

Hnací jednotka s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou

Rudolf Čechal

Bakalářská práce
2009



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství
akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Rudolf ČECHAL**
Studijní program: **B 3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**

Téma práce: **Hnací jednotka s planetovou převodovkou a poj. spojkou**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární studii na dané téma
2. Navrhněte planetovou převodovku pro převodový poměr 1:100, výkon $P = 7 \text{ kW}$ a otáčky $n = 100 \text{ min}^{-1}$
3. Zhotovte sestavu převodovky
4. Zhotovte výrobní dokumentaci

Rozsah práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

Dle doporučení vedoucího BP.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. František Volek, CSc.**
Ústav výrobního inženýrství

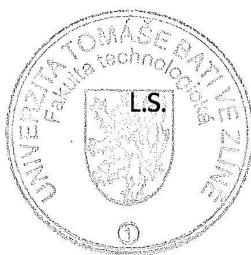
Datum zadání bakalářské práce: **20. února 2009**

Termín odevzdání bakalářské práce: **3. června 2009**

Ve Zlíně dne 16. února 2009



doc. Ing. Petr Hlaváček, CSc.
děkan



doc. Ing. Miroslav Maňas, CSc.
vedoucí katedry

ABSTRAKT

Tato práce analyzuje planetové převody, výhody a nevýhody planetových převodů a planetových převodovek. Součástí práce je také výpočet a konstrukce planetové převodovky pro zadané hodnoty.

Klíčová slova: planetová převodovka, konstrukce planetové převodovky

ABSTRACT

This work analyzes planetary transmission, advantage and disadvantage planetary transmission and planetary gearbox. A single part of the work is also calculation and construction planetary gearbox for akcept value.

Keywords: planetary transmission, construction planetary gearbox

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Františku Volkovi CSc. za jeho užitečné rady, připomínky a příjemnou spolupráci při vypracovávání této bakalářské práce.

Prohlašuji, že jsem na bakalářské/diplomové práci pracoval(a) samostatně a použitou literaturu jsem citoval(a). V případě publikace výsledků, je-li to uvedeno na základě licenční smlouvy, budu uveden(a) jako spoluautor(ka).

Ve Zlíně

.....

Podpis diplomanta

OBSAH

ÚVOD	8
I TEORETICKÁ ČÁST	9
1.1 PŘEVODY S OZUBENÝMI KOLY	10
1.1.1 Charakteristika ozubených převodů	10
1.1.1.1 Základní pojmy	10
1.1.1.2 Rozdělení ozubených soukolí	11
1.1.1.3 Základní zákon ozubení	13
1.1.2 Podřezání paty zubu	15
1.1.3 Mezní počet zubů	15
1.1.4 Posunutí profilu	16
1.1.5 Sílové a energetické poměry v ozubení	17
1.1.6 Základy pevnostního výpočtu ozubených kol	18
1.1.6.1 Návrh modulu	19
1.1.6.2 Kontrola ozubení	19
1.1.7 Mazání ozubených kol	20
1.2 PLANETOVÉ PŘEVODY	21
1.2.1 Struktura planetových soukolí	21
1.2.2 Strukturní symbol	22
1.2.3 Základní typy planetových převodů s válcovými koly	23
1.2.4 Stupně volnosti, kinematika převodu	24
1.2.5 Doplňující geometrické podmínky	26
1.3 HŘÍDELOVÉ SPOJKY	27
1.3.1 Mechanické hřídelové spojky	28
1.3.1.1 Mechanické spojky s trvalým spojením hřídelů	28
1.3.1.2 Mechanické spojky s dočasným spojením hřídelů	28
1.3.2 Návrh spojky	29
1.4 POHONY	30
1.4.1 Rozdělení pohonů	30
1.4.2 Skladba pohonu	30
II PRAKTICKÁ ČÁST	32
2 VÝPOČET A NÁVRH HNACÍ JEDNOTKY S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU A POJISTNOU SPOJKOU	33
2.1 ZADANÉ HODNOTY	33
2.2 SCHÉMA PŘEVODOVKY	33
2.3 VÝPOČET PŘEVODOVKY	33
2.3.1 Volba vhodného elektromotoru	33
2.3.2 Výpočet počtu zubů a účinnosti	34
2.3.3 Výpočet kroutcích momentů na hnacím a hnaném hřídeli při účinnosti $\eta=1$	34
2.3.4 Výpočet soukolí výstupní části A	34
2.3.5 Výpočet modulu a hlavních rozměrů části A	35
2.3.6 Kontrola části A na ohyb a na dotyk dle ČSN 01 4686	36

2.3.7	Výpočet modulu a hlavních rozměrů části B	37
2.3.8	Kontrola části B na ohyb a na dotyk dle ČSN 01 4686.....	38
2.3.9	Silové poměry	40
2.3.10	Výpočet hřidelů	41
	Hřidel I.....	41
	Hřidel II.....	43
	Hřidel III.....	44
2.4	DOPLŇUJÍCÍ GEOMETRICKÉ PODMÍNKY	45
2.4.1	Podmínka stejných osových vzdáleností	45
2.4.2	Podmínka smontovatelnosti	45
2.4.3	Podmínka vůle mezi sousedními satelity	45
2.5	VÝPOČET POJISTNÉ SPOJKY SE STRÍŽNÝMI KOLÍKY	46
ZÁVĚR		47
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....		48
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK		49
SEZNAM OBRÁZKŮ		52
SEZNAM TABULEK.....		53
SEZNAM PŘÍLOH.....		54

ÚVOD

Princip ozubených převodů je znám od dob antiky. První ozubená kola byla vyřezávána z tvrdého dřeva a využívalo se jich ke zvedání těžkých břemen. Dřevěná kola byla postupem času nahrazena odlévanými koly a v současnosti se vyrábí obráběním. S rozvojem různých oborů pronikaly převodové mechanismy do stále většího počtu výrobních odvětví a do značné míry ulehčovaly člověku práci. K asi největšímu rozmachu převodových ústrojí došlo na konci 18. a počátkem 19. století za dob průmyslové revoluce. V této době docházelo k nahrazování ruční výroby výrobou strojní. V současné době se převodových mechanismů hojně využívá a stále rostou požadavky na přesnost rozměrů ozubení, na jejich hmotnost a velikost při zachování anebo dokonce snížení nákladů na jejich výrobu.

Dnes bychom si život bez převodových mechanismů dovedli asi jen těžko představit. Toto tvrzení se může někomu zdát přehnané, ale pokud si člověk představí stroje nebo přístroje založené na mechanickém pohybu, tak se u většiny z nich setká s nějakým převodovým mechanismem. Ať už se jedná o auto, dopravní pásy nebo třeba ručičkové hodinky. Převodové mechanismy nám spolu s dalšími součástmi jako jsou například motory nebo spojky tvoří pohony nejrůznějších zařízení.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1.1 Převody s ozubenými koly

Ozubené převody jsou nejrozšířenějším a nejvýznamnějším druhem převodových mechanismů. Slouží k přenosu rotačního pohybu a mechanické energie z hnacího hřídele na hnaný. Tyto převody pracují na principu záběru spoluzabírajících členů s bezprostředním dotykem. Jejich hlavní výhodou je velká účinnost, vysoká životnost, spolehlivost a pevný převodový poměr. [7,5]

Spoluzabírající ozubená kola nazýváme soukolí. Jednoduché převody se skládají z jedné dvojice kol a složené převody ze tří a více kol nebo několika soukolí. [5]

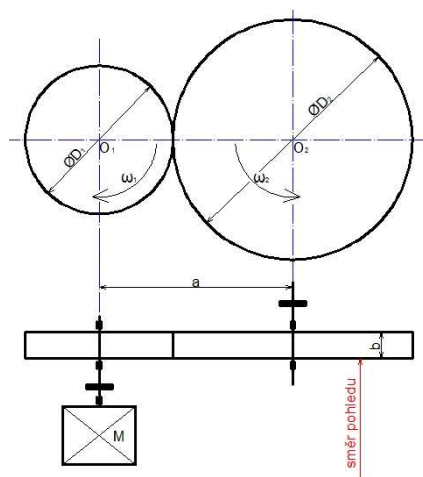
1.1.1 Charakteristika ozubených převodů

Soukolí, sestávající z hnacího a hnaného kola (menší se označuje jako *pastorek*, větší jako *kolo*) má za úkol vytvoření kinematické a silové vazby mezi relativně blízkými hřídeli při požadované transformaci úhlové rychlosti ω a kroutícího momentu M_k a při co nejvyšší mechanické účinnosti η . [7]

Změnu otáčivého pohybu mezi dvěma hřídeli charakterizuje převodový poměr i , který při číselném označení spoluzabírajících členů je kinematicky definován vztahem $i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$.

Velikost poměru i se zpravidla chápe jako absolutní hodnota; hodnoty $i > 1$ odpovídají převodům dopomala (redukci), hodnoty $i < 1$ charakterizují převody dorychla (multiplikaci). [7]

1.1.1.1 Základní pojmy



Obr. 1 Základní pojmy

Smysl otáčení ozubených kol závisí na smluveném směru pohledu ze strany výkonu (Obr. 1). Otáčení ve směru hodinových ručiček označujeme jako *pravé*, opačné otáčení pak jako *levé*.

D_1, D_2 – průměry roztečných kružnic [mm]

ω_1, ω_2 – úhlové rychlosti kol [s^{-1}]

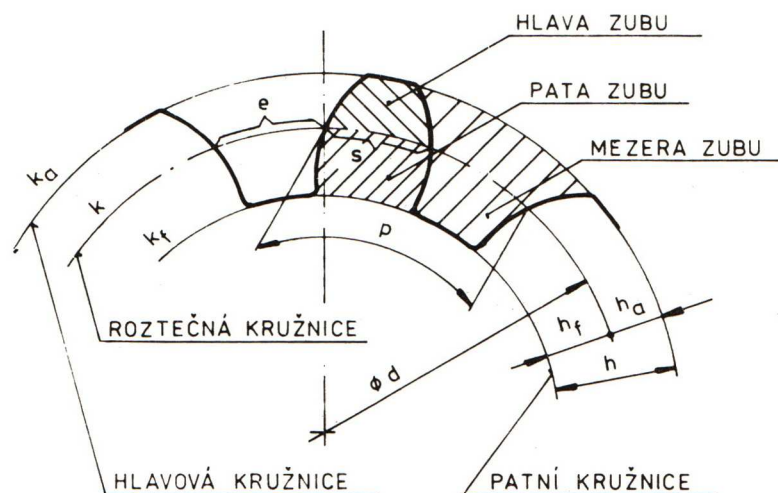
a – vzdálenost os hřídelů O_1 a O_2 [mm]

b – šířka zubu [mm]

Další rozměry ozubeného kola viz. Obr. 2

Ozubené kolo s vnějším ozubením je složeno z náboje a ozubeného věnce (u kol s malým počtem zubů a kol s vnitřním ozubením pouze z ozubeného věnce). [3]

Ozubený věnec je tvořen zuby, rovnoměrně rozloženými po obvodě kola a geometricky určenými především tzv. bočními plochami. Ozubený věnec je radiálně vymezen *hlavovou* a *patní plochou*. Tyto plochy jsou sousedé a stejného typu s plochou roztečnou. V axiálním směru je ozubený věnec vymezen dvěma čelními plochami, jejichž vzdálenost udává šířku ozubeného kola. [3]



Obr. 2 Základní rozměry ozubeného kola [1]

p – rozteč (vzdálenost dvou stejnohlých boků sousedních zubů) [mm]

s – tloušťka zubu na roztečné kružnici [mm]

e – šířka mezery mezi dvěma zuby [mm]

1.1.1.2 Rozdělení ozubených soukolí

Ozubená kola rozdělujeme podle několika kritérií:

Podle vzájemné polohy os

- a) *rovnoběžné osy* – soukolí valivá se zuby [7]
 - přímými (např. Obr. 3a)

- šikmými (Obr. 3b)
 - šípovými (Obr. 3c)
- b) *různoběžné osy* – soukolí valivá kuželová se zuby [7]
- přímými (Obr. 3e)
 - šikmými (Obr. 3f)
 - zakřivenými (Obr. 3g)
- c) *mimoběžné osy* [7]
- šroubová válcová soukolí (Obr. 3h)
 - šneková soukolí (Obr. 3i)
 - šroubová kuželová – hypoidní soukolí (Obr. 3j)
 - spiroidní soukolí (Obr. 3k)

Podle vzájemné polohy spoluzabírajících kol [3,7]

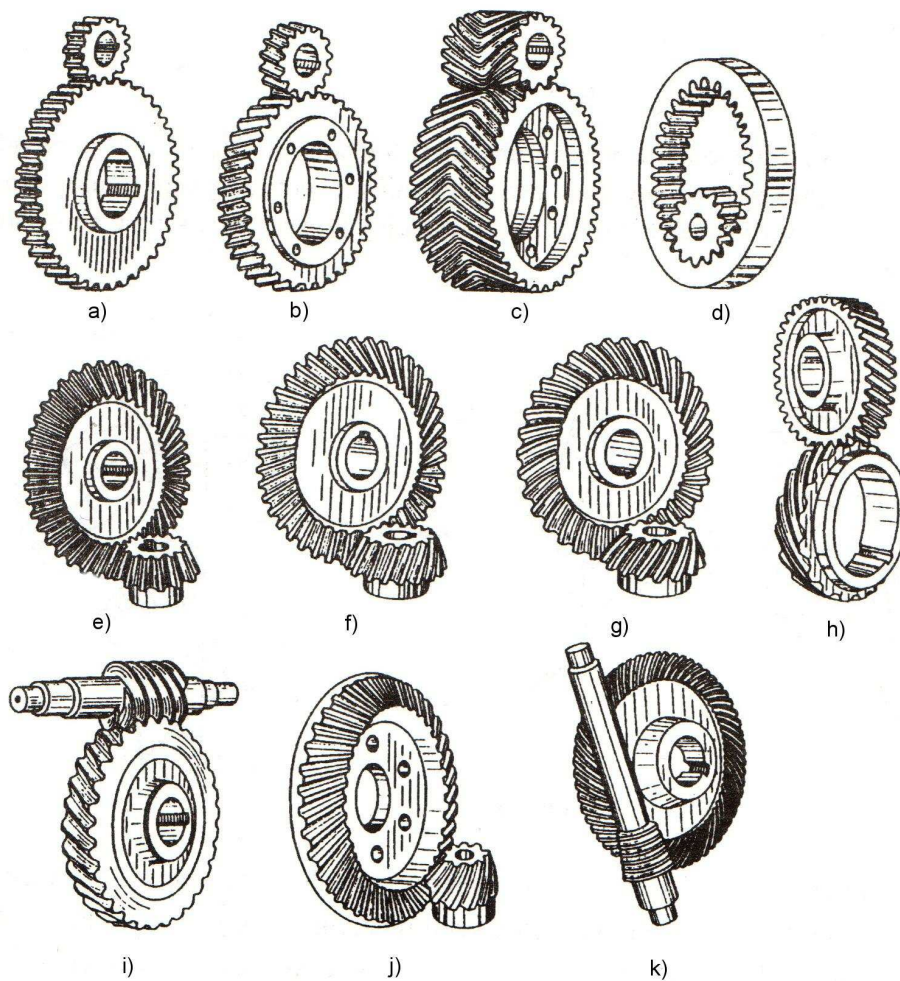
- vnější soukolí (např. Obr. 3a)
- vnitřní soukolí (Obr. 3d)

Podle velikosti převodového poměru [3,7]

- převody dopomala ($i > 1$)
- Převody dorychla ($i < 1$)

Podle velikosti obvodové rychlosti [7]

- pomaloběžná $v \leq 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- o středních rychlostech $3 \leq v \leq 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- rychloběžná $v \geq 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$



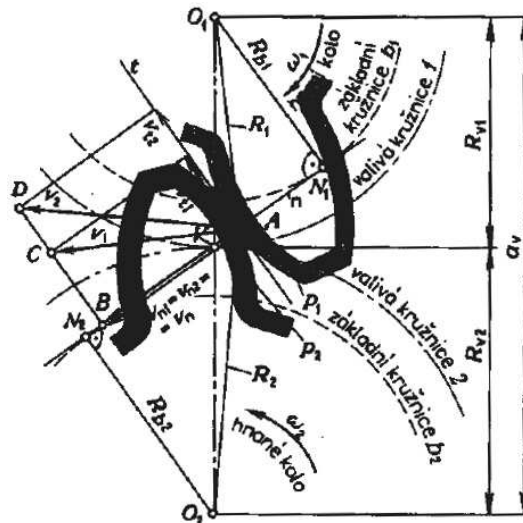
Obr. 3 Přehled typů ozubených převodů [7]

1.1.1.3 Základní zákon ozubení

Základní zákon ozubení vychází z těchto požadavků [3]:

- a) stálý převodový poměr
- b) stálý záběr
- c) stálá osová vzdálenost

Hnací ozubené kolo je správné, jestliže při stálé úhlové rychlosti udílí hnanému kolu rovněž stálou úhlovou rychlost. [7]



Obr. 4 Základní zákon ozubení [8]

Jestliže se kolo 1 odvaluje úhlovou rychlostí ω_1 kolem osy O_1 , pak je velikost obvodové rychlosti v místě A rovna [8]:

$$v_1 = R_1 \cdot \omega_1$$

Pro kolo 2 odvalující se kolem osy O_2 úhlovou rychlostí ω_2 platí [8]:

$$v_2 = R_2 \cdot \omega_2$$

Z podobnosti trojúhelníků O_1N_1A (ABC) a O_2N_2A (ABD) s využitím skutečnosti, že v libovolném bodě jsou normálové složky obvodové rychlosti ve společné normále shodné, pak plyne vztah [8]:

$$\omega_1 \cdot O_1N_1 = \omega_2 \cdot O_2N_2$$

a odtud tedy:

$$\frac{O_2N_2}{O_1N_1} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i_{1,2} \quad [8]$$

Základní zákon ozubení tedy zní:

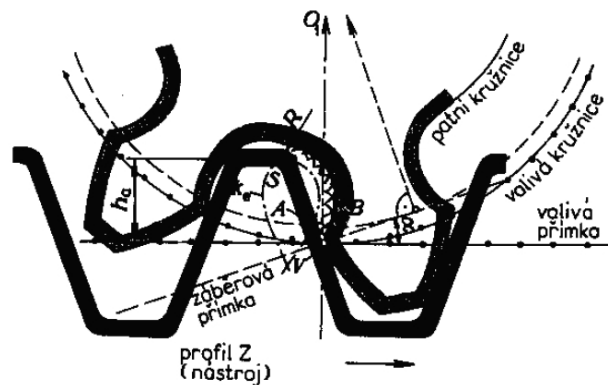
Dva boky zubů při plynulém záběru přenášejí otáčivý pohyb za stálého převodového poměru i . Tedy tehdy, jestliže jejich společná normála n prochází v každém okamžiku pólem relativního pohybu V , a dělí tedy spojnicí středů os O_1 a O_2 na dva úseky v opačném poměru úhlových rychlostí. Platí tedy [8]:

$$i_{1,2} = \frac{R_{v2}}{R_{v1}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = konst.$$

1.1.2 Podřezání paty zubu

Jestliže výrobní hřeben zasahuje příliš hluboko do věnce vyráběného kola, uřízne hlava zubu výrobního hřebene při výstupu z mezery část evolventy, která byla dohotovena v předchozí fázi záběru; tím vznikne zub s *podřezanou patou* (Obr. 5). Toto podřezání zubu je nežádoucí, neboť [7]:

- zeslabuje zub v místě vetknutí a snižuje tím jeho ohybovou pevnost
- odstraňuje část evolventy, která by se mohla zúčastnit záběru



Obr. 5 Podřezání paty zubu [8]

Podřezání paty zubu lze předejít [8]:

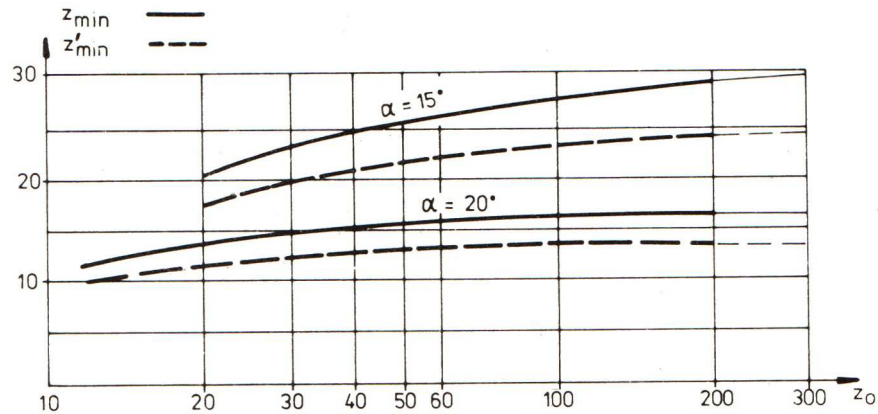
- a) zvětšením úhlu záběru
- b) snížením výšky zubu
- c) posunutím řezného nástroje při výrobě ozubeného kola

1.1.3 Mezní počet zubů

Nemá-li u ozubeného kola dojít k podřezání evolventy, jeho počet zubů nesmí klesnout pod *mezní počet zubů* z_{min} . Mezní počet zubů je závislý na metodě výroby ozubeného kola (Obr. 6).

Výpočtem pak určíme teoretický mezní počet zubů pomocí vztahu $z_t = \frac{2}{\sin^2 \alpha}$, kde α je úhel záběru. V praxi však připouštíme nepatrné podřezání paty zubu, které není na závadu.

Pak užíváme praktický mezní počet zubů $z_p = \frac{5}{6} \cdot z_t$. [1,7,8]

Obr. 6 z_{\min} při obrábění obrážecím kolem a hřebenovým nožem [1]

z_{\min} – výroba obrážecím kolem [1]

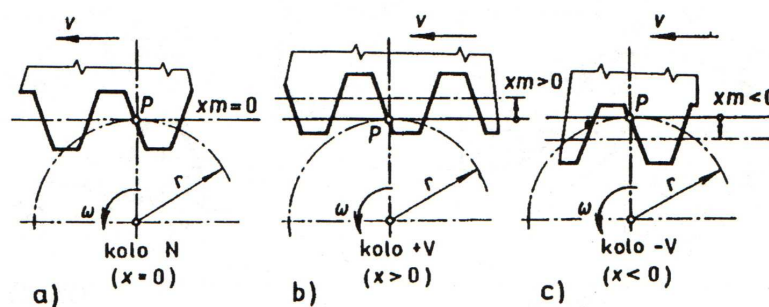
z'_{\min} – výroba hřebenovým nožem [1]

1.1.4 Posunutí profilu

Při výrobním záběru je pól relativního pohybu P vždy na roztečné kružnici vyráběného kola, tj. roztečná kružnice o $d = m \cdot z$ je vždy kružnicí valivou (výrobní). U hřebene může být valivou přímkou libovolná přímka rovnoběžná s přímkou roztečnou. Poloha, při níž roztečná přímka hřebene prochází pólem P, se nazývá nominální. Takto vyrobené kolo se označuje jako kolo s *nulovým posunutím* výrobního nástroje (Obr. 7a) – kolo N (nekorigované). Je-li výrobní hřeben posunut z nominální polohy, vzniká kolo s *nenulovým posunutím* – kolo V (korigované). Radiální posunutí hřebene u může být kladné, jde-li o vysunutí hřebene z kola (Obr. 7b) nebo záporné, jde-li o zasunutí hřebene do kola (Obr. 7c). Velikost posunutí se definuje jako násobek modulu:

$$u = x \cdot m$$

kde x je bezrozměrný součinitel posunutí. [7]



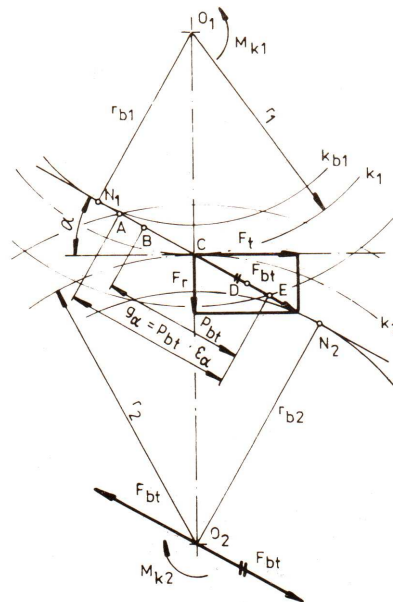
Obr. 7 Kola s různým posunutím nástroje [7]

Výhody posunutí výrobního nástroje [7]:

- Umožňuje výrobu kol s relativně malým počtem zubů, aniž dojde k podříznutí paty zubu.
- Vylepšuje pevnostní a záběrové vlastnosti kol.
- Umožňuje upravit osovou vzdálenost soukolí na požadovanou hodnotu.

