITA PARDUBICE	Hmotnost	0,204 kg	Číslo výkresu 01-03-05
	Použití		
	Materiál	S335JR EN 10025	listů 1 list 1
	Polotovary	D14-240	
	R. norma	EN 10060	
	Vypr. Šindelář Petr	Datum 06.04.2021	
Prezk.	Schválil		

Příloha J – Plech III.



Příloha K – Pouzdro III.

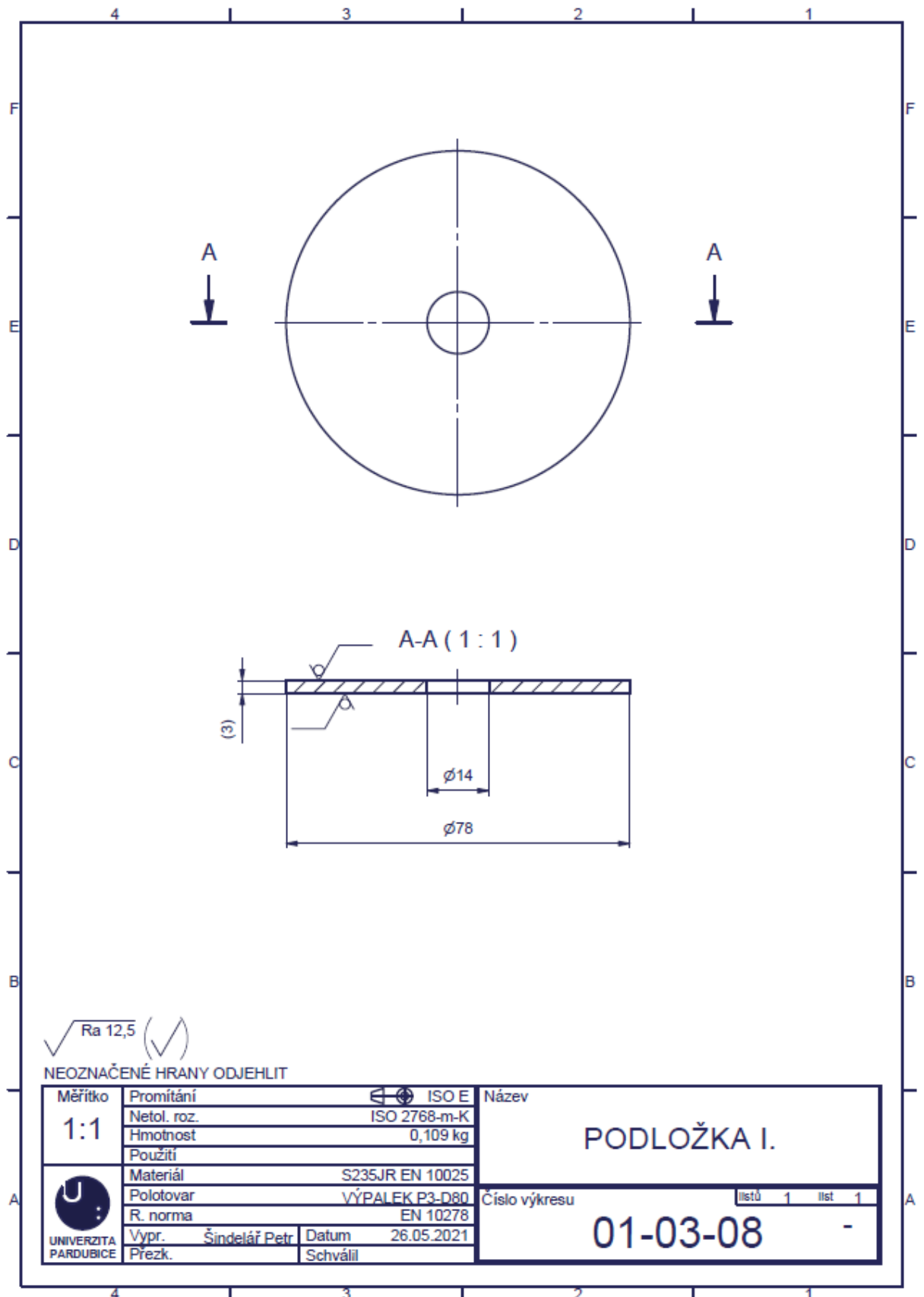


$\sqrt{Ra\ 6,3}$ (V)

NEOZNAČENÉ HRANY ODJEHLIT

Měřítko 1:1	Promítání	ISO E	Název POUZDRO III.	
	Netol. roz.	ISO 2768-m-K		
	Hmotnost	0,243 kg		
	Použití			
 UNIVERZITA PARDUBICE	Materiál	E335 EN 10025	Číslo výkresu 01-03-07	
	Polotovar	D60-55		
	R. norma	EN 100278	listů 1 list 1	
	Vypr.	Šindelář Petr	Datum	26.05.2021
	Prezk.		Schválil	

Příloha L – Podložka I.

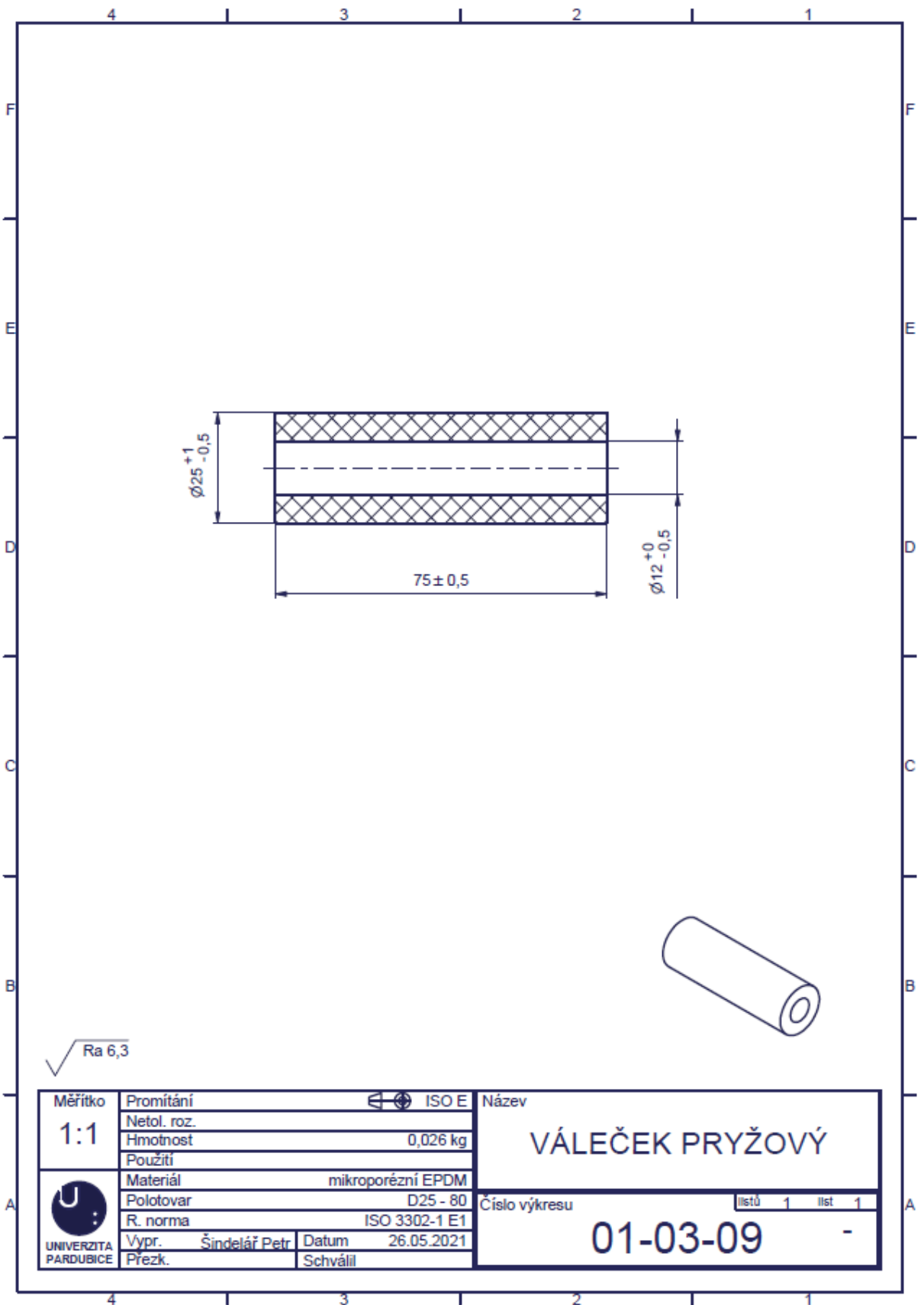


$\sqrt{Ra\ 12,5}$ (✓)

NEOZNAČENÉ HRANY ODJEHLIT

Měřítka 1:1	Promítání	ISO E	Název PODLOŽKA I.
	Netol. roz.	ISO 2768-m-K	
UNIVERZITA PARDUBICE	Hmotnost	0,109 kg	Číslo výkresu 01-03-08
	Použití		
	Materiál	S235JR EN 10025	listů 1 list 1
	Polotovary	VÝPALEK P3-D80	
	R. norma	EN 10278	
Vypr.	Šindelář Petr	Datum	26.05.2021
Přezk.	Schválil		

