

Vysoká škola: strojní a textilní, Liberec Fakulta: strojní
Katedra: strojů průmysl.dopravy Školní rok: 1986/87

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Miroslava Černého
obor 23-20-4 stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Hnací náprava vysoko zdvižného vozíku

Zásady pro vypracování:

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8
PSČ 461 17

Pro novou řadu vysoko zdvižných vozíků o nosnosti 1,2; 1,6 a 2 t navrhnete vhodnou hnací nápravu při respektování následujících požadavků: pneu 6,50 x 10 pro nosnost 1,2 t, 6 x 12 pro nosnost 1,6 a 2 t, maximální šířka nápravy 1100 mm, maximální zatížení 5,2 t, rychlost pojezdu 25 km/hod., brzdy hydraulické, diferenciál s převodem cca 3,5. Při řešení proveďte zejména:

1. posouzení a výběr vhodného typu nápravy
2. konstrukční návrh a výpočet zvoleného řešení
3. výrobní výkresy hlavních dílů
4. ekonomické zhodnocení navrhovaného řešení.

Rozsah grafických prací: dle textu

Rozsah průvodní zprávy: přibližně 40 stran textu včetně výpočtů

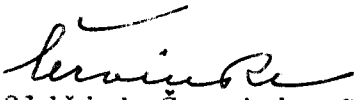
Seznam odborné literatury: MAČULSKIJ, I.I., ALJEPIN, E.A.: Mašiny napolno-
vo bezrelsovovo transporta. Moskva 1982
MARGOLIS, S.J.: Mosty avtomobilej i avtopojezdov.
Moskva 1983
ŠALAMOUN, Č. a kol.: Atlas převodových ústrojí.
ČVUT Praha, 1972

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ladislav Bartoníček
Konzultant: Ing. Radimecký, Destá Děčín

Datum zadání diplomové práce: 29. listopadu 1985

Termín odevzdání diplomové práce: dle harmonogramu

L.S.


Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.

Vedoucí katedry


Doc. Ing. Ján Alaxin, CSc.

Děkan

v Liberci dne 29. listopadu 1985

M Í S T O P Ř Í S E Ž N É P R O H L Á Š E N Í

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval sám, za použití uvedené literatury.

Miroslav Černý

P O D Ě K O V Á N Í

Děkuji tímto vedoucímu mé diplomové práce Ing. Ladislavu Bartoníčkovi a konzultantu Ing. Žatečkovi za účinné rady a pomoc při realizaci práce.

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Obor 23 - 20 - 8

stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

zaměření

stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

Katedra strojů průmyslové dopravy

HNACÍ NÁPRAVA VYSOKOZDVIŽNÉHO VOZÍKU

KSD - 122

Miroslav Č E R N Ý

Vedoucí práce : Ing. Ladislav Bartoníček, VŠST Liberec

Konzultant : Ing. Radimecký, Destičín

Rozsah práce a příloh :

Počet stran	:	52
Počet tabulek	:	1
Počet obrázků	:	9
Počet výkresů	:	8
Počet jiných příloh	:	0

DT 621.431

11.5.1987

O B S A H

Seznam použitých veličin, označení a jednotek

- 1.0 Úvod
 - 1.1 Vysokozdvížné vozíky
 - 1.2 Hnací nápravy
- 2.0 Popisná část
 - 2.1 Popis zvoleného řešení hnací nápravy
- 3.0 Pevnostní návrh jednotlivých skupin nápravy
 - 3.1.0 Zadané nebo volené parametry
 - 3.2.0 Stanovení celkového převodu v nápravě
 - 3.2.1 Pro pneumatiku 6,50 x 10
 - 3.2.2 Pro pneumatiku 6 x 12
 - 3.2.3 Volba výpočtového převodu
 - 3.2.4 Rozdělení převodu na dílčí převody v rozvodovce
 - 3.2.5 Stanovení kroutícího momentu
 - 3.3.0 Návrh předlohového kuželového soukolí
 - 3.3.1 Hlavní rozměry ozubení
 - 3.3.2 Výpočet virtuálního soukolí
 - 3.3.3 Kontrola ozubení na únosnost v ohybu
 - 3.3.4 Kontrola na únosnost v dotyku
 - 3.4.0 Výpočet čelního soukolí se šikmými zuby náhonu diferenciálu
 - 3.4.1 Hlavní rozměry ozubení
 - 3.4.2 Kontrola ozubení na únosnost v dotyku
 - 3.4.3 Kontrola ozubení na únosnost v ohybu
 - 3.5.0 Výpočet kuželového ozubení v diferenciálu
 - 3.5.1 Hlavní rozměry ozubení
 - 3.5.2 Výpočet virtuálního soukolí

- 3.5.3 Kontrola ozubení na únosnost v ohybu
- 3.5.4 Kontrola na únosnost v dotyku
- 3.6.0 Návrh hnací polonápravy
 - 3.6.1 Pevnostní podmínka v krutu
- 3.7.0 Kontrola drážkování na hnací polonápravě
 - 3.7.1 Kontrola na dotykové napětí
 - 3.7.2 Kontrola na měrný tlak
- 3.8.0 Výpočet silových poměrů a návrh uložení diferenciálu
 - 3.8.1 Stanovení velikosti reakcí v uložení diferenciálu
- 3.9.0 Výpočet předlohového hřídele náhonu diferenciálu
 - 3.9.1 Silové poměry na kuželovém soukolí
 - 3.9.2 Silové poměry na hřídeli
 - 3.9.3 Kontrola drážkování uložení kuželového kola
 - 3.9.4 Statická kontrola hřídele
- 3.10.0 Výpočet a volba ložisek
 - 3.10.1 Obecný postup návrhu ložiska podle ČSN 02 4607, ČSN 02 4610
 - 3.10.2 Stanovení zátěžných sil ložisek kolové hlavy
 - 3.10.3 Číselné hodnoty výpočtu ložisek
- 3.11.0 Výpočet provozní brzdy
 - 3.11.1 Obecné zásady
 - 3.11.2 Brzdná síla
 - 3.11.3 Stanovení silových poměrů na čelistech brzdy
- 3.12.0 Pevnostní výpočet mostu nápravy
 - 3.12.1 Zavedené předpoklady a postup řešení
 - 3.12.2 Hodnoty jednotlivých sil
 - 3.12.3 Hodnoty zátěžných sil

3.12.4 Pevnostní podmínka výpočtu mostu nápravy

3.13.0 Výpočet předpjatých šroubových spojů

3.13.1 Obecné zásady výpočtu

3.13.2 Výpočet

4.0 Ekonomické hodnocení

5.0 Seznam použité literatury

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN, OZNAČENÍ A JEDNOTEK

P	- výkon / W /
M_K	- krouticí moment / N.m /
M_o	- ohybový moment / N.m /
M_b	- brzdňý moment / N.m /
M_1	- utahovací moment / N.m /
F_{tm}	- obvodová síla na šikmém ozubení /N/
F	- obvodová síla na čelním ozubení /N/
F_A	- axiální síla / N /
F_R	- radiální síla / N /
F_e	- ekvivalentní zatížení ložiska / N /
F_Q	- maximální zátěžná síla kola / N /
F_o	- odstředivá síla na kole / N /
F_z	- radiální síla na kolo / N /
F_b	- brzdňá síla / N /
F_t	- obvodová síla na brzdové čelisti /N/
F_1	- akční síla na brzdovou čelist / N /
F_Q	- síla předpětí ve šroubu / N /
F_M	- mezní provozní síla / N /
σ_{LIM}	- limitní napětí v ozubení / MPa /
σ_{FN}, HN	- přípustná napětí pro stanovený počet cyklů / MPa /
σ_{OD}	- dovolené ohybové napětí / MPa /
σ_o	- jmenovité ohybové napětí / MPa /
σ_{RED}	- redukované napětí / MPa /
σ_a	- amplituda napětí / MPa /
σ_Q	- napětí od osové síly ve šroubu / MPa /
σ_{AS}, HS	- mezní napětí ve šroubu / MPa /
R_m	- mez pevnosti materiálu / MPa /
R_e	- mez kluzu materiálu / MPa /
τ_{KD}	- dovolené napětí v krutu / MPa /
τ_K	- jmenovité napětí v krutu / MPa /
p_{DOV}	- dovolený kontaktní tlak / MPa /
p	- jmenovitý kontaktní tlak / MPa /
i_p, i_C, i_N, i_D	- převodové poměry / 1 /
L_C	- celkový počet cyklů / min ⁻¹ /
N_n	- dílčí počet cyklů podle převodu / min ⁻¹ /

n_K, n_m	- otáčky / s^{-1} /
ω_m	- úhlová rychlost / $rad.s^{-1}$ /
v	- obvodová rychlost / $m.s^{-1}$ /
r_d, r_v, r_o	- poloměry kola / mm /
D	- jmenovitý průměr kola / mm /
$\eta_P, \eta_K, \eta_{Di}$	- dílčí účinnosti / 1 /
δ_1, δ_2	- úhly roztečných kuželů / ° /
z_1, z_2	- počty zubů ozubených kol / 1 /
z_{v1}, z_{v2}	- počty zubů virtuálních ozubení / 1 /
m_n, m_{ne}	- normálový modul ozubení / mm /
m_t, m_{te}	- čelní modul ozubení / mm /
α, α_t	- úhly sklonu záběrové přímky / ° /
β, β_m	- úhel sklonu zubů / ° /
t	- rozteč / mm /
D, D_e	- průměr roztečné kružnice / mm /
h_a, h_{ae}	- výška hlavy zubu / mm /
h_f, h_{fe}	- výška paty zubu / mm /
h, h_e	- výška zubu / mm /
D_a, D_{ae}	- průměr hlavové kružnice / mm /
D_f, D_{fe}	- průměr patní kružnice / mm /
v_a, δ_a	- úhel hlavy zubu, hlavového kužele / ° /
v_f, δ_f	- úhel paty zubu, patního kužele / ° /
v	- úhel zubu / ° /
R_d	- délka površky roztečného kužele / ° /
D_v, R_{bv}, D_{av}	- hodnoty náhradního soukolí / mm /
b_w	- výpočtová šířka ozubení / mm /
b	- délka drážkování / mm /
d	- průměr hřídele /obecně/ / mm /
s_F, s_H	- bezpečnosti ozubení v ohybu a dotyku proti únavovému lomu / 1 /
σ_F, σ_H	- jmenovitá napětí / MPa /
Y_S, Y_R, Y_X	- součinitelé, ovlivňující jmenovitá napětí v ohybu /dotyku/ / $\sqrt{MPa}, 1$ /
$/ Z_L, Z_V, Z_R, Z_X /$	- součinitelé, ovlivňující jmenovitá napětí v ohybu /dotyku/ / $\sqrt{MPa}, 1$ /
Y_F, Y_ϵ, Y_β	- součinitelé, ovlivňující jmenovitá napětí v ohybu /dotyku/ / $\sqrt{MPa}, 1$ /
$/ Z_M, Z_H, Z_\epsilon /$	- provozní součinitelé / 1 /
$k_F, k_H, k_I, k_v, k_{F\alpha},$	
$k_{F\beta}, k_{H\alpha}, k_{H\beta}$	
ϵ_α	- součinitel trvání záběru ozubení / 1 /

ψ_m
 a, b, c, e, m, L
 W_O, W_K

V, X, Y, X_O, Y_O
 C, C_O

S_O
 μ
 f
 E_S, E_P

D_R

c_S, c_P
 b

n_a, n_h

ψ
 $/\beta \sigma / d$
 $/\sigma_{CK} / d$

- poměrná šířka ozubení / 1 /
- délkové hodnoty / mm /
- průřezový modul v ohybu, krutu / mm^3 /
- součinitelé ložiska / 1 /
- únosnost a statická únosnost ložiska / N /
- statická bezpečnost ložiska / 1 /
- součinitel adheze / 1 /
- součinitel smykového tření / 1 /
- moduly pružnosti šroubu a příruby / MPa /
- roztečný průměr šroubového spoje / mm /
- tuhosti šroubu a příruby / $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ /
- pruživost šroubového spoje / 1 /
- bezpečnosti spoje / 1 /
- koeficient spoje / 1 /
- vrubový součinitel / 1 /
- Wöhlerovo napětí / MPa /

1.0 ÚVOD

1.1 Vysokozdvížné vozíky

Vysokozdvížné vozíky, jak o nich pojednává ČSN 268300, která se zabývá obecně motorovými vozíky pro přepravu břemen na kratší vzdálenosti, patří do široké skupiny prostředků pro manipulaci s materiálem, a to zejména při průmyslovém použití pro mezioperační manipulaci, avšak největšího uplatnění dosahují motorové vysokozdvížné vozíky ve skladovém hospodářství jednak při manipulaci s volně loženým materiálem a dále při stohování materiálu v paletách.

V poslední době je nemalé úsilí věnováno zefektivnění právě manipulačních procesů, neboť náklady na ně tvoří stále ještě značnou část celkových nákladů na výrobu. Toto úsilí se pak projevuje jednak v optimalizaci výrobního procesu/ co nejkratší přesuny materiálu a polotovarů mezi dílčími operacemi, odstranění nedostatků v plošném uspořádání mezioperačních skladů, vytvoření podmínek pro přepravu materiálu v maximálně hmotnostně vytížených paletách / a dále pak ve vývoji nových progresivních manipulačních zařízení, ať již jde o klasické motorové vozíky, a to prosté vozíky, tahače, nízkozdvížné vozíky a zejména vysokozdvížné vozíky, ale vyvíjejí se i speciální zařízení jako jsou v oblasti mezioperační manipulace automatické vozíky závěsné nebo vázané na podlahu/ s elektromechanickým, fotoelektrickým nebo indukčním řízením / a v oblasti skladového hospodářství regálové zakladače, stohovací jeřáby a různé speciální vozíky, např. s křížovým pojezdem.

Pokud jde o vývoj vysokozdvížných vozíků, můžeme současný trend rozdělit v zásadě na vývoj elektrických akumulátorových vozíků, kde představitelem je firma BALKANCAR a vývoj vozíků se spalovacím motorem, a to pro nižší nosnosti se zážehovým,

pro větší vozíky a pro těžké kategorie se vznětovým, kde nejvýznamnějšími představiteli jsou firmy CLARK, LANSING, STILL, DESTA. Pokud jde o poměr zastoupení akumulátorových a motorových vozíků u nás, pak převládá trend růstu zastoupení vozíků se spalovacím motorem. Jestliže v roce 1965 byl jejich počet asi dvakrát menší než akumulátorových, v roce 1975 byly pozice zhruba vyrovnány, v roce 1985 se poměr obrátil, tj. motorových vozíků je asi dvakrát více než akumulátorových. Budeme-li členit vozíky podle nosnosti, pak akumulátorové vozíky nachází uplatnění pro nižší nosnosti, a to od 1000kg do 3000kg s optimem od 1500kg do 2000kg, naopak vozíky se spalovacím motorem se používají pro celý rozsah nosností, kde pro nižší nosnosti je s výhodou používán benzínový motor, pro vyšší nosnosti a vozíky nejtěžších kategorií se používá výhradně vznětový motor.

Příčiny relativně rovnocenného používání motorových a akumulátorových vozíků lze spatřovat v přednostech jednotlivých provedení. Akumulátorové vynikají především bezexhalačním provozem, nízkou hlučností a jednodušší konstrukcí, avšak jejich provozuschopnost je značně omezena kapacitou akumulátorů. Naproti tomu vozíky se spalovacím motorem vynikají velkou mobilitou, možností přepravy břemen i na velké vzdálenosti, avšak nelze je používat v uzavřených prostorech z důvodů znečištění prostředí výfukovými plyny a rovněž pro dosti značnou hlučnost.