1.1.5 Silové a energetické poměry v ozubení

Ozubené soukolí přenáší kromě rotačního pohybu i výkon P . Proto při úhlových rychlostech kol ω_1, ω_2 působí na kolech točivé kroutící momenty M_{k1} a M_{k2} (Obr.8). Přitom by v ideálním ozubení bez tření platilo $P = M_{k1} \cdot \omega_1 = M_{k2} \cdot \omega_2$ [1,3]



Obr. 8 Silové poměry [1]

Dále

$$\begin{aligned} M_{k1} &= F_t \cdot r_1 \\ M_{k2} &= F_t \cdot r_2 \end{aligned}$$

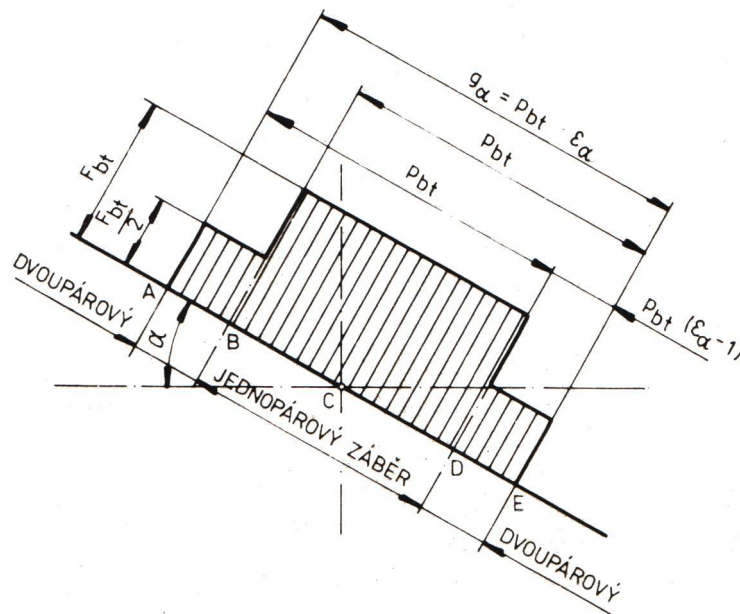
kde F_t je síla na roztečném průměru, která je často vstupní jmenovitou hodnotou při dimenzování ozubených kol. Při styku ve valivém bodě C nedochází k relativnímu skluzu profilů zubů, a proto nevzniká ve styku třecí síla. Pro úhel záběru α tedy platí:

$$F_{bt} = \frac{F_t}{\cos \alpha},$$

kde F_{bt} je radiální síla přeložená do středu kola a namáhající hřídel na ohyb a kroutící moment (Obr. 8). Jelikož stykový bod postupuje po přímce záběru konstantní rychlostí $v_b = r_b \cdot \omega$, pak je výkon ve stykovém bodě:

$$F_{bt} \cdot v_b = F_{bt} \cdot r_b \cdot \omega = \frac{F_t}{\cos \alpha} \cdot r \cdot \cos \alpha \cdot \omega = F_t \cdot r \cdot \omega = M_k \cdot \omega = P \quad [1]$$

Průběh radiální síly F_{bt} během záběru není konstantní. Její velikost je závislá na tom, zda jsou v záběru současně dva páry zubových profilů (dvoupárový záběr), nebo pouze jeden pár (jednopárový záběr). Proměnlivost průběhu radiální síly F_{bt} je určena velikostí hodnoty součinitele trvání záběru ε (viz. Obr 9). Oblast jednopárového a dvoupárového záběru na dráze záběru určuje velikost hodnoty rozteče na základní kružnici p_{bt} . [3]



Obr. 9 Průběh stykové síly při $1 < \varepsilon < 2$ [1]

1.1.6 Základy pevnostního výpočtu ozubených kol

Pevnostní výpočet vychází z existence možného poškození ozubení za provozu. Praxe ukazuje, že ozubení může přestat plnit svoji funkci, pokud dojde k ulomení zubu (většinou jde o únavový lom), nebo k nadměrnému opotřebení činných ploch zubu. Problematika pevnostního výpočtu ozubených kol je prakticky řešena ve dvou stupních. V prvním stupni se provede návrh modulu obvykle na základě zjednodušených předpokladů pro namáhání i zatížení. S navrženým modulem je možné pro ozubené kolo stanovit jeho příslušné rozměry. Takto navržené kolo se může podrobit pevnostním kontrolám vyplývajícím z jeho sku-

tečného tvaru a namáhání. Pevnostní kontroly jsou obsahem druhého stupně pevnostního výpočtu. [3]

1.1.6.1 Návrh modulu

Provádí se většinou z podmínky pevnosti v ohybu v patě zubu. Existuje celá řada způsobů, jak modul navrhnout. Pevnostní výpočet je předmětem mezinárodních a národních norem. V české republice je možno použít normu ČSN 01 4686 Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol z roku 1989. K výpočtu modulu lze použít vztah

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_k}{\pi \cdot c \cdot \psi_m \cdot z}}$$

ve kterém [2,3]: M_k - kroutící moment hřídele [N·mm]

c - snížené dovolené namáhání na ohyb ($c \approx 0,06 \cdot \sigma_D$; viz. Tab. 1) [MPa]

z - počet zubů [1]

ψ_m - poměrná šířka zubu (ψ_m se volí 10 až 15 i více. Vyšší hodnoty pro kola s vyšším stupněm přesnosti a pro vyšší tuhost uložení) [1]

Modul je třeba určit pro pastorek i kolo (s ohledem na různé c) a větší z obou hodnot použít jako společný modul soukolí. [2,3]

Materiál	Dovolené namáhání σ_D [MPa]	c [MPa]
Šedá litina	30 až 45	2 až 3
Ocelolitina	70 až 80	5 až 7
Uhlíková ocel	85 až 110	6 až 8
Slitinná zušlechtěná ocel	160 až 200	10 až 20
Slitinná cementační ocel, kalitelná	200 až 300	15 až 24

Tab. 1 Doporučené hodnoty σ_D a c u vybraných materiálů [2]

1.1.6.2 Kontrola ozubení

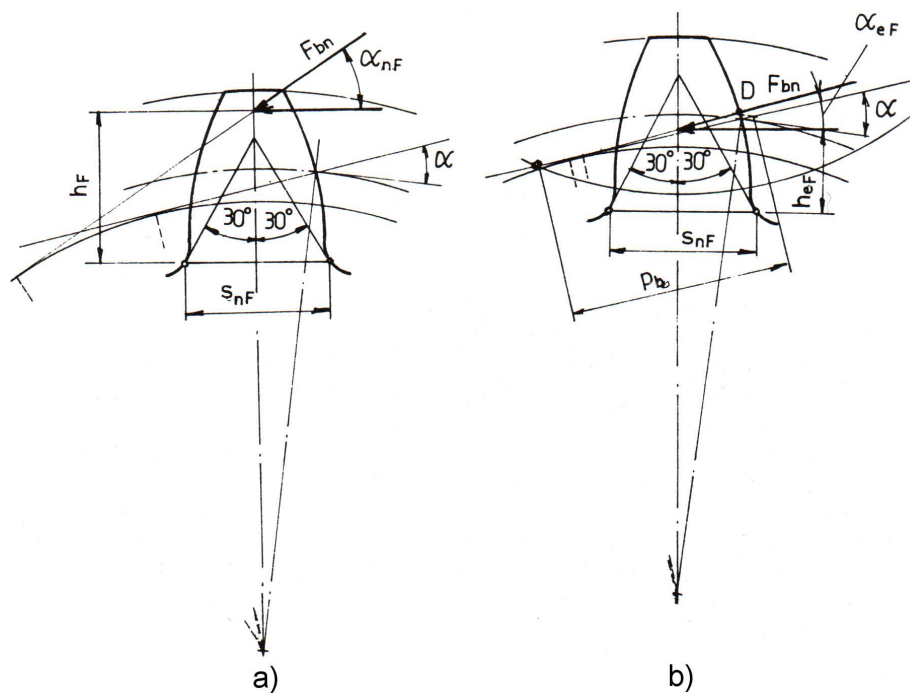
Kontrola ozubení se provádí podle výše uvedené normy.

Podle této normy se provede [3]:

1. Výpočet namáhání paty zubu. Stanoví se *součinitel bezpečnosti proti únavovému lomu* v patě zubu (pro kolo i pastorek). Zatěžování se předpokládá [3]:

- a) Složkou F (kolmou na osu zubu) normálové síly F_N , která působí na hlavové kružnici (Obr. 10 a) nebo
- b) Složkou F (kolmou na osu zubu) normálové síly F_N , která prochází místem osamělého záběru (Obr. 10 b) – jednopárový záběr.

2. Výpočet namáhání boků zubů. Stanoví se součinitel bezpečnosti proti tvorbě *pittingů* (pro pastorek i kolo).

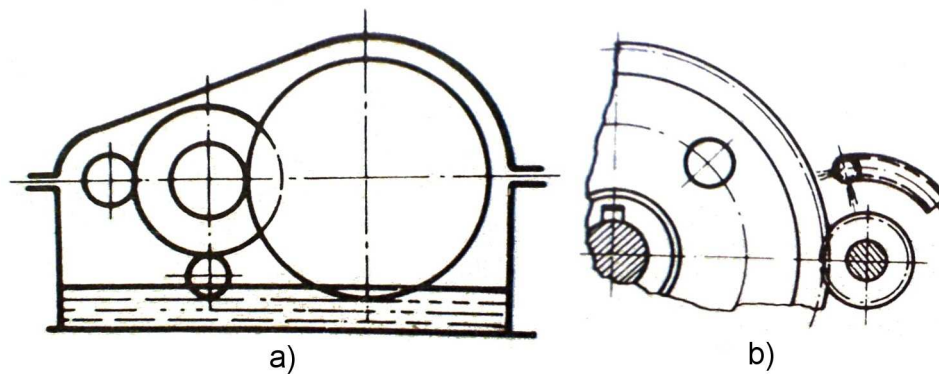


Obr. 10 Namáhání paty zubu [3]

1.1.7 Mazání ozubených kol

Nejčastějším typem mazání ozubených kol je jejich brodění v olejové lázni (Obr. 11 a). Olej tvoří olejovou náplň převodové skříně a ozubená kola, která se v něm brodí, přivádějí olej do záběru. Tento systém mazání se používá pro obvodové rychlosti $v \leq 12 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Větší kolo převodu je ponořeno do oleje. Doporučuje se, aby u rychloběžných kol hloubka ponoření h_0 nepřesahovala 2 moduly, přičemž nemá být menší než 10 mm. Protože však v provozu hladina oleje kolísá, bývá reálně h_0 až 4 moduly. Pro objem olejové náplně se

doporučuje 0,35 – 0,7 litru oleje na $1kW$ přenášeného výkonu. Při větších rychlostech rostou hydraulické odpory, olej pění a intenzivně se okysličuje, stárne, narušuje se mazání a omezuje chlazení. Tyto vlivy se až do obvodových rychlostí $v < 15 m \cdot s^{-1}$ dají omezit oddělením olejové vany pro větší kolo, kde zpětné proudění oleje je umožněno otvory u dna skříně. Pro velmi vysoké obvodové rychlosti $v < (30 - 50) m \cdot s^{-1}$ je vhodné pro mazání tryskami (Obr. 11 b). Při tomto způsobu mazání je nutné proud oleje rovnoměrně rozptylovat aby nedocházelo k rázům v záběru. K mazání ložisek v převodovkách dochází odstříknutým olejem nebo olejovou mlhou, která v převodovce vzniká. Mazací olej se obvykle volí podle doporučení výrobců maziv. V zásadě je viskozita oleje tím větší, čím jsou menší obvodové rychlosti a čím jsou větší zařízení. [1]



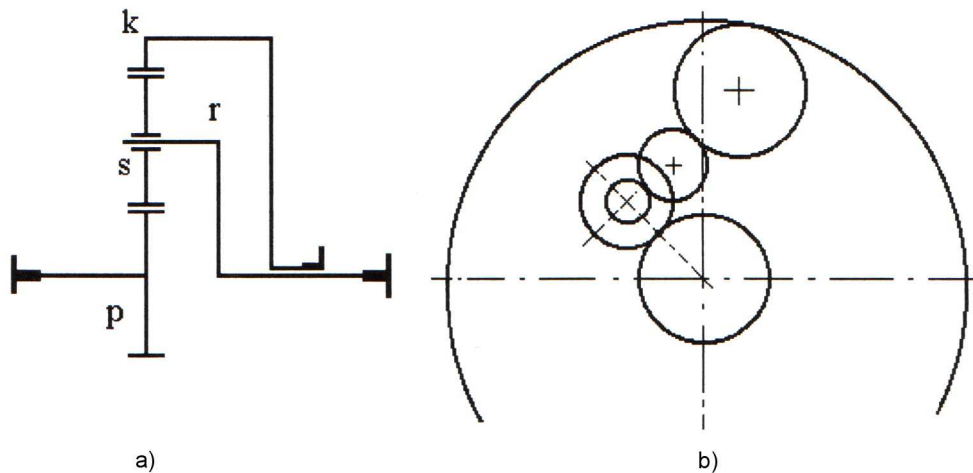
Obr. 11 Mazání ozubených kol [1]

1.2 Planetové převody

1.2.1 Struktura planetových soukolí

Planetová soukolí jsou tvořena ozubenými koly a unašečem. Některá tzv. *centrální ozubená kola* jsou souosá s unašečem a centrální osou celého mechanismu a jiná kola tzv. *satelity* jsou otočně uložena na unašeči. Zabírají buď s centrálními koly, nebo navzájem mezi sebou. Při rotaci unašeče konají tedy satelity pohyb složený ze dvou rotací. Unašeč r a centrální kola nazýváme *centrálními členy* a jejich společnou osu *centrální osou*. Centrální kola s vnějším ozubením označujeme jako *planety* (p) a s vnitřním ozubením jako *koruny* (k). Satelity mohou mít jeden, dva nebo více ozubených věnců. Satelity s jedním věncem označujeme jako *jednoduché* a se dvěma věnci jako *dvojité*. V nejjednodušším případě ozubení satelitu může zabírat s ozubením planety i korunového kola (Obr. 12 a). Obecně

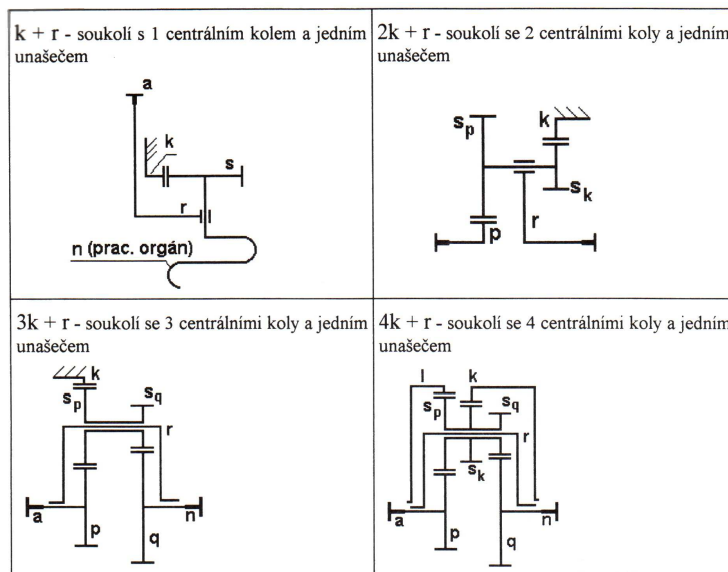
ovšem mohou satelity zabírat v řadě za sebou, při čemž koncové satelity této řady zabírají s různými centrálními ozubenými koly (Obr. 12 b). V celém mechanismu může být několik takovýchto řad, ale k uskutečnění kinematických a silových vazeb stačí řada jedna. Planetová soukolí s jedním unašečem nazýváme *jednoduchá planetová soukolí (JPS)*. [6]



Obr. 12 Základní typy planetových převodů [6]

1.2.2 Strukturní symbol

Jednoduchá planetová soukolí mohou mít různý počet centrálních kol (k), spojených mezi sebou satelity. Typ jednoduchých planetových soukolí podle počtu centrálních kol označujeme tzv. *strukturním symbolem* (vzorcem), označujícím počet centrálních kol před písmenem k a písmenem r (Obr. 13). Obecně pak $kk + r$ značí soukolí s k centrálními koly a jedním unašečem.

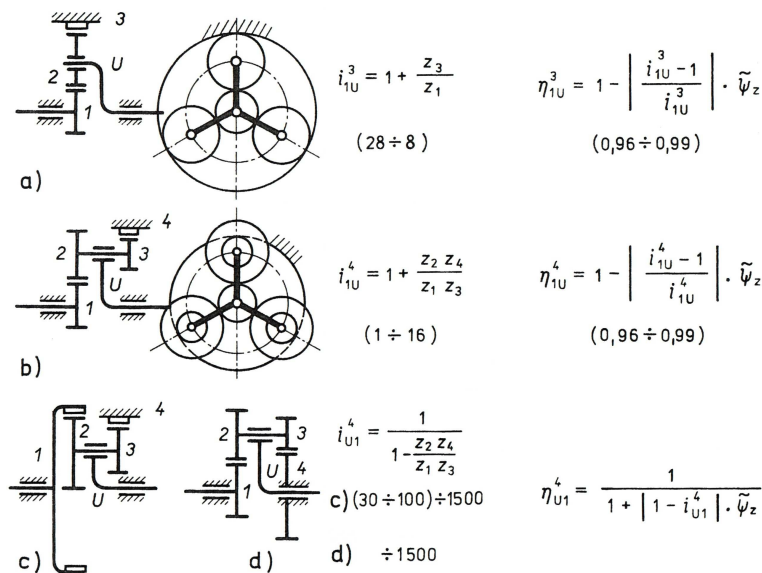


Obr. 13 Nejčastější případy počtu centrálních kol [6]

1.2.3 Základní typy planetových převodů s válcovými koly

a) Typ $k - r$

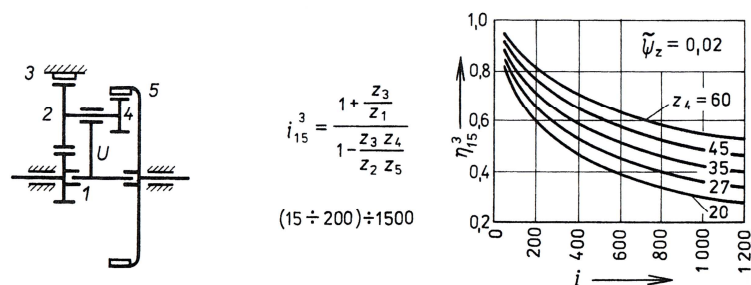
Tento typ se vyznačuje tím, že na jednom z vnějších hřídelů (hnacím nebo hnaném) je uložen unášec a na druhém korunové kolo. Tyto převody jsou nejčastější a v provedení s jednoduchými (Obr. 14 a) a dvojitými (Obr. 14 b) satelity jsou vhodné jako převody silové. Mají vysokou mechanickou účinnost bez ohledu na to, jsou-li použity jako reduktory (hnací je kolo 1) nebo jako multiplikátory (hnací je unášec). Jako převody nesilové (kinematické) lze použít převody typu (Obr. 14 c a d), které mohou realizovat vysoké převodové poměry, ale jejich účinnost s rostoucím převodovým poměrem značně klesá. [2]



Obr. 14 Planetové převody typu $k - r$ [2]

b) Typ $k - k$

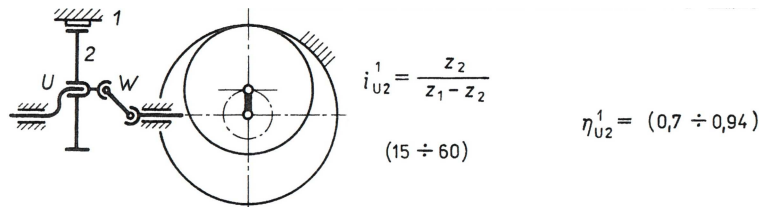
U tohoto typu jsou oba hřídele osazeny korunovými koly (Obr. 15) a unášec slouží pouze jako opora satelitů a neúčastní se přenosu točivého momentu. Tímto převodem lze uskutečnit velké převodové poměry za cenu nižší účinnosti. [2]



Obr. 15 Planetový převod typu $k - k$ [2]

c) Typ $r - s$

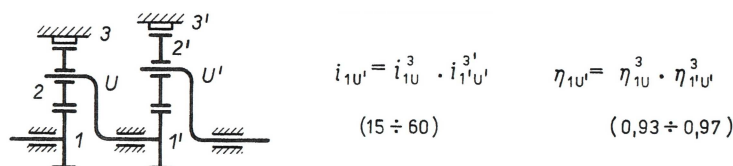
Jedná se o převody s vyvedeným pohybem satelitu. Na hnacím hřídelem je uložen unašeč a spojení hnaným hřídelem a satelitem probíhá pomocí přídatného mechanismu W (Obr. 16). Těmito převody lze dosáhnout poměrně velkých převodových poměrů při poměrně dobré účinnosti. [2]



Obr. 16 Planetový převod typu $r - s$ [2]

d) Složené planetové převody

Vznikají řazením jednotlivých planetových převodů za sebou (např. Obr. 17). Celkový převodový poměr je dán součinem jednotlivých dílčích planetových převodů (totéž platí pro účinnost). [2]



Obr. 17 Složený planetový převod [2]

1.2.4 Stupně volnosti, kinematika převodu

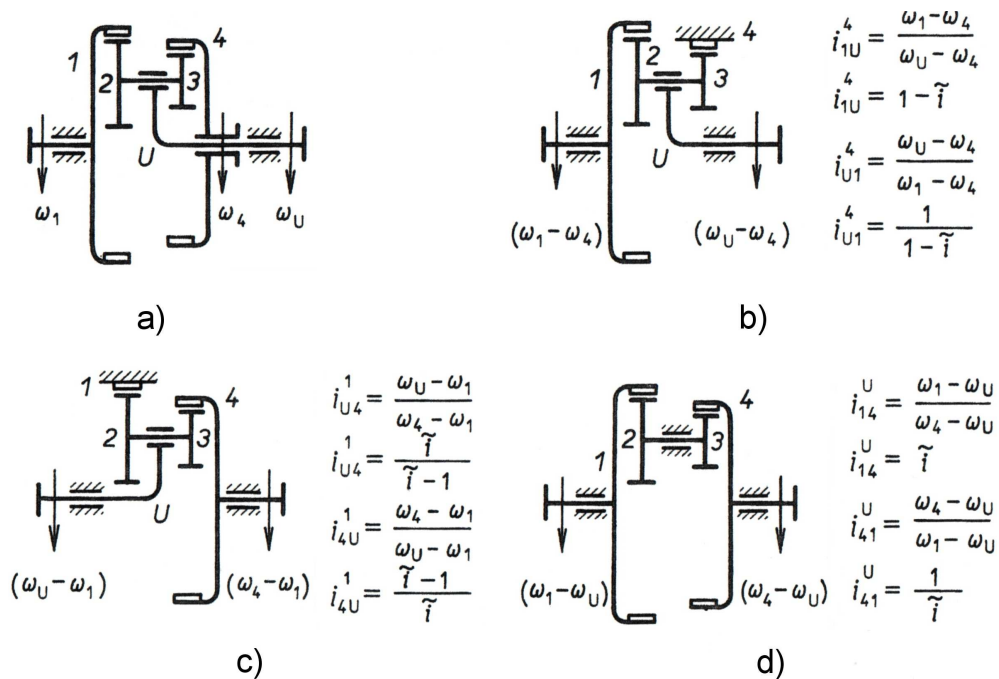
Počet stupňů volnosti je jedním ze základních údajů, charakterizujících vlastnosti převodových ústrojí. Ve většině případů nás zajímá především tzv. funkční počet stupňů volnosti, tj. počet stupňů volnosti nějakého ideálního mechanismu bez nadbytečných uložení (pasivních vazeb), jehož všechny členy konají pouze pohyb příslušný jejich funkci v mechanismu. Je to počet nezávislých kinematických veličin stejného druhu (úhlové pootočení, úhlová rychlost, úhlové zrychlení), které je nutno zadat, aby bylo možno tuto veličinu jednoznačně určit pro všechny členy mechanismu. U planetových převodů vykonávají všechny členy rotační pohyb a nejsou zde žádné posuvné dvojice, platí tedy vztah pro určení počtu stupňů volnosti w [6]:

$$w = n - o$$

Kde: n – počet pohyblivých členů [1]

o – počet obecných dvojic (záběrů ozubených kol) [1]

Existuje řada metod pro určení převodového poměru planetových převodů. Nejvhodnější metoda vychází z planetového *diferenciálu*, tj. ze zařízení se dvěma stupni volnosti. Při zadaných pohybech dvou hřídelů je pohyb třetího jednoznačně určen (např. Obr. 18 a). Zastavením jednoho z hlavních členů přechází diferenciál v *mechanismus* (jeden stupeň volnosti). Postupným zastavováním tří hlavních členů lze od každého diferenciálu odvodit tři mechanismy: dva planetové (zastavením členů 1 a 4 – Obr. 18 b a c) a jeden obyčejný při zastavení unašeče (Obr. 18 d). [2]



Obr. 18 Určení převodového poměru planet. přev. pomocí diferenciálu [2]

Symbol pro převodový poměr i se opatřuje třemi indexy: horním, který označuje zastavený člen výchozího diferenciálu a dvěma dolními, z nichž první odpovídá členu hnacímu a druhý členu hnanému. Pro každý mechanismus na Obr. 18 b,c,d) lze při záměně hnacího a hnaného členu vyjádřit dva převodové poměry. Zvláštní význam má obyčejný převod, který se ve vztahu k planetovým převodům (Obr. 18 b,c)) označuje jako *porovnávací převod*. Při řešení se využívá nahrazení i_{14}^U zjednodušeným označením \tilde{i} [2]:

$$\tilde{i} = i_{14}^U = \frac{\omega_1 - \omega_U}{\omega_4 - \omega_U} = \pm \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$$

1.2.5 Doplnující geometrické podmínky

Při volbě počtu zubů pro jednotlivá kola planetového převodu není nutné usilovat o to, aby kromě příslušného vztahu pro převodový poměr i byly současně splněny i podmínky speciální [1,2]:

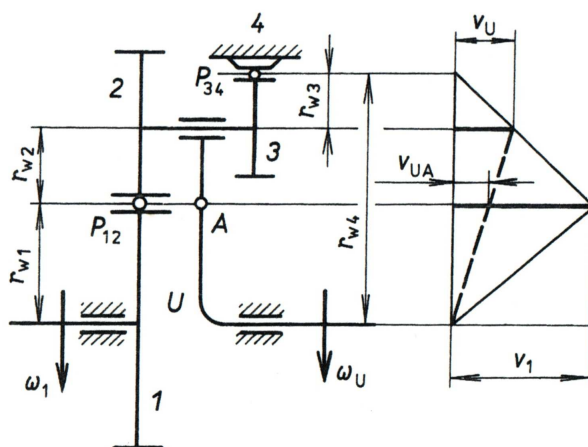
1.) Podmínka stejných osových vzdáleností

Pro planetovou převodovku s dvojitými satelity (Obr. 19) musí platit

$$r_{w1} + r_{w2} = r_{w4} - r_{w3}$$

a kola musí splňovat jak podmínku převodového poměru, tak *podmínku stejných osových vzdáleností*.

$$\frac{m_{12}}{2} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{m_{34}}{2} \cdot (z_4 - z_3). \quad [2]$$



Obr. 19 Pl. Převodovka s dvojitými satelity [2]

2.) Podmínka smontovatelnosti

Při montáži planetové převodovky může nastat situace, že ozubená kola, navržená podle všech uvažovaných podmínek a zásad, se nepodaří uvést do vzájemného záběru → převodovku nelze smontovat. Tomu lze předejít, pokud se při volbě počtu zubů dodrží tzv. *podmínka smontovatelnosti*:

Pl. převody s dvojitými satelity

$$z_1 = k \cdot a_K$$

$$z_4 = q \cdot a_K$$

Pl. převody s jednoduchými satelity

$$z_1 + z_3 = k \cdot a_K$$

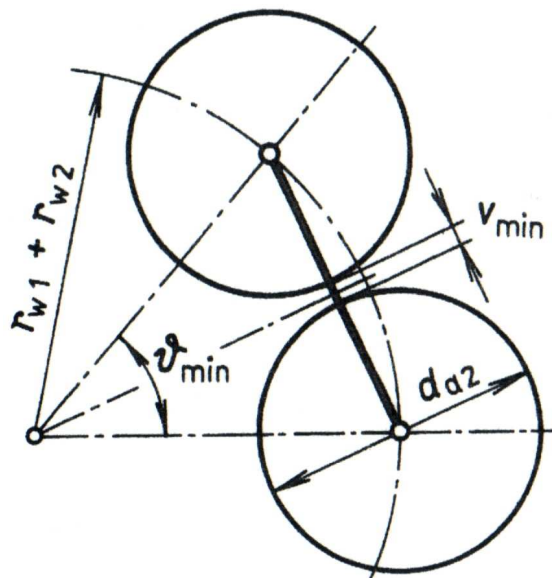
kde k a q jsou libovolná celá čísla [2].