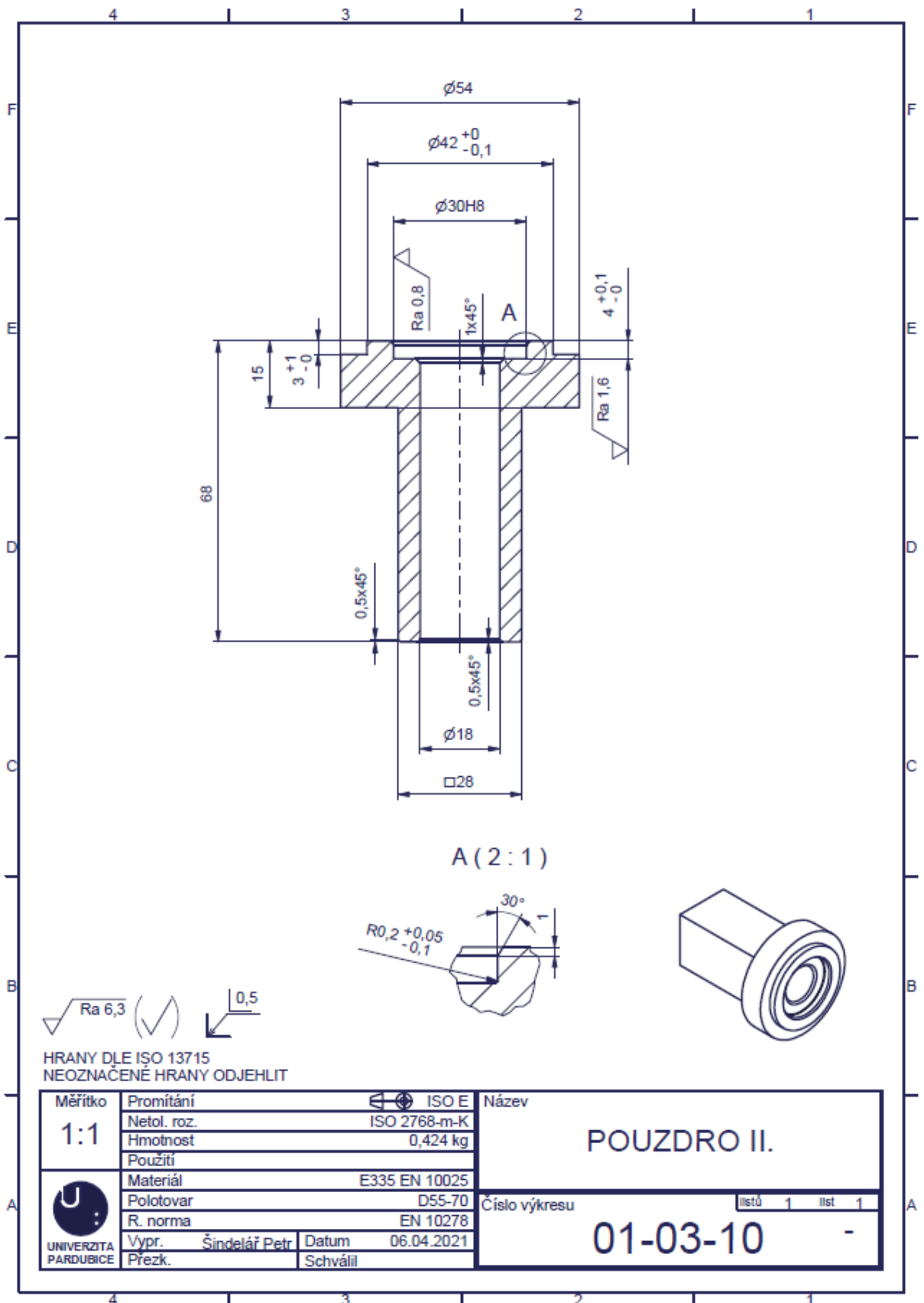
Příloha M – Váleček pryžový



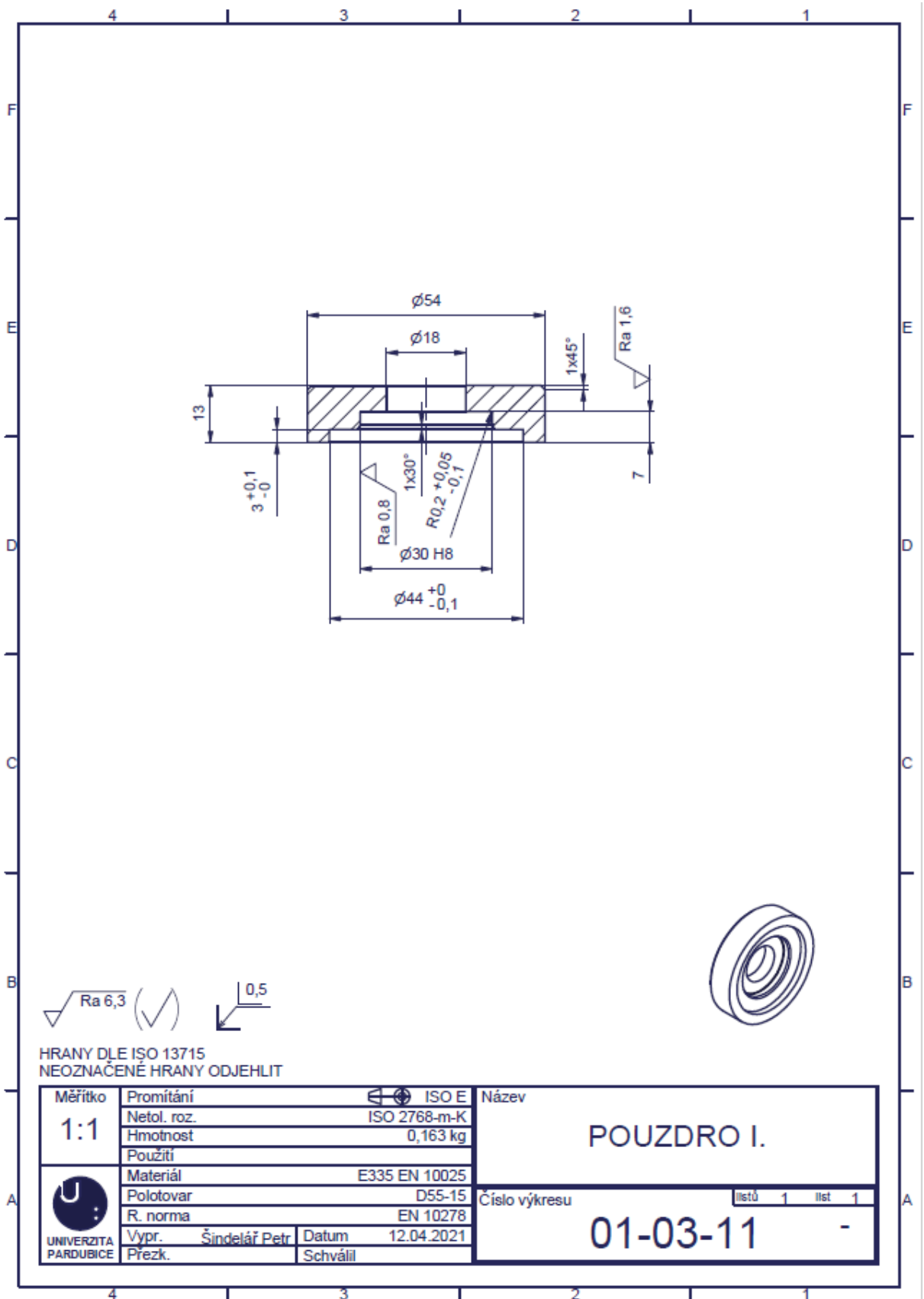
$\sqrt{\text{Ra } 6,3}$

Měřítko 1:1	Promítání	ISO E	Název		
	Netol. roz.		VÁLEČEK PRYŽOVÝ		
Hmotnost	0,026 kg				
Použití			Číslo výkresu	listů 1	list 1
 UNIVERZITA PARDUBICE	Materiál	mikroporézní EPDM		01-03-09	
	Polotovar	D25 - 80			
	R. norma	ISO 3302-1 E1		-	
	Vypr.	Šindelář Petr	Datum		
Prezk.	Schválil				

Příloha N – Pouzdro II.



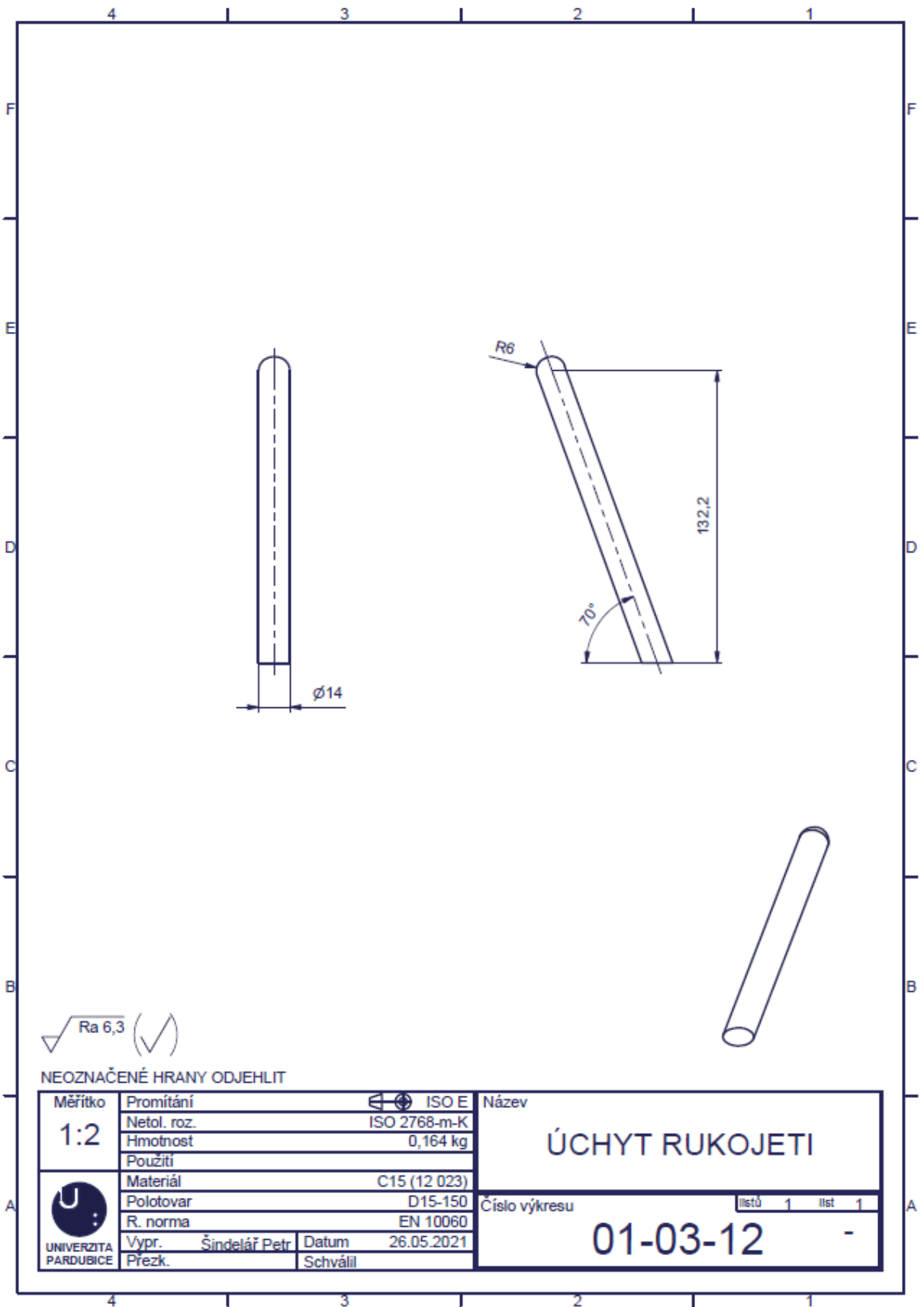
Příloha O – Pouzdro I.