V ČSSR patří k hlavním výrobcům vozíků podniky DESTA DĚČÍN / vozíky s nosností 1200, 1600, 2000, 3200kg /, VÍTKOVICE TRANSPORTA CHRUDIM / vozíky s bočním ložením o nosnosti 5000 a 6300kg a čelní vozík 12500kg / a ZTS DUBNICA NAD VÁHOM / vozíky s hydrostatickým pohonem, s nosností 5000 - 10000kg /.

Mám-li tedy shrnout hlavní trendy v konstrukčních změnách, pak se zejména jedná o následující zásady :

- zvýšení výkonu motoru
- zlepšení manévrovatelnosti, zmenšení poloměrů zatáčení, zvýšení pojezdových rychlostí
- snižování hmotnosti
- použití jiných progresivních pohonů, zejména hydrostatického
- odstraňování ručních pák ze řízení

Cílem všech těchto změn musí pak zákonitě být jednak zlepšení manipulačních vlastností, ale rovněž usnadnění obsluhy a zachování a zvýšení bezpečnosti při práci.

1. 2 Hnací nápravy

Hnací náprava, u vysoko zdvižného vozíku převážně přední, je jednou z nejnamáhanější částí celé konstrukce, zejména uvážíme-li fakt, že při manipulaci s břemenem může v krajním a teoreticky nepřípustném případě dojít k odlehnutí zadní nápravy od podložky a pak na přední nápravu působí nejen vlastní hmotnost vozíku a tíha břemena, ale mnohdy i dynamická síla. Proto se hnací nápravy počítají až na 2,5 - 3 násobek nosnosti vozíku.

Pokud jde o konstrukční provedení náprav, toto je závislé na typu vozíku, jeho nosnosti a druhu pohonu. V zásadě pak lze nápravy použít jako:

- a/ neodlehčené
- b/ poloodlehčené
- c/ odlehčené ze 3/4
- . d/ odlehčené

Pevnostní kontrola se pak provádí pro tři případy, které nastávají za provozu:

- a/ přímá jízda - kontrola na hnací moment
- b/ brždění - kontrola na radiální reakci na nápravě a na kroutící moment od brzdící síly

- c/ průjezd zatáčkou - kontrola na radiální reakci a axiální reakci od odstředivé síly

Mezi hlavní zásady, které je třeba dodržet při konstrukci, lze pak zahrnout:

- a/ dodržení optimální přesnosti vyrábění všech dílů
- b/ minimální výrobní ceny, při zachování nezbytně nutných funkčních požadavků
- c/ odpovídající životnost
- d/ co nejsnadnější výrobní montáž, ale i provozní demontáž při údržbě brzd, výměně oleje ap.
- e/ využitý zastavěný prostor a co nejmenší vzdálenost těžiště břemene od osy nápravy

Provedu-li rozbor typů náprav nejčastěji používaných v konstrukcích vozíků nižší kategorie / od 1200 do 3000kg / pak z něho vyplývá, že nápravy jsou řešeny jako tuhé s klasickým diferenciálem a převodem ozubenými koly, s odlehčeným zavěšením kol, tj. na mostu nápravy na dvou kuželíkových ložiskách. Při podrobnějším pohledu lze tento typ nápravy rozčlenit na:

- 1/ nápravu s dvojitým diferenciálem, kde je předřazen kuželový převod a stálý převod na diferenciálu je čelním soukolím, přenos M_k na kola je pak polonápravou - zkrutnou tyčí. Typickým představitelem je náprava vozíku BALKANCAR EV 702

- 2/ nápravu s jednoduchým diferenciálem s jedním stálým kuželovým převodem a kolovou redukcí v podobě vnitřního soukolí, kde pastorek je součástí polonápravy a ozubené kolo je součástí náboje kola. Typickým představitelem je náprava použitá na vozíku DVHM 1622, 2022 a v modifikaci na DVHM 2522 a 3222 podniku DESTA DEČÍN

Vedle těchto dvou typů existují ještě další modifikace,

které jsou závislé zejména na zatížení nápravy a nemalou roli zde hrají i zvyklosti každé jednotlivé firmy.

2.0 Popisná část

2.1 Popis zvoleného řešení hnací nápravy

Při výběru koncepce řešení nápravy jsem vycházel z několika hledisek. Jednak to bylo hledisko co největší konstrukční jednoduchosti při zachování všech funkcí a zejména pak jsem vycházel ze zadání, kde mi bylo určeno maximální zatížení, šířka nápravy, použité pneumatiky, pojezdová rychlost a orientační velikost převodu diferenciálu. Řešení jsem pak musel provést jako variabilní, neboť navržená náprava má být použita pro nosnost 1,2t s pneumatikami 6,50 x 10 a pro nosnosti 1,6 a 2t s pneumatikami 6 x 12. Dalším požadavkem ze strany zadavatele je zajistit takové uspořádání, aby byl proti stávajícímu řešení usnadněn přístup k brzdám.

V použitém řešení jsem se tedy snažil tyto požadavky optimálně sladit a navrhl následující řešení: náprava je pojata jako tuhá s odlehčeným zavěšením kol na mostu nápravy. S ohledem na přístupnost brzd je použita samostatná kolová hlavice a dvojitý diferenciál s pevným kuželovým soukolím se šikmými zuby s převodem 3,2. Náhon diferenciálu je čelním soukolím se šikmými zuby, které je řešeno jako výměnné se shodnou osovou vzdáleností, a to s převodem 3,476 pro pneu 6 x 12 a 3,307 pro pneu 6,50 x 10. S ohledem na bezpečné dosažení požadované pojezdové rychlosti 25 km/h jsou převody voleny s rezervou, takže zajišťují teoreticky asi 3 - 5% překročení požadované rychlosti.

Celou koncepci uspořádání převodů v rozvodovce jsem volil tak, že dělicí rovina rozvodovky je svislá, což na jedné straně celou rozvodovku zvyšuje, ale na druhé je možno zajistit

co nejmenší vzdálenost zdvihacího zařízení od těžiště vozíku. Skříň rozvodovky je tedy uzpůsobena tak, že je možné celou nápravu připojit na přírubu převodovky a tím tedy vytvořit kompaktní hnací blok.

Pokud jde o podrobnější popis řešení: pastorek čelního převodu je vytvořen přímo na předlohovém hřídeli, na kterém je na evolventním drážkování uloženo kuželové kolo. Hřídel je uložen na kuželíkových ložiskách se zajištěním vymezování axiální polohy. Diferenciál je proveden jako čtyřsatelitový, dělený v ose satelitů. Je uložen na dvou soudečkových ložiskách. Jeho součástí je i segmentová uzávěrka diferenciálu. Most nápravy je dvoudílný, přišroubovaný předpjatým šroubovým spojem na skříň rozvodovky. Na mostu je na dvou kuželíkových ložiskách uložen náboj kola, který je pro obě varianty stejný - variabilnost je dosažena použitím různých ráfků se stejným roztečným průměrem příchytých šroubů. Polonáprava je řešena jako zkrutná tyč, ze které je přenos hnacího momentu na náboj kola uskutečněn předpjatým šroubovým spojem 10 šrouby M10. Brzda je vypočítána orientačně, za použití zjednodušujícího předpokladu, že přítlak je konstantní po celém obvodu čelisti. Je hydraulická, brzdná síla je vyvozena brzdovým válečkem.

Výpočet všech dílů nápravy vychází z běžných zvyklostí a zásad používaných ve školních podmínkách a je víceméně obsažen v předmětu " Části strojů a mechanismů ".

3.0 PEVNOSTNÍ NÁVRH JEDNOTLIVÝCH SKUPIN NÁPRAVY

3.1.0 Zadané nebo volené parametry.

Hnací jednotka: vznětový spalovací motor ZETOR 6901.85

výkon $P = 41\text{kW}$, při 1900min^{-1}

Převod převodovky: $i_P = 0,75$

Doba životnosti: $L_C = 8000\text{chod}$ / DESTA DĚČÍN /

3.2.0 Stanovení celkového převodu v nápravě

3.2.1 Pro pneumatiku 6,50 x 10

- předpokládám, že $r_d = r_v$

- průměr kola $D = 584,2\text{mm}$

- výpočtový poloměr kola

$$\frac{r_v}{r_0} = 0,96 \Rightarrow r_v = r_0 \cdot 0,96 = 584,2 \cdot 0,96 = 560,83\text{mm}$$

- obvodová rychlost kola

$$v = \pi \cdot D_d \cdot n_K \Rightarrow n_K = \frac{v}{\pi \cdot D_d} = \frac{25 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,56083 \cdot 60} = 236,49\text{min}^{-1}$$

$$\frac{n_m}{n_K} = i_C \quad i_C = i_P \cdot i_N = 0,75 \cdot i_N$$

$$\frac{n_m}{n_K} = i_P \cdot i_N \quad i_N = \frac{n_m}{n_K \cdot i_P} = \frac{1900}{236,49 \cdot 0,75} = 10,71$$

3.2.2 Pro pneumatiku 6 x 12

- průměr kola $D = 609,6\text{mm}$

- výpočtový poloměr kola

$$\frac{r_v}{r_0} = 0,96 \Rightarrow r_v = 0,96 \cdot r_0 = 0,96 \cdot 609,6 = 585,2\text{mm}$$

- otáčky kola

$$n_K = \frac{v}{\pi \cdot D_d} = \frac{25 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,5852 \cdot 60} = 226,6\text{min}^{-1}$$

$$i_N = \frac{n_m}{n_K \cdot i_P} = \frac{1900}{226,6 \cdot 0,75} = 11,18$$

3.2.3 Volba výpočtového převodu

- volba je pro obě varianty následující:

$$i_{N1} = 11,18 \text{ pro pneu } 6 \times 12$$

$$i_{N2} = 10,71 \text{ pro pneu } 6,50 \times 10$$

3.2.4 Rozdělení převodu na dílčí převody v rozvodovce

- stálý převod náhonu předlohového hřídele

$$i_K = 3,2$$

- variabilní převod náhonu diferenciálu

$$i_{D1} = \frac{i_{N1}}{i_K} = \frac{11,18}{3,2} = 3,494 \quad \frac{z_4}{z_3} = \frac{73}{21} = 3,476$$

$$i_{D2} = \frac{i_{N2}}{i_K} = \frac{10,71}{3,2} = 3,346 \quad \frac{z_4}{z_3} = \frac{86}{26} = 3,307$$

3.2.5 Stanovení krouticího momentu

- účinnost převodovky $\eta_P = 0,9$

$$\begin{aligned} \text{- moment } M_K &= M_{Km} \cdot i_P \cdot \eta_P = \frac{P}{\omega_m} \cdot i_P \cdot \eta_P = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_m} \cdot \\ &\cdot i_P \cdot \eta_P = \frac{41000 \cdot 60}{2\pi \cdot 1900} \cdot 0,75 \cdot 0,9 = 139,09 \text{ N.m} \end{aligned}$$

- skutečný moment $M_{Ksk} = M_K \cdot k = 139,09 \cdot 1,2 = 169,91 \text{ N.m}$

3.3.0 Návrh předlohového kuželového soukolí

Pozn. - rozměrový návrh i pevnostní kontrola všech napříště počítaných soukolí je provedena podle zásad, obsažených v ČSN 01 4607, 01 4608, 01 4610, 01 4636. Pokud jde o význam a číselné hodnoty jednotlivých veličin a koeficientů, pak tyto jsou uvedeny v seznamu veličin/ značky a jednotky /nebo přímo v příslušné normě. Zápis na výpočtový list je proveden tak, že v levé polovině jsou hodnoty pro pastorek, v pravé pro kolo. Hodnoty, společné pro obě kola jsou uvedeny ve středu listu. Rozměrový návrh je proveden s přesností na čtyři desetinná místa, se zaokrouhlením na tři, rozměry úhlů jsou vypočítány na minuty.

- počty cyklů na kolech

$$N_1 = n_m \cdot 60 \cdot i_p \cdot L_c = 1900 \cdot 60 \cdot 0,75 \cdot 8000 = 6,84 \cdot 10^8$$

$$N_2 = N_1 \cdot \frac{1}{i_K} = 6,84 \cdot 10^8 \cdot \frac{1}{3,2} = 2,14 \cdot 10^8$$

- úhly roztečných kuželů

$$\tan \delta_1 = \frac{1}{i_K} = \frac{1}{3,2} = 0,3125$$

$$\delta_1 = 17^\circ 21' 14''$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 72^\circ 38' 46''$$

- počty zubů

$$z_1 = 20 / \text{voleno} /$$

$$z_2 = z_1 \cdot i_K = 20 \cdot 3,2 = 64$$

- počty zubů náhradního kola

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_m} =$$

$$= \frac{20}{\cos 17^\circ 21' 14'' \cdot \cos^3 30^\circ} =$$

$$= 32,26$$

$$z_{V2} = \frac{z_1}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_m} =$$

$$= \frac{64}{\cos 72^\circ 38' 46'' \cdot \cos^3 30^\circ} =$$

$$= 330,35$$

- volba materiálu / druh, pevnost, tvrdost /

$$16 \ 420,4$$

$$14 \ 220,4$$

$$R_m = 930 \text{MPa}$$

$$R_m = 785 \text{MPa}$$

$$\text{tvrdost na bocích } 61 \text{HRC}$$

$$\text{tvrdost na bocích } 58 \text{HRC}$$

- časovaná pevnost pro $5 \cdot 10^7$ cyklů

$$\sigma_{Flim1} = 300 \text{MPa}$$

$$\sigma_{Flim2} = 265 \text{MPa}$$

$$\sigma_{Hlim1} = 1490 \text{MPa}$$

$$\sigma_{Hlim2} = 1430 \text{MPa}$$

- redukční součinitel

$$k_{RF1} = 0,9$$

$$k_{RF2} = 0,92$$

$$k_{RH1} = 0,83$$

$$k_{RH2} = 0,89$$

- časovaná pevnost pro skutečný počet cyklů

$$\sigma_{FN1} = k_{RF1} \cdot \sigma_{Flim1} =$$

$$= 300 \cdot 0,9 = 270 \text{MPa}$$

$$\sigma_{FN2} = k_{RF2} \cdot \sigma_{Flim2} =$$

$$= 0,92 \cdot 265 = 243,8 \text{MPa}$$

$$\sigma_{HN1} = k_{RH1} \cdot \sigma_{Hlim1} =$$

$$= 0,83 \cdot 1490 = 1236,7 \text{MPa}$$

$$\sigma_{HN2} = k_{RH2} \cdot \sigma_{Hlim2} =$$

$$= 0,89 \cdot 1430 = 1272,7 \text{MPa}$$

- součinitel vrubu / pro $r_f^x = 0,25$ /

$$Y_{S1} = 1,025$$

$$Y_{S2} = 0,915$$

- součinitel drsnosti: $Y_R = 1,12$

- součinitel velikosti: $Y_X = 1$

- součinitel bezpečnosti: $s_F = 1,5$

- přípustné napětí v ohybu

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{s_F} \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot Y_X$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{270}{1,5} \cdot 1,025 \cdot 1,12 \cdot 1 = 206,64 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{243,8}{1,5} \cdot 0,915 \cdot 1,12 \cdot 1 = 166,56 \text{ MPa}$$

- součinitel tvaru zubu

$$Y_{F1} = 2,52$$

$$Y_{F2} = 2,19$$

- poměr přípustného napětí a součinitele tvaru zubu

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}} = \frac{206,64}{2,52} = 82 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}} = \frac{166,56}{2,19} = 76,05 \text{ MPa}$$

- další volené hodnoty

$$\Psi_m = 10 \quad k_F = 1,4 \quad Y_B = 1 \quad Y_{EV} = 1$$

- normálový modul

$$m_n = 3 \sqrt{\frac{2 \cdot k_F \cdot M_{K1} \cdot Y_{F1}}{\Psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP1}}} = 3 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4 \cdot 169910}{10 \cdot 20 \cdot 82}} = 3,07 \text{ mm}$$