V případě, že počty zubů z_1 a z_4 , popř. součet $(z_1 + z_3)$, jsou celistvými násobky počtu satelitů a_K , všechny satelity lze do záběru zasunout současně, a to bez jakéhokoliv pootáčení. [2]

3.) Podmínka vůle mezi sousedními satelity

Při větším počtu satelitů je nutno proměřit, zda mezi hlavovými válci sousedních satelitů existuje alespoň minimální vůle $v_{min.} = 1$ až 2 mm (Obr. 20), u dvojitého satelitu je směrodatné kolo o větším průměru d_a . Ověření lze provést prostřednictvím úhlu ν (úhlu, který svírají osy dvou sousedních ramen unašeče). [2]

$$\nu = \frac{360^\circ}{a_K} \geq \nu_{min} \qquad \nu_{min} = \arcsin\left(\frac{d_{a2} + v_{min}}{d_{w1} + d_{w2}}\right)$$



Obr. 20 Vůle mezi sousedními satelity [2]

1.3 Hřídelové spojky

Slouží k trvalému nebo dočasnému spojení nejčastěji souosých nebo nesouosých hřídelů a k přenosu výkonu mezi nimi. Důvodem použití hřídelových spojek může být také ochrana před přetížením, případně i tlumení torzních kmitů, montážní nebo výrobní důvody. Hřídelové spojky jsou rozmanitých funkcí a provedení. Podle způsobu přenosu kroutícího momentu se obvykle rozdělují na spojky *mechanické*, *hydraulické*, *elektrické* a *magnetické*. [3]

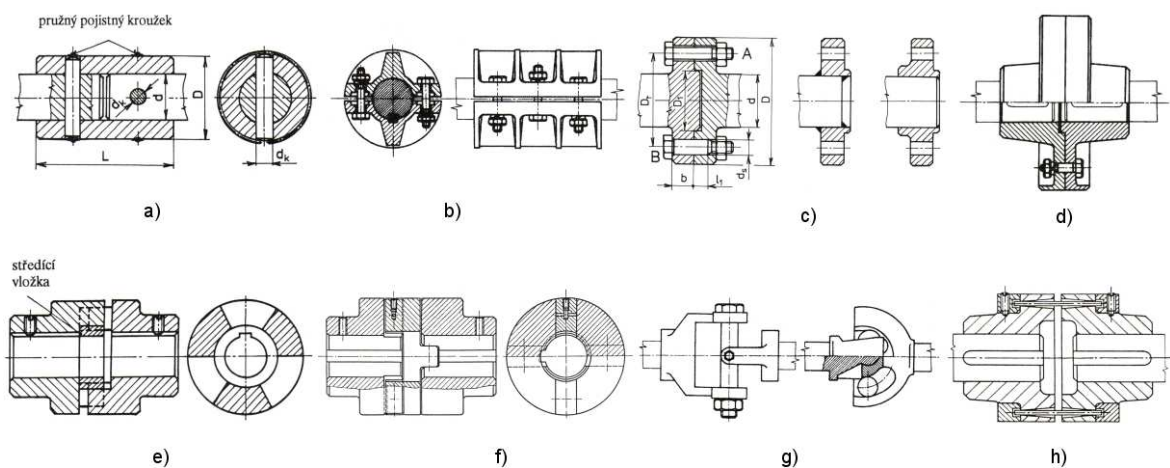
1.3.1 Mechanické hřídelové spojky

Dělí se do dvou skupin a to na spojky s trvalým spojením hřídelů (*neovládané spojky*) a s dočasným spojením hřídelů (*spojky ovládané*). [3]

1.3.1.1 Mechanické spojky s trvalým spojením hřídelů

Dělí se podle míry jejich torzní tuhosti na [3,5]:

- a) **nepružné** (tuhé) spojky (umožňují pevné nebo volné spojení hřídelů)
 - *spojky pevné*, např. trubkové (Obr. 21 a), objímkové (Obr. 21 b), přírubové (Obr. 21 c), kotoučové (Obr. 21 d)
 - *spojky vyrovnávací*, např. zubové (Obr. 21 e), křížové (Obr. 21 f), kloubové (Obr. 21 g)
- b) **pružné** spojky s kovovými nebo nekovovými elementy, např. pružná (jehlová) spojka (Obr. 21 h)

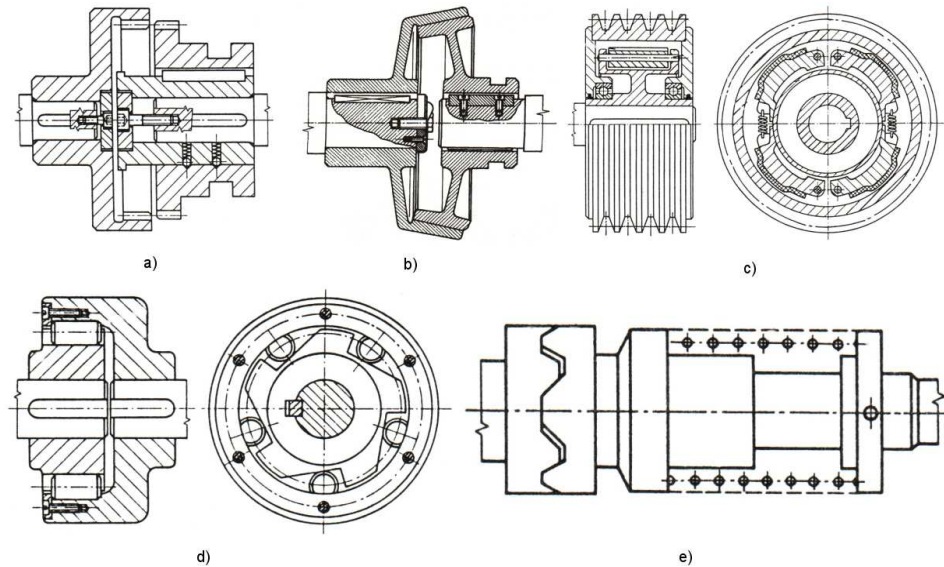


Obr. 21 Spojky s trvalým spojením hřídelů [3,5]

1.3.1.2 Mechanické spojky s dočasným spojením hřídelů

K dočasnému (přerušovanému) spojení hřídelů. Dělí se na [3,5]:

- a) **výsuvné** spojky, ovládané buď jen za klidu, např. zubové spojky (Obr. 22 a) nebo i za pohybu, např. třecí spojky (Obr. 22 b)
- b) **speciální** spojky, samočinně ovládané, např. rozběhové (Obr. 22 c), volnoběžné (Obr. 22 d), pojistné (Obr. 22 e)



Obr. 22 Spojky s dočasným spojením hřídelů [3,5]

1.3.2 Návrh spojky

Při návrhu spojky je třeba vycházet z velikosti kroutícího momentu, který je závislý na přenášeném výkonu a otáčkách spojkového hřídele, podle toho se potom provádí volba typu a velikosti spojky. Velikost spojky se stanovuje třemi způsoby [3,5]:

- a) podle provozního součinitele K

$$M_v = K \cdot M = K \cdot 9,557 \cdot \frac{P}{n}$$

K – provozní součinitel [1] (volí se podle druhu hnacího stroje v rozmezí 1 – 5,3)

P – výkon hnacího stroje [kW]

n – otáčky hnacího stroje [min^{-1}]

M_v – výpočtový moment spojky [N·m]

- b) podle náhradní soupravy

Soustrojí se rozdělí na hnací a hnanou část (včetně částí spojky) a provede se nahrazení tuhým rotačním tělesem o stejném momentu setrvačnosti, jaký měla souprava před náhradou. Velikost spojky se stanoví po určení výpočtového momentu spojky.

c) podle podrobného dynamického výpočtu

Určí se hmotnostní momenty setrvačnosti a torzní tuhosti. Výpočet je složitý a většinou se provádí pomocí počítače.

1.4 Pohony

Pohon je zařízení pro přeměnu energie včetně jejího řízení určené k tomu, aby předepsaným způsobem uvedlo poháněný stroj nebo pracovní mechanismus do požadovaného pohybového stavu. Podle jednotlivých pracovních mechanismů může být pohon určen k [4]:

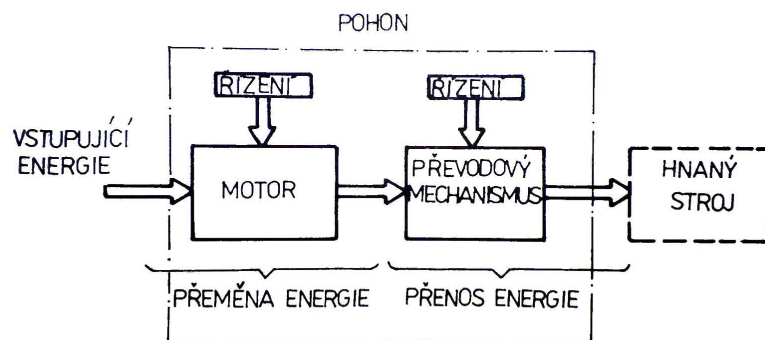
- k realizaci kinematiky pracovního mechanismu bez nároků na silový přenos,
- k realizaci silového přenosu v pracovním mechanismu bez nároků na kinematické vazby,
- k realizaci kombinovaného přenosu s požadavkem jak na kinematiku, tak na silový přenos v pracovním mechanismu.

1.4.1 Rozdělení pohonů

Podle pohybu vstupního členu se pohony dělí na [4]:

- pohon s *rotačním* výstupem
- pohon s *přímočarým* výstupem
- pohon s *kývavým* výstupem

1.4.2 Skladba pohonu



Obr. 23 Blokové schéma pohonu [4]

Jednotlivé součásti pohonu jsou znázorněny na obrázku Obr. 23. V motoru se uskutečňuje přeměna primární energie – *chemické* (tekutá a plynná paliva) nebo *elektrické* v energii *mechanickou*. V některých případech se k přeměně na mechanickou energii využívá sekundární energie tlakové kapaliny nebo stlačeného vzduchu. Motory rozdělujeme podle druhu měniče energie na [4]:

- spalovací motory
- elektrické motory
- hydraulické motory
- pneumatické motory.

Převodový mechanismus může být tvořen [4]:

- mechanickými převody (nejčastěji zubové, řemenové nebo mechanické variátory)
- hydrostatickými převody
- hydrodynamickými převody
- kombinovanými převody

Velká většina strojů a technologických zařízení vyžaduje pohon, jehož výstupní parametry (počet otáček, moment nebo jejich kombinace) lze řídit. *Řízení* lze realizovat pomocí motoru, mechanismu, nebo jejich kombinací. Pohon můžeme řídit buď [4]:

- a) ovládáním – řízenou veličinu, potřebnou pro technologický proces sledujeme a přímým zásahem přes řídicí mechanismus upravujeme parametry motoru nebo převodového mechanismu.
- b) regulovat – regulovaná veličina, ovlivňující technologický proces vstupuje do regulátoru a odtud jako akční veličina ovlivňuje přes řídicí mechanismus parametry motoru, převodového mechanismu nebo obou současně.

II. PRAKTICKÁ ČÁST

2 VÝPOČET A NÁVRH HNACÍ JEDNOTKY S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU A POJISTNOU SPOJKOU

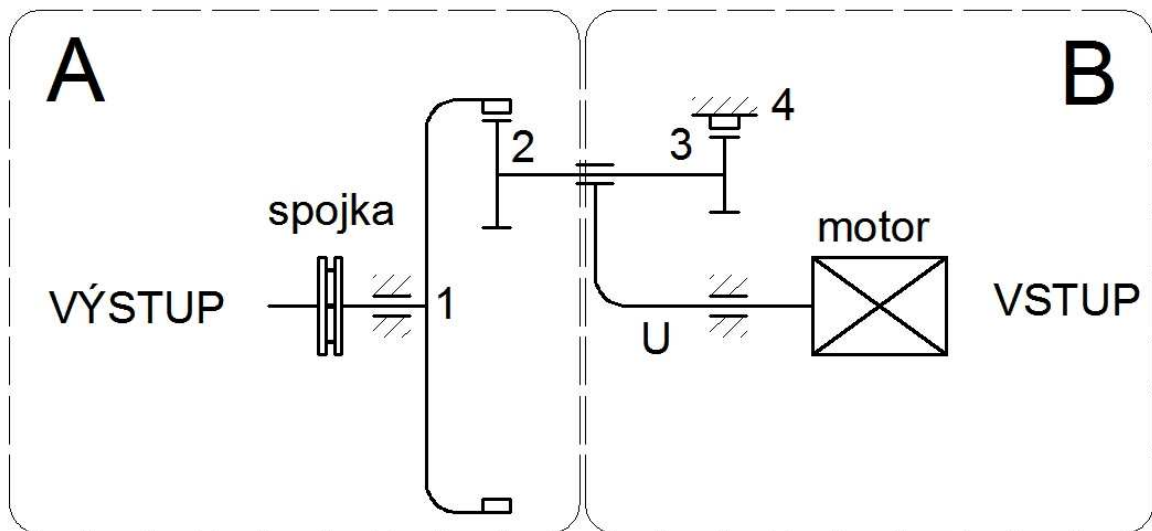
2.1 Zadané hodnoty

$$i = 1:100$$

$$P = 7 \text{ kW}$$

$$n = 100 \text{ min}^{-1}$$

2.2 Schéma převodovky



Obr. 24 Schéma pohonu

1 – korunové kolo volné

4 – pevné korunové kolo

2,3 – dvojitý satelit

U – unášeč

2.3 Výpočet převodovky

2.3.1 Volba vhodného elektromotoru

Volím čtyřpólový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko Siemens 1LA7 163-4AA s následujícími parametry:

Jmenovitý výkon $P_J = 11 \text{ kW}$

Účinnost $\eta_m = 88,5\%$

Skutečné otáčky $n_m = 1460 \text{ min}^{-1}$

2.3.2 Výpočet počtu zubů a účinnosti

$$i_{U1}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}} \quad [2]$$

Volím počty zubů: $z_1 = 99$, $z_2 = 24$, $z_3 = 25$, $z_4 =$ zjistím z předchozího vztahu

$$i_{U1}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}} \Rightarrow z_4 = \frac{i_{U1}^4 \cdot z_1 \cdot z_3 - z_1 \cdot z_3}{i_{U1}^4 \cdot z_2} = \frac{100 \cdot 99 \cdot 25 - 99 \cdot 25}{100 \cdot 24} = \underline{\underline{102}}$$

Výpočet účinnosti:

$$\tilde{\psi}_z = 0,02 \text{ (podle Obr. 15)}$$

$$\eta_{U1}^4 = \frac{1}{1 + |1 - i_{U1}^4| \cdot \tilde{\psi}_z} = \frac{1}{1 + |1 - 100| \cdot 0,02} = \underline{\underline{0,3356}} \quad [2]$$

2.3.3 Výpočet kroutících momentů na hnacím a hnaném hřídeli při účinnosti $\eta=1$

$$M_{kU} = 159,2 \cdot \frac{P}{n_m} = 159,2 \cdot \frac{7 \cdot 1000}{\frac{1460}{60}} = \underline{\underline{45797 \text{ N} \cdot \text{mm}}}$$

$$M_{k1} = M_{kU} \cdot \eta \cdot i = 45797,26 \cdot 1 \cdot 100 = \underline{\underline{4579726 \text{ N} \cdot \text{mm}}}$$

2.3.4 Výpočet soukolí výstupní části A

Výpočet dle normy ČSN 01 4686

Materiál pastorku: ocel 12050 zušlechtěno na $\sigma_{pt1} = 700 \text{ MPa}$ a povrch kalen na HRC = 48

Materiál kola: 42 2660.6 zušlechtěno na $\sigma_{pt2} = 610 \text{ MPa}$ a povrch kalen na HRC = 45

Součinitel přidavných zatížení:

$$Y_{F1} = \frac{2 \cdot z_1}{z_1 + 20} = \frac{2 \cdot 99}{99 + 20} = 1,66 \quad k_{a1} = 2$$

$$Y_{F2} = 2,39 \quad k_{a2} = 1,69$$

Meze únavové pevnosti v ohybu:

$$\sigma_{cn1} = 0,6 \cdot \sigma_{pt1} = 0,6 \cdot 700 = \underline{\underline{420 \text{ MPa}}}$$

$$\sigma_{cn2} = 0,6 \cdot \sigma_{pt2} = 0,6 \cdot 610 = \underline{\underline{366 \text{ MPa}}}$$

Vrubový součinitel:

$$\text{pro kolo: } k_{\beta 1} = \eta_c \cdot k_{\alpha 1} = 0,85 \cdot 2 = \underline{\underline{1,7}}$$

$$\text{pro pastorek: } k_{\beta 2} = \eta_c \cdot k_{\alpha 2} = 0,85 \cdot 1,69 = \underline{\underline{1,44}}$$

Dovolené namáhání v ohybu:

Předběžně zvoleno (pro pastorek i kolo): $S_{F\min} = 2$, $Y_R = 1,05$ a $Y_M = 1$

$$\text{pro kolo: } \sigma_{FD1} = \frac{\sigma_{cn1} \cdot Y_M \cdot Y_R}{S_{F\min} \cdot k_{\beta 1}} = \frac{420 \cdot 1 \cdot 1,05}{2 \cdot 1,7} = \underline{\underline{129,7 \text{ MPa}}}$$

$$\text{pro pastorek: } \sigma_{FD2} = \frac{\sigma_{cn2} \cdot Y_M \cdot Y_R}{S_{F\min} \cdot k_{\beta 2}} = \frac{366 \cdot 1 \cdot 1,05}{2 \cdot 1,44} = \underline{\underline{133,44 \text{ MPa}}}$$

Poměrné hodnoty:

$$\text{pro kolo: } \frac{\sigma_{FD1}}{Y_{F1}} = \frac{129,7}{1,66} = \underline{\underline{78,13}} \quad \text{pro pastorek: } \frac{\sigma_{FD2}}{Y_{F2}} = \frac{133,44}{2,39} = \underline{\underline{55,83}}$$

Jelikož je poměrná hodnota pastorku nižší, je třeba se při výpočtu modulu zaměřit na pastorek.

2.3.5 Výpočet modulu a hlavních rozměrů části A

Předběžně volím součinitel zatížení $K_F = 1,5$ a poměrnou šířku věnce $\psi_m = 20$.

$$m_A \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_F \cdot \frac{1}{3} \cdot M_{k1}}{\sigma_{FD2} \cdot \psi_m \cdot z_2}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot \frac{1}{3} \cdot 4579726}{133,44 \cdot 20 \cdot 24}} = \underline{\underline{4,2}} \Rightarrow \text{volím dle ČSN 01 4608 modul } \mathbf{m_A=4,5}$$

Ze zjištěného modulu plynou základní rozměry soukolí:

Rozteč:

$$t = \pi \cdot m = \pi \cdot 4,5 = \underline{\underline{14,14 \text{ mm}}}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m = \underline{\underline{4,5}}$$

Průměr roztečné kružnice:

$$D_1 = z_1 \cdot m = 99 \cdot 4,5 = \underline{\underline{445,5 \text{ mm}}}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a1} = D_1 - 2 \cdot h_a = 445,5 - 2 \cdot 4,5 = \underline{\underline{436,5 \text{ mm}}}$$

$$D_2 = z_2 \cdot m = 24 \cdot 4,5 = \underline{\underline{108 \text{ mm}}}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2 \cdot h_a = 108 + 2 \cdot 4,5 = \underline{\underline{117 \text{ mm}}}$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{p1} = (z_1 + 2,5) \cdot m = (99 + 2,5) \cdot 4,5 = \underline{\underline{456,75 \text{ mm}}}$$

$$D_{p2} = (z_2 - 2,5) \cdot m = (24 - 2,5) \cdot 4,5 = \underline{\underline{96,75 \text{ mm}}}$$

Tloušťka zubu:

$$s_f = \frac{\pi \cdot m}{2} = \frac{\pi \cdot 4,5}{2} = \underline{\underline{6,9 \text{ mm}}}$$

Vzdálenost os:

$$a_{1,2} = \frac{D_1 - D_2}{2} = \frac{445,5 - 108}{2} = \underline{\underline{168,75 \text{ mm}}}$$

Výška paty zubu:

$$h_p = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 4,5 = \underline{\underline{5,6 \text{ mm}}}$$

Šířka zubu:

$$b_w = \psi_m \cdot m = 20 \cdot 4,5 = \underline{\underline{90 \text{ mm}}}$$

2.3.6 Kontrola části A na ohyb a na otláčení dle ČSN 01 4686

Kontrola na ohyb:

$$F_T = \frac{M_{k1} \cdot 2}{D_1 \cdot 3} = \frac{4579726 \cdot 2}{445,5 \cdot 3} = \underline{\underline{6853 \text{ N}}}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F1}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 6853 \cdot 1,66}{90 \cdot 4,5} = \underline{\underline{42,13 \text{ MPa}}}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F2}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 6853 \cdot 2,39}{90 \cdot 4,5} = \underline{\underline{60,66 \text{ MPa}}}$$

$$\sigma_{Fkrit1} = \frac{\sigma_{cn1} \cdot Y_m \cdot Y_R}{k_{\beta1}} = \frac{420 \cdot 1 \cdot 1,05}{1,7} = \underline{\underline{259 \text{ MPa}}}$$

$$\sigma_{Fkrit2} = \frac{\sigma_{cn2} \cdot Y_m \cdot Y_R}{k_{\beta2}} = \frac{366 \cdot 1 \cdot 1,05}{1,44} = \underline{\underline{267 \text{ MPa}}}$$

$$\left. \begin{aligned} S_{F1} &= \frac{\sigma_{Fkrit1}}{\sigma_{F1}} = \frac{259}{42,13} = \underline{\underline{6,15}} \\ S_{F2} &= \frac{\sigma_{Fkrit2}}{\sigma_{F2}} = \frac{267}{60,66} = \underline{\underline{4,4}} \end{aligned} \right\} \text{vyhovuje}$$

Kontrola na otláčení:

Dle [1] je součinitel materiálu $Z_M = 268,5$ a součinitel tvaru zubů $Z_H = 1,59$

$$K_H = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1,6$$

K_A – součinitel vnějších dynamických sil (pro elektromotor $K_A = 1$)

K_v – součinitel vnitřních dynamických sil

$K_{H\beta}$ – součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (1,2 až 1,4)

$K_{H\alpha}$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení

Pro zjednodušení lze použít hodnotu $K_v \cdot K_{H\alpha} = 1,2$.

Velikost tlaku v ozubení:

$$p_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_T \cdot (i+1)}{b_w \cdot D_2 \cdot i}} = 268,5 \cdot 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,6 \cdot 6853 \cdot (4,125+1)}{90 \cdot 102 \cdot 4,125}} = \underline{\underline{520 \text{ MPa}}}$$

Mez únavy v otláčení:

$$p_c = 17 \cdot HRC + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = \underline{\underline{965 \text{ MPa}}}$$

Kritická hodnota napětí v otláčení:

$$p_{Hkrit} = p_c \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_v = 965 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 = \underline{\underline{916,75 \text{ MPa}}}$$

Bezpečnost v otláčení:

$$S_H = \frac{p_{Hkrit}}{p_H} = \frac{916,75}{520} = \underline{\underline{1,76}} \text{ - vyhovuje}$$

2.3.7 Výpočet modulu a hlavních rozměrů části B

Materiály kol volím stejné jako v části A.

$$m_B \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_F \cdot \frac{1}{3} \cdot M_{k3}}{\sigma_{FD2} \cdot \psi_m \cdot z_3}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot \frac{1}{3} \cdot 4579726}{133,44 \cdot 20 \cdot 25}} = \underline{\underline{4,1}} \Rightarrow \text{volím dle ČSN 01 4608 modul } \mathbf{m_B=4,5}$$

Ze zjištěného modulu plynou základní rozměry soukolí:

Průměr roztečné kružnice:

$$D_3 = z_3 \cdot m = 25 \cdot 4,5 = \underline{\underline{112,5 \text{ mm}}}$$

$$D_4 = z_4 \cdot m = 102 \cdot 4,5 = \underline{\underline{459 \text{ mm}}}$$

Pro splnění podmínky stejných osových vzdáleností je nutné provést korekci rozměrů pas-torku $-V$, $x = 1$.