HRANY DĚLE ISO 13715
NEOZNAČENÉ HRANY ODJEHLIT

Měřítko 1:1	Promítání	ISO E	Název POUZDRO I.
	Netol. roz.	ISO 2768-m-K	
	Hmotnost	0,163 kg	
 UNIVERZITA PARDUBICE	Použití		Číslo výkresu 01-03-11
	Materiál	E335 EN 10025	
	Polotovár	D55-15	
	R. norma	EN 10278	
	Vypr. Šindelář Petr	Datum 12.04.2021	
Přezk.	Schválil		

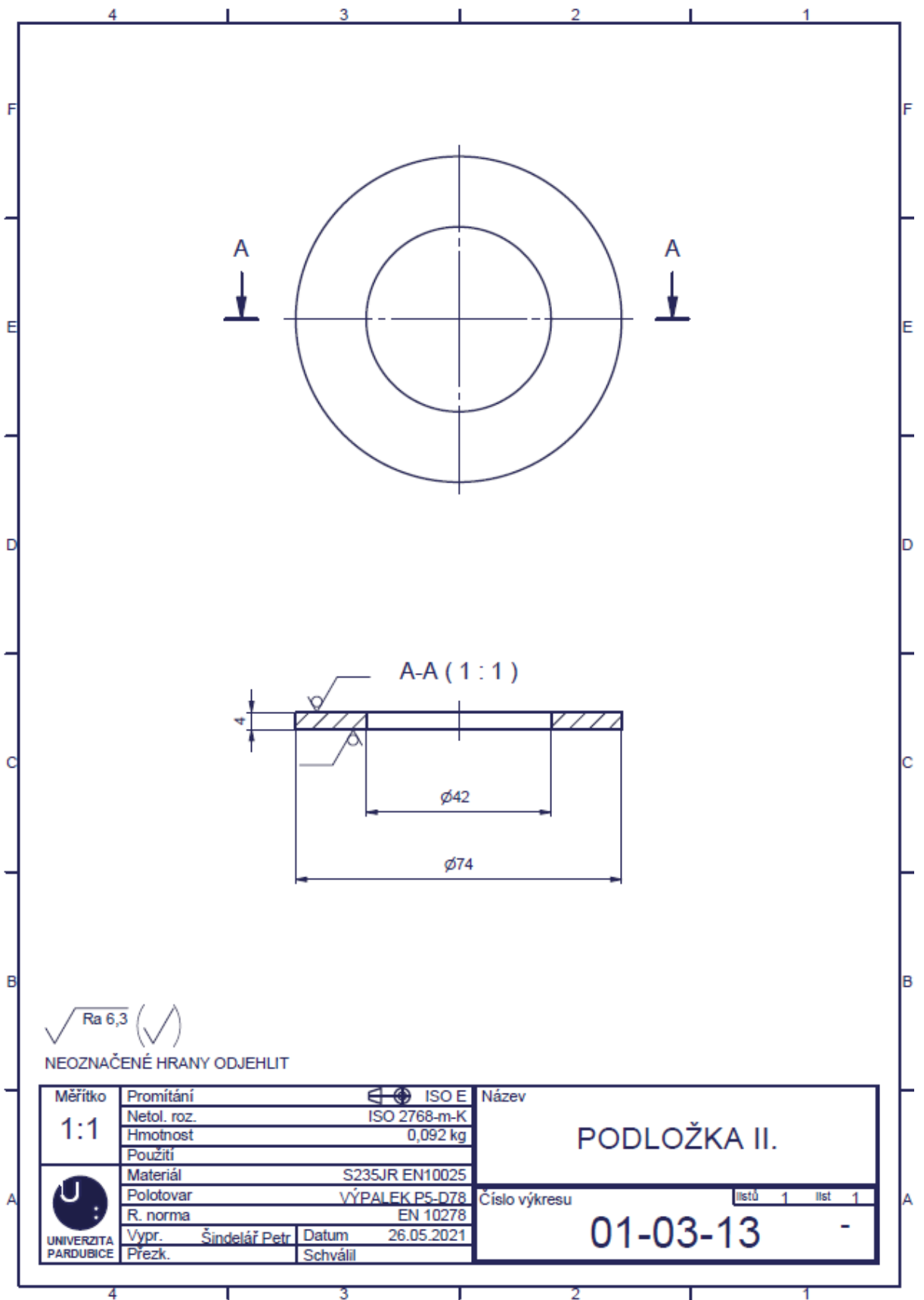
Příloha P – Úchyt rukojeti



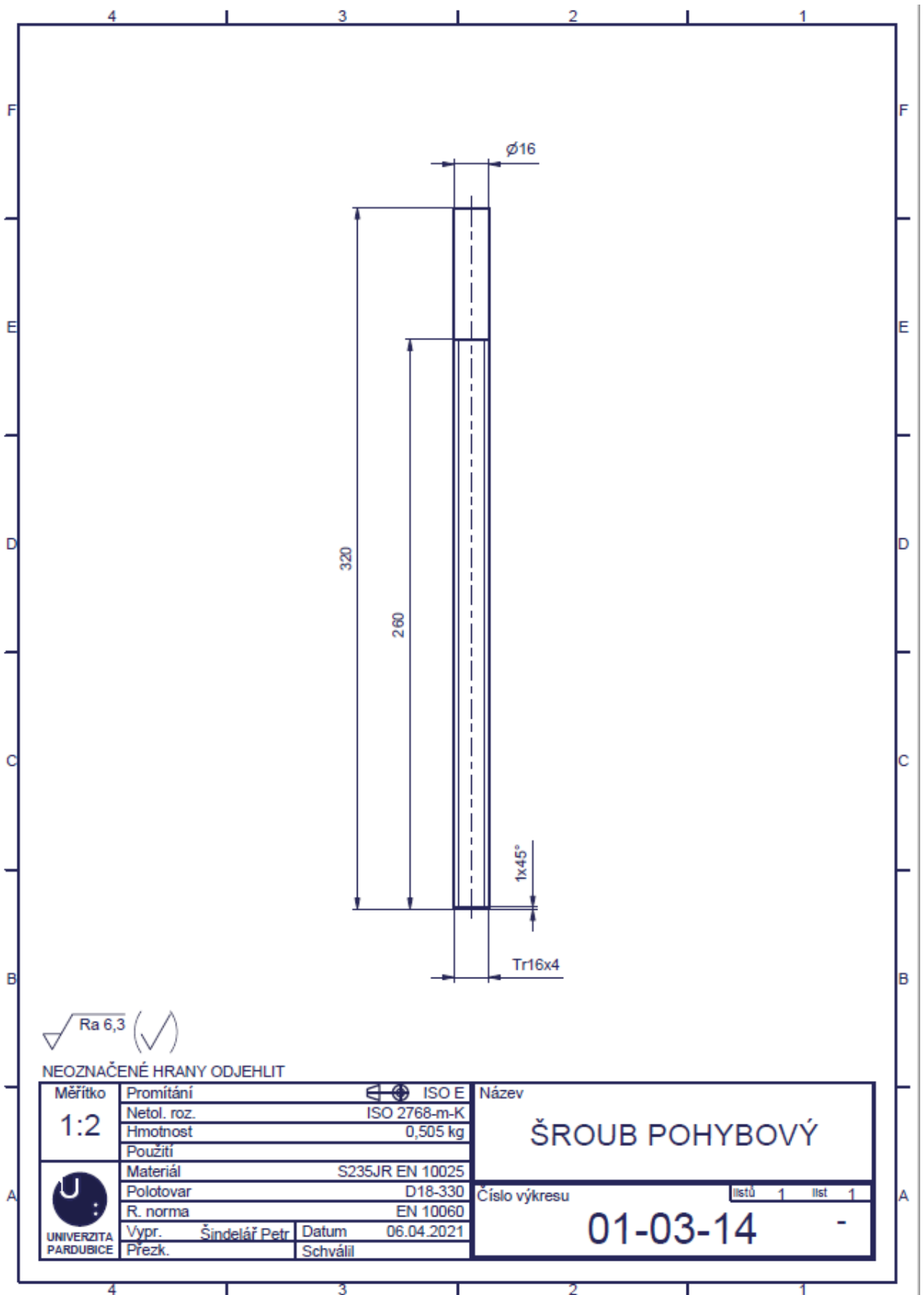
NEOZNAČENÉ HRANY ODJEHLIT

Měřítko 1:2	Promítání	ISO E	Název ÚCHYT RUKOJETI
	Netol. roz.	ISO 2768-m-K	
UNIVERZITA PARDUBICE	Hmotnost	0,164 kg	Číslo výkresu 01-03-12 -
	Použití		
	Materiál	C15 (12 023)	listů 1 list 1
	Polotovar	D15-150	
	R. norma	EN 10060	
	Vypr. Šindelář Petr	Datum 26.05.2021	
Prezk.	Schválil		

Příloha Q – Podložka II.