- čelní modul

$$m_{te} = m_n / 1 + \frac{\Psi_m}{z_1^2 + z_2^2} / 0,5 / = 3,07 / 1 + \frac{10}{20^2 + 64^2} / 0,5 / = 3,53 \text{ mm}$$

$$m_{te} = 3,5 \text{ mm} \quad / \text{ ČSN 01 4608 } /$$

3.3.1 Hlavní rozměry ozubení

$$\beta_m = 30^\circ$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$t = \pi \cdot m_{te} = \pi \cdot 3,5 = 10,996 \text{ mm}$$

$$D_{e1} = z_1 \cdot m_{te} = 20 \cdot 3,5 = 70 \text{ mm}$$

$$D_{e2} = z_2 \cdot m_{te} = 64 \cdot 3,5 = 224 \text{ mm}$$

$$h_{ae} = m_{te} = 3,5 \text{ mm}$$

$$h_{fe} = 1,25 \cdot m_{te} = 1,25 \cdot 3,5 = 4,375 \text{ mm}$$

$$h_e = h_{ae} + h_{fe} = 3,5 + 4,375 = 7,875 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} D_{ae1} &= D_{e1} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_1 = & D_{ae2} &= D_{e2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_2 = \\ &= 70 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos 17^\circ 21' 14'' = & &= 224 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos 72^\circ 38' 46'' = \\ &= 76,681 \text{ mm} & &= 226,088 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{fe1} &= D_{e1} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_1 = & D_{fe2} &= D_{e2} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_2 = \\ &= 70 - 2 \cdot 4,375 \cdot \cos 17^\circ 21' 14'' = & &= 224 - 2 \cdot 4,375 \cdot \cos 72^\circ 38' 46'' = \\ &= 61,648 \text{ mm} & &= 221,390 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$R_d = \frac{D_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{70}{2 \cdot \sin 17^\circ 21' 14''} = 117,34 \text{ mm}$$

$$\nu_a = \arctg \frac{h_{ae}}{R_d} = \arctg \frac{3,5}{117,34} = 1^\circ 42' 31''$$

$$\nu_f = \arctg \frac{h_{fe}}{R_d} = \arctg \frac{4,375}{117,34} = 2^\circ 08' 07''$$

$$\nu = \nu_a + \nu_f = 1^\circ 42' 31'' + 2^\circ 08' 07'' = 3^\circ 50' 38''$$

$$\begin{aligned} \delta_{a1} &= \delta_1 + \nu_a = 17^\circ 21' 14'' + & \delta_{a2} &= \delta_2 + \nu_a = 72^\circ 38' 46'' + \\ &+ 1^\circ 42' 31'' = 19^\circ 03' 45'' & &+ 1^\circ 42' 31'' = 74^\circ 21' 17'' \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \delta_{f1} &= \delta_1 - \nu_f = 17^\circ 21' 14'' - & \delta_{f2} &= \delta_2 - \nu_f = 72^\circ 38' 46'' - \\ &- 2^\circ 08' 07'' = 15^\circ 13' 07'' & &- 2^\circ 08' 07'' = 70^\circ 30' 39'' \end{aligned}$$

- výpočtová šířka ozubení

$$b_w = \psi_m \cdot m_n = 10 \cdot 3,07 = 30,7 \text{ mm}$$

$$b_w = 30 \text{ mm} / \text{voleno} /$$

3.3.2 Výpočet virtuálního soukolí

$$D_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}$$

$$D_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2}$$

$$\begin{aligned} d_{m1} &= d_{e1} \cdot \frac{R_d - \frac{b}{2}}{R_d} = 70 \cdot \frac{117,34 - 15}{117,34} = \\ &= 61,05 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{m2} &= d_{e2} \cdot \frac{R_d - \frac{b}{2}}{R_d} = 224 \cdot \frac{117,34 - 15}{117,34} = \\ &= 195,37 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$D_{v1} = \frac{61,05}{\cos 17^\circ 21' 14''} = 63,961 \text{ mm}$$

$$D_{v2} = \frac{195,37}{\cos 72^\circ 38' 46''} = 658,357 \text{ mm}$$

$$R_{bv1} = \frac{D_{v1}}{2} \cdot \cos 20^\circ = \frac{63,961}{2} \cdot \cos 20^\circ = 30,052 \text{ mm}$$

$$R_{bv2} = \frac{D_{v2}}{2} \cdot \cos 20^\circ = \frac{658,357}{2} \cdot \cos 20^\circ = 309,327 \text{ mm}$$

$$D_{av1} = D_{v1} + 2 \cdot m_t = 63,961 + 2 \cdot 3,5 = 70,961 \text{ mm}$$

$$D_{av2} = D_{v2} + 2 \cdot m_t = 658,357 + 2 \cdot 3,5 = 665,357 \text{ mm}$$

$$a = \frac{D_{v1} + D_{v2}}{2} = \frac{63,961 + 658,357}{2} = 361,159 \text{ mm}$$

- součinitel trvání záběru

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{av1}^2 - r_{bv1}^2} + \sqrt{r_{av2}^2 - r_{bv2}^2} - a \cdot \sin \alpha}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha}$$

$$= \frac{\sqrt{35,481^2 - 30,052^2} + \sqrt{332,679^2 - 309,327^2} - 361,159 \cdot \sin 20^\circ}{\pi \cdot 3,5 \cdot \cos 20^\circ}$$

$$= 1,721$$

3.3.3 Kontrola ozubení na únosnost v ohybu

- součinitel přidavných zatížení

$$k_F = k_I \cdot k_v \cdot k_{F\beta} \cdot k_{F\alpha}$$

$$k_I = 1,25$$

$$k_{F\beta} = 1,4$$

$$k_v = 1,18$$

$$k_{F\alpha} = 1$$

$$k_F = 1,25 \cdot 1,18 \cdot 1,4 \cdot 1 = 2,065$$

- srovnávací ohybové napětí v patě zubu

$$\sigma_F = \frac{F_{tm}}{b_w \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot k_F$$

$$F_{tm} = \frac{2 \cdot M_1}{D_{e1}} = \frac{2 \cdot 169,91 \cdot 10^3}{70} = 4854,6 \text{ N}$$

$$m_n = m_t \cdot \cos \alpha = 3,5 \cdot \cos 20^\circ = 3,289 \text{ mm}$$

$$Y_{F1} = 2,5$$

$$Y_{F2} = 1,19$$

$$Y_\epsilon = 1$$

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - 1 \cdot \frac{30}{120} = 0,75$$

$$\sigma_{F1} = \frac{4854,6}{30 \cdot 3,289} \cdot 2,5 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 2,065 = 190,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{4854,6}{30 \cdot 3,289} \cdot 1,19 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 2,065 = 90,68 \text{ MPa}$$

- součinitel bezpečnosti

$$s_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot Y_X}{\sigma_F}$$

$$Y_{S1} = 1,075$$

$$Y_{S2} = 0,985$$

$$Y_R = 1,2$$

$$Y_X = 1$$

$$s_{F1} = \frac{270 \cdot 1,075 \cdot 1,2 \cdot 1}{190,50} = 1,83 \quad s_{F2} = \frac{243,8 \cdot 0,985 \cdot 1,2 \cdot 1}{90,68} = 3,18$$

3.3.4 Kontrola na únosnost v dotyku

- součinitel přídatných zatížení

$$k_H = k_I \cdot k_V \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta}$$

$$k_I = 1,25$$

$$k_{H\alpha} = k_{F\alpha} = 1$$

$$k_V = 1,18$$

$$k_{H\beta} = k_{F\beta} = 1,4$$

$$k_H = 1,25 \cdot 1,18 \cdot 1 \cdot 1,4 = 2,065$$

- srovnávací napětí v dotyku

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{tm}}{b_w \cdot d_{v1}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v} \cdot Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{k_H}}$$

$$Z_M = 268,5 \sqrt{\text{MPa}}$$

$$Z_\varepsilon = Z_{\varepsilon v} = 1$$

$$Z_H = 1,64$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{4854,6}{30,63 \cdot 961} \cdot \frac{\sqrt{3,2^2 + 1}}{3,2} \cdot 268,5 \cdot 1,64 \cdot 1 \cdot \sqrt{2,065}} = 1030,2 \text{ MPa}$$

- součinitel bezpečnosti

$$s_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X}{\sigma_H}$$

$$Z_{L1} = 0,965$$

$$Z_{L2} = 0,965$$

$$Z_{R1} = 0,96$$

$$Z_{R2} = 0,96$$

$$Z_{V1} = 0,998$$

$$Z_{V2} = 0,965$$

$$s_{H1} = \frac{1236,7 \cdot 0,965 \cdot 0,998 \cdot 0,96 \cdot 1}{1030,20} = 1,11 \quad s_{H2} = \frac{1272,7 \cdot 0,965 \cdot 0,965 \cdot 0,96 \cdot 1}{1030,20} = 1,10$$

- zhodnocení výpočtu soukolí: vypočtené ozubení vyhovuje na srovnávací napětí na ohyb i na dotyk

3.4.0 Výpočet čelního soukolí se šikmými zuby náhonu diferenciálu

Pozn. soukolí je počítáno jako variabilní, tj. pro dva různé převodové poměry. Pokud jde o formální stránku zápisu výpočtu, pak hodnoty uvedené na prvním místě platí pro převod 3,476, hodnoty uvedené v závorce pro převod 3,307.

- počty cyklů na jednotlivých kolech

$$N_3 = N_2 = 2,14 \cdot 10^8$$

$$N_4 = N_3 \cdot \frac{1}{i_D} = 2,14 \cdot 10^8 \cdot \frac{1}{3,476} / \frac{1}{3,307} = 6,16 \cdot 10^7 / 6,47 \cdot 10^7$$

- krouticí moment

$$M_{K3} = M_{K2} = M_{K1} \cdot i_K \cdot \eta_K = 169,91 \cdot 3,2 \cdot 0,95 = 516,52 \text{ N.m}$$

- počty zubů

$$z_1 = 21/26/$$

$$z_2 = 73/86/$$

- volba materiálu /druh, pevnost, tvrdost na bocích/

$$16 \ 420.4$$

$$14 \ 220.4$$

$$R_m = 930 \text{ MPa}$$

$$R_m = 785 \text{ MPa}$$

$$61 \text{ HRC}$$

$$58 \text{ HRC}$$

- časovaná pevnost pro $5 \cdot 10^7$ cyklů

$$\sigma_{Flim1} = 300 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim2} = 265 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim1} = 1490 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim2} = 1430 \text{ MPa}$$

- redukční součinitel

$$k_{RF1} = 0,92$$

$$k_{RF2} = 1,01/1,0/$$

$$k_{RH1} = 0,89$$

$$k_{RH2} = 1,005/0,99/$$

- skutečná časovaná pevnost

$$\begin{aligned} \sigma_{FN1} &= \sigma_{Flim1} \cdot k_{RF1} = \\ &= 300 \cdot 0,92 = 276 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{FN2} &= \sigma_{Flim2} \cdot k_{RF2} = \\ &= 265 \cdot 1,01/1,0/ = \\ &= 267,7/265/\text{MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{HN1} &= \sigma_{Hlim1} \cdot k_{RH1} = \\ &= 1490 \cdot 0,89 = 1326,1 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{HN2} &= \sigma_{Hlim2} \cdot k_{RH2} = \\ &= 1437,2/1415,7/\text{MPa} \end{aligned}$$

- součinitel vrubu / pro $r_f^x = 2,25$ /

$$Y_{S1} = 1,06/1,04/$$

$$Y_{S2} = 0,985/0,98/$$

- další volené hodnoty

bezpečnost: $s_{Hmin} = 1,2$

provozní součinitele: $Z_R = Z_L = Z_V = Z_X = 1$ /předběžně/

- přípustné napětí v dotyku

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{HN1}}{s_{Hmin}} = \frac{1326,1}{1,2} = 1105,08 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{HN2}}{s_{Hmin}} = \frac{1437,2/1415,7/}{1,2} = 1197,7/1179,8/ \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HV} = \frac{\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}}{2} \leq 1,25 \cdot \sigma_{HP2}$$

$$\frac{1105,08 + 1197,7/1179,8/}{2} \leq 1,25 \cdot 1197,7/1179,8/$$

$$1151,4/1142,44/ \leq 1497,13/1474,8/ \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HV} = 1497,13/1474,8/ \text{ MPa}$$

- další předběžná volba

$$k_H = 1,15$$

$$Z_H = 1,68/1,71/$$

$$\psi_d = 0,6$$

$$Z_M = 268,5 \sqrt{\text{MPa}}$$

$$Z_E = 0,8$$

- výpočet roztečného průměru pastorku

$$d_1 > 3 \sqrt{\frac{2 \cdot k_H \cdot M_{K3} \cdot Z_M \cdot Z_H \cdot Z_E / 2}{\psi_d \cdot \sigma_{HV}^2} \cdot \frac{i_{D1}/i_{D2} + 1}{i_{D1}/i_{D2}}} =$$

$$= 3 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,15 \cdot 516,52 \cdot 10^3 \cdot // 268,5 \cdot 1,68/1,71/ \cdot 0,8//^2}{0,6 \cdot 1497,13^2/1474,8^2/}} \cdot 3 \sqrt{\frac{3,476/3,307/+1}{3,476/3,307/}} = 52,91 / 54,28/ \text{ mm}$$

$$d_1 > 52,91 / 54,28/ \text{ mm}$$

- výpočet čelního modulu

$$m_t > \frac{d_1}{z_1} = \frac{52,91/54,28/}{21 / 26/} = 2,52 / 2,09/ \text{ mm}$$

- volba normálového modulu dle ČSN 01 4608

$$m_n = 3,5 / 3/ \text{ mm}$$

3.4.1 Hlavní rozměry ozubení

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ/16^\circ 19' 28''/$$

$$m_n = 3,5 / 3 / \text{ mm}$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3,5/3/}{\cos 20^\circ/16^\circ 19' 28''/} = 3,725/3,126/ \text{ mm}$$

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 20^\circ/16^\circ 19' 28''/} = 21^\circ 10' 22''/20^\circ 46' 11''/$$

$$D_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1 = \frac{3,5/3/}{\cos 20^\circ/16^\circ 19' 28''/} \cdot 21/26/ = 78,217/81,277/\text{mm}$$

$$D_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2 = \frac{3,5/3/}{\cos 20^\circ/16^\circ 19' 28''/} \cdot 73/86/ = 271,897/268,838/\text{mm}$$

$$h_a = m_n = 3,5 / 3 / \text{ mm}$$

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3,5/3/ = 4,375/3,75/\text{mm}$$

$$h = h_a + h_f = 3,5/3/+4,375/3,75/ = 7,875/6,75/\text{mm}$$

$$D_{a1} = D_1 + 2 \cdot h_a = 78,217/81,277/+ + 2 \cdot 3,5/3/ = 85,217/87,277/\text{mm}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2 \cdot h_a = 271,897/268,838/+ + 2 \cdot 3,5/3/ = 278,897/274,838/\text{mm}$$

$$D_{f1} = D_1 - 2 \cdot h_f = 78,217/81,277/- - 2 \cdot 5 \cdot 4,375/3,75/ = 67,280$$

$$D_{f2} = D_2 - 2 \cdot h_f = 271,897/268,838/- - 2 \cdot 5 \cdot 4,375/3,75/ = 260,960$$

$$L_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\pi \cdot 78,217/81,277/}{\operatorname{tg} 20^\circ/16^\circ 19' 28''/} = 675,127/871,819/\text{mm}$$

$$L_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\pi \cdot 271,897/268,838/}{\operatorname{tg} 20^\circ/16^\circ 19' 28''/} = 2346,867/2883,696/\text{mm}$$

$$p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 3,5/3/ = 10,996/9,425/\text{mm}$$

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 3,775/3,134/ = 11,86/9,846/\text{mm}$$

$$s_n = \frac{p_n}{2} = \frac{10,996/9,425/}{2} = 5,498/4,713/\text{mm}$$

$$a = \frac{m_n}{2 \cdot \cos \beta} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{3,5/3/}{2 \cdot \cos 20^\circ/16^\circ 19' 28''/} \cdot //21/26/+73/86/// = 175,057\text{mm}$$