Průměr valivé kružnice:

$$D_{v3} = z_3 \cdot m + 2 \cdot x \cdot m = 25 \cdot 4,5 + 2 \cdot 1 \cdot 4,5 = \underline{\underline{121,5 \text{ mm}}}$$

$$D_{v4} = D_4 = \underline{\underline{459 \text{ mm}}}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_{a3} = m \cdot (1 + x) = 4,5 \cdot (1 + 1) = \underline{\underline{9}}$$

$$h_{a4} = m = \underline{\underline{4,5}}$$

Výška paty zubu:

$$h_{p4} = h_{a4} + v_n = 4,5 + 0,25 \cdot 4,5 = \underline{\underline{5,625 \text{ mm}}}$$

$$h_{p3} = m \cdot (1,25 - x) = 4,5 \cdot (1,25 - 1) = \underline{\underline{1,125 \text{ mm}}}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a3} = D_3 + 2 \cdot h_{a3} = 112,5 + 2 \cdot 9 = \underline{\underline{130,5 \text{ mm}}}$$

$$D_{a4} = D_4 - 2 \cdot h_{a4} = 459 - 2 \cdot 4,5 = \underline{\underline{450 \text{ mm}}}$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{p3} = (z_3 - 2,5 + 2 \cdot x) \cdot m = (25 - 2,5 + 2 \cdot 1) \cdot 4,5 = \underline{\underline{110,25 \text{ mm}}}$$

$$D_{p4} = (z_4 + 2,5) \cdot m = (102 + 2,5) \cdot 4,5 = \underline{\underline{470,25 \text{ mm}}}$$

Rozteč:

$$t = \pi \cdot m = \pi \cdot 4,5 = \underline{\underline{14,14 \text{ mm}}}$$

Tloušťka zubu:

$$s_f = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \underline{\underline{9,42 \text{ mm}}}$$

Vzdálenost os:

$$a_{3,4} = \frac{D_4 - D_{v3}}{2} = \frac{459 - 121,5}{2} = \underline{\underline{168,75 \text{ mm}}}$$

Šířka zubu:

$$b_w = \psi_m \cdot m = 20 \cdot 4,5 = \underline{\underline{90 \text{ mm}}}$$

2.3.8 Kontrola části B na ohyb a na otláčení dle ČSN 01 4686

Součinitel přídatných zatížení:

$$Y_{F3} = 1,5$$

$$k_{a3} = 1,7$$

$$Y_{F4} = \frac{2 \cdot z_4}{z_4 + 20} = \frac{2 \cdot 102}{102 + 20} = 1,67 \quad k_{\alpha 4} = 2$$

Vrubový součinitel:

pro kolo: $k_{\beta 3} = \eta_c \cdot k_{\alpha 3} = 0,85 \cdot 1,7 = \underline{\underline{1,45}}$

pro pastorek: $k_{\beta 4} = \eta_c \cdot k_{\alpha 4} = 0,85 \cdot 2 = \underline{\underline{1,7}}$

Kontrola na ohyb:

$$F_T = \frac{M_{k1} \cdot 2}{D_4 \cdot 3} = \frac{4579726 \cdot 2}{459 \cdot 3} = \underline{\underline{6652 \text{ N}}}$$

$$\sigma_{F3} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F3}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 6652 \cdot 1,5}{90 \cdot 4,5} = \underline{\underline{37 \text{ MPa}}}$$

$$\sigma_{F4} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F4}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 6652 \cdot 1,67}{90 \cdot 4,5} = \underline{\underline{41 \text{ MPa}}}$$

$$\sigma_{Fkrit3} = \frac{\sigma_{cn2} \cdot Y_m \cdot Y_R}{k_{\beta 3}} = \frac{366 \cdot 1 \cdot 1,05}{1,45} = \underline{\underline{265 \text{ MPa}}}$$

$$\sigma_{Fkrit4} = \frac{\sigma_{cn1} \cdot Y_m \cdot Y_R}{k_{\beta 4}} = \frac{420 \cdot 1 \cdot 1,05}{1,7} = \underline{\underline{259,4 \text{ MPa}}}$$

$$\left. \begin{aligned} S_{F3} &= \frac{\sigma_{Fkrit3}}{\sigma_{F3}} = \frac{300,2}{37} = \underline{\underline{8,11}} \\ S_{F4} &= \frac{\sigma_{Fkrit4}}{\sigma_{F4}} = \frac{259,4}{41} = \underline{\underline{6,33}} \end{aligned} \right\} \text{vyhovuje}$$

Kontrola na otláčení:

Dle [1] je součinitel materiálu $Z_M = 268,5$ a součinitel tvaru zubů $Z_H = 1,59$

$$K_H = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1,6 - \text{viz. část A}$$

Velikost tlaku v ozubení:

$$p_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_T \cdot (i+1)}{b_w \cdot D_{v3} \cdot i}} = 268,5 \cdot 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,6 \cdot 6652 \cdot (3,78+1)}{90 \cdot 121,5 \cdot 3,78}} = \underline{\underline{474 \text{ MPa}}}$$

Mez únavy v otláčení:

$$p_c = 17 \cdot HRC + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = \underline{\underline{965 \text{ MPa}}}$$

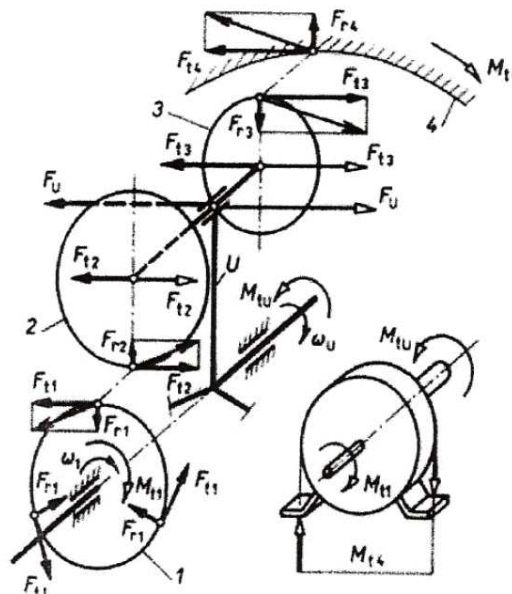
Kritická hodnota napětí v otláčení:

$$p_{Hkrit} = \sigma_c \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_V = 965 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 = \underline{\underline{916,75 \text{ MPa}}}$$

Bezpečnost v otláčení:

$$S_H = \frac{p_{Hkrit}}{p_H} = \frac{916,75}{474} = \underline{\underline{1,93}} - \text{vyhovuje}$$

2.3.9 Silové poměry



Obr. 25 Silové poměry [2]

$$M_{t1} = M_{k1}$$

$$F_{t1} = \frac{M_{t1}}{a_k \cdot \frac{D_1}{2}} = \frac{4579726}{3 \cdot \frac{445,5}{2}} = \underline{\underline{6853 \text{ N}}} \quad F_{t1} = F_{t2}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 6853 \cdot \operatorname{tg} 20 = \underline{\underline{2494 \text{ N}}} \quad F_{r1} = F_{r2}$$

$$F_{t2} \cdot \frac{D_2}{2} = F_{t3} \cdot \frac{D_{v3}}{2} \Rightarrow F_{t3} = \frac{F_{t2} \cdot \frac{D_2}{2}}{\frac{D_{v3}}{2}} = \frac{F_{t2} \cdot D_2}{D_{v3}} = \frac{6853 \cdot 108}{121,5} = \underline{\underline{6092 \text{ N}}}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 6092 \cdot \operatorname{tg} 20 = \underline{\underline{2217 \text{ N}}}$$

$$F_{N3} = \frac{F_{t3}}{\cos \alpha} = \frac{6092}{\cos 20} = \underline{\underline{6483 \text{ N}}}$$

2.3.10 Výpočet hřídelů

Volím materiál hřídelů 11600: $\tau_{DK} = 80 \text{ MPa}$
 $\sigma_{DO} = 150 \text{ MPa}$

Hřídel I

$$\tau_K = \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} \leq \tau_{DK} \Rightarrow d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4579726}{\pi \cdot 80}} = \underline{\underline{66,3 \text{ mm}}}$$

Volím průměr $d_1 = 75 \text{ mm}$

Volba ložiska pro $L_H = 25\,000$ hod.:

$$F_e = V \cdot X \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{ax1} = 1 \cdot 1 \cdot 2494 + 0 = \underline{\underline{2494 \text{ N}}}$$

$$n_1 = n_m = 1460 \text{ min}^{-1}$$

$$L_h = \left[\frac{C}{F_e} \right]^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_1}{10^6}} \cdot F_e = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25000 \cdot 1460}{10^6}} \cdot 2494 = \underline{\underline{32388 \text{ N}}}$$

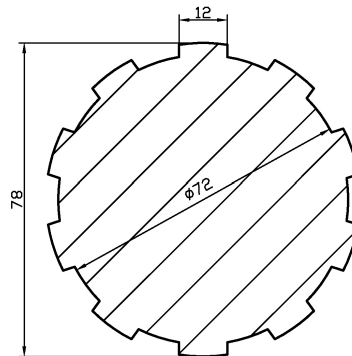
Volím: LOŽISKO NU 215 ČSN 02 4670

Volba drážkovaného hřídele:

$$p_{dov.} = 60 \text{ MPa}$$

$$F_l = \frac{4 \cdot M_{k1}}{D + d} = \frac{4 \cdot 4579726}{78 + 72} = \underline{\underline{122126 \text{ N}}}$$

$$p = \frac{F_l}{0,75 \cdot l \cdot \frac{D-d}{2} \cdot i} \leq p_{dov.} \Rightarrow l = \frac{F_l}{0,75 \cdot p_{dov.} \cdot l \cdot \frac{D-d}{2} \cdot i} = \frac{122126}{0,75 \cdot 60 \cdot \frac{78-72}{2} \cdot 10} = \underline{\underline{90 \text{ mm}}}$$



Obr. 26 Drážkování

Volím: ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 10 x 72g7 x 78a11 x 12f7, minimální délka drážkovaného konce bude 90 mm.

Volba pera:

$$\tau_{Ds} = 80 \text{ MPa}$$

$$p_{dov.} = 60 \text{ MPa}$$

Střih:

$$F_l = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d_1} = \frac{2 \cdot 4579726}{75} = \underline{\underline{122126 \text{ N}}}$$

$$\tau_s = \frac{F_l}{S_{Is}} \leq \tau_{Ds} \Rightarrow S_{Is} = \frac{F_l}{\tau_{Ds}} = \frac{122126}{80} = \underline{\underline{1526,6 \text{ mm}^2}}$$

$$S_{Is} = b \cdot l_1 \Rightarrow l_1 = \frac{S_{Is}}{b} = \frac{1526,6}{22} = \underline{\underline{69,4 \text{ mm}}}$$

Otlačení:

$$p = \frac{F_l}{S_{Io}} \leq p_{dov.} \Rightarrow S_{Io} = \frac{F_l}{p_{dov.}} = \frac{122126}{60} = \underline{\underline{2035 \text{ mm}^2}}$$

$$S_{Io} = \frac{h}{2} \cdot l_2 \Rightarrow l_2 = \frac{2 \cdot S_{Io}}{h} = \frac{2 \cdot 2035}{14} = \underline{\underline{290 \text{ mm}}}$$

Volím 3 x PERO 22e7 x 14 x 100 ČSN 02 2562.

Hřídel II

$$M_O = F_{t2} \cdot l = 6853 \cdot 90 = \underline{\underline{616770 \text{ N} \cdot \text{mm}}}$$

$$M_{k2} = F_{t2} \cdot \frac{D_2}{2} = 6853 \cdot \frac{108}{2} = \underline{\underline{370062 \text{ N} \cdot \text{mm}}}$$

$$M_{Ored} = \sqrt{M_O^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{k2})^2} = \sqrt{616770^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 370062)^2} = \underline{\underline{656302 \text{ N} \cdot \text{mm}}}$$

α_b – Bachův opravný součinitel (pro střídavý ohyb a míjivý krut $\alpha_b = 0,7$)

$$\sigma_O = \frac{M_{Ored}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \Rightarrow d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{Ored}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 656302}{\pi \cdot 150}} = \underline{\underline{35,45 \text{ mm}}}$$

Volím průměr $d_2 = 40 \text{ mm}$

Volba ložiska pro $L_H=25\,000$ hod.:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -F_{t2} + R_A - F_{t3} = 0$$

$$R_A = F_{t2} + F_{t3} = 6853 + 6853 = \underline{\underline{13706 \text{ N}}}$$

$$F_e = V \cdot X \cdot R_A + Y \cdot F_{ax2} = 1 \cdot 1 \cdot 13706 + 0 = \underline{\underline{13706 \text{ N}}}$$

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{1460}{4,125} = \underline{\underline{353,94 \text{ min}^{-1}}}$$

$$L_h = \left[\frac{C}{F_e} \right]^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_2}{10^6}} \cdot F_e = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25000 \cdot 353,94}{10^6}} \cdot 13706 = \underline{\underline{110982 \text{ N}}}$$

Volím: 2 x LOŽISKO 22210 ČSN 02 4705

Volba pera:

$$\tau_{DS} = 80 \text{ MPa}$$

$$p_{dov.} = 60 \text{ MPa}$$

Střih:

$$F_{II} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 370062}{40} = \underline{\underline{18503 \text{ N}}}$$

$$\tau_s = \frac{F_{II}}{S_{II_s}} \leq \tau_{Ds} \Rightarrow S_{II_s} = \frac{F_{II}}{\tau_{Ds}} = \frac{18503}{80} = \underline{\underline{232 \text{ mm}^2}}$$

$$S_{II_s} = b \cdot l_1 \Rightarrow l_1 = \frac{S_{II_s}}{b} = \frac{232}{12} = \underline{\underline{19,3 \text{ mm}}}$$

Otlačení:

$$p = \frac{F_{II}}{S_{II_o}} \leq p_{dov.} \Rightarrow S_{II_o} = \frac{F_{II}}{p_{dov.}} = \frac{18503}{60} = \underline{\underline{308 \text{ mm}^2}}$$

$$S_{II_o} = \frac{h}{2} \cdot l_2 \Rightarrow l_2 = \frac{2 \cdot S_{II_o}}{h} = \frac{2 \cdot 308}{8} = \underline{\underline{77 \text{ mm}}}$$

Volím PERO 12e7 x 8 x 80 ČSN 02 2562.

Hřídel III

$$\tau_K = \frac{M_{kU}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \leq \tau_{DK} \Rightarrow d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kU}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 45797}{\pi \cdot 80}} = \underline{\underline{14,29 \text{ mm}}}$$

Volím průměr $d_3 = 40 \text{ mm}$

Volba ložiska pro $L_H = 25\,000 \text{ hod.}$:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_A + R_B = 0$$

$$R_B = -R_A = \underline{\underline{-13706 \text{ N}}}$$

$$F_e = V \cdot X \cdot R_B + Y \cdot F_{ax3} = 1 \cdot 1 \cdot 13706 + 0 = \underline{\underline{13706 \text{ N}}}$$

$$L_h = \left[\frac{C}{F_e} \right]^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_U} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_U}{10^6} \cdot F_e} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25000 \cdot 100}{10^6} \cdot 13706} = \underline{\underline{72824 \text{ N}}}$$

Volím: 2 x LOŽISKO NU 208 ČSN 02 4670

Volba pera:

$$\tau_{Ds} = 80 \text{ MPa}$$

$$p_{dov.} = 60 \text{ MPa}$$

Střih:

$$F_{III} = \frac{2 \cdot M_{kU}}{d_3} = \frac{2 \cdot 45797}{40} = \underline{\underline{2290 \text{ N}}}$$

$$\tau_s = \frac{F_{III}}{S_{III_s}} \leq \tau_{Ds} \Rightarrow S_{III_s} = \frac{F_{III}}{\tau_{Ds}} = \frac{2290}{80} = \underline{\underline{28,6 \text{ mm}^2}}$$

$$S_{III_s} = b \cdot l_1 \Rightarrow l_1 = \frac{S_{III_s}}{b} = \frac{28,6}{12} = \underline{\underline{2,4 \text{ mm}}}$$

Otlačení:

$$p = \frac{F_{III}}{S_{III_o}} \leq p_{dov.} \Rightarrow S_{III_o} = \frac{F_{III}}{p_{dov.}} = \frac{2290}{60} = \underline{\underline{38 \text{ mm}^2}}$$

$$S_{III_o} = \frac{h}{2} \cdot l_2 \Rightarrow l_2 = \frac{2 \cdot S_{III_o}}{h} = \frac{2 \cdot 38}{8} = \underline{\underline{9,5 \text{ mm}}}$$

Volím PERO 12e7 x 8 x 35 ČSN 02 2562.

2.4 Doplnující geometrické podmínky

2.4.1 Podmínka stejných osových vzdáleností

$$a_{1,2} = a_{3,4} \quad - \text{vyhovuje}$$

$$168,75 \text{ mm} = 168,75 \text{ mm}$$

2.4.2 Podmínka smontovatelnosti

$$\left. \begin{aligned} z_1 = k \cdot a_k \Rightarrow k = \frac{z_1}{a_k} = \frac{99}{3} = 33 \\ z_4 = q \cdot a_k \Rightarrow q = \frac{z_4}{a_k} = \frac{102}{3} = 34 \end{aligned} \right\} \text{vyhovuje} - z_1 \text{ a } z_4 \text{ jsou celistvými násobky počtu satelitů}$$

2.4.3 Podmínka vůle mezi sousedními satelity

$$\vartheta = \frac{360^\circ}{a_k} \geq \vartheta_{\min} \quad (\text{Obr. 20}) \quad \begin{aligned} d_{a_2} &= D_{a_2} \\ r_{w1} + r_{w2} &= a_{1,2} \end{aligned}$$

$$\sin \frac{\vartheta_{\min}}{2} = \frac{\frac{D_{a_2} + v_{\min}}{2}}{a_{1,2}} = \frac{D_{a_2} + v_{\min}}{2 \cdot a_{1,2}} \Rightarrow \vartheta_{\min} = \arcsin \frac{D_{a_2} + v_{\min}}{a_{1,2}} = \frac{117 + 1,5}{168,75} = \underline{\underline{44^\circ 36'}}$$

$$\vartheta = \frac{360^\circ}{a_k} \geq \vartheta_{\min}$$

$$\vartheta = \frac{360^\circ}{3} = 120^\circ \geq 44^\circ 36' \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

2.5 Výpočet pojistné spojky se střížnými kolíky

Volím 6 čepů, materiál ocel 12 061, $\tau_{Ds} = 120 \text{ MPa}$

Pojistný kroutící moment volím o 20% větší než maximální kroutící moment.

Výpočet průměru střížného kolíku:

$$R = d \cdot x = 75 \cdot 1,5 = \underline{\underline{112,5 \text{ mm}}}$$

$$F_t = \frac{M_k \cdot 1,2}{6 \cdot R} = \frac{4579726 \cdot 1,2}{6 \cdot 112,5} = \underline{\underline{8141,7 \text{ N}}}$$

$$\tau = \frac{F_t}{S} \leq \tau_{Ds}; \quad S = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}$$

$$\tau = \frac{F_t}{\frac{\pi \cdot d_k^2}{4}} \leq \tau_{Ds} \Rightarrow d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot F_t}{\pi \cdot \tau_{Ds}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8141,7}{\pi \cdot 120}} = \underline{\underline{9,3 \text{ mm}}} \Rightarrow \text{volím kolík } \underline{\underline{\phi 9,5 \text{ mm}}}$$

Výpočet skutečné hodnoty R:

$$M_v = 1,2 \cdot M_k = 1,2 \cdot 4579726 = \underline{\underline{5495671,2 \text{ N} \cdot \text{mm}}}$$

$$\tau_{Ds} = \frac{F_{ts}}{6 \cdot S}$$

$$F_{ts} = \frac{6 \cdot \pi \cdot d_s^2}{4} \cdot \tau_{Ds} = 1,5 \cdot \pi \cdot 9,5^2 \cdot 120 = \underline{\underline{51035 \text{ N}}}$$

$$R_s = \frac{M_v}{F_{ts}} = \frac{5495671,2}{51035} = \underline{\underline{107,7 \text{ mm}}}$$

Volím $R_s = 107,7 \text{ mm}$.

ZÁVĚR

Ve své práci jsem se zabýval konstrukcí pohonu s použitou planetovou převodovkou a pojistnou spojkou a s tím souvisejícími výpočty. Převodovku jsem navrhoval pro výkon 7kW, otáčky 100 min^{-1} a převodový poměr 1:100.

K pohonu mechanismu jsem využil 4-pólového elektromotoru Siemens 1LA7 163-4AA. Planetové převody jsem s ohledem na převodový poměr volil dle Obr. 14, kde je kroutící moment přenášen ze vstupní hřídele na unášec nesoucí dvojité satelity. Jeden ze satelitů zabírá s pevně uchyceným ozubeným věncem a kroutící moment se přenáší na druhý satelit a odtud na pohyblivé kolo s vnitřním ozubením a dále přes hřídel na pojistnou spojkou. Pojistnou spojkou jsem z důvodu velkých přenášených kroutících momentů volil s rozrušitelnými prvky, a to spojkou se střížnými kolíky. Při překročení mezní hodnoty kroutícího momentu o 20% dojde k porušení střížných kolíků za účelem ochrany převodového mechanismu proti přetížení. Pokud se tak stane je nutné poškozené kolíky vyměnit za nové. Oba konce hřídelů vystupující z převodovky jsou normalizovány.

U ozubených kol, pastorků a dalších členů pohonu jsem provedl výpočet a následné ověření správnosti výsledků. Model převodovky je znázorněn v přílohách této práce a v elektronické podobě na přiloženém CD, které obsahuje i kompletní výkresovou dokumentaci.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

MONOGRAFIE:

- [1] BOHÁČEK, F. a kolektiv : Části a mechanismy strojů III – Převody, Brno, VUT, 1987
- [2] BOLEK, A., KOCHMAN, J., : Části strojů, 2. svazek – Technický průvodce 6, Praha, Nakladatelství SNTL, 1990
- [3] JANČÍK, L., ZÝMA, J. : Části a mechanismy strojů, Praha, ČVUT 2004
- [4] KOPÁČEK, J., : Pohony a převody, Ostrava, VŠB v Ostravě, 1992
- [5] LUKOVICS, I., SÝKOROVÁ, L., VOLEK, F. : Části a mechanismy strojů, FT, 2000
- [6] SVOBODA, J. : Planetové převody, Praha, ČVUT, 2005
- [7] ŠVEC, V. : Části a mechanismy strojů – Mechanické převody, Praha, ČVUT 2003

ELEKTRONICKÉ ZDROJE:

- [8] DVOŘÁČEK, J. : Stavba a provoz strojů II, 2005

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Jednotka	Název
a	mm	osová vzdálenost hřídelů
a_k	1	počet satelitů
α	°	úhel záběru
α_b	1	Bachův opravný součinitel
b_w	mm	šířka zubu
c	MPa	snížené dovolené namáhání
d_k	mm	průměr střížného kolíku
D	mm	průměr roztečné kružnice
D_a	mm	průměr hlavové kružnice
D_p	mm	průměr patní kružnice
D_v	mm	průměr valivé kružnice
e	mm	šířka mezery mezi dvěma zuby
ε	1	součinitel trvání záběru
F	N	síla
F_N	N	normálová složka síly
F_T	N	tečná složka síly
h_A	mm	výška hlavy zubu
h_O	mm	hloubka ponoření v oleji
h_p	mm	výška paty zubu
i	1	převodový poměr
K_A	1	součinitel vnějších dynamických sil
k_β	1	vrubový součinitel
$K_{H\alpha}$	1	součinitel nerovnoměrnosti zatížení

$K_{H\beta}$	1	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
K_v	1	Součinitel vnitřních dynamických sil
L_H	hod.	životnost ložiska
m	1	modul
M_k	$N \cdot mm$	kroučící moment
n	s^{-1}	otáčky
η	1	účinnost
η_m	1	Účinnost elektromotoru
ω	s^{-1}	úhlová rychlost
p	mm	rozteč
P	W	výkon
p_H	MPa	velikost tlaku v ozubení
$p_{dov.}$	MPa	dovolené namáhání na tlak
p_H	1	bezpečnost v otlacení
Ψ_m	1	poměrná šířka zubu
R_s	mm	poloměr vzdálenosti střižného kolíku od osy
σ_C	MPa	mez únavy v dotyku
σ_{CN}	MPa	mez dlouhodobé únavové pevnosti
σ_{DO}	MPa	dovolené namáhání na ohyb
σ_{FD}	MPa	dovolené namáhání v ohybu
σ_{pt}	MPa	dovolené namáhání v tahu
s_f	mm	tloušťka zubu na roztečné kružnici
t	mm	rozteč
τ_{DK}	MPa	dovolené namáhání ve smyku
U	1	unašeč

v	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	obvodová rychlost
ϑ	$^{\circ}$	úhel mezi satelity
ϑ_{\min}	$^{\circ}$	minimální úhle mezi satelity
x	1	součinitel posunutí
Y_F	1	Součinitel tvaru zubu
z_{\min}	1	mezní počet zubů
Z_H	1	součinitel tvaru zubu
Z_M	1	součinitel materiálu

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Základní pojmy	10
Obr. 2 Základní rozměry ozubeného kola [1]	11
Obr. 3 Přehled typů ozubených převodů [7]	13
Obr. 4 Základní zákon ozubení [8]	14
Obr. 5 Podřezání paty zubu [8]	15
Obr. 6 z_{\min} při obrábění obrážecím kolem a hřebenovým nožem [1]	16
Obr. 7 Kola s různým posunutím nástroje [7].....	16
Obr. 8 Silové poměry [1]	17
Obr. 9 Průběh stykové síly při $1 < \varepsilon < 2$ [1].....	18
Obr. 10 Namáhání paty zubu [3].....	20
Obr. 11 Mazání ozubených kol [1]	21
Obr. 12 Základní typy planetových převodů [6]	22
Obr. 13 Nejčastější případy počtu centrálních kol [6]	22
Obr. 14 Planetové převody typu $k - r$ [2].....	23
Obr. 15 Planetový převod typu $k - k$ [2]	23
Obr. 16 Planetový převod typu $r - s$ [2].....	24
Obr. 17 Složený planetový převod [2]	24
Obr. 18 Určení převodového poměru planet. přev. pomocí diferenciálu [2].....	25
Obr. 19 Pl. Převodovka s dvojitými satelity [2].....	26
Obr. 20 Vůle mezi sousedními satelity [2]	27
Obr. 21 Spojky s trvalým spojením hřídelů [3,5].....	28
Obr. 22 Spojky s dočasným spojením hřídelů [3,5].....	29
Obr. 23 Blokované schéma pohonu [4]	30
Obr. 24 Schéma pohonu.....	33
Obr. 25 Silové poměry [2]	40
Obr. 26 Drážkování.....	42

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 (Doporučené hodnoty σ_D a c u vybraných materiálů)	19
--	----

SEZNAM PŘÍLOH

Náhled 3D modelu (str. 56-58)

Výkresová dokumentace:

PI-TZ-BC-XXX	kusovník
PI-TZ-BC-000	sestava převodovky
PI-TZ-BC-001	sestava převodovky 2
PI-TZ-BC-002	hřídel II
PI-TZ-BC-003	ozubené kolo II
PI-TZ-BC-004	ozubené kolo III
PI-TZ-BC-005	ozubené kolo IV
PI-TZ-BC-006	ozubené kolo I
PI-TZ-BC-007	unašeč
PI-TZ-BC-008	hřídel III
PI-TZ-BC-009	hřídel I
PI-TZ-BC-010	převodová skříň
PI-TZ-BC-011	rozpěrný kroužek I
PI-TZ-BC-012	víko II
PI-TZ-BC-013	stůl
PI-TZ-BC-014	víko I
PI-TZ-BC-015	rozpěrný kroužek II
PI-TZ-BC-016	rozpěrný kroužek III
PI-TZ-BC-017	víko III
PI-TZ-BC-018	spojka – I. díl
PI-TZ-BC-019	střižný kolík
PI-TZ-BC-020	spojka – II. díl