Příloha R – Šroub pohybový

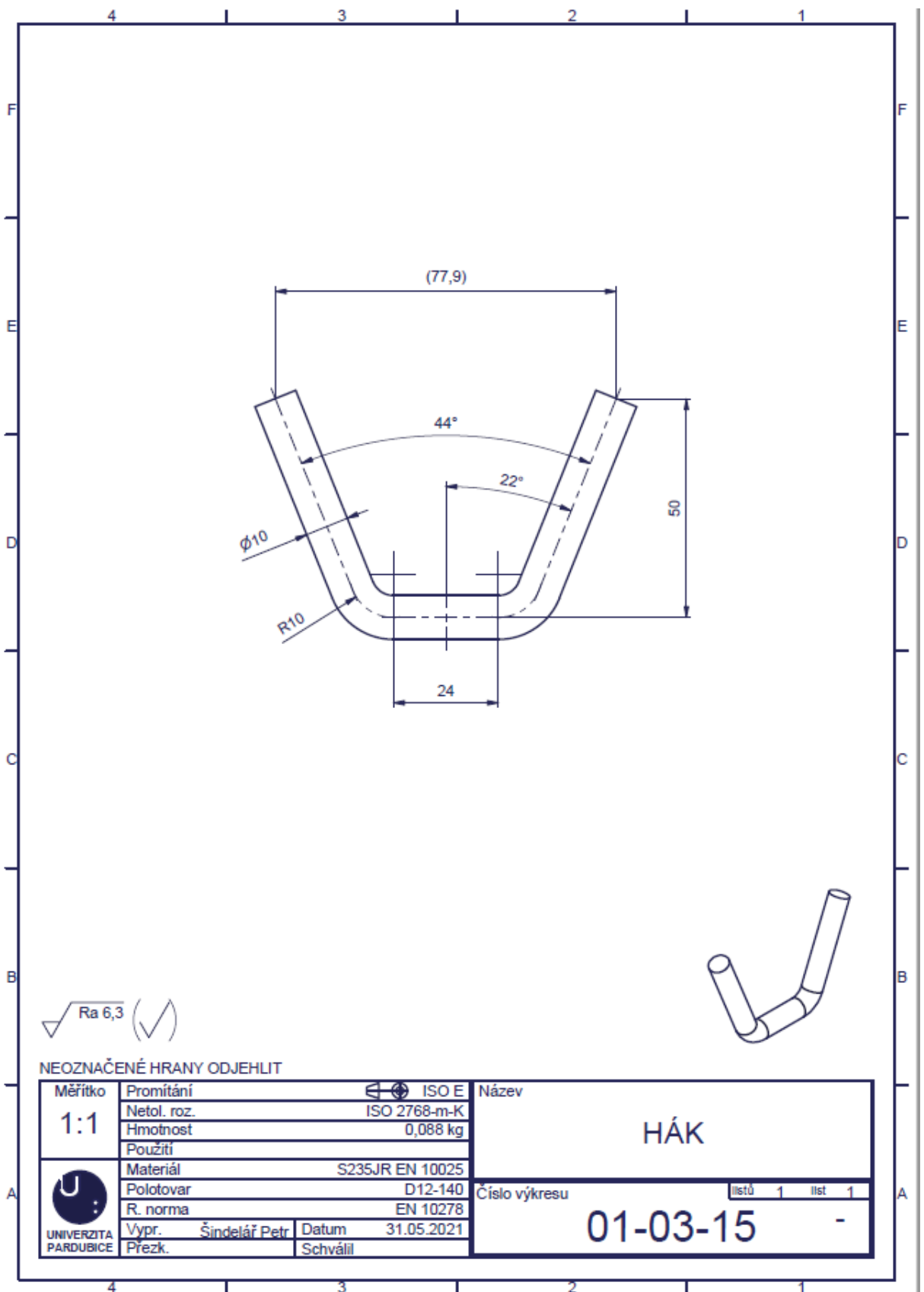


√ Ra 6,3 (√)

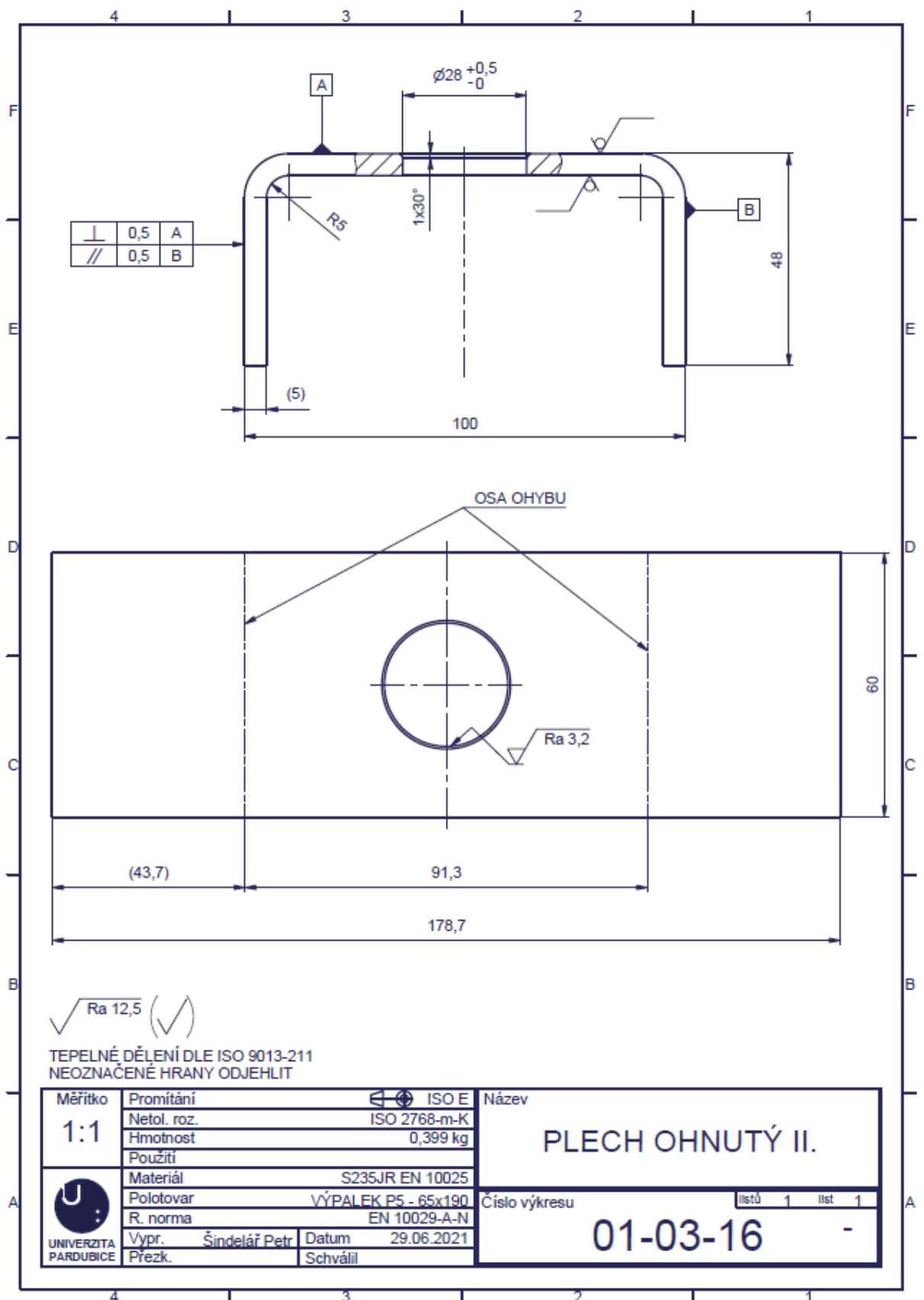
NEOZNAČENÉ HRANY ODJEHLIT

Měřítka 1:2	Promítání	ISO E	Název ŠROUB POHYBOVÝ
	Netol. roz.	ISO 2768-m-K	
	Hmotnost	0,505 kg	
UNIVERZITA PARDUBICE	Použití		Číslo výkresu 01-03-14
	Materiál	S235JR EN 10025	
	Polotovar	D18-330	
	R. norma	EN 10060	
	Výpr. Šindelář Petr	Datum 06.04.2021	
Přezk.	Schválil		