- výpočtová šířka ozubení

$$b_w = \psi_d \cdot D_1 = 0,6 \cdot 78,217/81,277/ = 46,93/48,77/\text{mm}$$

$$b_w = 46/48/\text{mm}$$

- střední poměrná šířka ozubeného věnce

$$\psi_d = \frac{D_1}{b_w} = \frac{46/48/}{78,217/81,277/} = 0,588/0,591/$$

$$\begin{aligned} r_{b1} &= \frac{D_1}{2} \cdot \cos \alpha_t = \frac{78,217/81,277/}{2} \cdot \cos 21^\circ 10' 22'' / 20^\circ 46' 11'' / = \\ &= 36,469/37,998/\text{mm} \end{aligned} \quad \begin{aligned} r_{b2} &= \frac{D_2}{2} \cdot \cos \alpha_t = \frac{271,897/268,838/}{2} \cdot \cos 21^\circ 10' 22'' / 20^\circ 46' 11'' / = \\ &= 126,771/125,684/\text{mm} \end{aligned}$$

- součinitel trvání záběru

$$\begin{aligned} \xi_\alpha &= \frac{\sqrt{r_{av1}^2 - r_{bv1}^2} + \sqrt{r_{av2}^2 - r_{bv2}^2} - a \cdot \sin \alpha_t}{\cos \alpha_t \cdot \cos \alpha \cdot p_n} = \\ &= \frac{\sqrt{42,609^2/40,639^2/-36,469^2/37,998^2/} + \sqrt{139,449^2/137,419^2/-} - 126,771^2/125,684^2/ - 175,057 \cdot \sin 21^\circ 10' 22'' / 20^\circ 46' 11'' /}{\cos 21^\circ 10' 22'' / 20^\circ 46' 11'' / \cdot \cos 20^\circ} = \\ &= \frac{-126,771^2/125,684^2/ - 175,057 \cdot \sin 21^\circ 10' 22'' / 20^\circ 46' 11'' /}{\cdot 10,996/9,425/} = \\ &= 1,754 / 1,805/ \end{aligned}$$

$$\xi_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{46/48/ \cdot \sin 20^\circ / 16^\circ 19' 28'' /}{\pi \cdot 3,5/3/} = 1,43 / 1,43/$$

$$v + w = 0,754/0,805/ + 0,43/0,43/ = 1,184 / 1,235/$$

$$\begin{aligned} z_\xi &= \sqrt{\frac{\xi_\beta}{\xi_\alpha \cdot \xi_\beta - /1-v/ \cdot /1-w/}} = \sqrt{\frac{1,43/1,43/}{1,754/1,805/ \cdot 1,43/1,43/-}} = \\ &= \sqrt{\frac{1}{-//1-0,754/0,805/// \cdot //1-0,43/0,43///}} = 0,777/0,761/ \end{aligned}$$

3.4.2 Kontrola ozubení na únosnost v dotyku

- součinitel přídatných zatížení

$$k_H = k_I \cdot k_v \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha}$$

$$k_I = 1,25$$

$$k_{H\beta} = 1,08$$

$$k_v = 1,015 / 1,025/$$

$$k_{H\alpha} = 1 / 1/$$

$$k_H = 1,25 \cdot 1,015/1,025/ \cdot 1,08 \cdot 1/1/ = 1,37/1,38/$$

- srovnávací napětí v dotyku

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot D_1} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{k_H}} =$$

$$= \sqrt{\frac{13207,4/12710,1/}{46/48/.78,217/81,277/} \cdot \frac{3,476/3,307/+1}{3,476/3,307/} \cdot 268,5 \cdot 1,68/1,71/ \cdot 0,777/0,761/ \cdot \sqrt{1,37/1,38/}} = 891,9 / 845,5 / \text{ MPa}$$

- součinitel bezpečnosti

$$s_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X}{\sigma_H}$$

$$Z_{L1} = 0,965$$

$$Z_{L2} = 0,965$$

$$Z_{R1} = 0,945$$

$$Z_{R2} = 0,945$$

$$Z_{V1} = 0,970 / 0,975 /$$

$$Z_{V2} = 0,970 / 0,975 /$$

$$s_{H1} = \frac{1326,1 \cdot 0,965 \cdot 0,97/0,975/}{891,9}$$

$$s_{H2} = \frac{1437,2/1415,7/ \cdot 0,965 \cdot 0,97}{891,9}$$

$$\frac{0,945}{7845,57} = 1,32 / 1,39 /$$

$$\frac{/0,975/ \cdot 0,945}{7845,57} = 1,43 / 1,49 /$$

3.4.3 Kontrola ozubení na únosnost v ohybu

- součinitel přidavných zatížení

$$k_F = k_I \cdot k_V \cdot k_{F\beta} \cdot k_{F\alpha}$$

$$k_I = 1,25$$

$$k_{F\beta} = 1,04$$

$$k_V = 1,015 / 1,025 /$$

$$k_{F\alpha} = 1 / 1 /$$

$$k_F = 1,25 \cdot 1,015/1,025/ \cdot 1,04 \cdot 1 = 1,32 / 1,33 /$$

- srovnávací napětí v ohybu v patě zubu

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot k_F$$

$$Y_{F1} = 2,76 / 2,61 /$$

$$Y_{F2} = 2,29 / 2,26 /$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,754/1,8057} = 0,570 / 0,554 /$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - 1,43/1,43/ \cdot \frac{20^\circ/16^\circ 19' 28''/}{120} =$$

$$= 0,76 / 0,81 /$$

$$\sigma_{F1} = \frac{13207,4/12710,1/}{46/48/.3,5/3/} \cdot 2,76$$

$$/2,61/.0,57/0,554/.0,76$$

$$/0,81/.1,32/1,33/=129,5$$

$$/137,5/ \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{13207,4/12710,1/}{46/48/.3,5/3/} \cdot 2,29$$

$$/2,26/.0,57/0,554/.0,76$$

$$/0,81/.1,32/1,33/=107,4$$

$$/119,1/ \text{ MPa}$$

- součinitel bezpečnosti

$$s_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot Y_X}{\sigma_F}$$

$$Y_{S1} = 1,06 / 1,045/$$

$$Y_{S2} = 0,985 / 0,98/$$

$$Y_R = 0,945$$

$$Y_X = 1$$

$$s_{F1} = \frac{276 \cdot 1,06/1,045/.0,945 \cdot 1}{129,5/137,5/} =$$

$$= 2,13 / 2,10/$$

$$s_{F2} = \frac{267,7/265/.0,985/0,98/.0,945}{107,4/119,1/} =$$

$$= 2,32 / 2,06/$$

- zhodnocení výpočtu ozubení: soukolí vyhovuje na přípustné napětí v ohybu i v dotyku

3.5.0 Výpočet kuželového ozubeného soukolí v diferenciálu

Pozn. - pevnostní návrh soukolí je proveden na statickou únosnost zubů v ohybu a dotyku pro případ sepnutého diferenciálu, s tím upřesněním, že budu uvažovat dvojnásobné zatížení - veškerý krouticí moment se přenáší jednou poloosou

- krouticí moment

$$M_{K5} = M_{K4} = M_{K1} \cdot i_K \cdot i_{D1} \cdot \eta_K \cdot \eta_{D1} = 169,91 \cdot 3,2 \cdot$$

$$\cdot 3,476/3,307/.0,95 \cdot 0,95 = 1705,67 / 1622,75/ \text{ N.m}$$

- krouticí moment na jednom satelitu

$$M_{K5sk} = M_{K5} \cdot \frac{1}{p} = 1705,67 / 1622,75/ \cdot \frac{1}{4} = 426,42/405,69/\text{N.m}$$

- počty zubů kol

$$z_1 = 20$$

$$z_2 = 34$$

- převod diferenciálu/vnitřní/ $i_D' = \frac{34}{20} = 1,7$

- úhly roztečných kuželů

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{i_D} = \frac{1}{1,7} = 0,5882$$

$$\begin{aligned} \delta_2 &= 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 30^\circ 27' 56'' = \\ &= 59^\circ 32' 04'' \end{aligned}$$

- počty zubů náhradního kola

$$\begin{aligned} z_{V1} &= \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 30^\circ 27' 56''} = 23,20 \\ z_{V2} &= \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{34}{\cos 59^\circ 32' 04''} = 67,06 \end{aligned}$$

- volba materiálu / druh, pevnost, tvrdost /

$$16 \ 420.4$$

$$14 \ 140.4$$

$$R_m = 930 \text{MPa}$$

$$R_m = 785 \text{MPa}$$

$$61 \text{ HRC}$$

$$55 \text{ HRC}$$

- časovaná pevnost pro $5 \cdot 10^7$ cyklů

$$\sigma_{Flim1} = 300 \text{MPa}$$

$$\sigma_{Flim2} = 125 \text{MPa}$$

$$\sigma_{Hlim1} = 1490 \text{MPa}$$

$$\sigma_{Hlim2} = 1240 \text{MPa}$$

- redukční součinitel

$$k_{RF1} = 2,0$$

$$k_{RF2} = 2,0$$

$$k_{RH1} = 2,45$$

$$k_{RH2} = 2,45$$

- časovaná pevnost pro skutečný počet cyklů

$$\begin{aligned} \sigma_{FN1} &= k_{RF1} \cdot \sigma_{Flim1} = \\ &= 2 \cdot 300 = 600 \text{MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{FN2} &= k_{RF2} \cdot \sigma_{Flim2} = \\ &= 2 \cdot 125 = 250 \text{MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{HN1} &= k_{RH1} \cdot \sigma_{Hlim1} = \\ &= 2,45 \cdot 1490 = 3650,5 \text{MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{HN2} &= k_{RH2} \cdot \sigma_{Hlim2} = \\ &= 2,45 \cdot 1240 = 3038 \text{MPa} \end{aligned}$$

- součinitel vrubu / pro $r_f^X = 0,25$ /

$$Y_{S1} = 1,06$$

$$Y_{S2} = 1,02$$

- součinitel drsnosti: $Y_R = 1,12$

- součinitel velikosti: $Y_X = 1$

- součinitel bezpečnosti: $s_F = 1,3$

- přípustné napětí v ohybu

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{s_F} \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot Y_X$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{600}{1,1} \cdot 1,06 \cdot 1,12 \cdot 1 = 647,56 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{250}{1,1} \cdot 1,02 \cdot 1,12 \cdot 1 = 259,64 \text{ MPa}$$

- součinitel tvaru zubu

$$Y_{F1} = 2,8$$

$$Y_{F2} = 2,5$$

- poměr přípustného napětí a součinitele tvaru zubu

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}} = \frac{647,56}{2,8} = 231,27 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}} = \frac{259,64}{2,35} = 110,5 \text{ MPa}$$

- další volené hodnoty

$$\psi_m = 10$$

$$k_F = 1,1$$

$$Y_\beta = 1$$

$$Y_{\varepsilon_V} = 1$$

- normálový modul

$$m_n = 3 \sqrt{\frac{2 \cdot k_F \cdot M_{K5sk} \cdot Y_{F1}}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP1}}} = 3 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,1 \cdot 426,42 \cdot 10^3}{10 \cdot 20 \cdot 231,270}} = 2,73 \text{ mm}$$

- čelní modul

$$m_{te} = m_n \cdot /1 + \frac{\psi_m}{z_1^2 + z_2^2} / 0,5 / = 2,73 \cdot /1 + \frac{10}{20^2 + 31^2} / 0,5 / = 3,42 \text{ mm}$$

$$m_{te} = 3,5 \text{ mm} \quad / \text{ ČSN 01 4608 } /$$

3.5.1 Hlavní rozměry ozubení

$$\alpha = 20^\circ$$

$$t = \pi \cdot m_{te} = \pi \cdot 3,5 = 10,996 \text{ mm}$$

$$D_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 3,5 \cdot 20 = 70 \text{ mm}$$

$$D_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 3,5 \cdot 34 = 119 \text{ mm}$$

$$h_{ae} = m_{te} = 3,5 \text{ mm}$$

$$h_{fe} = 1,25 \cdot m_{te} = 1,25 \cdot 3,5 = 4,375 \text{ mm}$$

$$h_e = h_{ae} + h_{fe} = 3,5 + 4,375 = 7,875 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} D_{ae1} &= D_1 + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_1 = \\ &= 70 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos 30^\circ 27' 56'' = \\ &= 76,034 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{ae2} &= D_2 + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_2 = \\ &= 119 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos 59^\circ 32' 04'' = \\ &= 122,549 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{fe1} &= D_1 - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_1 = \\ &= 70 - 2 \cdot 4,375 \cdot \cos 30^\circ 27' 56'' = \\ &= 62,458 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{fe2} &= D_2 - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_2 = \\ &= 119 - 2 \cdot 4,375 \cdot \cos 59^\circ 32' 04'' = \\ &= 114,564 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$R_d = \frac{D_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{70}{2 \cdot \sin 30^\circ 27' 56''} = 69,031 \text{ mm}$$

$$\nu_a = \arctg \frac{h_{ae}}{R_d} = \arctg \frac{3,5}{69,031} = 2^\circ 54' 09''$$

$$\nu_f = \arctg \frac{h_{fe}}{R_d} = \arctg \frac{4,375}{69,031} = 3^\circ 37' 35''$$

$$\nu = \nu_a + \nu_f = 2^\circ 54' 09'' + 3^\circ 37' 35'' = 6^\circ 31' 44''$$

$$\begin{aligned} \delta_{a1} &= \delta_1 + \nu_a = 30^\circ 27' 56'' + \\ &+ 2^\circ 54' 09'' = 33^\circ 22' 05'' \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \delta_{a2} &= \delta_2 + \nu_a = 59^\circ 32' 04'' + \\ &+ 2^\circ 54' 09'' = 62^\circ 26' 13'' \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \delta_{f1} &= \delta_1 - \nu_f = 30^\circ 27' 56'' - \\ &- 3^\circ 37' 35'' = 26^\circ 50' 21'' \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \delta_{f2} &= \delta_2 - \nu_f = 59^\circ 32' 04'' - \\ &- 3^\circ 37' 35'' = 55^\circ 54' 29'' \end{aligned}$$

- výpočtová šířka ozubení

$$b_w = \psi_m \cdot m_n = 10 \cdot 2,77 = 27,7 \text{ mm}$$

$$b_w = 28 \text{ mm} / \text{voleno}$$

3.5.2 Výpočet virtuálního soukolí

$$D_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}$$

$$D_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2}$$

$$\begin{aligned} d_{m1} &= d_{e1} \cdot \frac{R_d - \frac{b}{2}}{R_d} = 70 \cdot \frac{69,031 - 14}{69,031} = 55,8 \text{ mm} \\ d_{m2} &= d_{e2} \cdot \frac{R_d - \frac{b}{2}}{R_d} = 119 \cdot \frac{69,031 - 14}{69,031} = 94,87 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$D_{v1} = \frac{55,8}{\cos 30^\circ 27' 56''} = 64,74 \text{ mm}$$

$$D_{v2} = \frac{94,87}{\cos 59^\circ 32' 04''} = 187,11 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} R_{bv1} &= \frac{D_{v1}}{2} \cdot \cos \alpha = \frac{64,74}{2} \cdot \cos 20^\circ = \\ &= 30,42 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{bv2} &= \frac{D_{v2}}{2} \cdot \cos \alpha = \frac{187,11}{2} \cdot \cos 20^\circ = \\ &= 87,91 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{av1} &= D_{v1} + 2 \cdot m_t = 64,74 + 2 \cdot 3,5 = \\ &= 71,74 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{av2} &= D_{v2} + 2 \cdot m_t = 187,11 + 2 \cdot 3,5 = \\ &= 194,11 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$a = \frac{D_{v1} + D_{v2}}{2} = \frac{64,74 + 187,11}{2} = 125,925 \text{ mm}$$

- součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{av1}^2 - r_{bv1}^2} + \sqrt{r_{av2}^2 - r_{bv2}^2} - a \cdot \sin \alpha}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha}$$

$$= \frac{\sqrt{35,87^2 - 30,42^2} + \sqrt{27,055^2 - 87,91^2} - 125,925 \cdot \sin 20^\circ}{\pi \cdot 3,5 \cdot \cos 20^\circ} = 1,65$$

3.5.3 Kontrola ozubení na únosnost v ohybu

- součinitel přidavných zatížení

$$k_F = k_I \cdot k_V \cdot k_{F\beta} \cdot k_{F\alpha}$$

$$k_I = 1,25$$

$$k_{F\beta} = 1,012$$

$$k_V = 1,02$$

$$k_{F\alpha} = 1$$

$$k_F = 1,25 \cdot 1,02 \cdot 1,012 \cdot 1 = 1,29$$

- srovnávací ohybové napětí v patě zubu

$$\sigma_F = \frac{F_{tm}}{b_w \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot k_F$$

$$F_{tm} = \frac{2 \cdot M_{K5}}{D_{e2}} = \frac{2 \cdot 426,42}{0,119} = 7166,7 \text{ N}$$

$$Y_{F1} = 2,8$$

$$Y_{F2} = 2,35$$

$$Y_\varepsilon = Y_{\varepsilon V} = 1$$

$$Y_\beta = 1$$

$$\sigma_{F1} = \frac{7166,7}{28,2,79} \cdot 2,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,29 = 331,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{7166,7}{28,2,79} \cdot 2,35 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,29 = 278,1 \text{ MPa}$$

- součinitel bezpečnosti

$$s_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot Y_X}{\sigma_F}$$

$$Y_{S1} = 1,06$$

$$Y_{S2} = 1,02$$

$$Y_R = 1,2$$

$$Y_X = 1$$

$$s_{F1} = \frac{600 \cdot 1,06 \cdot 1,2 \cdot 1}{331,4} = 2,30$$

$$s_{F2} = \frac{250 \cdot 1,06 \cdot 1,2 \cdot 1}{278,1} = 1,14$$

3.5.4 Kontrola na únosnost v dotyku

- součinitel přidavných zatížení

$$k_H = k_I \cdot k_V \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha}$$

$$k_I = 1,25$$

$$k_{H\beta} = k_{F\beta} = 1$$

$$k_V = 1,02$$

$$k_{H\alpha} = k_{F\alpha} = 1,012$$

$$k_H = 1,25 \cdot 1,02 \cdot 1 \cdot 1,012 = 1,29$$

- srovnávací napětí v dotyku

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{tm}}{b_w \cdot d_{v1}} \cdot \frac{u_{v+1}}{u_v}} \cdot Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{k_H}$$

$$Z_M = 268,5 \sqrt{\text{MPa}}$$

$$Z_\varepsilon = Z_{\varepsilon V} = 1$$

$$Z_H = 1,76$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{7166,7}{28,70} \cdot \frac{\sqrt{1,7^2+1}}{1,7}} \cdot 268,5 \cdot 1,76 \cdot 1 \cdot \sqrt{1,29} = 1105,5 \text{ MPa}$$

- součinitel bezpečnosti

$$s_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X}{\sigma_H}$$

$$Z_{L1} = 0,965$$

$$Z_{L2} = 0,965$$

$$Z_{R1} = 0,93$$

$$Z_{R2} = 0,93$$

$$Z_{V1} = 0,96$$

$$Z_{V2} = 0,97$$

$$s_{H1} = \frac{3650,5 \cdot 0,965 \cdot 0,96 \cdot 0,93 \cdot 1}{1105,5} = s_{H2} = \frac{3038,0 \cdot 0,965 \cdot 0,97 \cdot 0,93 \cdot 1}{1105,5} =$$

$$= 2,84 \quad \quad \quad = 2,39$$

- zhodnocení výpočtu ozubení: ozubené soukolí vyhovuje na přípustné napětí na ohyb i na dotyk

3.6.0 Návrh hnací polonápravy

- dříve spočtené nebo volené hodnoty

$$M_K = 1705,67 \text{ N.m}$$

materiál 15 230.6

$$\tau_{KD} = 230 \text{ MPa}$$

3.6.1 Pevnostní podmínka v krutu

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \leq \tau_{KD}$$

$$\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{KD} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot \tau_{KD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1705,67 \cdot 10^3}{\pi \cdot 230}} =$$

$$= 33,55 \text{ mm}$$

- volba průměru polonápravy

$$d = 34 \text{ mm}$$

3.7.0 Kontrola drážkování na hnací polonápravě

- volba druhu a rozměrů drážkování

volím evolventní drážkování:

$$40 \times 2 \times H9/g9 \quad \text{ČSN 01 4953}$$

$$\text{kde } D = 40\text{mm} \quad \alpha = 30^\circ$$

$$m = 2\text{mm} \quad b_2 = 70\text{mm}$$

$$z = 18 \quad \sigma_{OD} = 150\text{MPa}$$

3.7.1 Kontrola na dotykové napětí

$$M_K \leq \frac{0,2}{\xi} \cdot b_2 \cdot d^2 \cdot \sigma_{OD} \Rightarrow b_2 \geq \frac{5 \cdot \xi \cdot M_K}{d^2 \cdot \sigma_{OD}}$$

$$\text{kde } M_K = 1705,67\text{N.m}$$

$$\xi = \frac{n_1}{m} \quad n_1 = 1,1 \cdot m - 0,05 = 1,1 \cdot 2 - 0,05 = 2,15\text{mm}$$

$$\xi = \frac{2,15}{2} = 1,075$$

$$d = m \cdot z = 2 \cdot 18 = 36\text{mm}$$

$$\text{potom } b_2 \geq \frac{5 \cdot 1,075 \cdot 1705,67 \cdot 10^3}{36^2 \cdot 150} = 47,16\text{mm} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

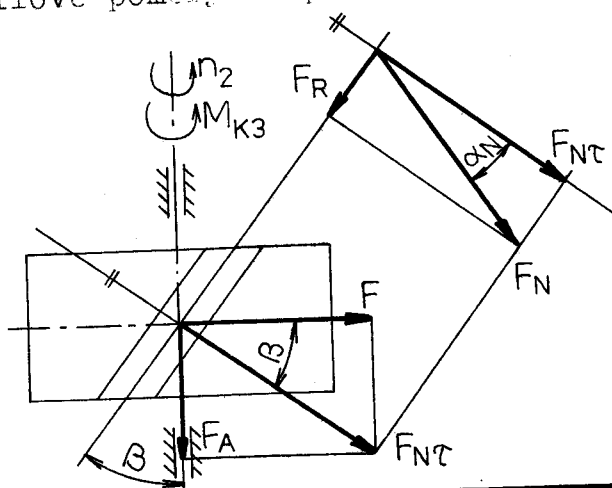
3.7.2 Kontrola na měrný tlak

$$p_{DOV} \geq p = \frac{2 \cdot M_K}{\varphi \cdot m \cdot n_n \cdot b_2 \cdot z^2} = \frac{2 \cdot 1705,67 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 2 \cdot 1,75 \cdot 50 \cdot 18 \cdot 18} = 80,22\text{MPa}$$

$$90 \geq 80,22\text{MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

3.8.0 Výpočet silových poměrů a návrh uložení diferenciálu

obr. 1 - silové poměry na pastorku



- hodnoty jednotlivých sil

$$F = \frac{2 \cdot M_{K3}}{D_1} = \frac{2 \cdot 516,52 \cdot 10^3}{78,217} = 13207,4 \text{ N}$$

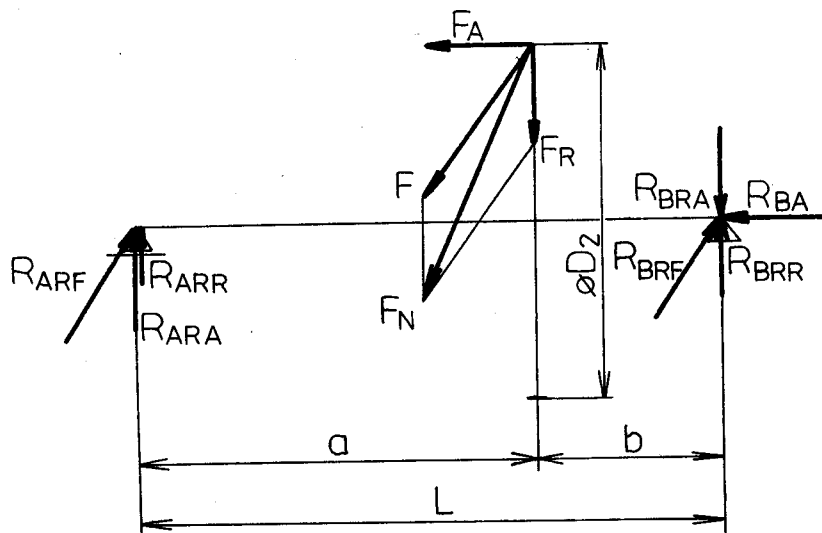
$$F_N = \frac{F}{\cos \alpha_N \cdot \cos \beta} = \frac{13207,4}{\cos 20^\circ \cdot \cos 20^\circ} = 14957,04 \text{ N}$$

$$F_A = F \cdot \tan \beta = 14957,04 \cdot \tan 20^\circ = 5443,9 \text{ N}$$

$$F_R = \frac{F}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha_N = \frac{13207,4}{\cos 20^\circ} \cdot \tan 20^\circ = 5115,6 \text{ N}$$

3.8.1 Stanovení velikosti reakcí v uložení diferenciálu

obr. 2 - silové poměry



$$a = 167 \text{ mm}$$

$$b = 57 \text{ mm}$$

$$L = 224 \text{ mm}$$

$$D_2 = 271,897 \text{ mm}$$

- hodnoty jednotlivých reakcí

a/ v rovině F_R a F_A :

$$R_{ARR} = \frac{F_R \cdot b}{L} = \frac{5115,6 \cdot 57}{224} = 1301,7 \text{ N}$$

$$R_{BRR} = F_R - R_{ARR} = 5115,6 - 1301,7 = 3813,9 \text{ N}$$

$$R_{ARA} = \frac{F_A \cdot D_2}{L \cdot 2} = \frac{5443,9 \cdot 271,897}{224 \cdot 2} = 3304 \text{ N}$$

$$R_{BRA} = -R_{ARA} = -3304 \text{ N}$$

$$R_{BA} = -F_A = -5443,9 \text{ N}$$

b/ v rovině F :

$$R_{ARF} = \frac{F \cdot b}{L} = \frac{13207,4 \cdot 57}{224} = 3360,8 \text{ N}$$

$$R_{BRF} = F - R_{ARF} = 13207,4 - 3360,8 = 9846,59 \text{ N}$$

c/ výsledné reakce

- v rovině F_R a F_A :

$$R_{AR} = R_{ARA} + R_{ARR} = -3304 + 1301,7 = -2002,3 \text{ N}$$

$$R_{BR} = R_{BRA} + R_{BRR} = -3304 + 3813,9 = 509,9 \text{ N}$$

- celkové

$$R_B = \sqrt{R_{BR}^2 + R_{BRF}^2} = \sqrt{509,9^2 + 9846,59^2} = 9859,8 \text{ N}$$

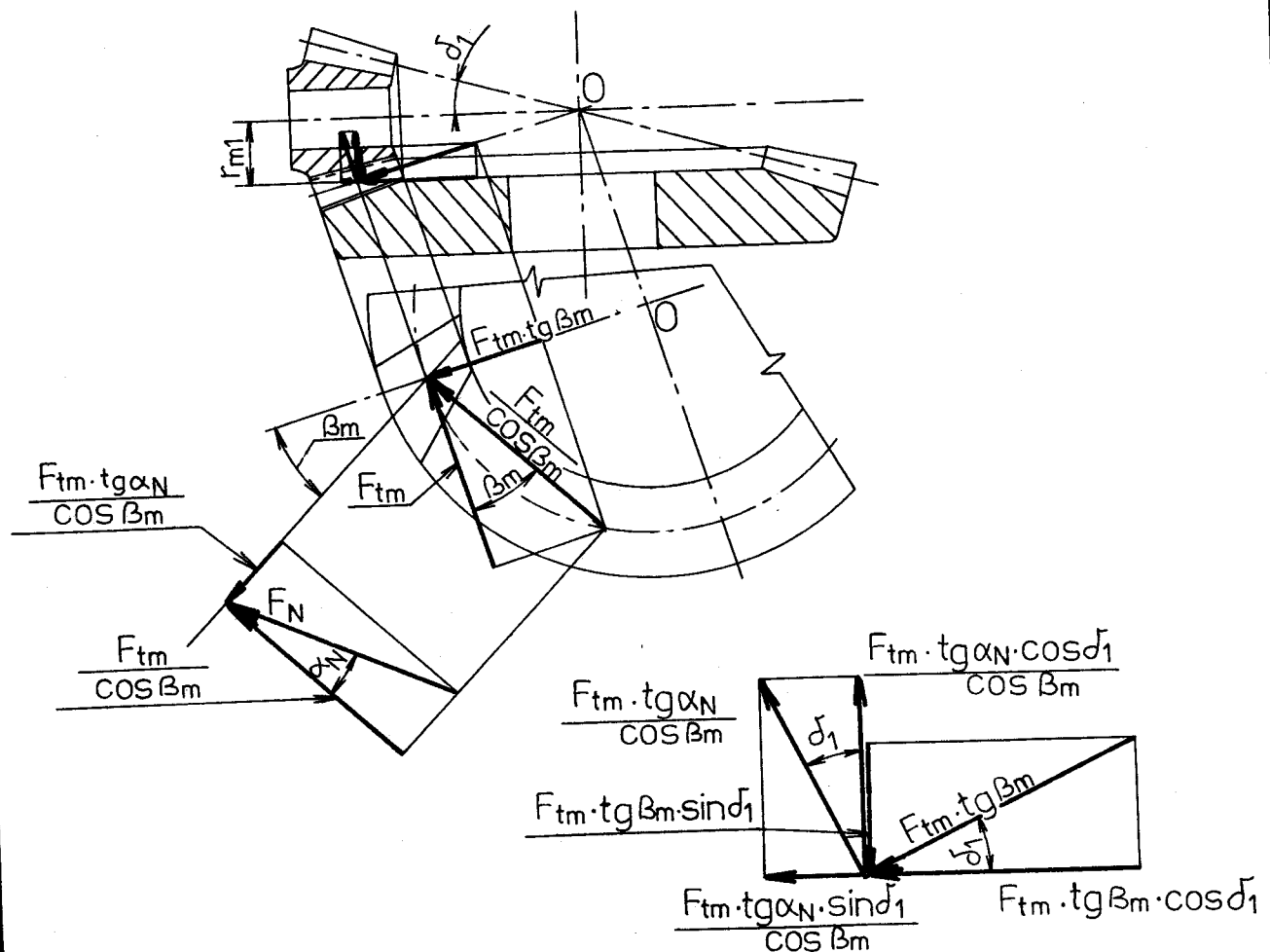
$$R_A = \sqrt{R_{AR}^2 + R_{ARF}^2} = \sqrt{(-2002,3)^2 + 3360,8^2} = 3912,06 \text{ N}$$

$$R_{BA} = -F_A = -5443,9 \text{ N}$$

3.9.0 Výpočet předlohového hřídele náhonu diferenciálu

3.9.1 Silové poměry na kuželovém soukolí

obr. 3 - silové poměry na soukolí se šikmými zuby



$$F_{tm} = \frac{M_{K1}}{r_{m1}} \quad \text{kde } r_{m1} = r_{e1} - \frac{b}{2} \cdot \sin \delta_1 = 35 - \frac{30}{2} \cdot \sin 17^\circ 21' 14'' = 30,526 \text{ mm}$$

$$F_{tm} = \frac{169,91 \cdot 10^3}{30,526} = 5566,1 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} F_A &= \frac{F_{tm} \cdot \tan \alpha_N \cdot \sin \delta_1}{\cos \beta_m} + F_{tm} \cdot \tan \beta_m \cdot \cos \delta_1 = \\ &= F_{tm} \cdot \left(\frac{\tan \alpha_N \cdot \sin \delta_1}{\cos \beta_m} + \tan \beta_m \cdot \cos \delta_1 \right) = \\ &= 5566,1 \cdot \left(\frac{\tan 20^\circ \cdot \sin 17^\circ 21' 14''}{\cos 30^\circ} + \tan 30^\circ \cdot \cos 17^\circ 21' 14'' \right) = 3765,1 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F_N = \frac{F_{tm}}{\cos \beta_m \cdot \cos \alpha_N} = \frac{5566,1}{\cos 30^\circ \cdot \cos 20^\circ} = 6839,7 \text{ N}$$