PI-TZ-BC-021 hřídel IV

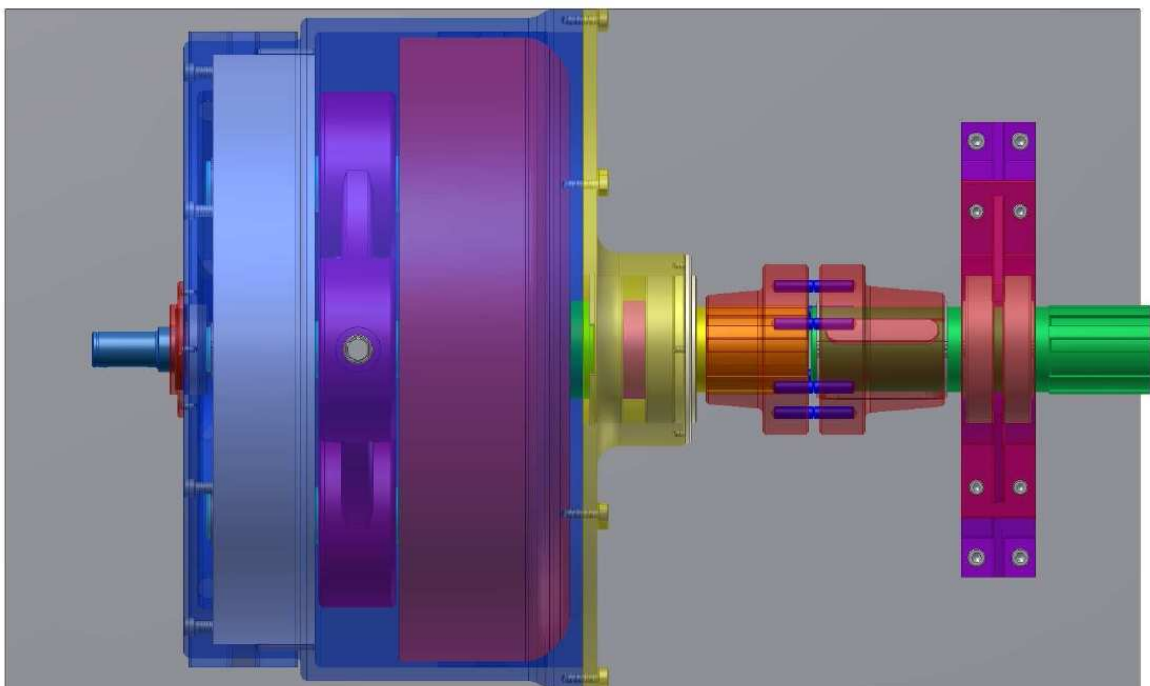
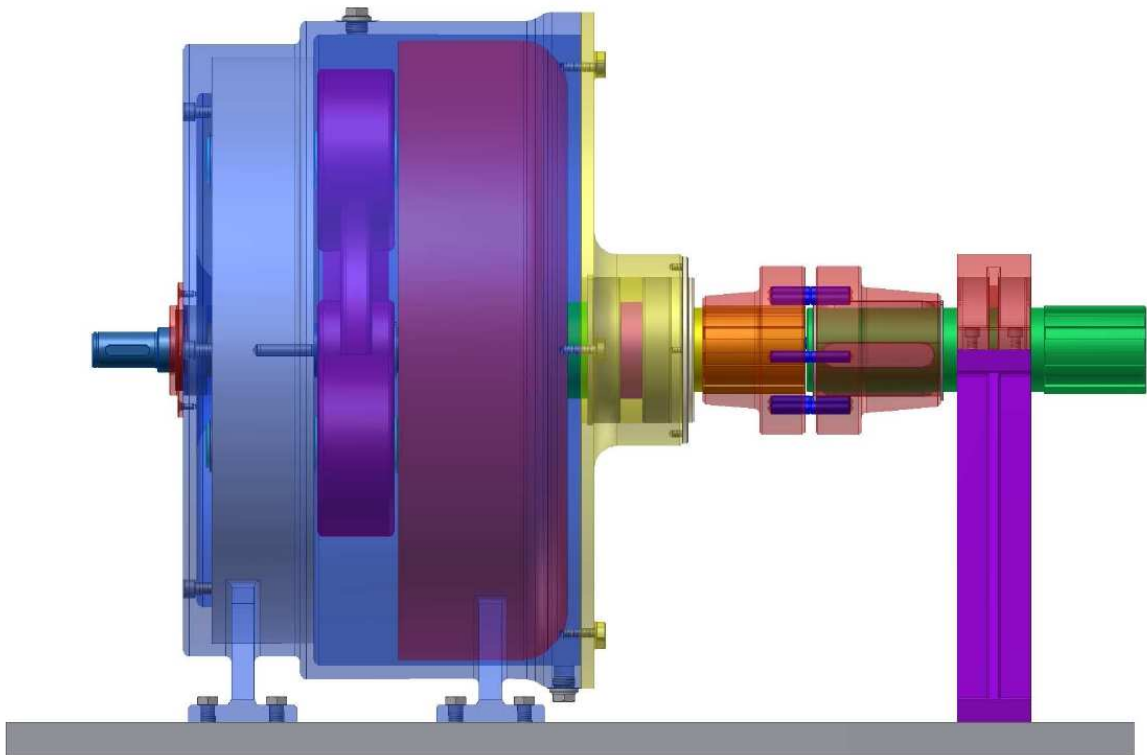
PI-TZ-BC-022 stojina

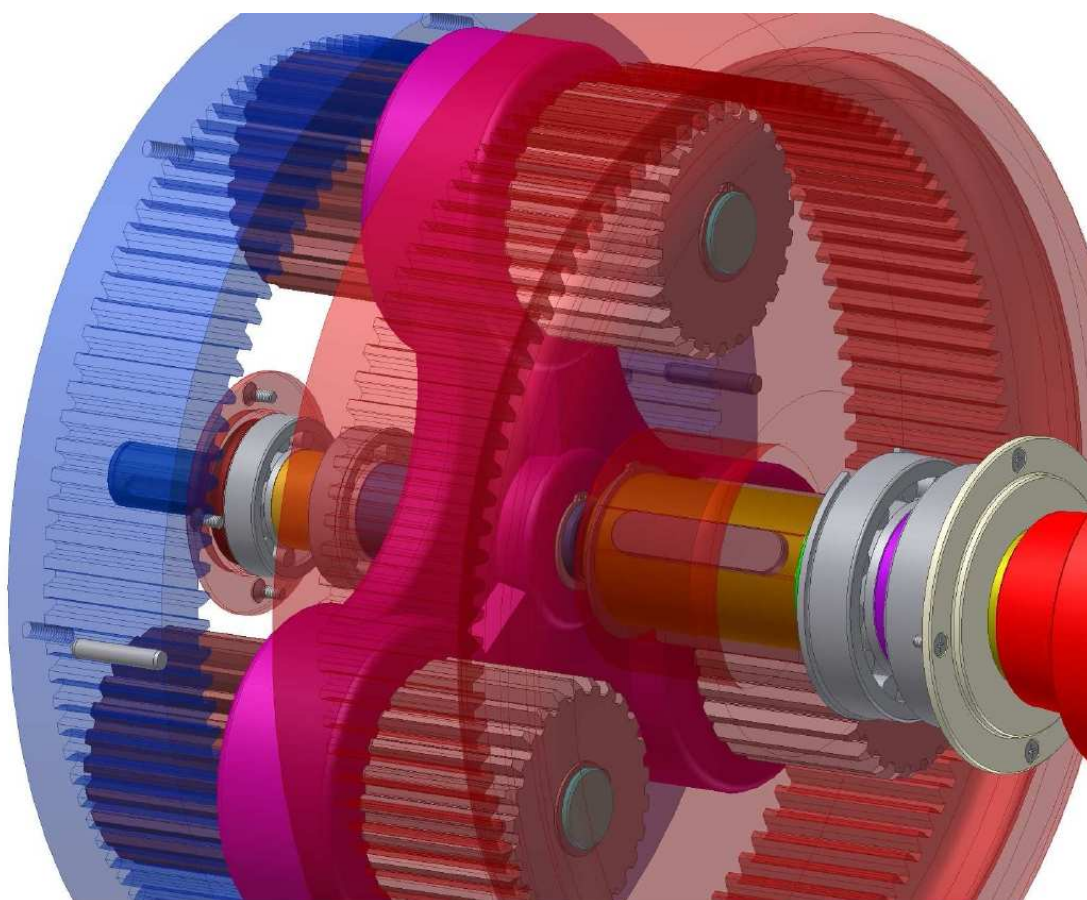
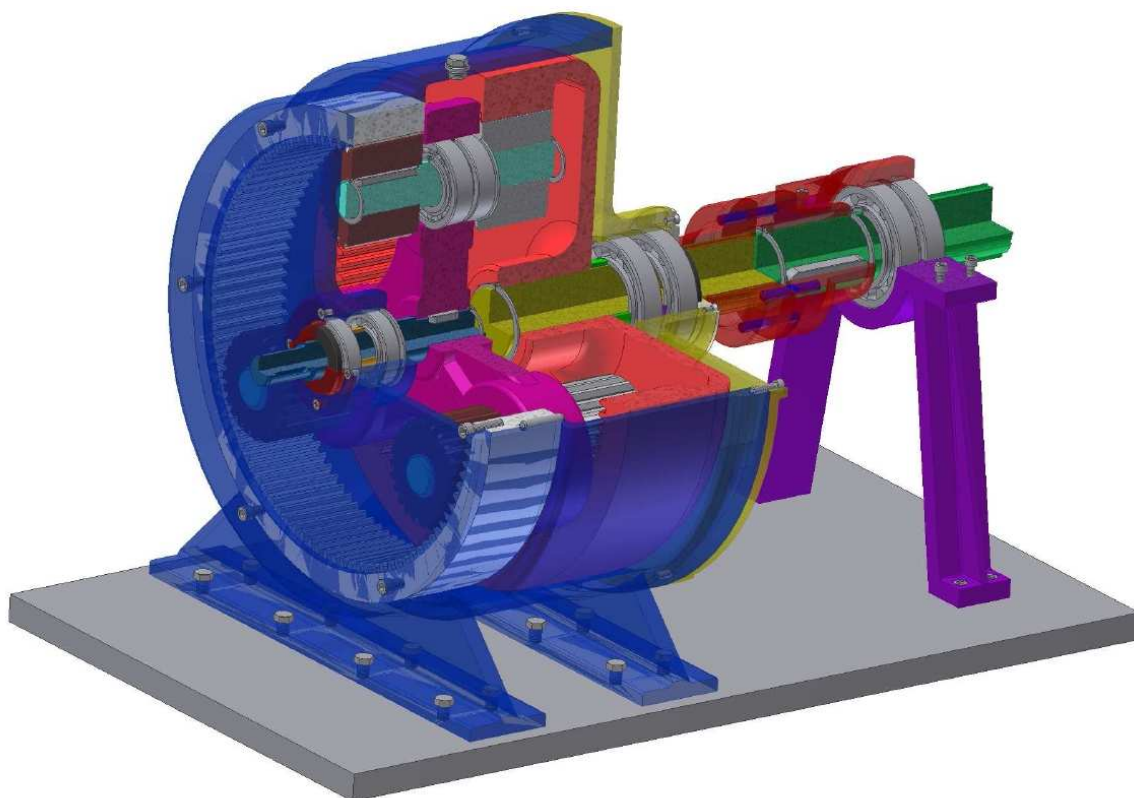
PI-TZ-BC-023 objímka

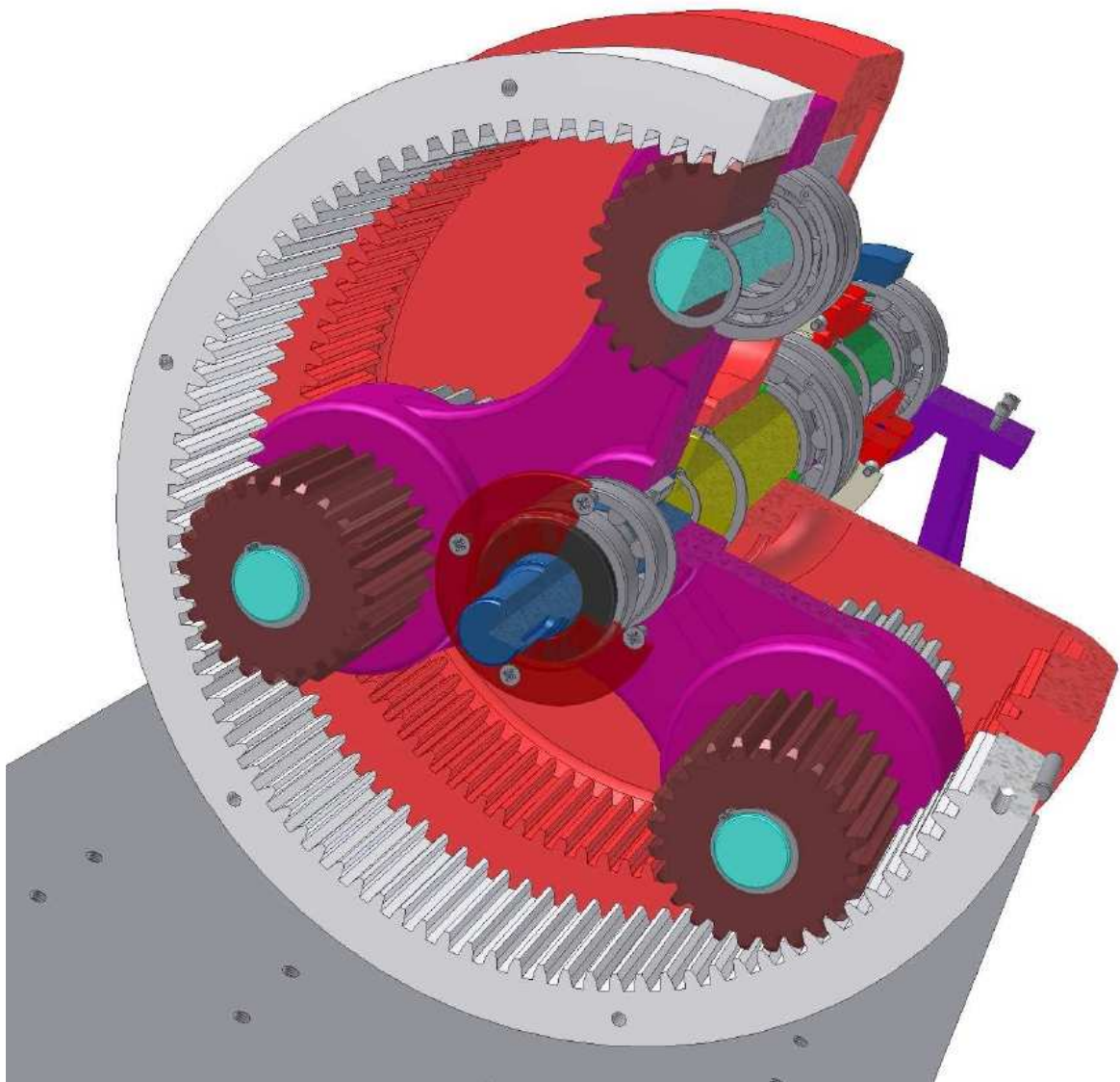
Elektronická dokumentace:

CD s výpočty, 3D modelem a výkresy v elektronické podobě

3D MODEL

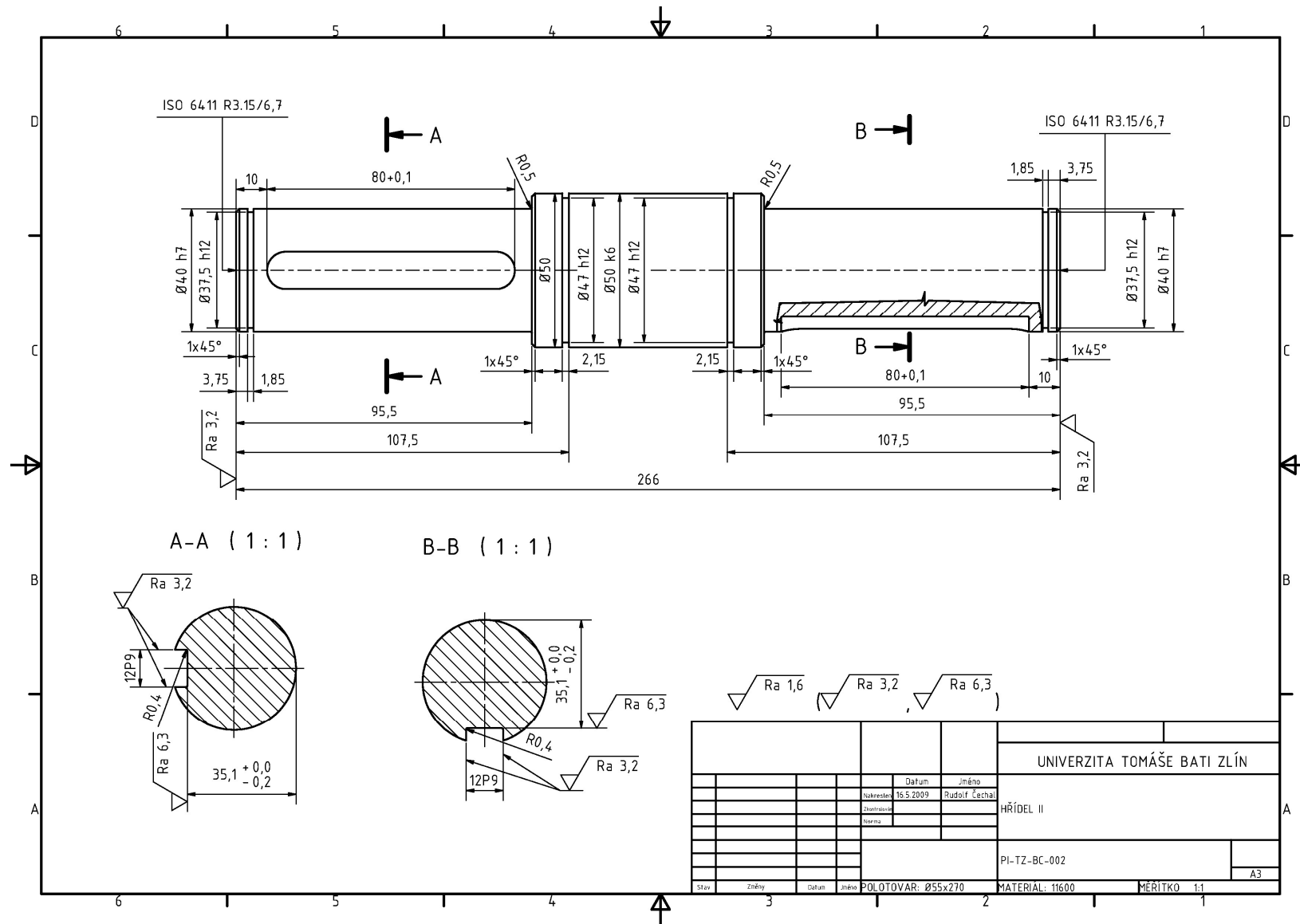


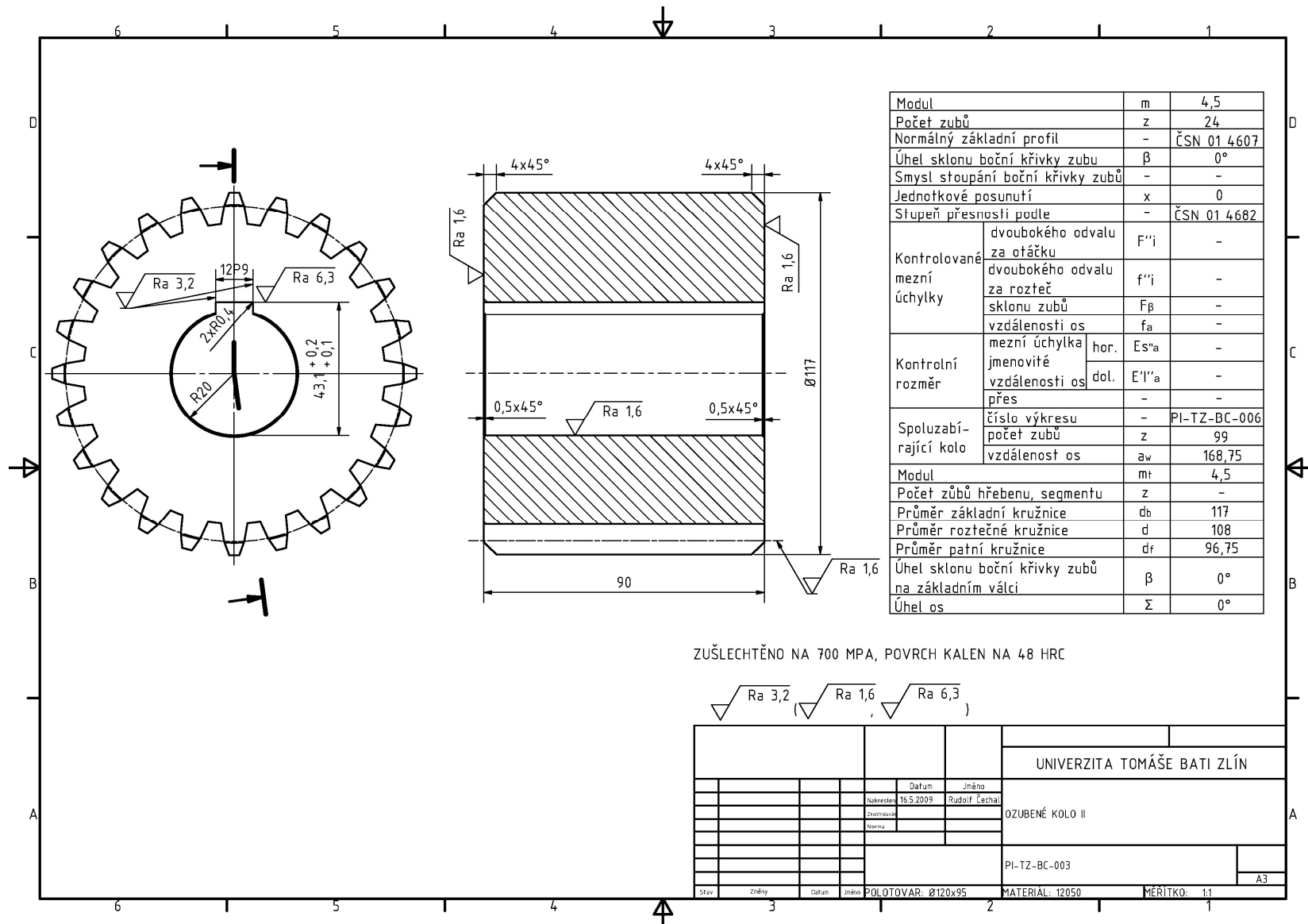




Kusovník				
POZICE	NÁZEV	NORMA	MATERIÁL	KS
1	HŘÍDEL II	PI-TZ-BC-002	11600	3
2	OZUBENÉ KOLO II	PI-TZ-BC-003	12050	3
3	OZUBENÉ KOLO III	PI-TZ-BC-004	12050	3
4	OZUBENÉ KOLO IV	PI-TZ-BC-005	42 2660.6	1
5	OZUBENÉ KOLO I	PI-TZ-BC-006	42 2660.6	1
6	UNAŠEČ	PI-TZ-BC-007	11500	1
7	HŘÍDEL III	PI-TZ-BC-008	11600	1
8	HŘÍDEL I	PI-TZ-BC-009	11600	1
9	PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ	PI-TZ-BC-010	42 2420	1
10	ROZPĚRNÝ KROUŽEK I	PI-TZ-BC-011	11500	1
11	VÍKO II	PI-TZ-BC-012	11600	1
12	STŮL	PI-TZ-BC-013	11373	1
13	VÍKO I	PI-TZ-BC-014	42 2420	1
14	ROZPĚRNÝ KROUŽEK II	PI-TZ-BC-015	11500	1
15	ROZPĚRNÝ KROUŽEK III	PI-TZ-BC-016	11500	1
16	VÍKO III	PI-TZ-BC-017	11600	1
17	SPOJKA - I DÍL	PI-TZ-BC-018	42 2420	1
18	STRÍŽNÝ KOLÍK	PI-TZ-BC-019	12061	6
19	SPOJKA - II DÍL	PI-TZ-BC-020	42 2420	1
20	HŘÍDEL IV	PI-TZ-BC-021	11600	1
21	STOJINA	PI-TZ-BC-022	11373	1
22	OBJÍMKA	PI-TZ-BC-023	11373	1
23	POJISTNÝ KROUŽEK 40	CSN 02 2930		8
24	PERO 22E7x14x100	CSN 02 2562		6
25	LOŽISKO NU 208	CSN 02 4670		2
26	POJISTNÝ KROUŽEK 80	CSN 022931		1
27	TĚSNÍCÍ KROUŽEK GP 40x72x7 NBR	CSN 02 9401		1
28	ŠROUB M6 x 14	ISO 7046-1		4
29	ŠROUB M10 x 40	ISO 4762		6
30	KOLÍK 10 x 50	ISO 2338		2
31	LOŽISKO 22210	CSN 024705 SKF- s vřetovou dírou		6
32	POJISTNÝ KROUŽEK 90	CSN 02 2931		6
33	PERO 12e7x8x80	CSN 02 2562		6
34	POJISTNÝ KROUŽEK 130	CSN 02 2931		1
35	LOŽISKO NU 215	CSN 02 4670		4
36	POJISTNÝ KROUŽEK 75	CSN 02 2930		6
37	TĚSNÍCÍ KROUŽEK GP 75x100x10 NBR	CSN 02 9401		1
38	ŠROUB M6x14	ISO 7046-1		4
39	POJISTNÝ KROUŽEK 50	CSN 02 2930		6
40	ZÁTKA M20 x 10	CSN 02 1915.21		2
41	ŠROUB M8x25	ISO 4762		4
42	ŠROUB M10x25	ISO 4762		4
43	ŠROUB M12x40	ISO 4017		16
44	ŠROUB M8x30	ISO 4762		6
45	PERO 12e7x8x36	CSN 02 2562		1
46	OLEJOZNAK M26x1,5	CSN 02 7486		1

				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI ZLÍN	
		Datum	Jméno	KUSOVNÍK	
		13.5.2009	Rudolf Čechal		
				PI-TZ-BC-XXX	
				A4	