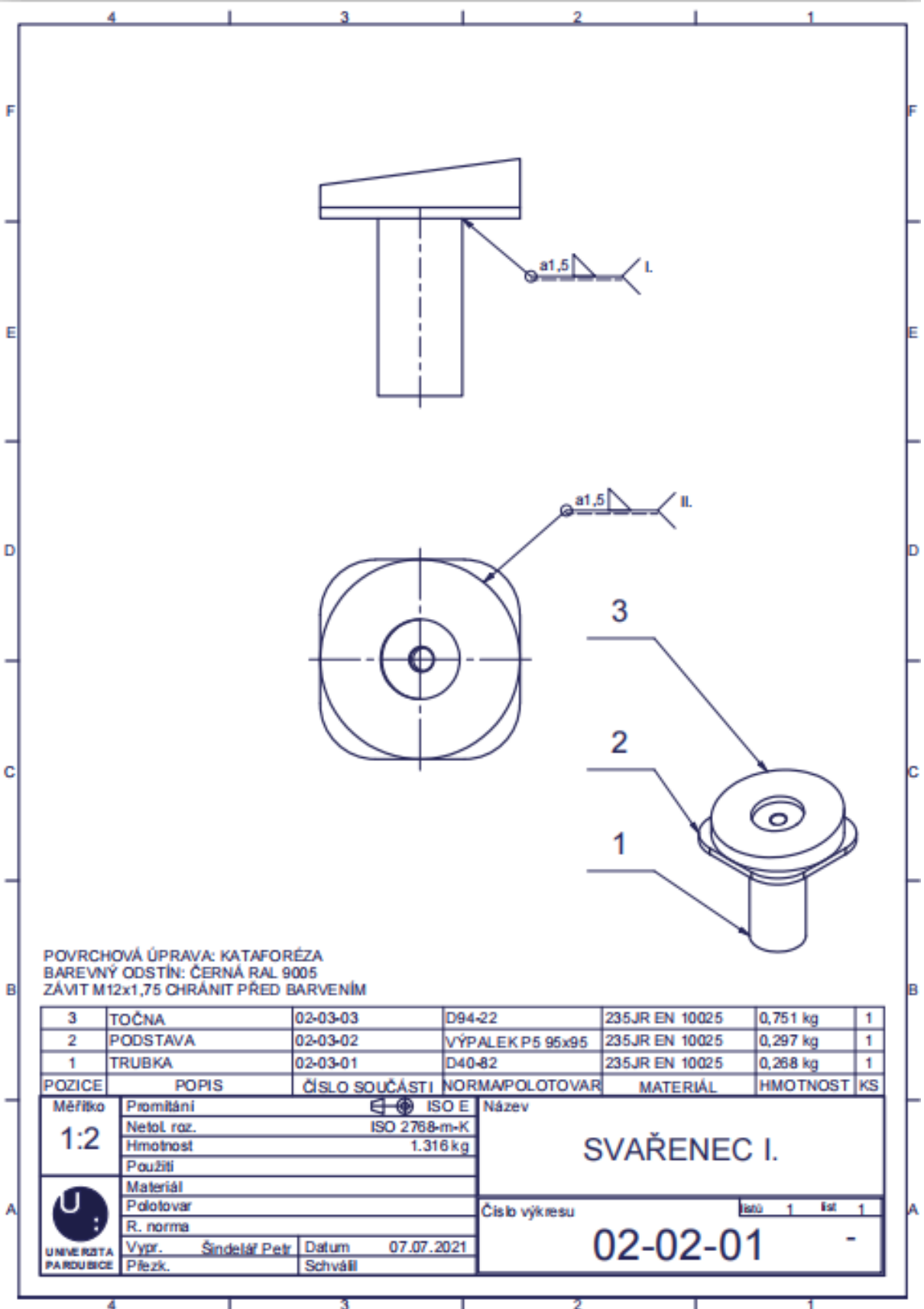
Příloha S - Hák



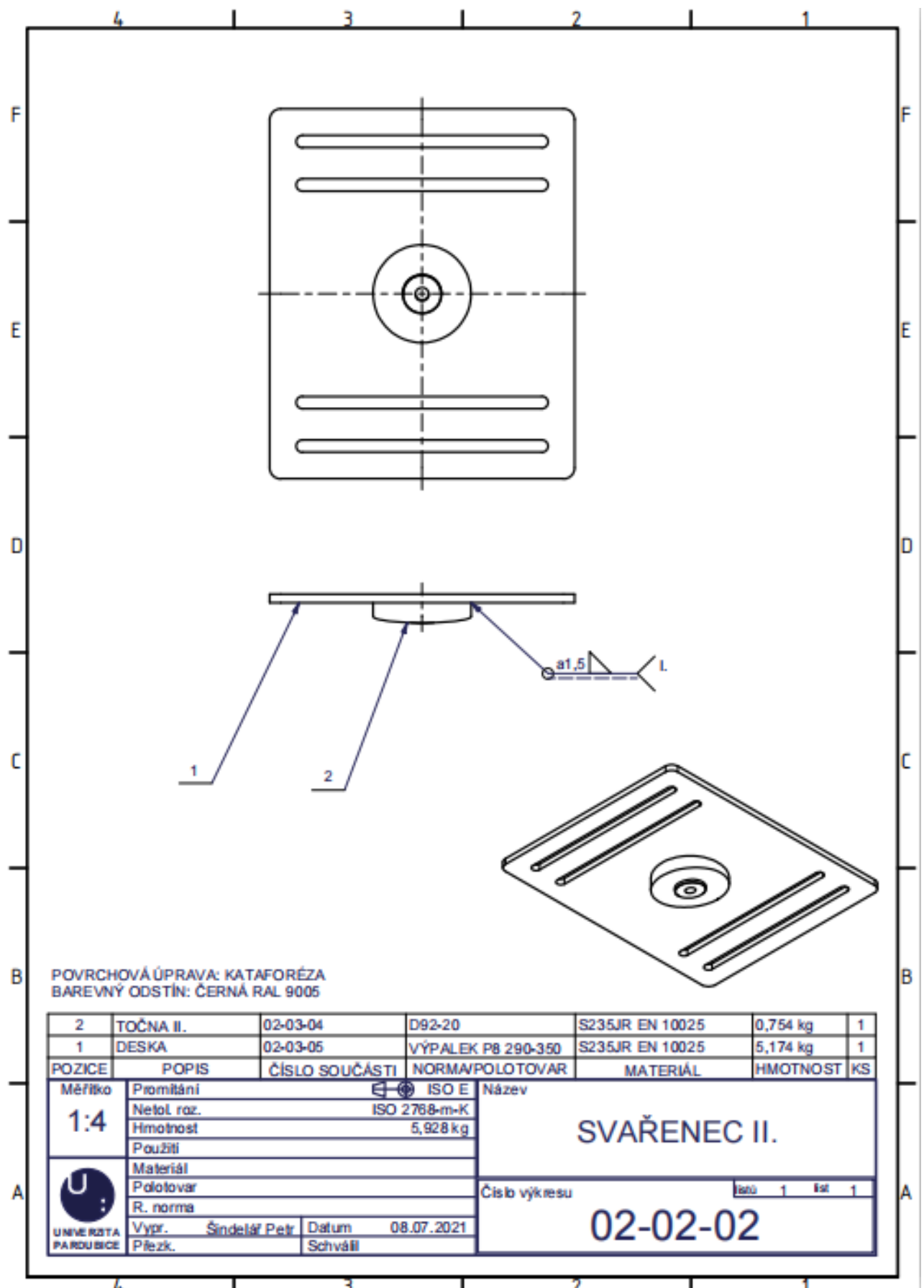
Příloha T – Plech ohnutý II.



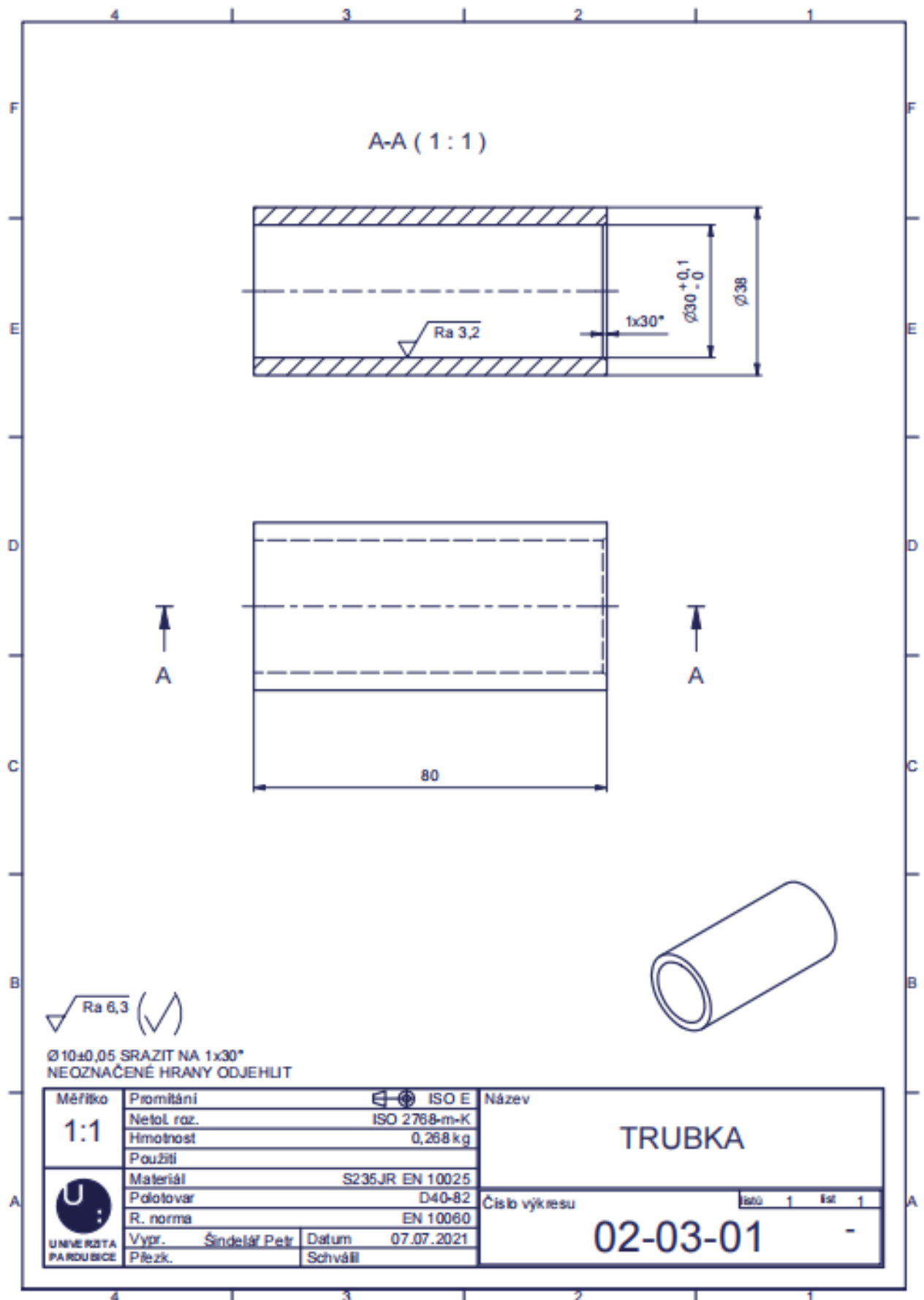
Příloha U – Svařenec I.



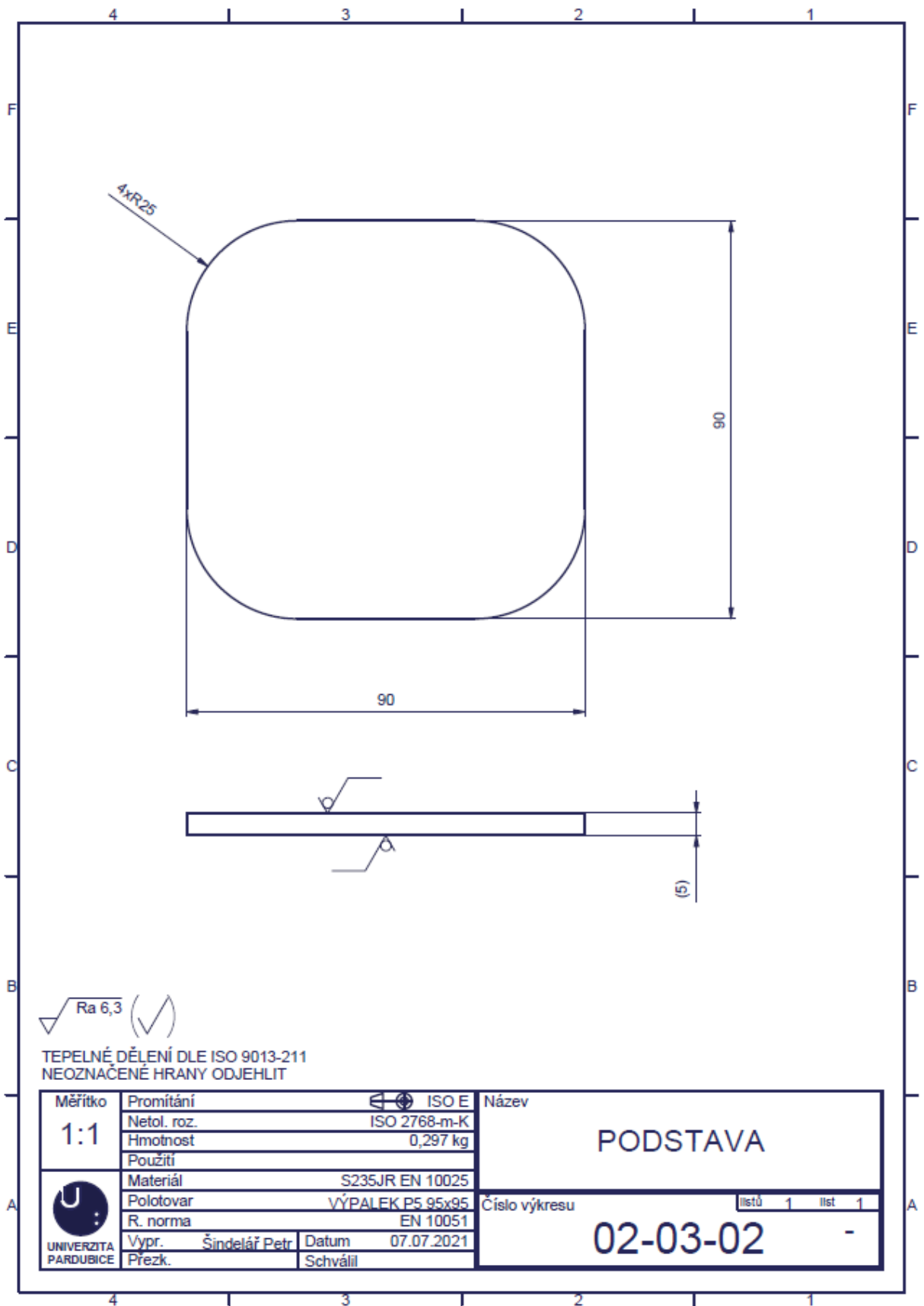
Příloha V – Svařenec II.