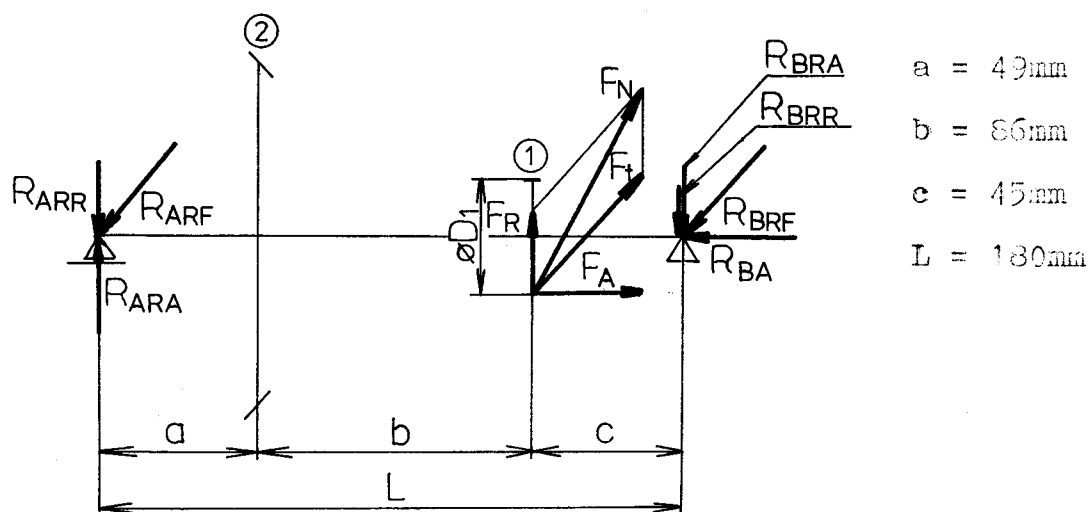
$$\begin{aligned} F_r &= \frac{F_{tm} \cdot \tan \alpha_N \cdot \cos \delta_1}{\cos \beta_m} - F_{tm} \cdot \tan \beta_m \cdot \sin \delta_1 = \\ &= F_{tm} \cdot \left(\frac{\tan \alpha_N \cdot \cos \delta_1}{\cos \beta_m} - \tan \beta_m \cdot \sin \delta_1 \right) = \\ &= 5566,1 \cdot \left(\frac{\tan 20^\circ \cdot \cos 17^\circ 21' 14''}{\cos 30^\circ} - \tan 30^\circ \cdot \sin 17^\circ 21' 14'' \right) = \\ &= 1274,3 \text{ N} \end{aligned}$$

- ze silových poměrů vyplývá, že platí: $F_{A1} = F_{r2}$

$$F_{r1} = F_{A2}$$

3.9.2 Silové poměry na hřídeli / řešeno superpozicí /

obr. 4 - silové poměry / síly na pastorku /



- hodnoty jednotlivých reakcí

a/ v rovině F_r a F_A :

$$R_{ARA} = \frac{F_A}{L} \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{5443,9 \cdot 78,217}{180 \cdot 2} = 1182,8 \text{ N}$$

$$R_{BRA} = -R_{ARA} = -1182,8 \text{ N}$$

$$R_{BRR} = \frac{F_r \cdot (a+b)}{L} = \frac{5115,6 \cdot (49+86)}{180} = 3836,7 \text{ N}$$

$$R_{ARR} = F_r - R_{BRR} = 5115,6 - 3836,7 = 1278,9 \text{ N}$$

$$R_{BA} = -F_A = -5443,9 \text{ N}$$

b/ v rovině F_t :

$$R_{BRF} = \frac{F_t \cdot (a+b)}{L} = \frac{13207,4 \cdot (49+86)}{180} = 9905,6 \text{ N}$$

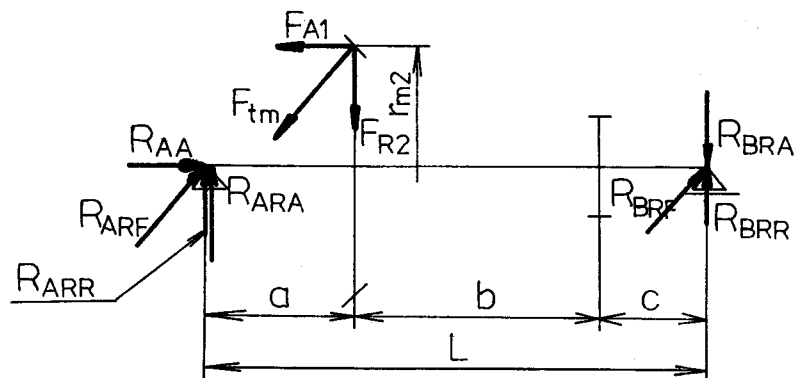
$$R_{ARF} = F_t - R_{BRF} = 13207,4 - 9905,6 = 3301,8 \text{ N}$$

c/ výsledné reakce v rovině F_r a F_A :

$$R_{BR} = R_{BRR} - R_{BRA} = 3836,7 - (-1182,8) = 5019,5 \text{ N}$$

$$R_{AR} = R_{ARR} - R_{ARA} = 1278,9 - 1182,8 = 96,1 \text{ N}$$

obr. 5 - silové poměry / síly na kole /



- hodnoty jednotlivých reakcí

a/ v rovině F_r a F_A :

$$R_{BRA} = \frac{F_{A2}}{L} \cdot r_{m2} \quad \text{kde } r_{m2} = r_{e2} - \frac{b}{2} \cdot \sin \delta_2 =$$

$$= \frac{226,088}{2} - \frac{30}{2} \cdot \sin 72^\circ 38' 46'' =$$

$$= 98,727 \text{ mm}$$

$$R_{BRA} = \frac{1274,9}{180} \cdot 98,727 = 698,9 \text{ N}$$

$$R_{ARA} = -R_{BRA} = -698,9 \text{ N}$$

$$R_{BRR} = \frac{F_{r2} \cdot a}{L} = \frac{3765,1 \cdot 49}{180} = 1024,9 \text{ N}$$

$$R_{ARR} = F_{r2} - R_{BRR} = 3765,1 - 1024,9 = 2740,2 \text{ N}$$

$$R_{AA} = -F_{A2} = -1274,3 \text{ N}$$

b/ v rovině F_{tm} :

$$R_{BRF} = \frac{F_{tm} \cdot a}{L} = \frac{5566,1 \cdot 49}{180} = 1515,2 \text{ N}$$

$$R_{ARF} = F_{tm} - R_{BRF} = 5566,1 - 1515,2 = 4050,9 \text{ N}$$

c/ výsledné reakce v rovině F_r a F_A :

$$R_{BR} = R_{BRR} - R_{BRA} = 1024,9 - 698,9 = 326 \text{ N}$$

$$R_{AR} = R_{ARR} - R_{ARA} = 2740,2 - /-698,9/ = 3439,1 \text{ N}$$

- výsledné reakce po vyřešení superpozice

a/ v podpoře A:

Pozn. - svislý směr je označen y, vodorovný x, hodnoty

z prvního superpozičního kroku jedničkou v kroužku,

z druhého pak dvojčkou v kroužku

$$F_x = R_{AR}^{(2)} - R_{ARF}^{(1)} = 3439,1 - 3301,8 = 137,3 \text{ N}$$

$$F_y = R_{ARF}^{(2)} + R_{AR}^{(1)} = 4050,9 + 96,1 = 4147 \text{ N}$$

celkové reakce:

$$R_{AR} = \sqrt{F_{xA}^2 + F_{yA}^2} = \sqrt{137,3^2 + 4147,0^2} = 4149,3 \text{ N}$$

$$R_{AA} = 0 \text{ / zrušena silou } R_{BA} = -5443,9 \text{ N /}$$

b/ v podpoře B:

$$F_{xB} = R_{BRF}^{(1)} - R_{BR}^{(2)} = 9905,6 - 326 = 9579,6 \text{ N}$$

$$F_{yB} = R_{BRF}^{(2)} + R_{BR}^{(1)} = 1515,2 + 5019,5 = 6534,7 \text{ N}$$

celkové reakce:

$$R_{BR} = \sqrt{F_{xB}^2 + F_{yB}^2} = \sqrt{9579,6^2 + 6534,7^2} = 11596,2 \text{ N}$$

$$R_{BA \text{ sk}} = R_{BA} - R_{AA} = -5443,9 + 1274,3 = -4169,6 \text{ N}$$

3.9.3 Kontrola drážkování uložení kuželového kola

- volba druhu a rozměrů drážkování

volím evolventní drážkování:

$$55 \times 2 \times H9/g9 \quad \text{ČSN 01 4953}$$

$$\text{kde } D = 55\text{mm} \quad \alpha = 30^\circ$$

$$m = 2\text{mm} \quad b_2 = 48\text{mm}$$

$$z = 26 \quad \sigma_{0D} = 150\text{MPa}$$

- kontrola na dotykové napětí

Pozn. - obecné vztahy jsou uvedeny v kap. 3.7.1

$$M_K = 516,52\text{N.m}$$

$$n_1 = 1,12 - 0,05 = 2,15\text{mm}$$

$$\xi = \frac{2,15}{2} = 1,075$$

$$d = 2,26 = 52\text{mm}$$

$$\text{potom } b_2 \geq \frac{5 \cdot 1,075 \cdot 516,52 \cdot 10^3}{52^2 \cdot 150} = 6,84\text{mm} < 48\text{mm} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

- kontrola na měrný tlak $p_{DOV} = 60\text{MPa}$

$$p_{DOV} \geq p = \frac{2 \cdot 516,52 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 2 \cdot 1,75 \cdot 48 \cdot 26^2} = 12,13\text{MPa}$$

$$60 > 12,13\text{MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

3.9.4 Statická kontrola hřídele

- kontrola na redukované napětí pod kuželovým kolem

$$d = 48\text{mm} - \text{nosný průměr drážkování}$$

$$M_{Omax} = R_A \cdot a = 4149,349 = 203,31\text{N.m}$$

$$M_K = 516,52\text{N.m}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{\left/ \frac{M_{Omax}}{W_0} \right/ ^2 + 3 \cdot \left/ \frac{M_K}{W_K} \right/ ^2} =$$

$$= \sqrt{\left/ \frac{203,316 \cdot 10^3 \cdot 32}{\pi \cdot 48^3} \right/ ^2 + 3 \cdot \left/ \frac{516,52 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 48^3} \right/ ^2} = 45,26\text{MPa}$$

bezpečnost:

$$k = \frac{\sigma_{DOV}}{\sigma_{RED}} = \frac{150}{45,26} = 3,31 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

3.10.0 Výpočet a volba ložisek

Pozn. - vzhledem k naprosté formální shodnosti kontrolního výpočtu ložisek provedu návrh následujícím způsobem: nejprve uvedu obecný postup ve formě výpočtových vztahů, u výpočtu ložisek kolové hlavice navíc postup stanovení zátěžných sil, a výpočet jednotlivých ložisek pak do tabulky, kde bude k příslušné veličině uveden číselný výsledek.

3.10.1 Obecný postup návrhu ložiska podle ČSN 02 4607, 02 4610

a/ dynamický výpočet

- výchozí hodnoty: radiální zátěžná síla F_R /N/
 axiální zátěžná síla F_A /N/
 požadovaná životnost L /cyklů/

- ekvivalentní zatížení: $F_e = V \cdot X \cdot F_R + Y \cdot F_A$

$V = 1$ pro obvodové zatížení vnitřního kroužku

$V = 1,2$ pro bodové zatížení vnitřního kroužku

X, Y různé podle zatížení a ložiska

- součinitel ložiska e :

$$e = \frac{F_A}{V \cdot F_R} \quad \text{a současně je různé pro každé ložisko}$$

z porovnání obou hodnot vyplývá volba součinitelů X, Y

- základní dynamická únosnost:

$$C = F_e \cdot \sqrt[10]{L^3}$$

- volba odpovídajícího ložiska:

podle vypočítané C se volí nejbližší ložisko s vyšší únosností nebo nejvíce vyhovující / opět s vyšší únosností /

b/ statický výpočet resp. kontrola - pro případ zatížení kola celou silou na nápravu

- výchozí hodnoty: statická radiální síla F_{R0} /N/
 statická axiální síla F_{A0} /N/

statická bezpečnost S_o / 1 /

součinitelé zatížení /pro dané ložisko/

X_o, Y_o / 1 /

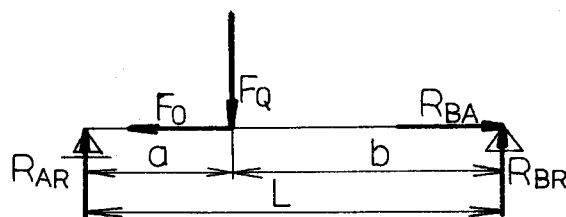
statická únosnost C_o / N /

- ekvivalentní zatížení: $F_{eo} = X_o \cdot F_{Ro} + Y_o \cdot F_{Ao}$ / N /

- statická únosnost: $C_o = F_{eo} \cdot S_o < C_o$ voleného ložiska

3.10.2 Stanovení zátěžných sil ložisek kolové hlavice

obr. 6 - silové poměry v uložení kolové hlavice



$a = 30\text{mm}$

$b = 70\text{mm}$

$L = 100\text{mm}$

- normálová zátěžná síla nápravy:

$$F_N = m_{QN} \cdot g = 5200 \cdot 9,81 = 51012 \text{ N}$$

- skutečná zátěžná síla kola:

uvažují 55% celkového zatížení v důsledku nesouměrnosti

$$F_Q = k_R \cdot F_N = 0,55 \cdot 51012 = 28056,6 \text{ N}$$

- axiální zátěžná síla:

odhadují minimální poloměr zatačení: $R_{\min} = 2055\text{mm}$

rychlost průjezdu: $v = 10 \text{ km/h}$

$$F_O = m_{QN} \cdot \frac{v^2}{R_{\min}} = 5200 \cdot \frac{2,778^2}{2,055} = 19527,9 \text{ N}$$