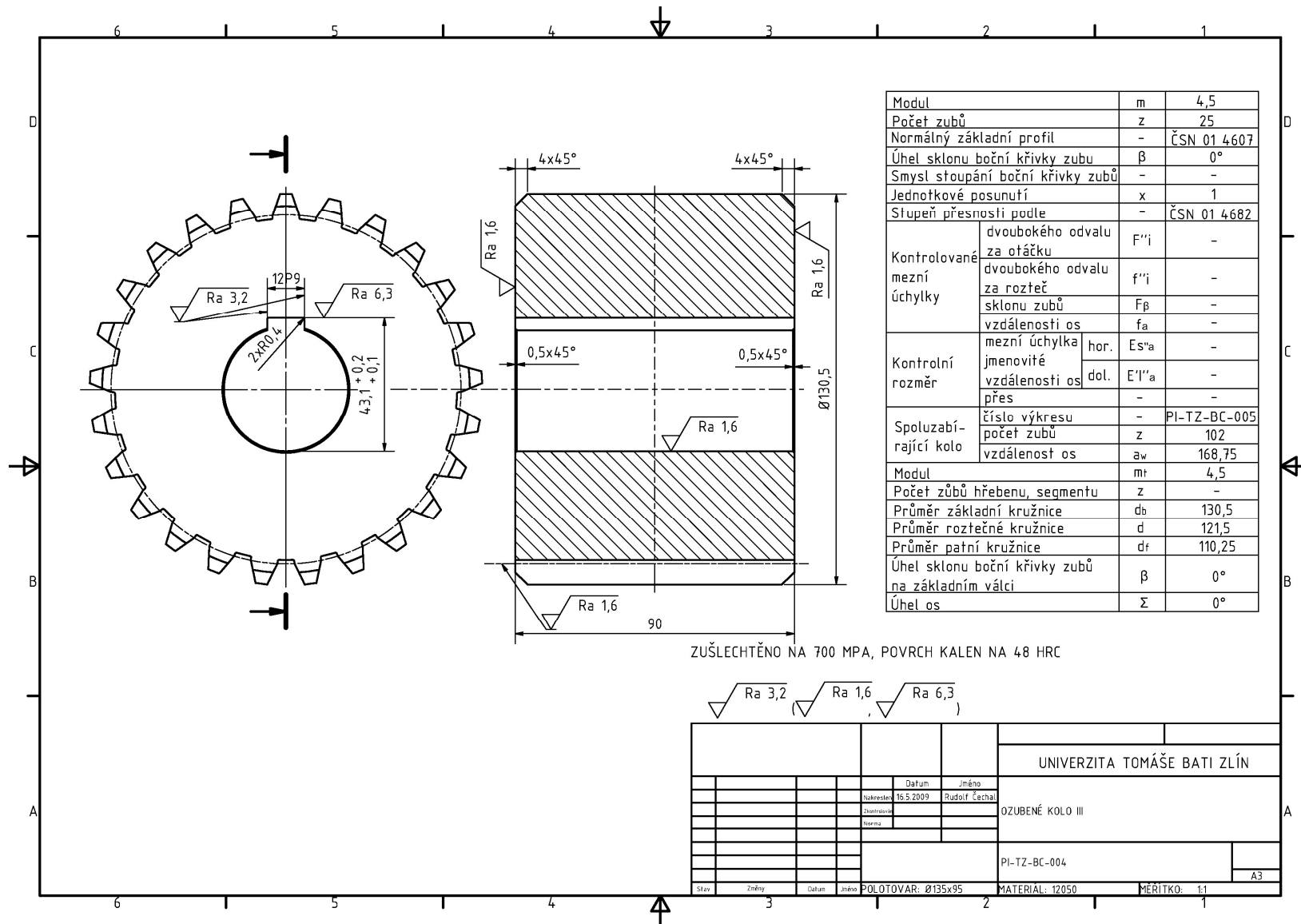


Modul	m	4,5	
Počet zubů	z	24	
Normální základní profil	-	ČSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubu	β	0°	
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	-	
Jednotkové posunutí	x	0	
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 4682	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F''i	-
	dvoubokého odvalu za rozteč	f''i	-
	sklonu zubů	F β	-
Kontrolní rozměr	vzdálenosti os	f _a	-
	mezní úchylka jmenovité vzdálenosti os	hor. E s'a	-
		dol. E'l'a	-
	přes	-	-
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	PI-TZ-BC-006
	počet zubů	z	99
	vzdálenost os	a _w	168,75
Modul	m _t	4,5	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	d _b	117	
Průměr roztečné kružnice	d	108	
Průměr patní kružnice	d _f	96,75	
Úhel sklonu boční křivky zubů na základním válci	β	0°	
Úhel os	Σ	0°	

ZUŠLECHTĚNO NA 700 MPA, POVRCH KALEN NA 48 HRC

$\sqrt{Ra\ 3,2}$ $\sqrt{Ra\ 1,6}$ $\sqrt{Ra\ 6,3}$

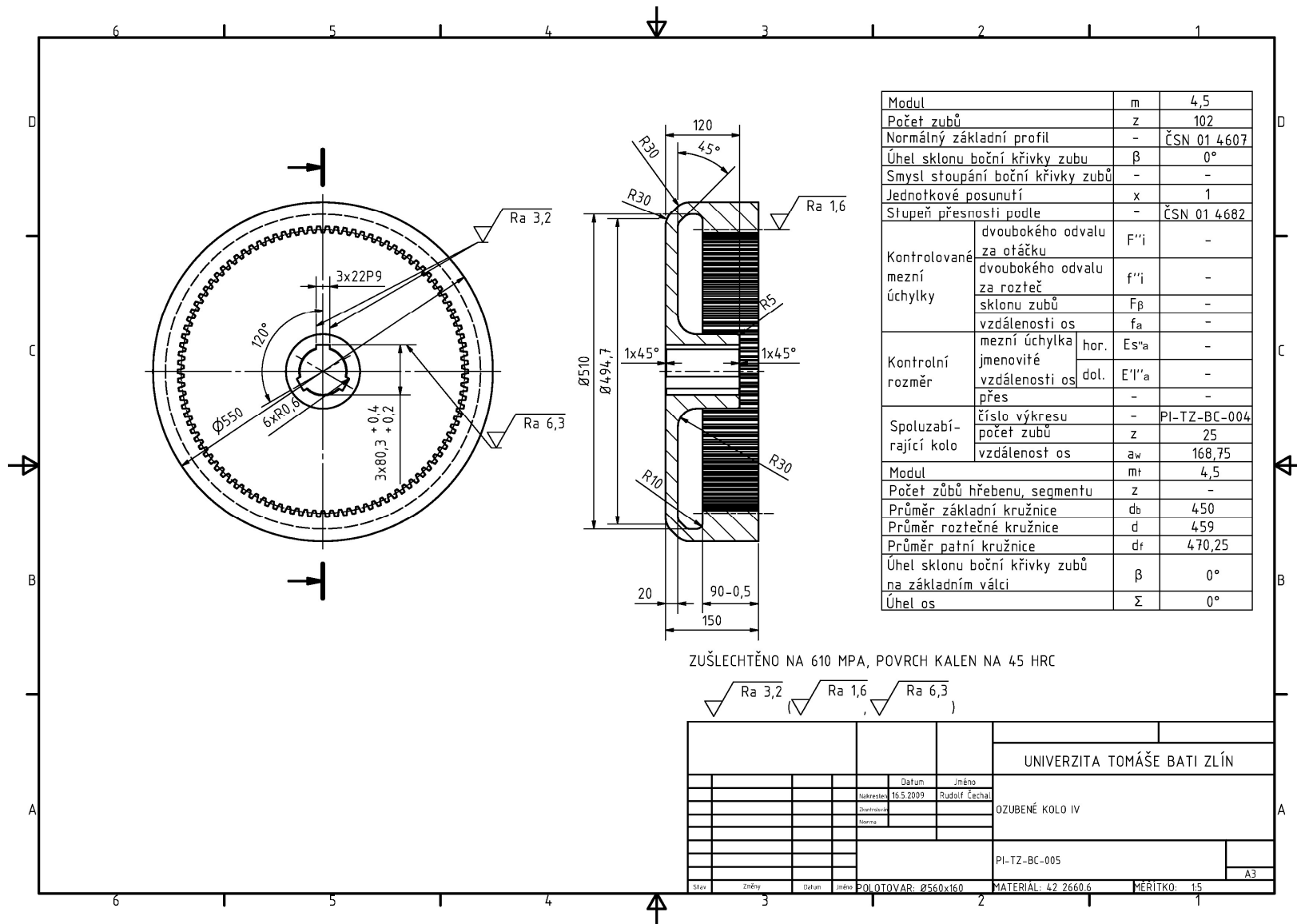
				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI ZLÍN		
		Datum	Jméno	OZUBENÉ KOLO II		
		Nakreslen	16.5.2009			Rudolf Čechal
		Zkontrolován				
		Norma				
				PI-TZ-BC-003		
				A3		
Stav	Změny	Datum	Jméno	POLOTOVAR: Ø120x95	MATERIÁL: 12050	MĚRITKO: 1:1



Modul	m	4,5	
Počet zubů	z	25	
Normální základní profil	-	ČSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubu	β	0°	
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	-	
Jednotkové posunutí	x	1	
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 4682	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F''i	-
	dvoubokého odvalu za rozteč	f''i	-
	sklonu zubů	F β	-
	vzdálenosti os	f _a	-
Kontrolní rozměr	mezní úchytky jmenovité vzdálenosti os přes	hor. E _s 'a	-
		dol. E _I 'a	-
		-	-
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	PI-TZ-BC-005
	počet zubů	z	102
	vzdálenost os	a _w	168,75
Modul	mt	4,5	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	d _b	130,5	
Průměr roztečné kružnice	d	121,5	
Průměr patní kružnice	d _f	110,25	
Úhel sklonu boční křivky zubů na základním válci	β	0°	
Úhel os	Σ	0°	

ZUŠLECHTĚNO NA 700 MPA, POVRCH KALEN NA 48 HRC

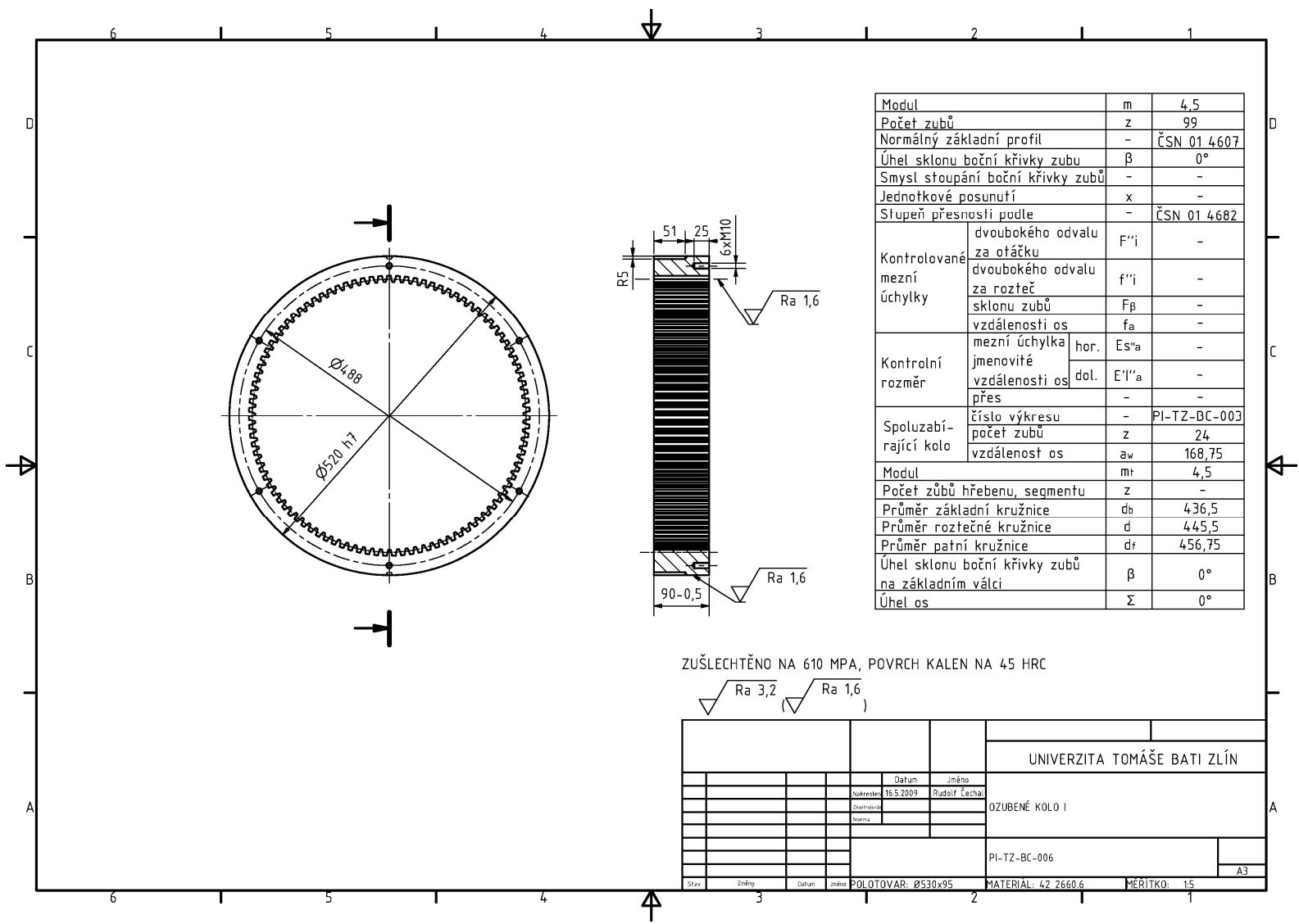
Ra 3,2		Ra 1,6		Ra 6,3	
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI ZLÍN					
Datum		Jméno			
16.5.2009		Rudolf Čechal			
Zpracovatel		OZUBENÉ KOLO III			
Kontrola					
		PI-TZ-BC-004			
Stav		Změny		MĚŘÍTKO: 1:1	
Datum		Jméno		MATERIAL: 12050	
		POLOTOVAR: Ø135x95			



Modul	m	4,5	
Počet zubů	z	102	
Normální základní profil	-	ČSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubu	β	0°	
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	-	
Jednotkové posunutí	x	1	
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 4682	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F''i	-
	dvoubokého odvalu za rozteč	f''i	-
	sklonu zubů	F β	-
	vzdálenosti os	f _a	-
Kontrolní rozměr přes	mezní úchytky jmenovité vzdálenosti os	hor. E _s 'a	-
		dol. E _I ''a	-
		-	-
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	PI-TZ-BC-004
	počet zubů	z	25
	vzdálenost os	a _w	168,75
Modul	mt	4,5	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	d _b	450	
Průměr roztečné kružnice	d	459	
Průměr patní kružnice	d _f	470,25	
Úhel sklonu boční křivky zubů na základním válci	β	0°	
Úhel os	Σ	0°	

ZUŠLECHTĚNO NA 610 MPA, POVRCH KALEN NA 45 HRC

				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI ZLÍN	
		Datum	Jméno		
		16.5.2009	Rudolf Echal		
		Zpracovatel		OZUBENÉ KOLO IV	
		Stavba			
				PI-TZ-BC-005	
				A3	
Stav	Změny	Datum	Jméno	POLOTOVAR: Ø560x160	MATERIAL: 42 2660.6
					MĚRÍTKO: 1:5



Modul	m	4,5	
Počet zubů	z	99	
Normální základní profil	-	ČSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubu	β	0°	
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	-	
Jednotkové posunutí	x	-	
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 4682	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za ofáčku	F''i	-
	dvoubokého odvalu za rozteč	f''i	-
	sklonu zubů	F β	-
	vzdálenosti os	f _a	-
Kontrolní rozměr	mezní úchytky jmenovité vzdálenosti os přes	hor. E _s 'a	-
		dol. E _i ''a	-
		-	-
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	PI-TZ-BC-003
	počet zubů	z	24
	vzdálenost os	a _w	168,75
Modul	m	4,5	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	d _b	436,5	
Průměr roztečné kružnice	d	445,5	
Průměr patní kružnice	d _f	456,75	
Úhel sklonu boční křivky zubů na základním válci	β	0°	
Úhel os	Σ	0°	

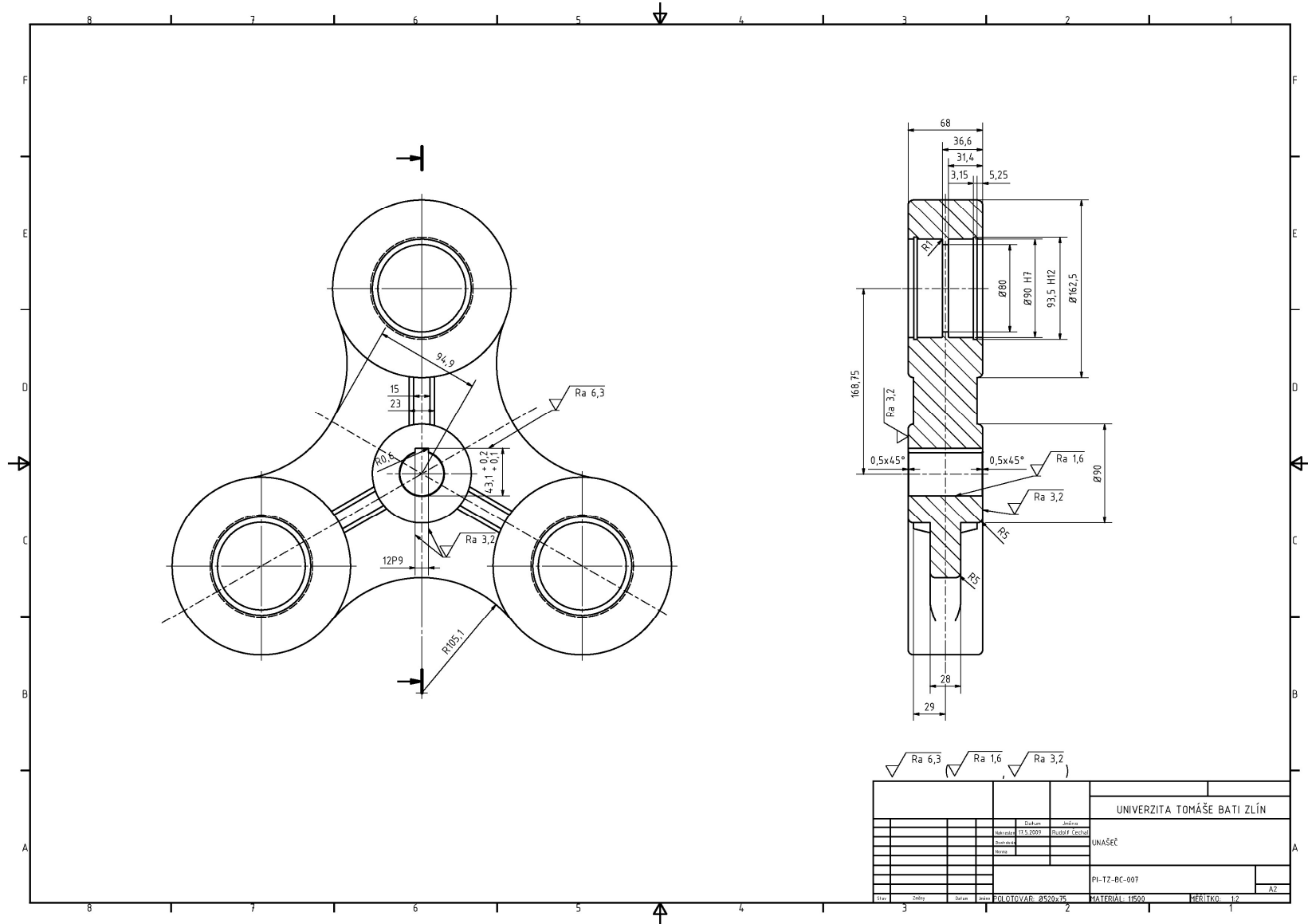
ZUŠLECHTĚNO NA 610 MPA, POVRCH KALEN NA 45 HRC

Ra 3,2 (Ra 1,6)

				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI ZLÍN	
		Datum	Jméno		
		Nakreslil	16.5.2009	Rudolf Čechal	
		Stavěl			
		Revizor			
		Projektant			
		Projekt			
		Objekt			
		Stavba			
		Číslo			
		Podpis			
		Stav			
Stav	Změny	Datum	Jméno	POLOTOVAR: Ø530x95	MATERIAL: 42 2660.6
					MĚŘITKO: 1:5
					A3