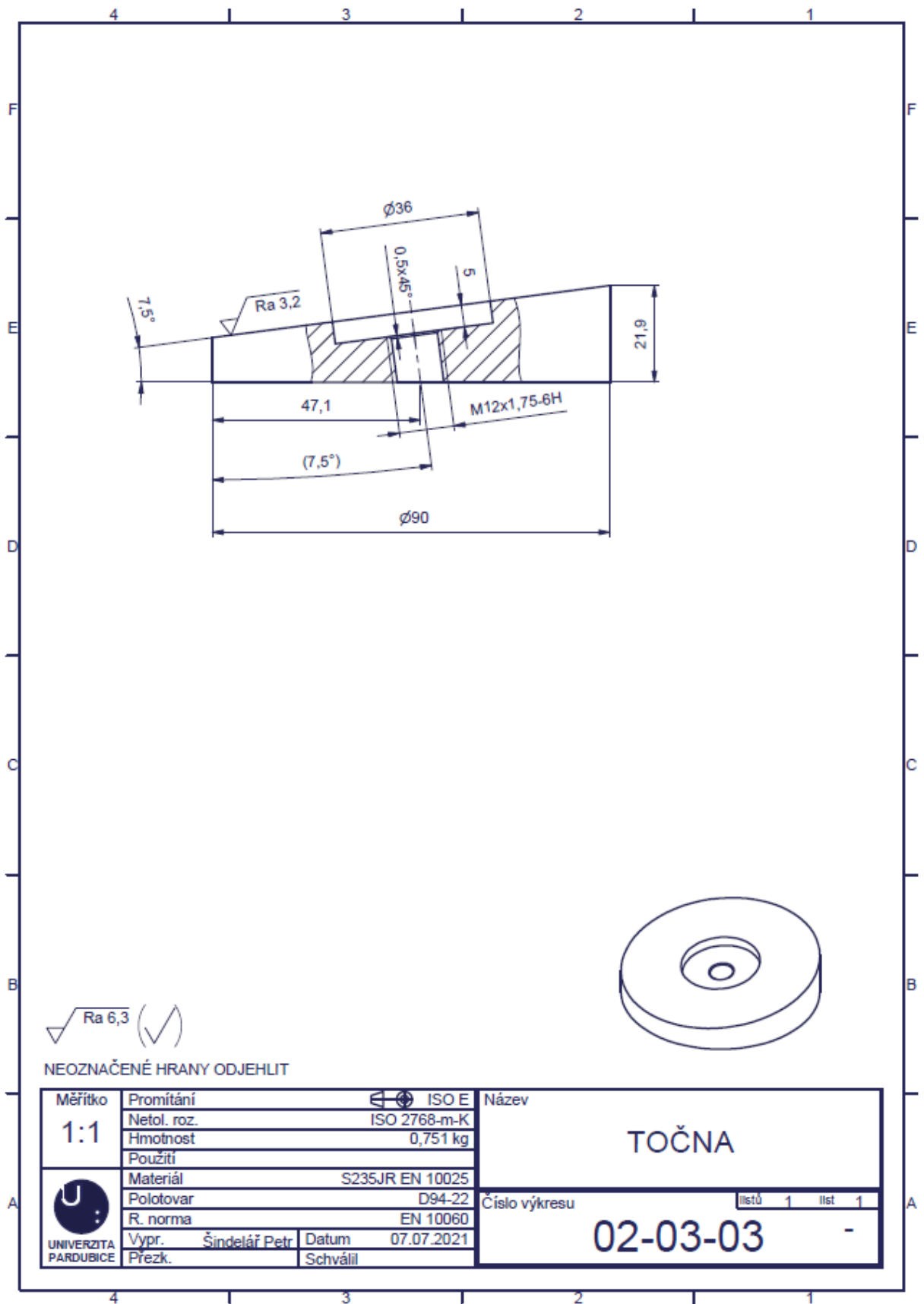
Příloha X – Trubka



Příloha Y – Podstava



Příloha Z – Točna

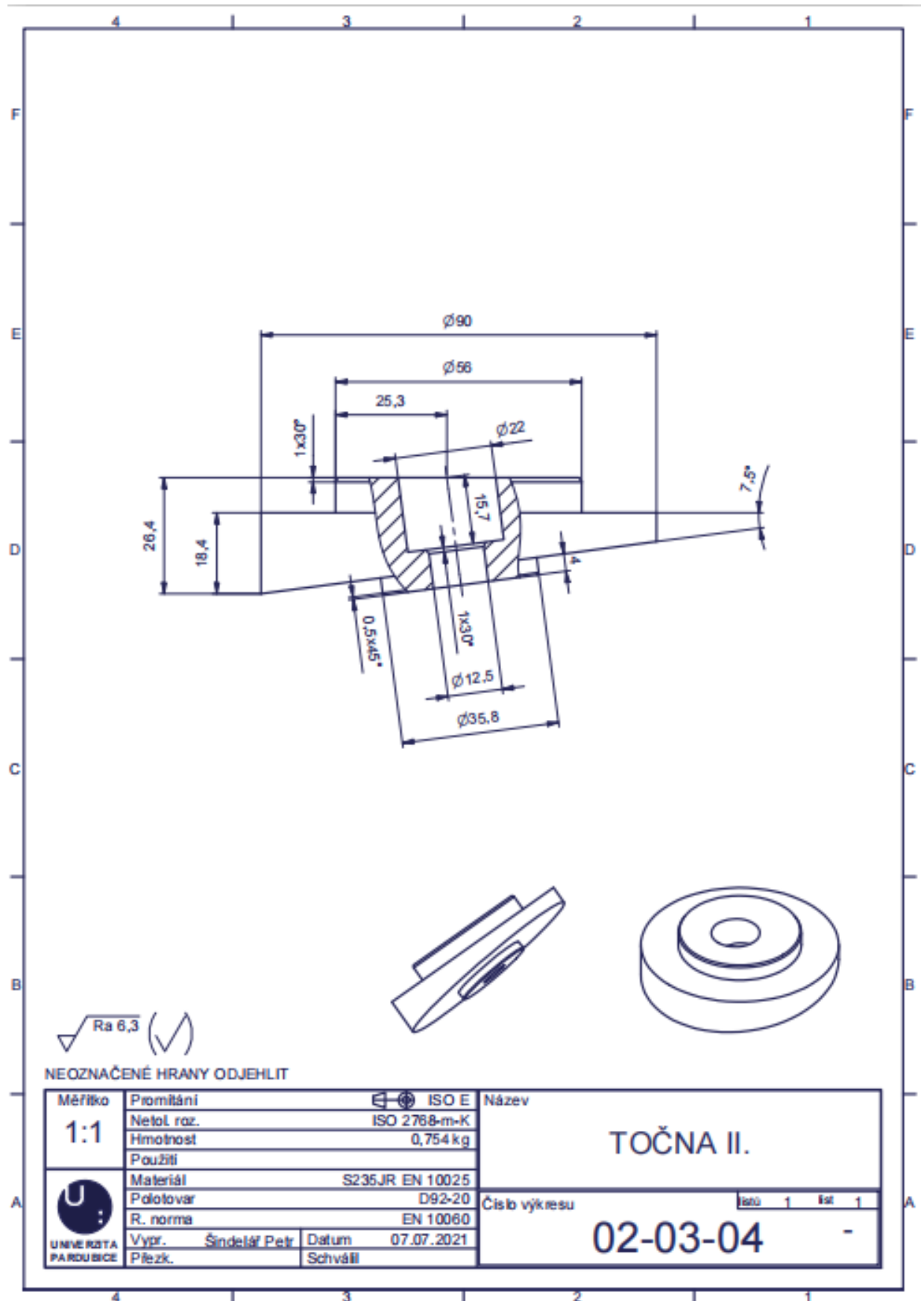


√ Ra 6,3 (√)

NEOZNAČENÉ HRANY ODJEHLIT

Měřítko 1:1	Promítání	ISO E	Název TOČNA
	Netol. roz.	ISO 2768-m-K	
	Hmotnost	0,751 kg	
	Použití		
UNIVERZITA PARDUBICE	Materiál	S235JR EN 10025	Číslo výkresu 02-03-03
	Polotovar	D94-22	
	R. norma	EN 10060	listů 1 list 1
	Vypr. Šindelář Petr	Datum 07.07.2021	-
	Přezk.	Schválil	