- reakce na nosníku podle obr. 6

$$R_{BR} = \frac{F_Q \cdot a}{L} = \frac{28056,6 \cdot 30}{100} = 8416,98 \text{ N}$$

$$R_{AR} = F_Q - R_{BR} = 28056,6 - 8416,98 = 19639,62 \text{ N}$$

$$R_{BA} = -F_Q = -19527,9 \text{ N}$$

3.10.3 Číselné hodnoty výpočtu ložisek

Tab. 1

DRUH LOŽISKA HODNOTA	Ložisko předlohového hřídele ČSN 02 4720	Ložisko uložení diferenciálu ČSN 02 4702	Ložisko kolové hlavi- ce vnitřní ČSN 02 4720	Ložisko kolové hla- vice vnější ČSN 02 4720
F_R / N /	11596,2	9859,8	8416,98	19639
F_A / N /	4169,6	5443,9	19527,9	9763,95
L /min ⁻¹ /	$2,14 \cdot 10^8$	$6,47 \cdot 10^7$	$6,47 \cdot 10^7$	$6,47 \cdot 10^7$
V / 1 /	1	1	1,2	1,2
$e = \frac{F_A}{V \cdot F_R}$ / 1 /	0,36	0,55	1,93	0,414
$e = 0,4 \cdot \cot \alpha$	0,41	-	0,44	0,41
$e = 1,5 \cdot \tan \alpha$	-	0,24	-	-
X / 1 /	1	0,67	0,4	0,4
Y / 1 /	0	4,2	1,4	1,5
F_e / N /	11596,2	29470,4	31379,2	24072,94
C / N /	58001,6	102957,6	109625,9	84100,87
F_{Ro} / N /	-	-	15303,6	35708,95
F_{Ao} / N /	-	-	19527,9	9763,95
S_o / 1 /	-	-	3	2,5
C_o / N /-tab.	-	-	125000	75000
X_o / 1 /	-	-	0,5	0,5
Y_o / 1 /	-	-	0,8	0,8
F_{eo} / N /	-	-	23274,12	25665,4
C_o / N /-vyp.	-	-	69822,36	64163,5
ROZMĚRY				
C / N /-tab.	65500	125000	125000	75000
d / mm /	45	75	75	55
D / mm /	85	130	130	100
B / mm /	23	31	31	25
C / mm /	19	-	27	21
r / mm /	2	2,5	2,5	2,5

3.11.0 Výpočet provozní brzdy

3.11.1 Obecné zásady

- stanovení maximálního brzdného zpomalení

$$a_{\max} = g \cdot \frac{\mu + f}{\cos \alpha \mp \sin \alpha}$$

pro jízdu do kopce: $a_{\max} = 1,57 \text{ m.s}^{-2}$

pro jízdu z kopce: $a_{\max} = 4,48 \text{ m.s}^{-2}$

pro jízdu po rovině: $a_{\max} = \frac{\mu + f}{g} = \frac{0,3 + 0,012}{0,9,81} = 3,06 \text{ m.s}^{-2}$

3.11.2 Brzdná síla

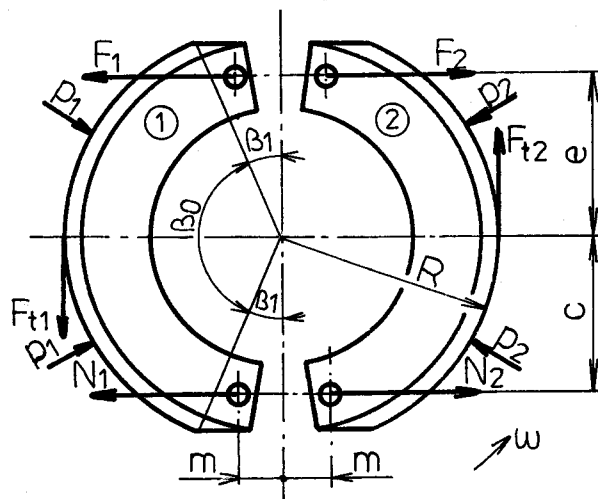
$$F_{b1} = F_{z1\max} \cdot \mu \quad \text{kde } F_{z1\max} = m_{z\max} \cdot g = 5200 \cdot 9,81 = 51012 \text{ N}$$

$$F_{b1} = 51012 \cdot 0,3 = 15303,6 \text{ N}$$

3.11.3 Stanovení silových poměrů na čelistech brzdy

Pozn. - zavádím zjednodušující předpoklad, že přítlak čelisti k bubnu je konstantní po celém obvodu /ve skutečnosti je maximální pro $\beta = 90^\circ$ a ke krajům klesá/.

obr. 7 - silové poměry na brzdě



$$\begin{aligned} p_1 &= 1,2 \text{ MPa} - \text{volím} \\ m &= 25 \text{ mm} \\ R &= 125 \text{ mm} \\ \beta_0 &= 110^\circ = 1,9199 \text{ rad} \\ c &= 85 \text{ mm} \\ e &= 85 \text{ mm} \end{aligned}$$

- momentová rovnováha: pro jedno kolo

$$M_{b1}^1 = F_{b1}^1 \cdot r \cdot k = F_t \cdot R = M_t$$

k - volená bezpečnost $k = 4,5$

- předpokládám, že $F_1 = F_2$

potom $M_t = p_1 \cdot \frac{m+1}{m} \cdot b \cdot R^2 \cdot \beta_0 \cdot \mu$

po dosazení do momentové rovnováhy:

$$F_{b1} \cdot r = p_1 \cdot \frac{m+1}{m} \cdot b \cdot R^2 \cdot \beta_0 \cdot \mu$$

- šířka čelistí:

$$b = \frac{F_{b1} \cdot r \cdot m \cdot k}{p_1 \cdot \frac{m+1}{m} \cdot R^2 \cdot \beta_0 \cdot \mu} = \frac{15303,6 \cdot 0,3048 \cdot 0,025 \cdot 4,5}{1,1 \cdot 10^6 \cdot 0,025 + 1 \cdot 0,125^2 \cdot 1,9199 \cdot 0,3} = 0,0517 \text{ m} = 51,7 \text{ mm}$$

volba $b = 55 \text{ mm}$

- kontaktní tlak p_1 :

$$p_1 = \frac{F_1 \cdot (c+e)}{b \cdot R \cdot \left(\frac{1}{2} \sin \frac{\beta_0}{2} \cdot (c + \mu \cdot m) - \mu \cdot R \cdot \beta_0 \right)}$$

- přítlačná síla, vyvozovaná brzdovým válečkem

$$F_1 = \frac{p_1 \cdot b \cdot R \cdot \left(\frac{1}{2} \sin \frac{\beta_0}{2} \cdot (c + \mu \cdot m) - \mu \cdot R \cdot \beta_0 \right)}{c + e} = \frac{1,1 \cdot 10^6 \cdot 0,055 \cdot 0,125 \cdot \left(\frac{1}{2} \sin \frac{110^\circ}{2} \cdot (0,085 + 0,3 \cdot 0,025) - 0,3 \cdot 0,125 \cdot 1,9199 \right)}{0,085 + 0,085} = 3538,67 \text{ N}$$

3.12.0 Pevnostní výpočet mostu nápravy

3.12.1 Zavedené předpoklady a postup řešení

- most nápravy je složitě namáhaná součást a její návrh provedu pomocí redukovaného napětí

- druhy zatížení: 1/ od vlastní zátěžné síly F_{z1} - uvažuji, že celou sílu přenesou polovina nápravy

2/ od brzděné síly F_{b1} - maximální hodnoty

3/ ohybový moment od brzděné síly F_{b1}

4/ od exiální síly při průjezdu zatáčkou.

Moment od této síly bude na vnějším kole působit proti momentu od F_{z1} , na vnitřním pak souhlasně s ním.

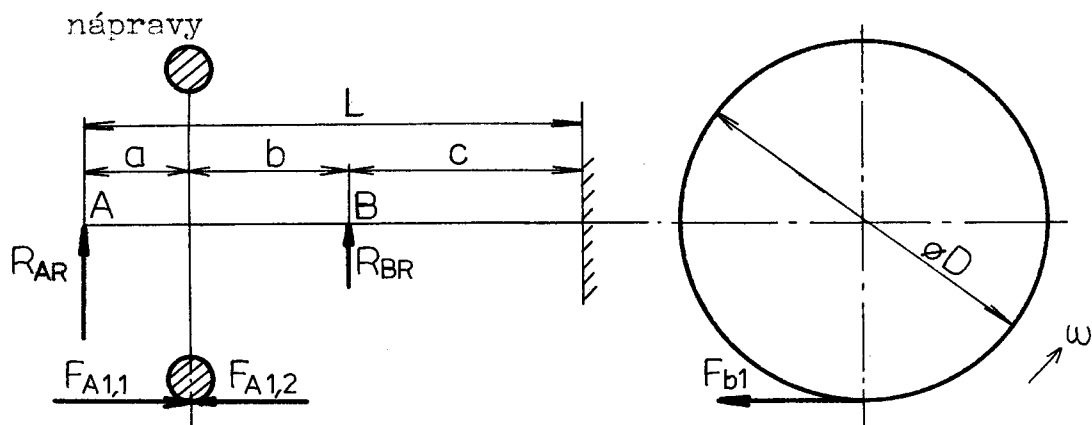
- při výpočtu uvažují určitou bezpečnost, která je vyjádřena součiniteli dynamických rázů:

a/ pro sílu F_{z1} je $k_1 = 1,6$

b/ pro sílu F_{b1} je $k_2 = 1,4$

c/ pro sílu F_o je $k_3 = 1,2$

obr. 8 - silové poměry v uložení kolové hlavice a mostu



- rozměry: $a = 30\text{mm}$ $c = 200\text{mm}$ $D = 609,6\text{mm}$
 $b = 70\text{mm}$ $L = 300\text{mm}$

3.12.2 Hodnoty jednotlivých zátěžných sil

$$F_{z1sk} = R_{AR} \cdot k_1 + R_{BR} \cdot k_1 = 35708,4 \cdot 1,6 + 15303,6 \cdot 1,6 = 81619,2 \text{ N}$$

$$F_{b1sk} = F_{b1} \cdot k_2 = 15303,6 \cdot 1,4 = 21425,04 \text{ N}$$

$$F_{A1,2sk} = F_{A1,2} \cdot k_3 = m_Q \cdot \frac{v^2}{v_{\max}} \cdot k_3 = 5200 \cdot \frac{0,297^2}{0,220} \cdot 1,2 = 2501,9 \text{ N}$$

$$F_{A1,1sk} = F_{A1,1} \cdot k_3 = m_Q \cdot \frac{v^2}{v_{\max}} \cdot k_3 = 5200 \cdot \frac{2,778^2}{2,055} \cdot 1,2 = 23433,5 \text{ N}$$

3.12.3 Hodnoty zátěžných momentů

- pro vnější kolo

$$M_{o1,1} = R_{ARsk} \cdot L + R_{BRsk} \cdot c - F_{A1,1sk} \cdot \frac{D}{2} =$$

$$= 57133,44 \cdot 300 + 24485,76 \cdot 200 - 23433,5 \cdot \frac{609,6}{2} =$$

$$= 1,4895 \cdot 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm} = 14894,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{K1,1} = F_{b1sk} \cdot \frac{D}{2} = 21425,04 \cdot \frac{609,6}{2} = 6,53035 \cdot 10^6 \text{ N.mm} = 6530,35 \text{ N.m}$$

$$M_{ob1,1} = F_{b1sk} \cdot /b + c/ = 21425,04 \cdot /70 + 200/ = 5,78476 \cdot 10^6 \text{ N.mm} = 5784,8 \text{ N.m}$$

- celkový moment

$$M_{oc1,1} = \sqrt{M_{o1,1}^2 + M_{ob1,1}^2} = \sqrt{14894,7^2 + 5784,8^2} = 15978,6 \text{ N.m}$$

- pro vnitřní kolo

$$M_{o1,2} = R_{ARsk} \cdot L + R_{BRsk} \cdot c + F_{A1,2sk} \cdot \frac{D}{2} = 57133,44 \cdot 300 + 24485,76 \cdot 200 + 2501,9 \cdot \frac{609,6}{2} = 2,27998 \cdot 10^7 \text{ N.mm} = 22799,8 \text{ N.m}$$

$$M_{ob1,2} = M_{ob1,1} = 5784,8 \text{ N.m}$$

$$M_{K1,2} = M_{K1,1} = 6530,35 \text{ N.m}$$

- celkový moment

$$M_{oc1,2} = \sqrt{M_{o1,2}^2 + M_{ob1,2}^2} = \sqrt{22799,8^2 + 5784,8^2} = 23522,2 \text{ N.m}$$

- hodnoty použité do dalšího výpočtu: $M_{oc} = 23522,2 \text{ N.m}$

$$M_{Kc} = 6530,35 \text{ N.m}$$

3.12.4 Pevnostní podmínka výpočtu mostu nápravy

$$\sigma_{DOV} \geq \sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_K^2}$$

- volba materiálu: 42 25 40 $\sigma_{DOV} = 220 \text{ MPa}$

$$\begin{aligned} \sigma_{RED} &= \sqrt{\left/ \frac{M_o}{W_o} \right/ ^2 + 3 \cdot \left/ \frac{M_K}{W_K} \right/ ^2} = \sqrt{\left/ \frac{32 \cdot M_o \cdot D}{\pi \cdot /D^4 - d^4/} \right/ ^2 +} \\ &\quad + 3 \cdot \left/ \frac{16 \cdot M_K \cdot D}{\pi \cdot /D^4 - d^4/} \right/ ^2} = \sqrt{\left/ \frac{32 \cdot 23522,2 \cdot 10^3 \cdot 110}{\pi \cdot /110^4 - 55^4/} \right/ ^2 +} \\ &\quad + 3 \cdot \left/ \frac{16 \cdot 6530,35 \cdot 10^3 \cdot 110}{\pi \cdot /110^4 - 55^4/} \right/ ^2} = 197,48 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{DOV} \geq \sigma_{RED}$$

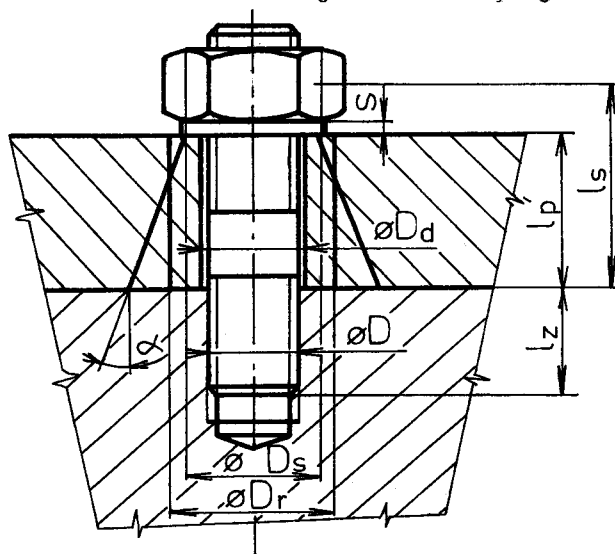
$$220 \geq 197,48 \text{ MPa} \Rightarrow \text{most pevnostně vyhovuje}$$

3.13.0 Výpočet předpjatých šroubových spojů

3.13.1 Obecné zásady výpočtu

V konstrukci jsou použity dva předpjaté šroubové spoje, a to pro přenos kroutícího momentu z hnací nápravy na kolo - 10 šrouby M10 a připevnění mostu na skříň rozvodovky - 8 šrouby M20. Jejich výpočet je formálně shodný, proto jej provedu takto: uvedu vždy obecný vztah a poté dva výsledky - první pro spoj šrouby M10, druhý pro spoj šrouby M20.

obr. 9 - rozměrový návrh spoje



$$D_s = 17\text{mm}/30\text{mm}/$$

$$D_d = 11\text{mm}/22\text{mm}/$$

$$\alpha = 26^\circ/26^\circ/$$

$$D_r = 17,24\text{mm}/30,98\text{mm}/$$

$$l_p = l'_p + s = 18,5\text{mm}/32,5\text{mm}/$$

$$l_s = l'_p + \frac{m}{2} + s = 22,5\text{mm}/39\text{mm}/$$

$$E_s = 2,1 \cdot 10^5 \text{MPa}/\text{shodné}/$$

$$E_p = 2,1 \cdot 10^5 \text{MPa}/\text{shodné}/$$

$$l_z = 12\text{mm}/26\text{mm}/$$

3.13.2 Výpočet

Pozn. - šroubový spoj šrouby M20 je komplikovaně namáhán kroutem a přidavným ohybem. Spoj je tedy dimenzován na přidavnou osovou sílu, která je stanovena jako aritmetický průměr nejmenší síly/vrchní dva šrouby/ a největší síly/spodní dva šrouby/.