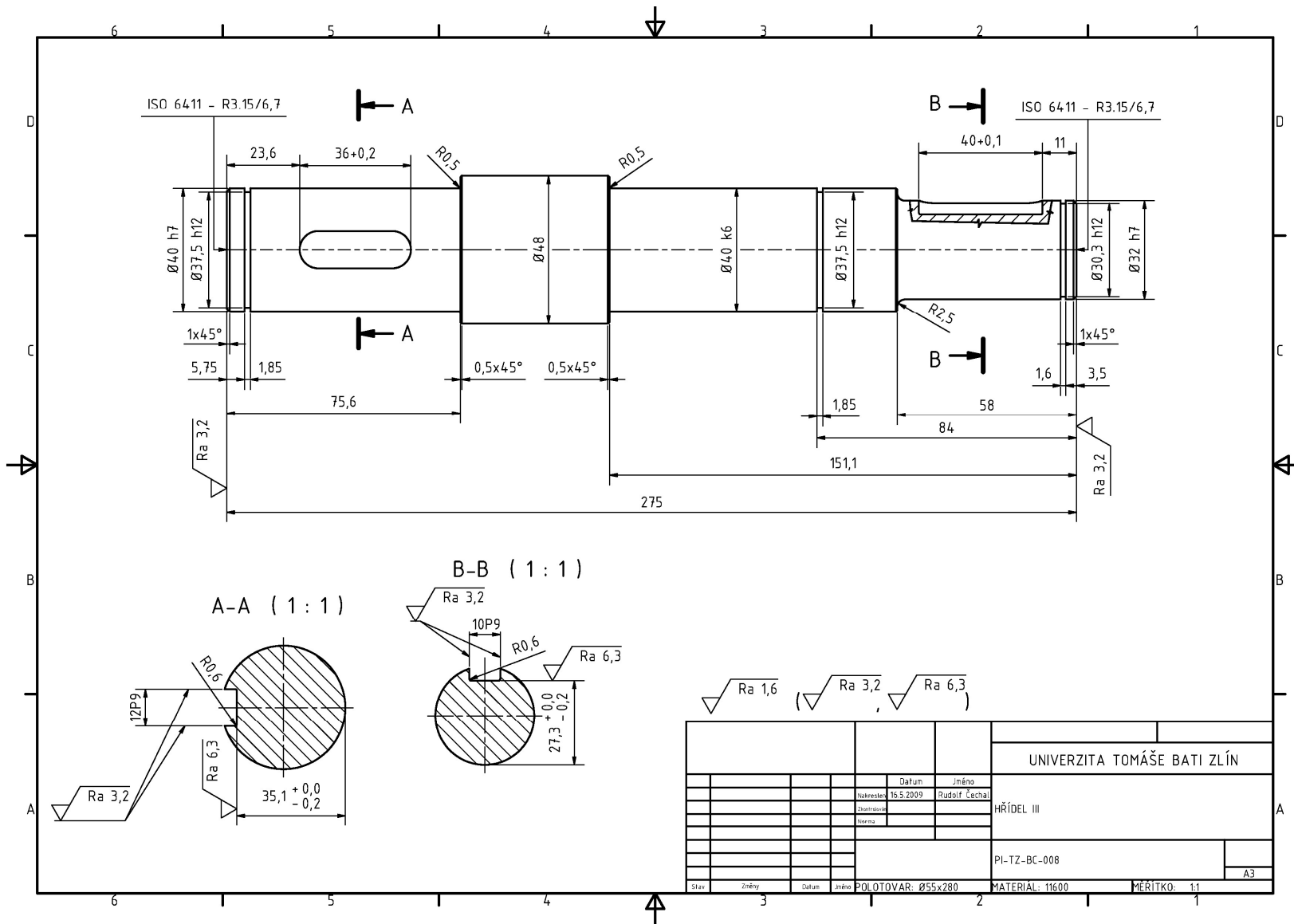
OZUBENÉ KOLO I

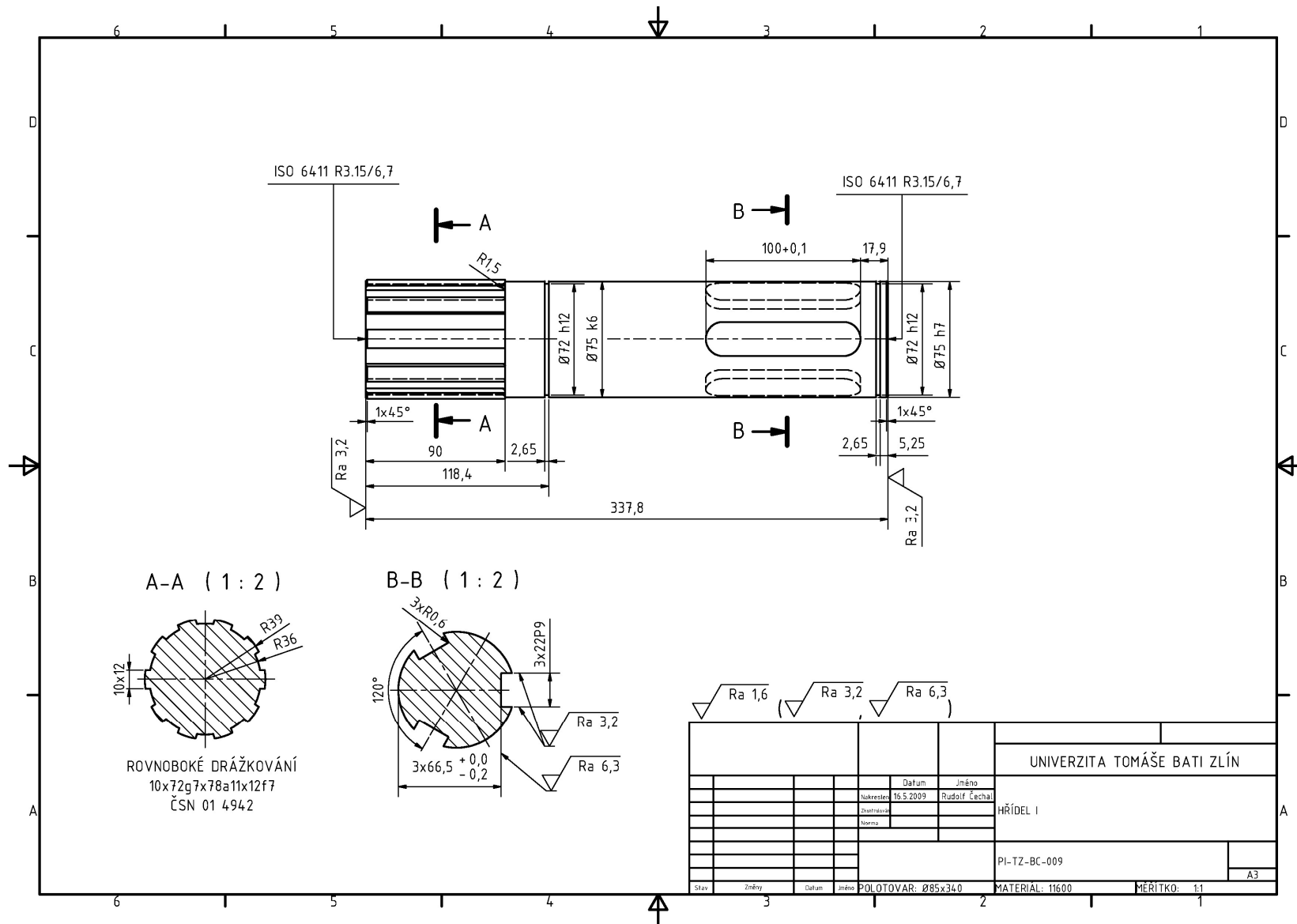
PI-TZ-BC-006

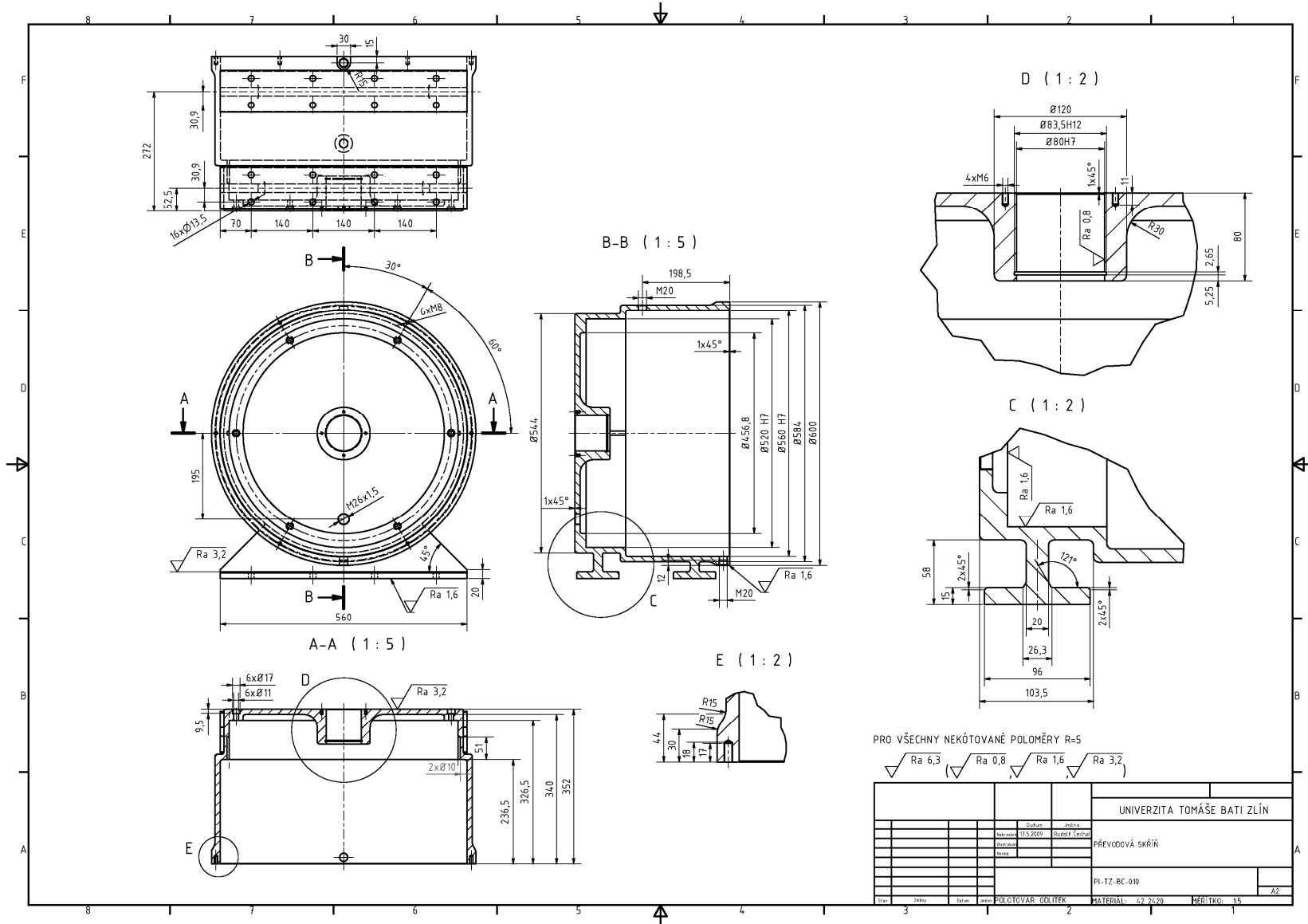


$\sqrt{Ra\ 6,3}$ $\sqrt{Ra\ 1,6}$ $\sqrt{Ra\ 3,2}$

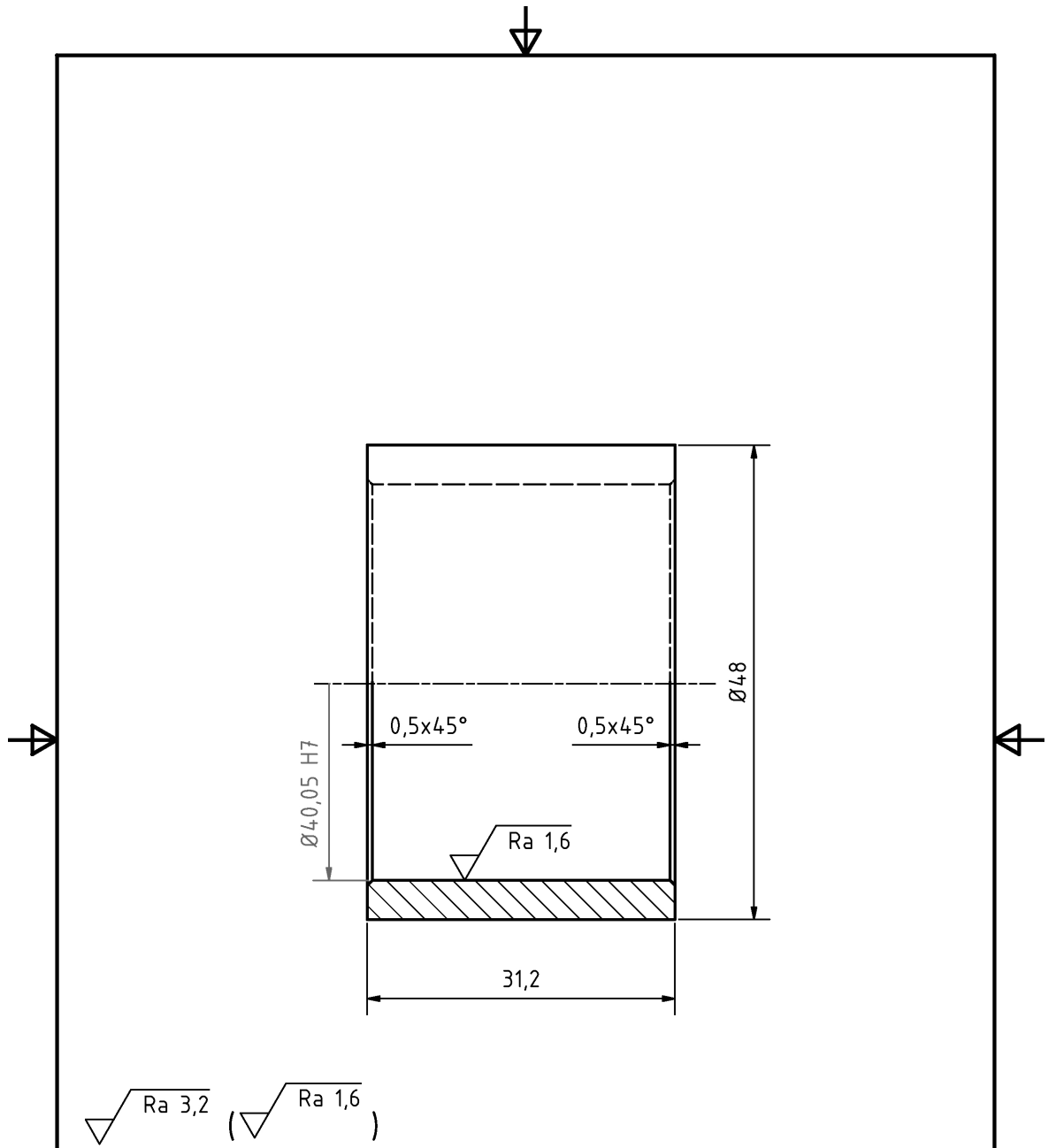
				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI ZLÍN	
		Dokan	Jedina		
		Mikrazit	TLS.2009	Bustof	Kespal
		Mikrazit			
		Mikrazit			
				UNAŠEČ	
				PI-TZ-BC-007	
				MATERIAL 1500	
				KRETIKO 1:2	
				A2	



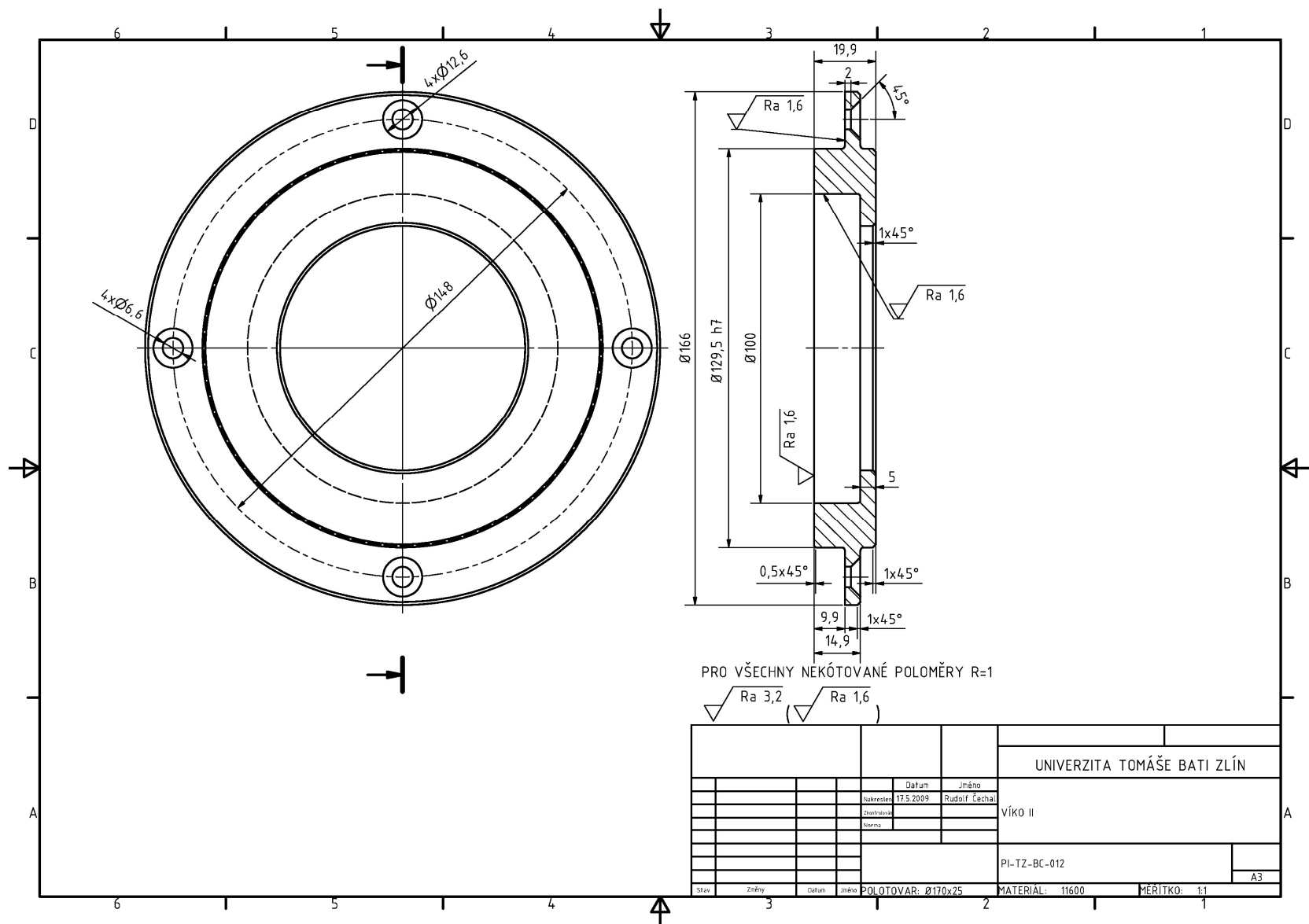




UNIVERZITA TOMÁŠE BATI ZLÍN	
Datum: 17.5.2009 Místo: Brno	Jméno: BUDÍK Příjmení: Petr
PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ	
PI-TZ-BC-010	
MATEŘIÁL: 52 24,20 MĚŘÍTKO: 1:5	A2



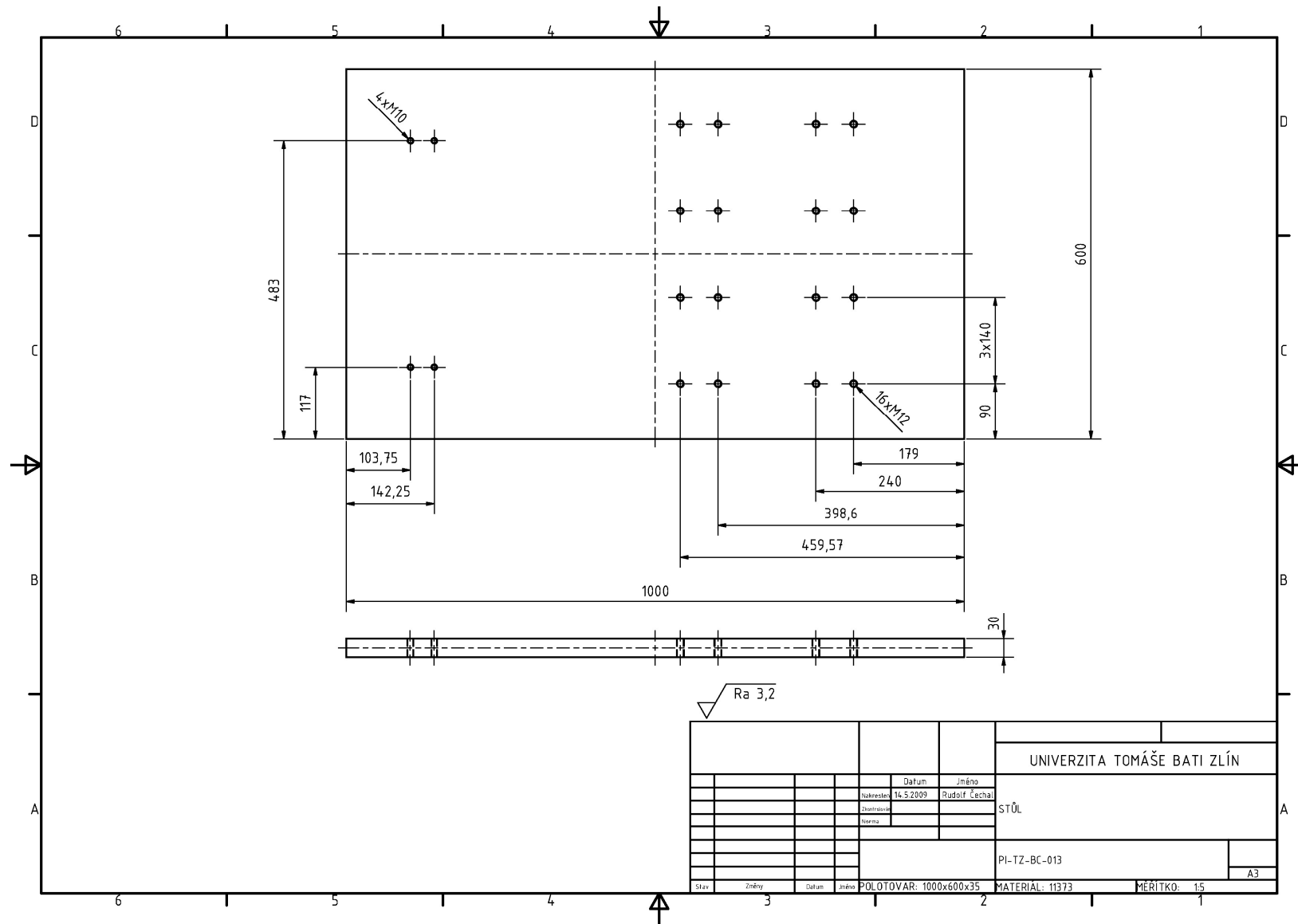
				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI ZLÍN		
			Datum	Jméno	ROZPĚRNÝ KROUŽEK I	
			Nakreslen	17.5.2009		Rudolf Čechal
			Zkontrolován			
			Norma			
					PI-TZ-BC-011	
					A4	
Slav	Změny	Datum	Jméno	POLOTOVAR: $\varnothing 50 \times 35$	MATERIÁL: 11500	MĚŘÍTKO: 1:1

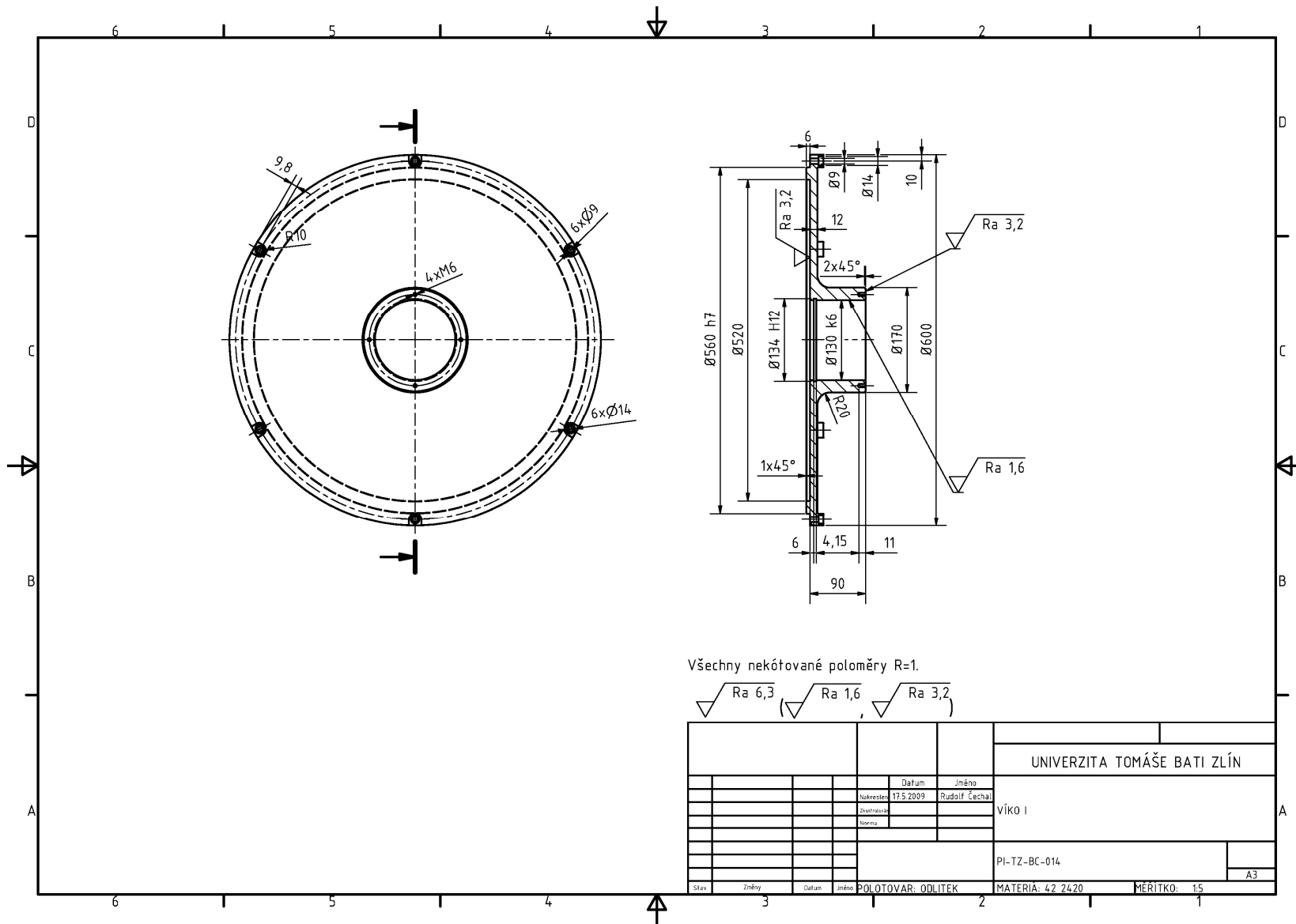


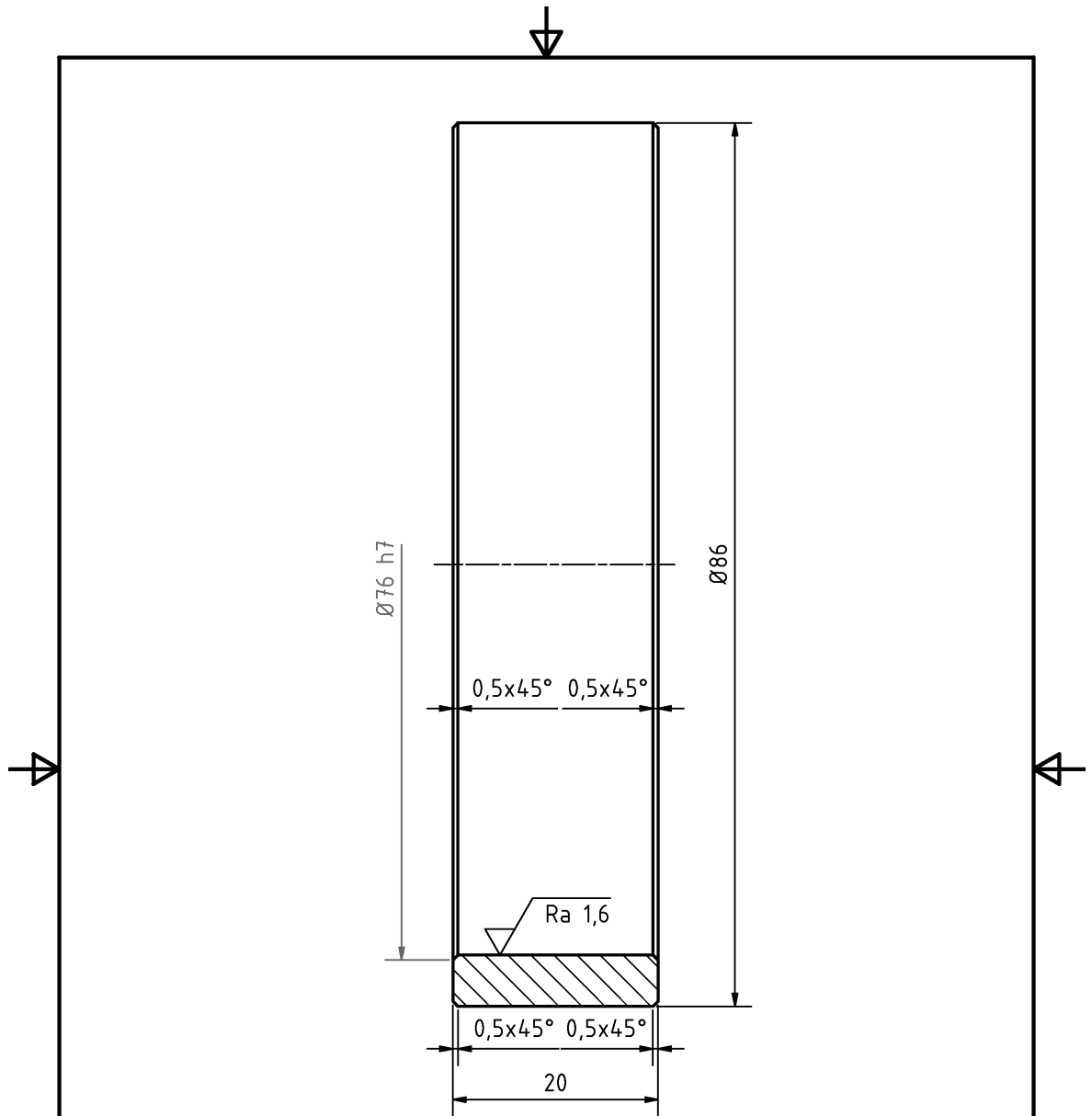
PRO VŠECHNY NEKÓTOVANÉ POLOMĚRY R=1

$\sqrt{Ra\ 3,2}$ $\sqrt{Ra\ 1,6}$

				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI ZLÍN	
		Datum	Jméno		
		Nakreslen	17.5.2009	Rudolf Čechal	
		Zpracoval			VÍKO II
		Název			
					PI-TZ-BC-012
					A3
Stav	Změny	Datum	Jméno	POLOTOVAR: Ø170x25	MATERIÁL: 11600
					MĚŘÍTKO: 1:1