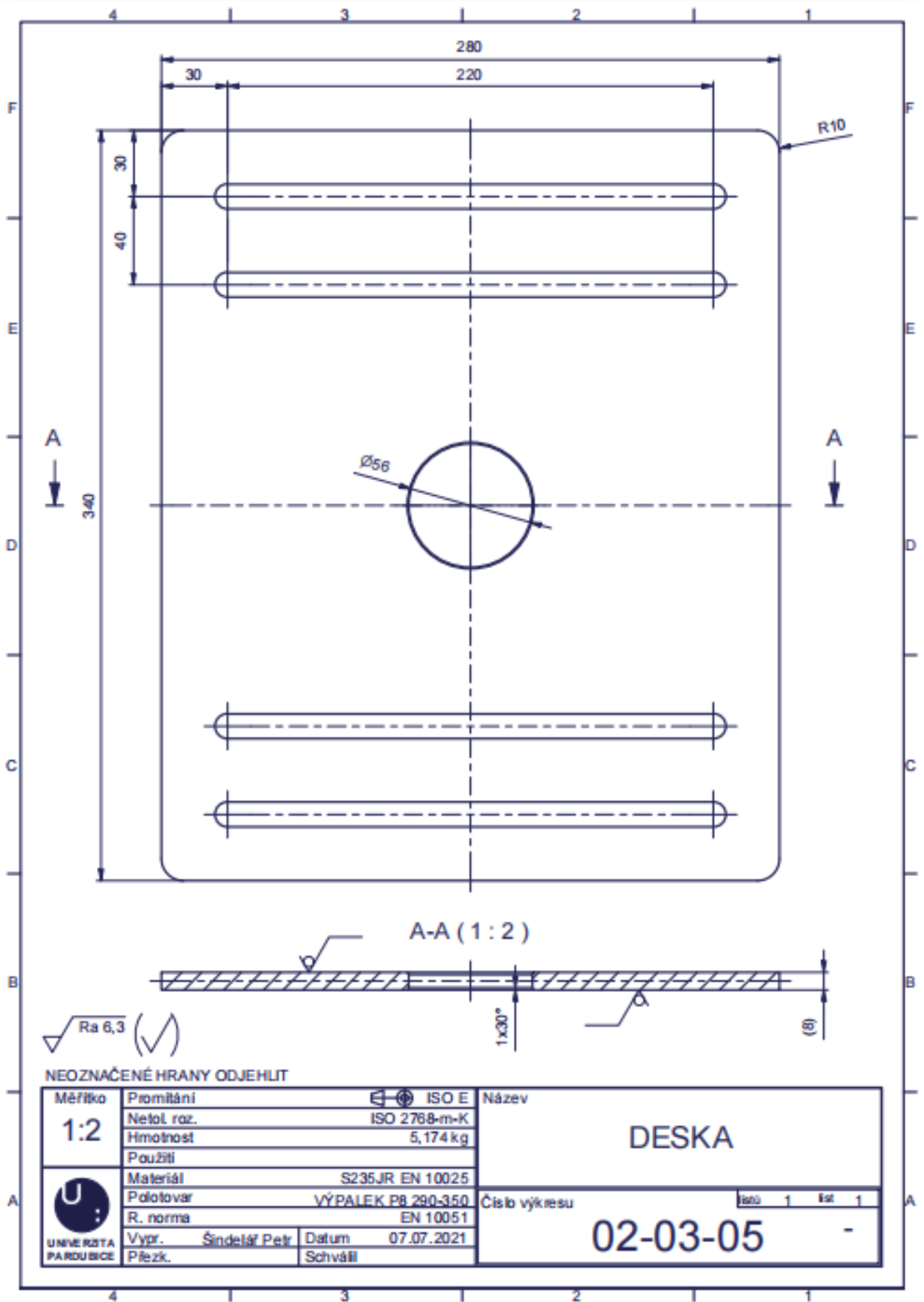
Příloha A1 – Točna II.



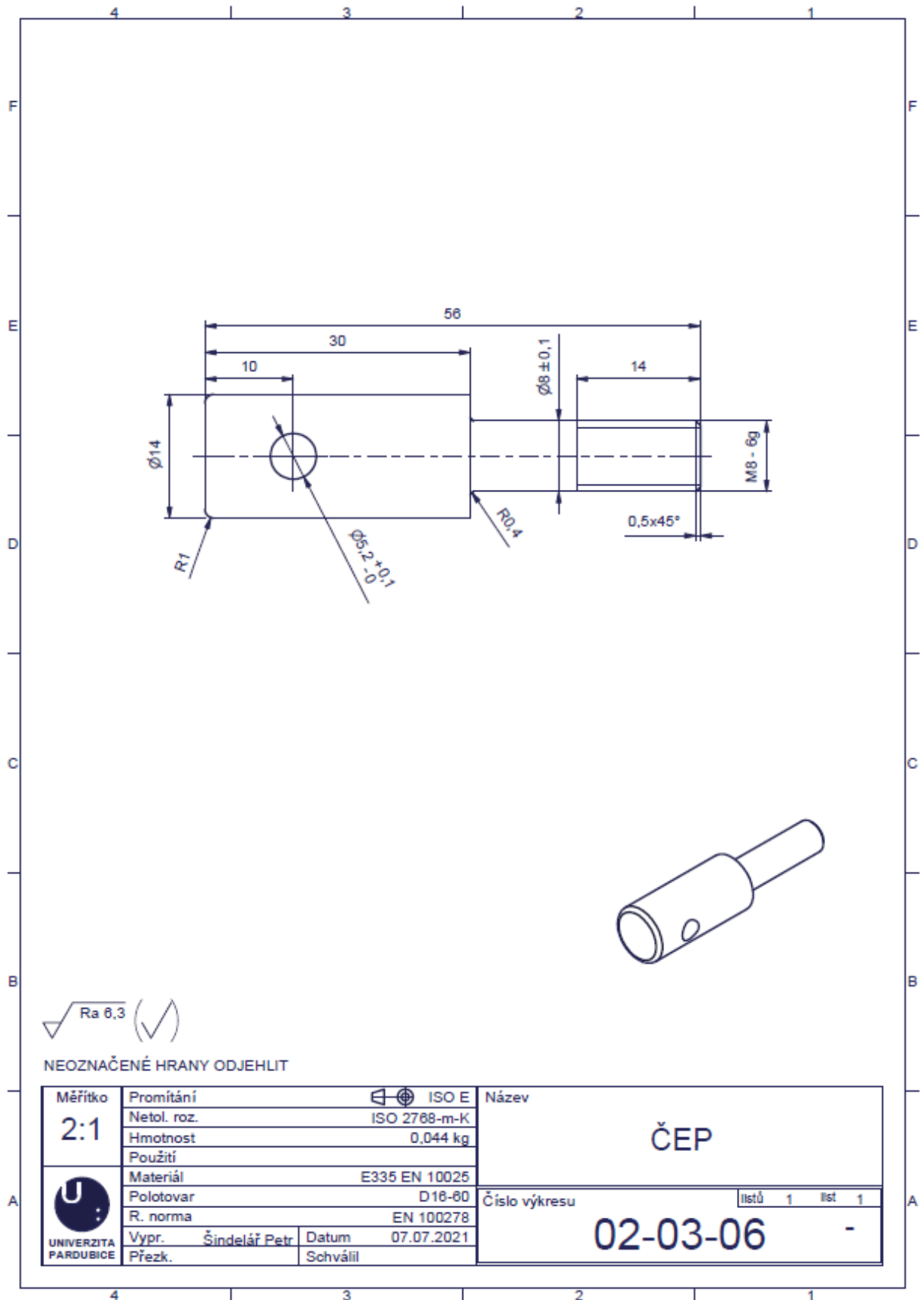
NEOZNAČENÉ HRANY ODJEHLIT

Měřítka 1:1	Pro měřítka	ISO E	Název TOČNA II.
	Netol. roz.	ISO 2768-m-K	
	Hmotnost	0,754 kg	Číslo výkresu 02-03-04
	Použití		
	Materiál	S235JR EN 10025	-
	Polotovár	D92-20	
	R. norma	EN 10060	
	Vypr. Šindelář Petr Datum 07.07.2021	Schválil	
Přezk.			