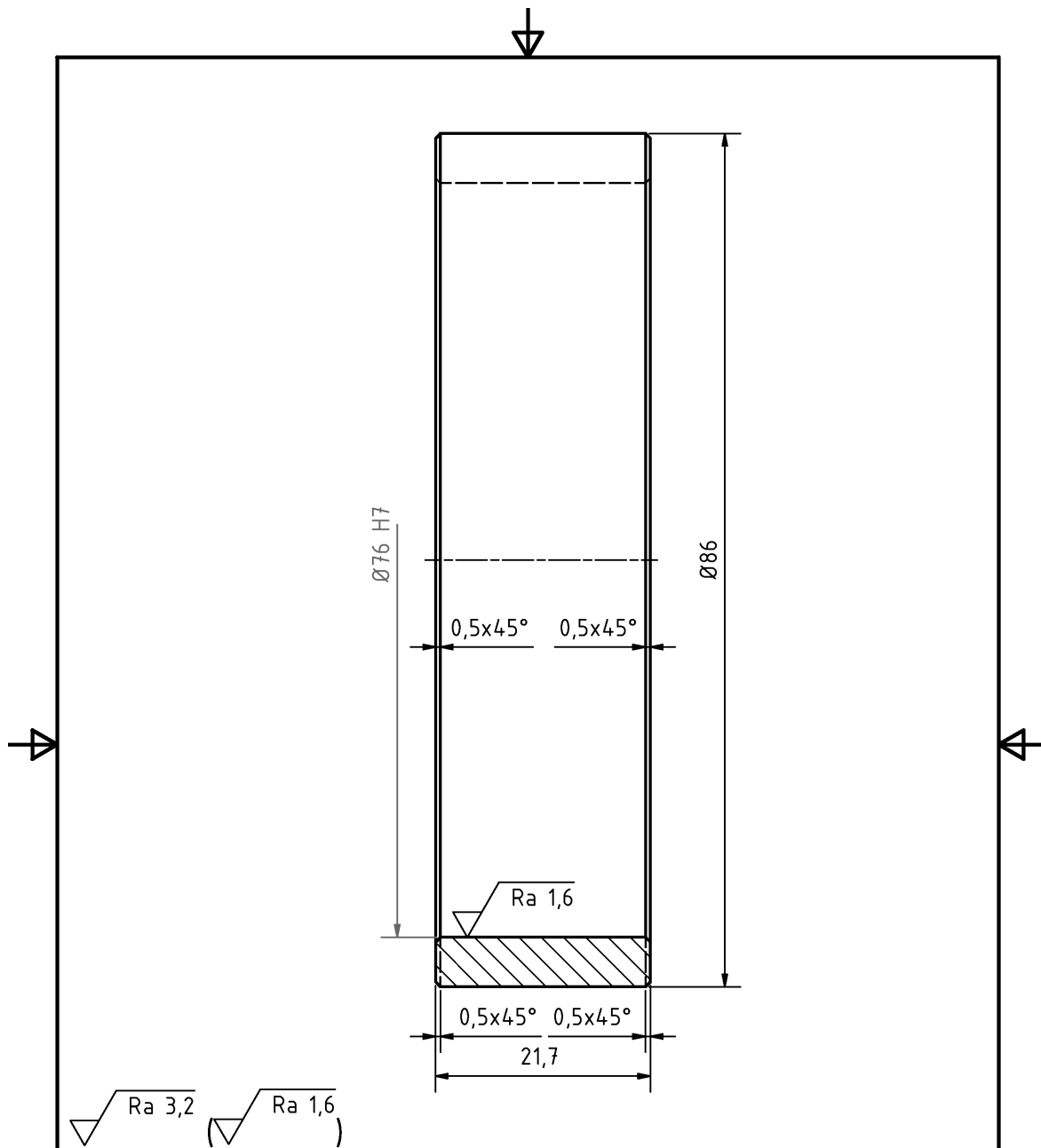




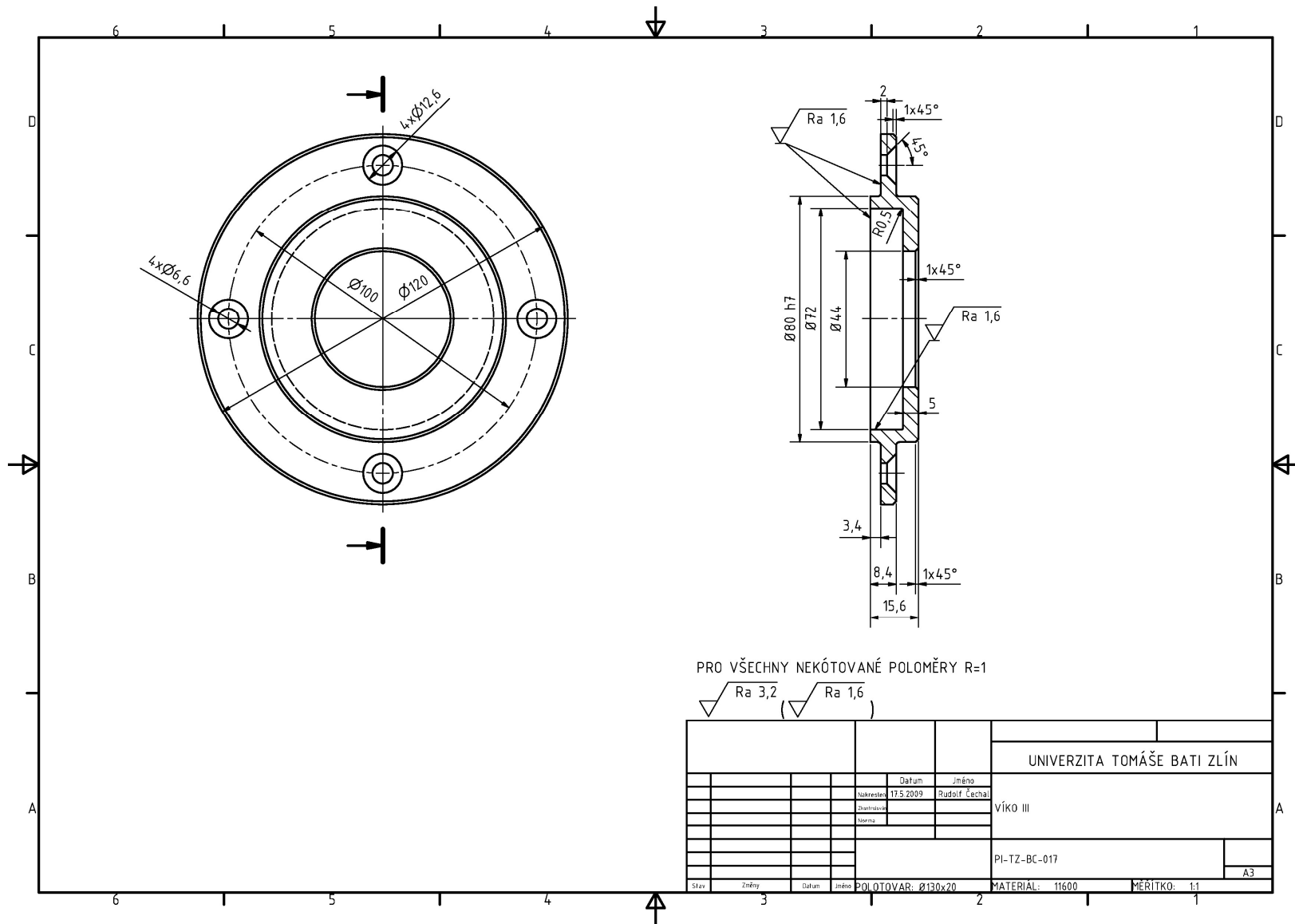
Ra 3,2 (
 Ra 1,6
)

				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI ZLÍN	
			Datum	Jméno	ROZPĚRNÝ KROUŽEK II
			Nakreslen	Rudolf Čechal	
			Zkontrolován		
			Norma		
					PI-TZ-BC-015
					A4
Slav	Změny	Datum	Jméno	POI QTOVAR: Ø90x25	MATERIÁL: 11500
					MĚŘÍTKO: 1:1





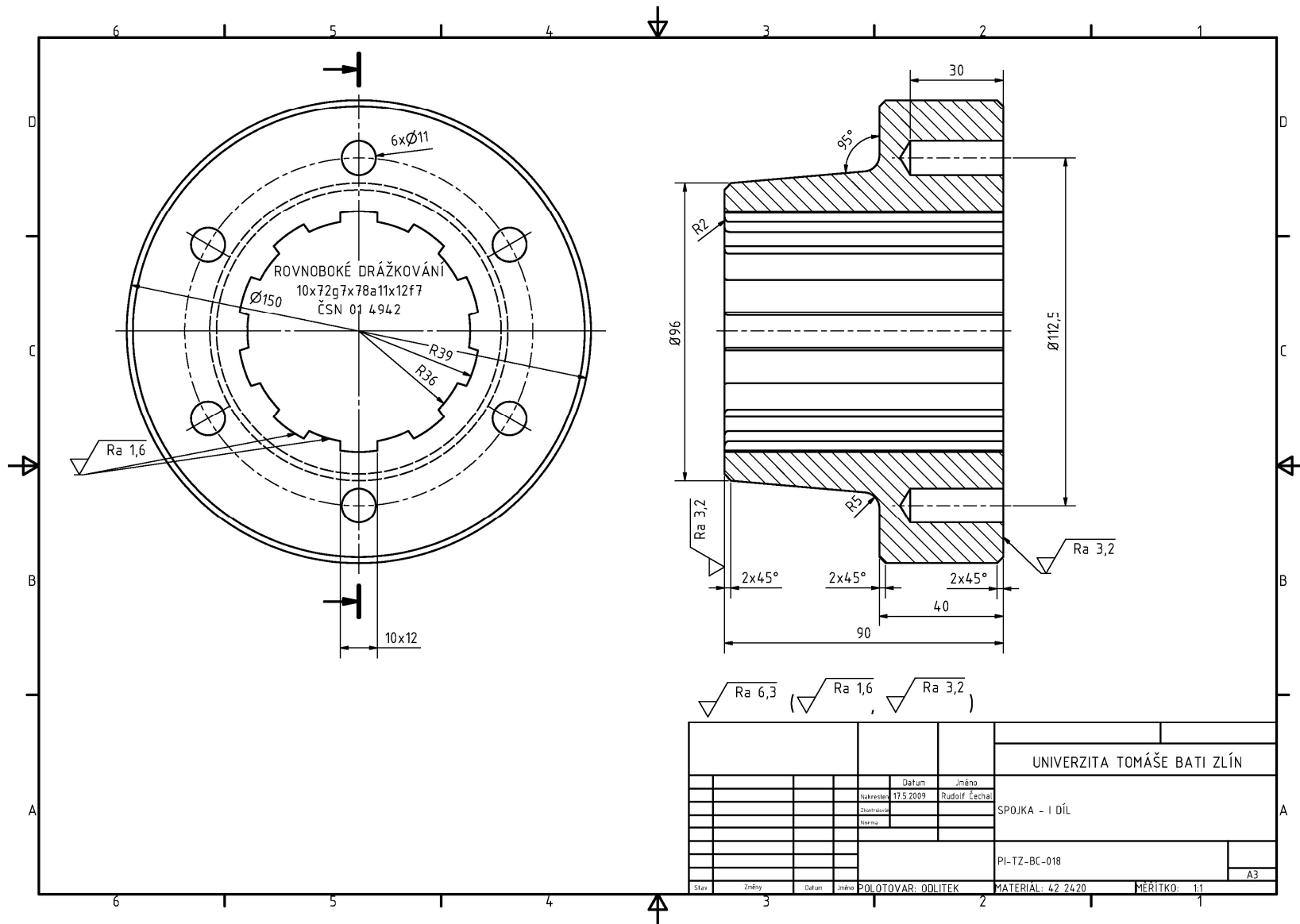
						UNIVERZITA TOMÁŠE BATI ZLÍN	
				Datum	Jméno	ROZPĚRNÝ KROUŽEK III	
				Nakreslen	Rudolf Čechal		
				Zkontrolován			
				Norma			
						PI-TZ-BC-016	
							A4
Slav	Změny	Datum	Jméno	POLOTOVAR: Ø90x25	MATERIÁL: 11500	MĚRÍTKO: 1:1	

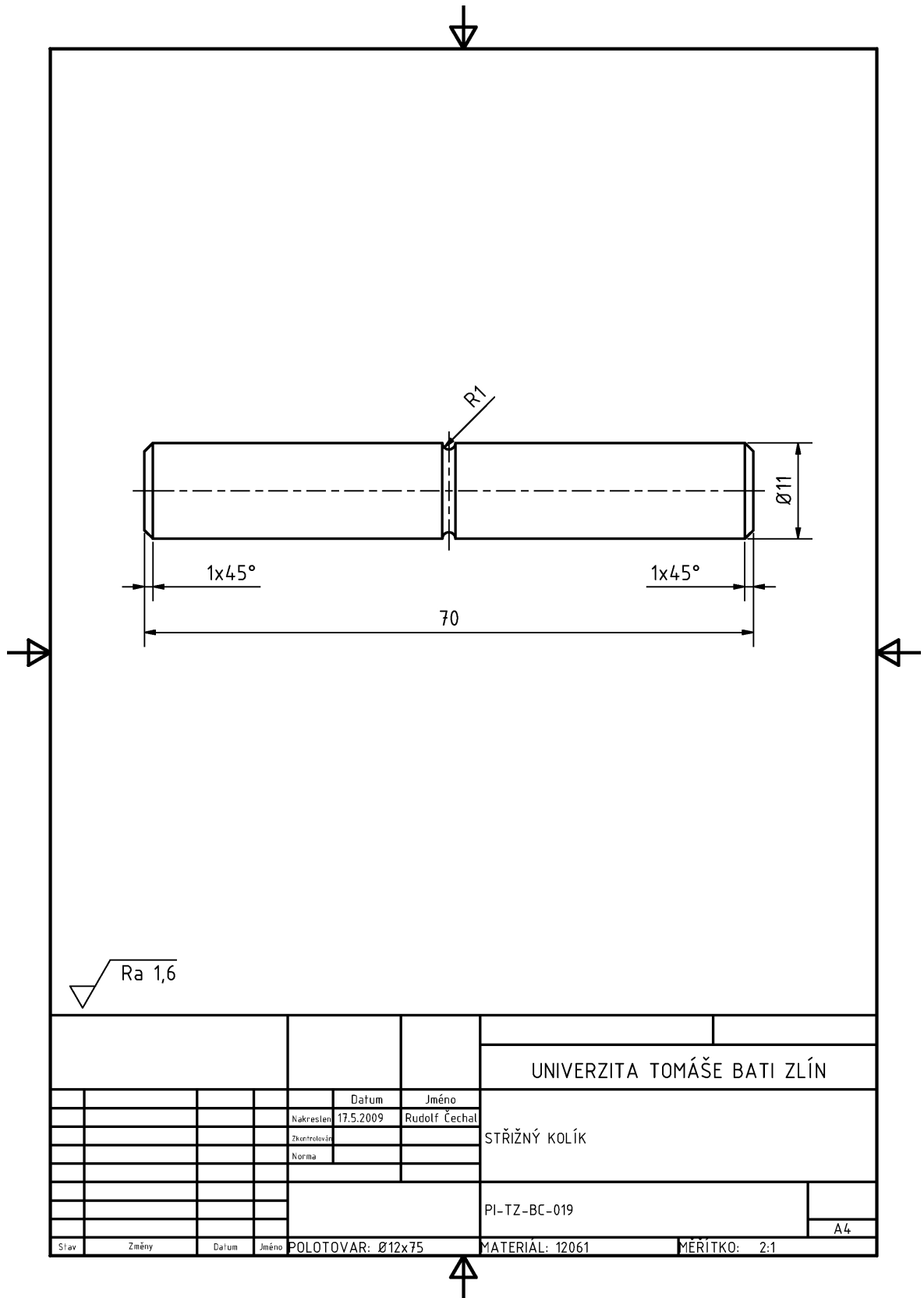


PRO VŠECHNY NEKÓTOVANÉ POLOMĚRY R=1

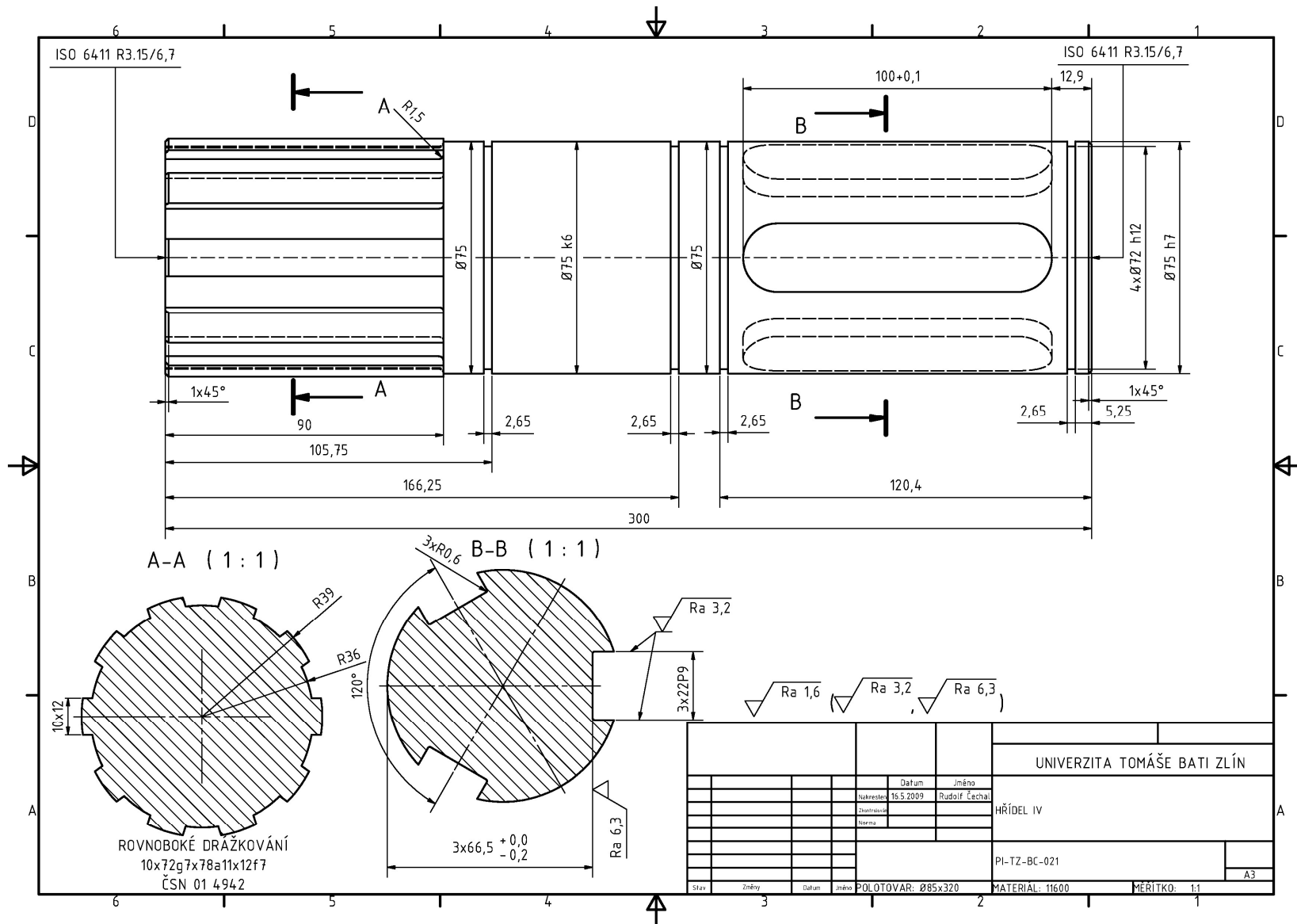
√ Ra 3,2 (√ Ra 1,6)

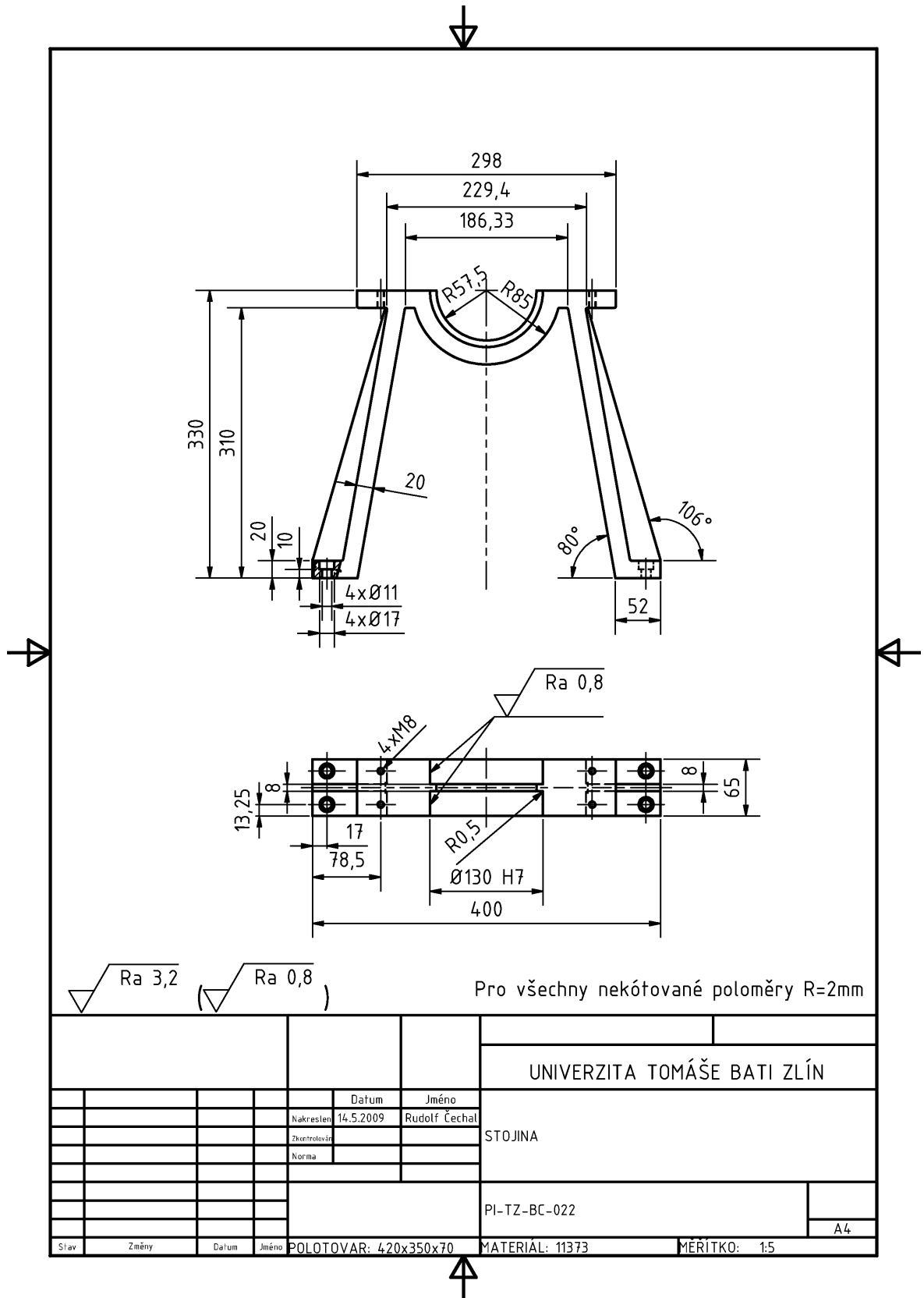
				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI ZLÍN	
		Datum	Jméno		
		Nakreslil	17.5.2009	Rudolf ěchal	
		Zpracoval			VÍKO III
		Skoumal			
					PI-TZ-BC-017
					A3
Stav	Změny	Datum	Jméno	POLOTOVAR: Ø130x20	MATERIAL: 11600
					MĚŘITKO: 1:1

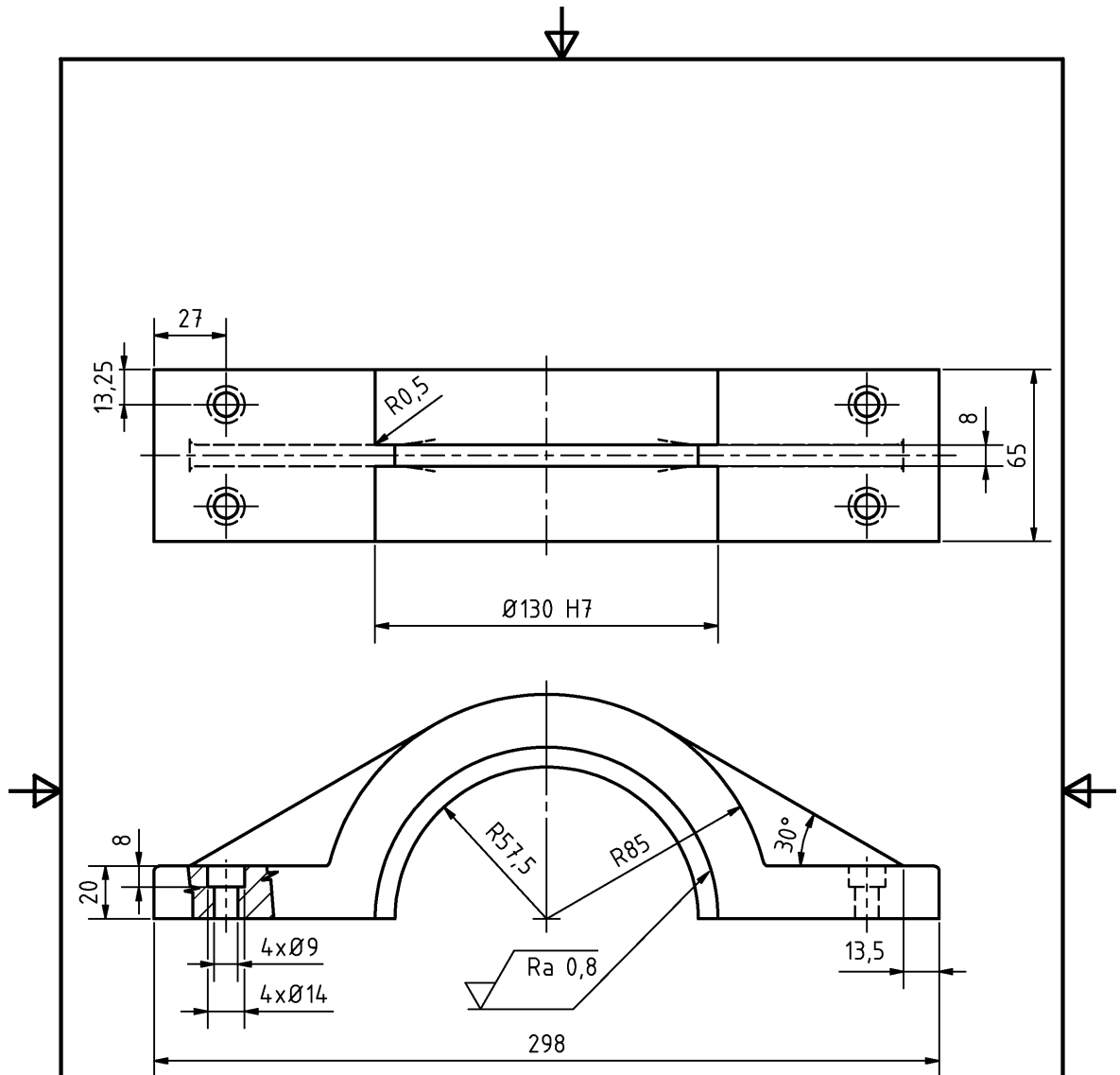




				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI ZLÍN		
			Datum	Jméno	STŘIŽNÝ KOLÍK	
			Nakreslen	17.5.2009		Rudolf Čechal
			Zkontrolován			
			Norma			
					PI-TZ-BC-019	
					A4	
Slav	Změny	Datum	Jméno	POLOTOVAR: $\varnothing 12 \times 75$	MATERIÁL: 12061	MÉRÍTKO: 2:1







Pro všechny nekótované poloměry R=2mm

$\sqrt{\text{Ra } 3,2}$ ($\sqrt{\text{Ra } 0,8}$)

				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI ZLÍN	
			Datum	Jméno	OBJÍMKA
		Nakreslen	14.5.2009	Rudolf Čechal	
		Zkontrolován			
		Norma			
				PI-TZ-BC-023	A4
Slav	Změny	Datum	Jméno	POLOTOVAR: 310x90x70	MATERIÁL: 11373
					MÉRÍTKO: 1:2