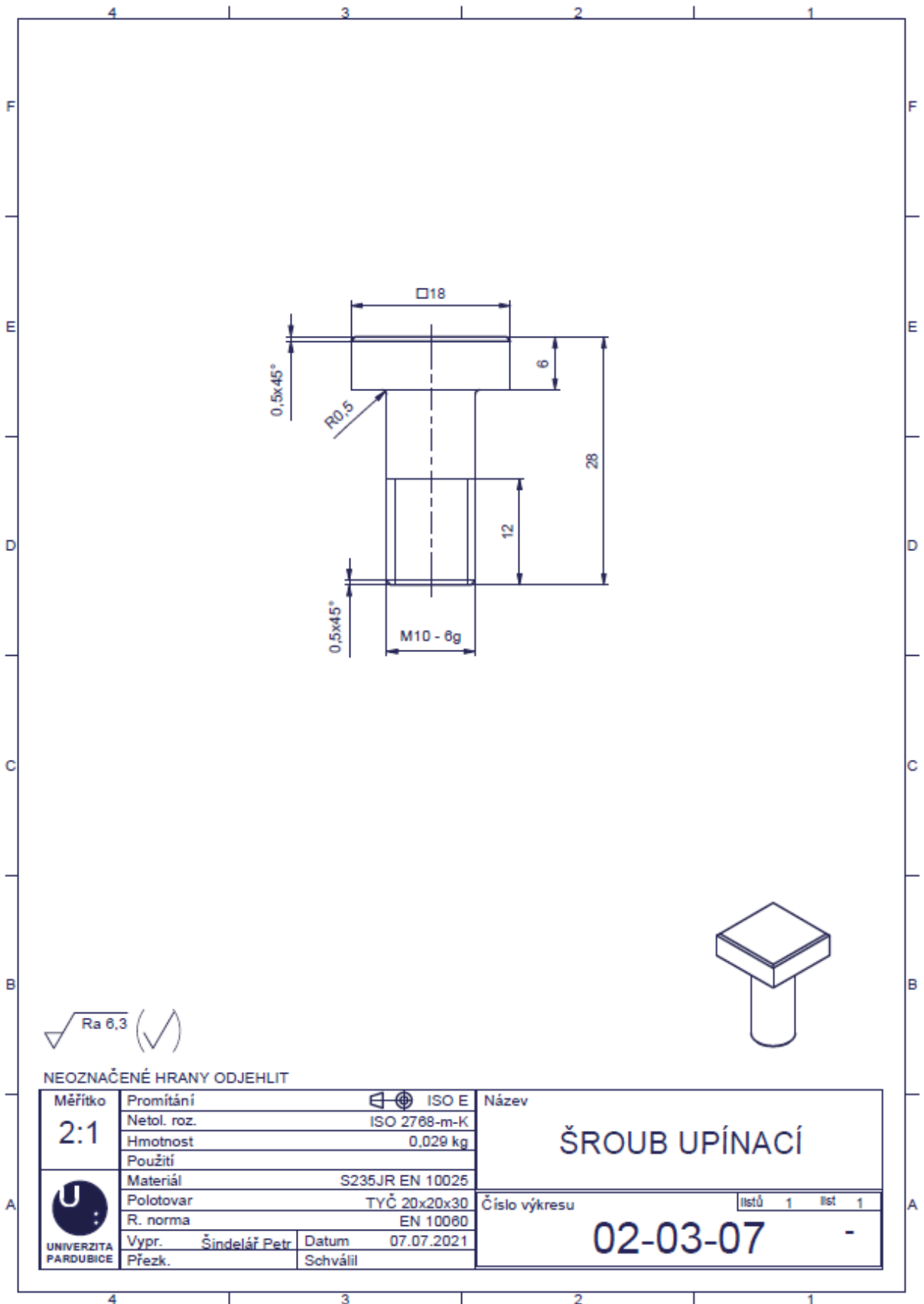
Příloha B1 – Deska



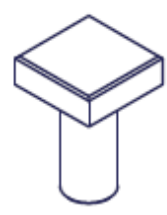
Příloha C1 – Čep



Příloha D1 – Šroub upínací



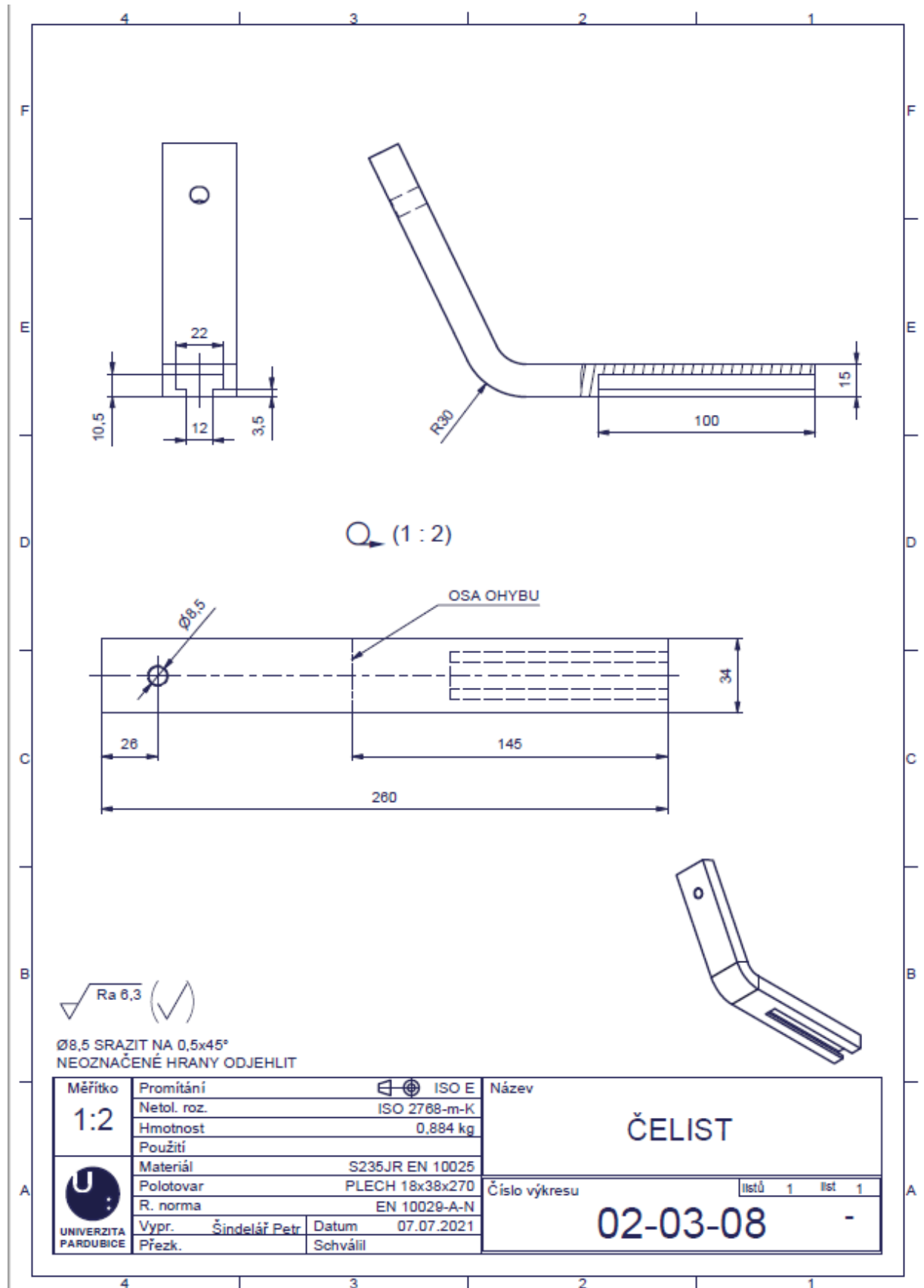
Ra 6,3



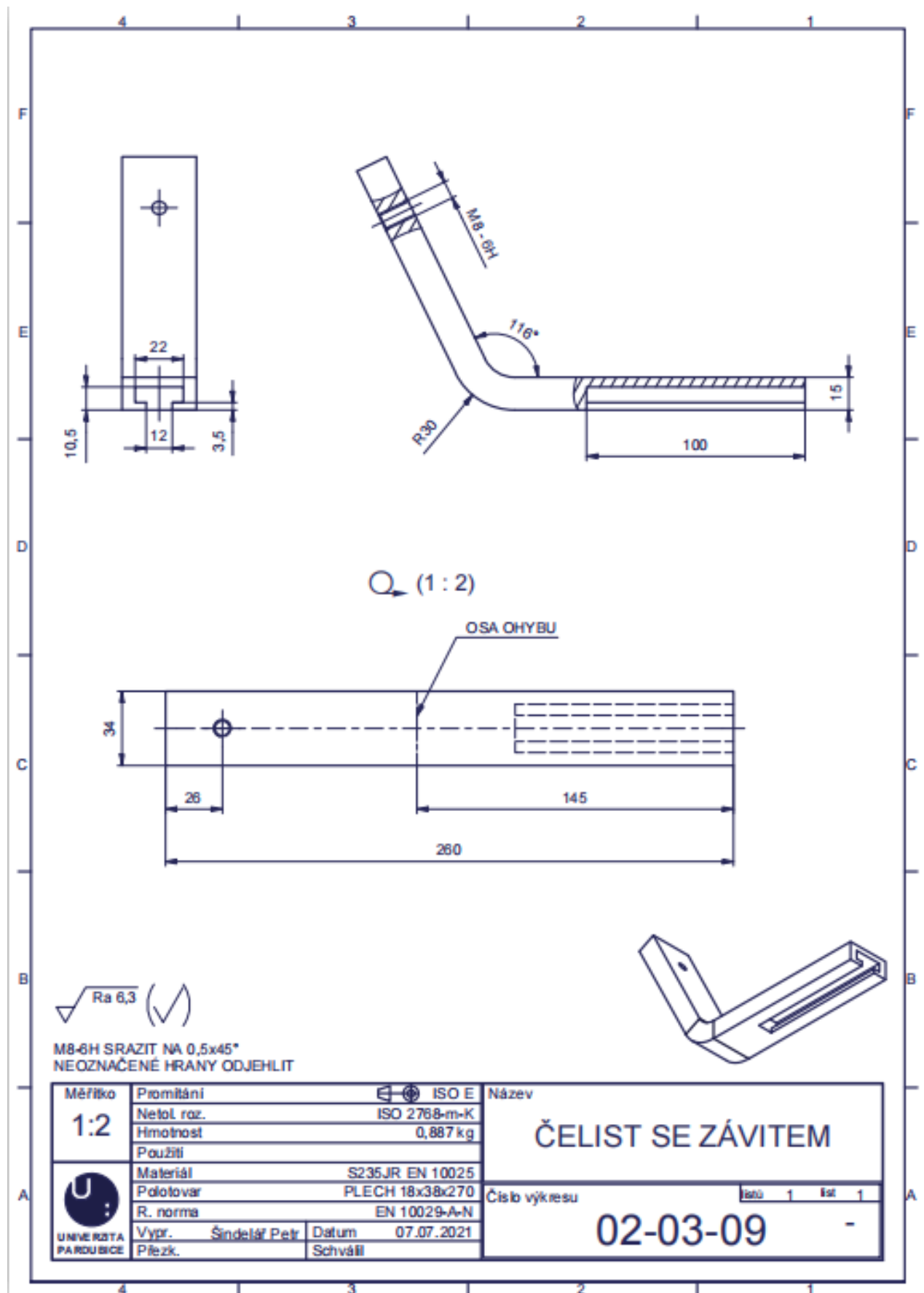
NEOZNAČENÉ HRANY ODJEHLIT

Měřítko 2:1	Promítání	ISO E	Název ŠROUB UPÍNAČÍ
	Netol. roz.	ISO 2768-m-K	
UNIVERZITA PARDUBICE	Hmotnost	0,029 kg	Číslo výkresu 02-03-07
	Použití		
	Materiál	S235JR EN 10025	-
	Polotovar	TYČ 20x20x30	
	R. norma	EN 10060	
	Vypr. Šindelář Petr	Datum 07.07.2021	
Přezk.	Schválil		

Příloha E1 – Čelist



Příloha F1 – Čelist se závitem



√ Ra 6,3 (M)

M8-6H SRAZIT NA 0,5x45°
NEOZNAČENÉ HRANY ODJEHLIT

Měřítka 1:2	Projitání	ISO E	Název ČELIST SE ZÁVITEM
	Netol. roz.	ISO 2768-m-K	
UNIVERZITA PARDUBICE	Hmotnost	0,887 kg	Číslo výkresu 02-03-09
	Použití		
	Materiál	S235JR EN 10025	listů 1 list 1
	Polotovary	PLECH 18x38x270	
	R. norma	EN 10029-A-N	
Vypr.	Šindelář Petr	Datum	07.07.2021
Přezk.		Schválil	