- osová síla

$$F = \frac{2 \cdot M_K \cdot k}{D_R \cdot f \cdot i}$$

kde $D_R = 120\text{mm}/170\text{mm}/$

$$k = 1,2/1,2/$$

$$f = 0,22/0,22/$$

$$i = 10/8/$$

$$M_K = 1705,67 \text{ N.m} / 6530,35 \text{ N.m} /$$

$$F = 15506,1 \text{ N} / 52382,49 \text{ N} /$$

- skutečná osová síla pro spoj šrouby M20

$$F_{sk} = F + F_{stř} = 52382,49 + 20576,2 = 72958,7 \text{ N}$$

- síla předpětí

$$F_Q = \mathcal{K} \cdot F \quad \mathcal{K} = 1,2 / 1,05 /$$

$$F_Q = 17056,71 \text{ N} / 76606,6 \text{ N} /$$

- stanovení průřezů šroubů

$$\text{volba materiálu: } 16 \text{ 140} / 16 \text{ 140} / \quad R_m = 1100 \text{ MPa}$$

$$R_e = 950 \text{ MPa}$$

$$\text{volba bezpečnosti: } n = 2 / 2,2 / \quad \sigma_{Dt} = 475 \text{ MPa} / 431,82 \text{ MPa} /$$

$$S_3' = \frac{F_Q}{\sigma_{Dt}} = 35,909 \text{ mm}^2 / 177,4 \text{ mm}^2 /$$

- průměr šroubů d_3

$$d_3' = \sqrt{\frac{S_3' \cdot 4}{\pi}} = 6,762 \text{ mm} / 15,03 \text{ mm} /$$

$$\text{volba šroubů: } d_3 = 8,16 \text{ mm} / 16,933 \text{ mm} / \Rightarrow \text{šroub M10} / \text{M20} /$$

- hodnoty tuhostí

$$c_s = \frac{E_s \cdot S_s}{l_s} = 4,881 \cdot 10^5 \text{ N.mm}^{-1} / 1,213 \cdot 10^6 \text{ N.mm}^{-1} /$$

$$c_p = \frac{\pi \cdot E_2 \cdot D_d \cdot \tan \alpha}{A \cdot \ln \left(\frac{D_s + D_d}{D_s - D_d} \cdot \frac{D_s + B \cdot l_p \cdot \tan \alpha - D_d}{D_s + B \cdot l_p \cdot \tan \alpha + D_d} \right)} = 3,973 \cdot 10^6 \text{ N.mm}^{-1} / 6,287 \cdot 10^6 \text{ N.mm}^{-1} /$$

- mezní provozní síla

$$F_M = F_Q \cdot \frac{c_s + c_p}{c_p} = 19152,2 \text{ N} / 91386,9 \text{ N} /$$

- pruživost

$$b = \frac{c_s + c_p}{c_s} = 9,14 / 6,183 / \geq 4 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

- koeficient ψ

$$\psi = \frac{F_M}{F} - 1 \cdot \frac{c_p}{c_s + c_p} = 0,209 / 0,212 / \geq 0,2 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

- stanovení celkového utahovacího momentu

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s}{\pi \cdot D_2} = 0,0529 / 0,0433 / \quad \gamma = 3,0281^\circ / 2,4797^\circ /$$

$$= \operatorname{arc} \operatorname{tg} f = 5,711^\circ / 5,711^\circ /$$

$$M_1 = F_Q \cdot \frac{D_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \gamma = 11,83 \text{ N.m} / 101,31 \text{ N.m} /$$

$$D_s = \frac{D_m + d_d}{2} = 14 \text{ mm} / 26 \text{ mm} /$$

$$M_{tp} = F_Q \cdot f_M \cdot \frac{D_s}{2} = 17,91 \text{ N.m} / 149,38 \text{ N.m} /$$

celkový moment:

$$M_t = M_1 + M_{tp} = 29,74 \text{ N.m} / 250,69 \text{ N.m} /$$

- kontrola spoje při rázovém dynamickém zatížení

výchylka napětí:

$$\sigma_a = \frac{c_s \cdot F}{\sqrt{c_s + c_p} \cdot 2 \cdot S_v} = 16,221 \text{ MPa} / 26,16 \text{ MPa} /$$

$$/\beta \sigma /_d = \frac{\beta \sigma}{\gamma \sigma} = 5,474 / 6,5 / \quad \beta \sigma = 5,2 / 5,2 /$$

$$\sigma_c = 440 \text{ MPa} / 440 \text{ MPa} / \quad \gamma \sigma = 0,95 / 0,8 /$$

$$/\sigma_{ck} /_d = \frac{\sigma_c}{\beta \sigma /_d} = 80,38 \text{ MPa} / 67,69 \text{ MPa} /$$

$$/\psi \sigma /_d = \frac{\psi \sigma}{\beta \sigma /_d} = 0,046 / 0,038 / \quad \psi \sigma = 0,25 / 0,25 /$$

napětí od osově síly:

$$\sigma_Q = \frac{F_Q \cdot \varphi}{S_v} = 391,39 \text{ MPa} / 340,18 \text{ MPa} /$$

mezí amplituda:

$$\sigma_{AS} = \frac{/\sigma_{ck} /_d - /\psi \sigma /_d \cdot \sigma_Q}{//1 + /\psi \sigma /_d //} = 59,63 \text{ MPa} / 52,76 \text{ MPa} /$$

$$\sigma_{HS} = \frac{2 \cdot /\sigma_{ck} /_d + //1 - /\psi \sigma /_d // \cdot \sigma_Q}{//1 + /\psi \sigma /_d //} = 510,66 \text{ MPa} / 445,7 \text{ MPa} /$$

hodnoty bezpečností:

$$n_a = \frac{\sigma_{AS}}{\sigma_a} = 3,68 / 2,02 /$$

$$n_h = \frac{\sigma_{HS}}{\sigma_n} = 1,205 / 1,14 / \quad \sigma_n = \sigma_Q + 2 \cdot \sigma_a = 423,83 \text{ MPa} / 392,5 \text{ MPa} /$$

Poznámka: pro většinu šroubů platí, že vliv středního napětí
na mez únavy je velmi malý $\psi \sigma_d \approx 0$

potom:

$$n_a = \frac{\sigma_{ck}/d}{\sigma_a} = 4,96 / 2,59/$$

$$n_h = \frac{2 \cdot \sigma_{ck}/d + \sigma_Q}{\sigma_h} = 1,3 / 1,212/$$

doporučené hodnoty bezpečností jsou:

$$n_a = 2,5 - 4,0$$

$$n_h = 1,20 - 2,5$$

Závěr: z uvedených výpočtů a doporučených hodnot vyplývá, že
oba předpjaté šroubové spoje vyhovují jak na amplitudo-
vou, tak na cyklovou bezpečnost.

4.0 Ekonomické hodnocení

Úvodem této kapitoly je třeba zdůraznit, že hodnocení použitého řešení po čistě ekonomické stránce, tj. pokud jde o ekonomický přínos pro celou konstrukci vozíku případně o nákladovost vlastní výroby, montáže a údržby hnací nápravy, je velmi obtížné, ne-li nemožné. Důvodem je skutečnost, že zpracované řešení je čistě konstrukční - nezabývá se již výrobní a montážní technologií, rozpracováním norem spotřeby materiálu a práce, velikostí nepřímých nákladů a i jiných ekonomických ukazatelů.

Při hodnocení je proto uveden spíše popis řešení, zaměřený na hodnocení technologičnosti konstrukce a z ní vyplývající náročnosti opracování jednotlivých prvků a dále posouzení montáže a provozní údržby.

Hodnocení navrhované nápravy však ovlivňují některá další fakta, mezi která patří zejména:

- 1/ skutečnost, že hnací náprava, jako součást bloku motor - převodovka - hnací náprava, je součástí vysoko zdvižného vozíku a její ekonomické přínosy nelze posuzovat samostatně, ale ve vazbě k celkové technické úrovni vozíku a k ekonomickým přínosům z ní vyplývajících.
- 2/ při posuzování časové náročnosti a nákladovosti výroby jednotlivých součástí, montáže a údržby je v tomto případě možné provést všeobecný odhad - z jakého polotovaru je součást vyráběna, jak je technologicky náročná a přesná, z jakého počtu úkonů se skládá montáž, jaký je nárok na kvalifikaci dělníků a podobně.
- 3/ jako měřítko ekonomického efektu je zde možné použít míru provozní spolehlivosti vozíku, hodnotu nákladů spojených s provozem nebo velikost ztrát spojených s

případnou poruchovostí nápravy jako takové a následně i celého vozíku.

Vlastní popisné hodnocení nápravy lze v zásadě rozdělit na kvantitativní / celkový počet součástí a z toho součástí nenakupovaných, použitý v konstrukci vzhledem ke stávajícímu řešení / a kvalitativní / míra výrobní náročnosti, obtížnosti montáže a potřeby údržby /.

Pokud jde o první hledisko: mnou použité řešení sestává z 85 druhů součástí, z nichž je 43 nenakupovaných, což je počet zhruba stejný jako u původní nápravy.

Z posouzení druhého hlediska vyplývá, že nové řešení se vyznačuje celkově jednodušší konstrukcí, umožňující montáž po celcích, větší jednoduchostí jednotlivých částí, zejména odlitků a značně snazším přístupem k brzdám. Naopak použití dvojitého diferenciálu celou konstrukci proti stávajícímu řešení zvyšuje.

Závěrem této kapitoly je třeba zdůraznit, že v současné době, kdy je kladen velký důraz na maximální efektivnost všech činností vůbec a tím také na efektivnost manipulačních úkonů, stále více vzrůstá potřeba konstruovat nová dopravní zařízení s vysokou produktivitou práce, spolehlivostí a bezpečností práce.

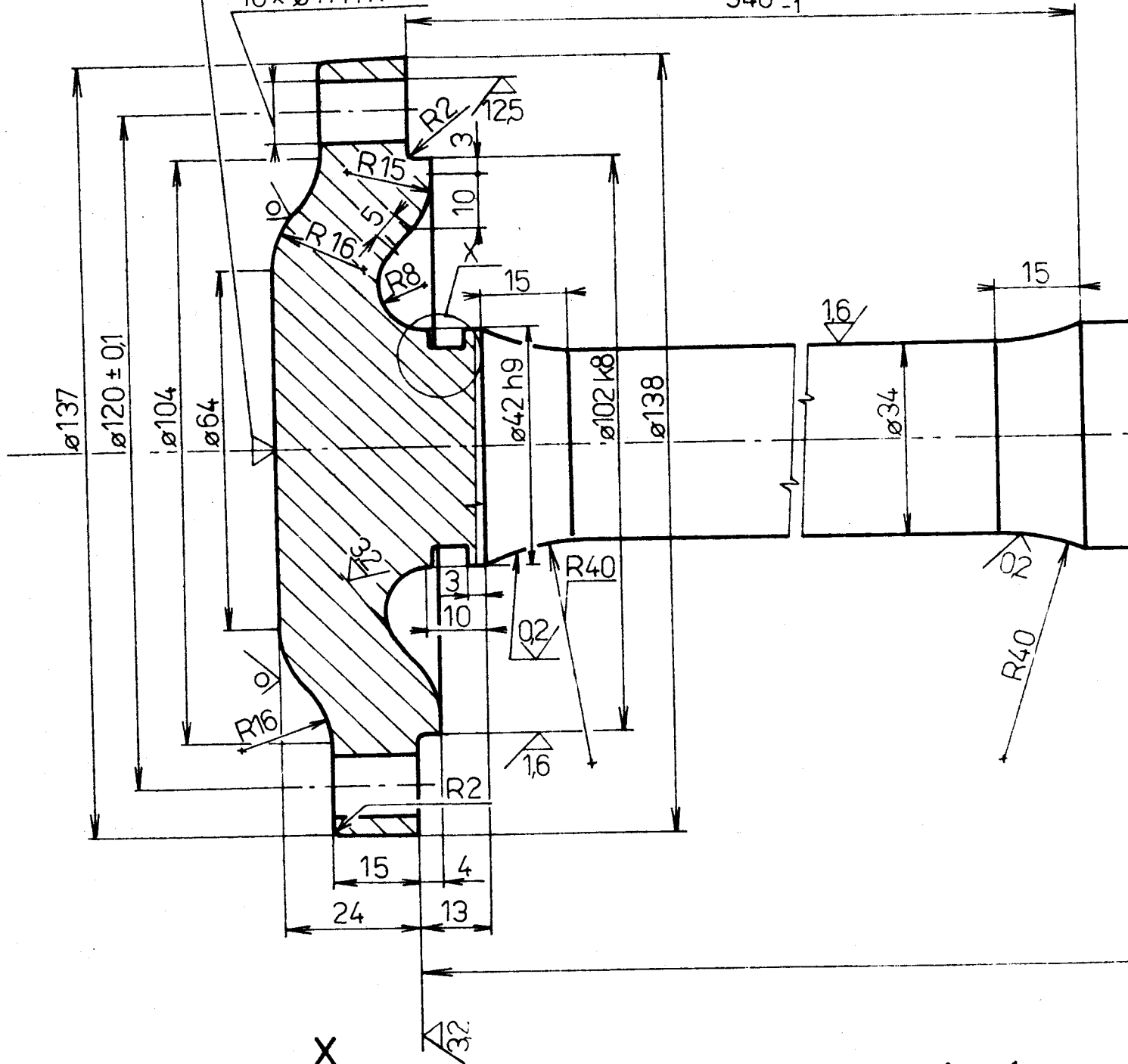
Své místo má proto právem v tomto procesu i snaha o co nejdokonalejší konstrukci jedné z nejdůležitějších částí vysokozdvížného vozíku - hnací nápravy.

5.0 Seznam použité literatury

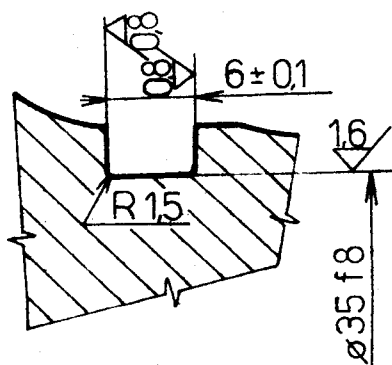
- BOHÁČEK F. a kol. - Části a mechanismy strojů I - Zásady konstruování, spoje - skripta VUT BRNO, 1984
- BOHÁČEK F. a kol. - Části a mechanismy strojů II - Hřídele, tribologie, ložiska - skripta VUT BRNO, 1983
- BOHÁČEK F. a kol. - Části a mechanismy strojů III - Převody - skripta VUT BRNO, 1982
- PRÁŠIL L., OLEHLOVÁ M. - Části strojů a mechanismů/cvičení/ - skripta VŠST LIBEREC, 1984
- STRÍŽ B. - Pružnost a pevnost/1.díl/ - skripta VŠST LIBEREC, 1983
- JÁČ V., POLCAR M. - Mechanika I /Statika/ - skripta VŠST LIBEREC, 1982
- PUSTKA Z. - Konstrukční projekt - skripta VŠST LIBEREC, 1985
- VÁVRA P. a kol. - Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické, SNTL, 2. opravené vydání, 1984
- FRÖHLICH J. a kol. - Valivá ložiska, SNTL, 3. vydání, 1980
- Firemní literatura DESTA n. p. DĚČÍN a BALKANCAR - závod na výrobu akumulátorových a motorových vozíků ŠESTI SEPTEMBRI - - SOFIA, BULHARSKO

A4 ČSN 01 49 15

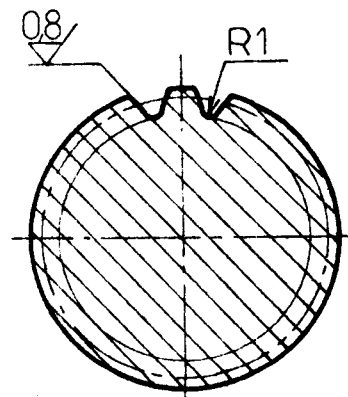
10 x Ø11 H11

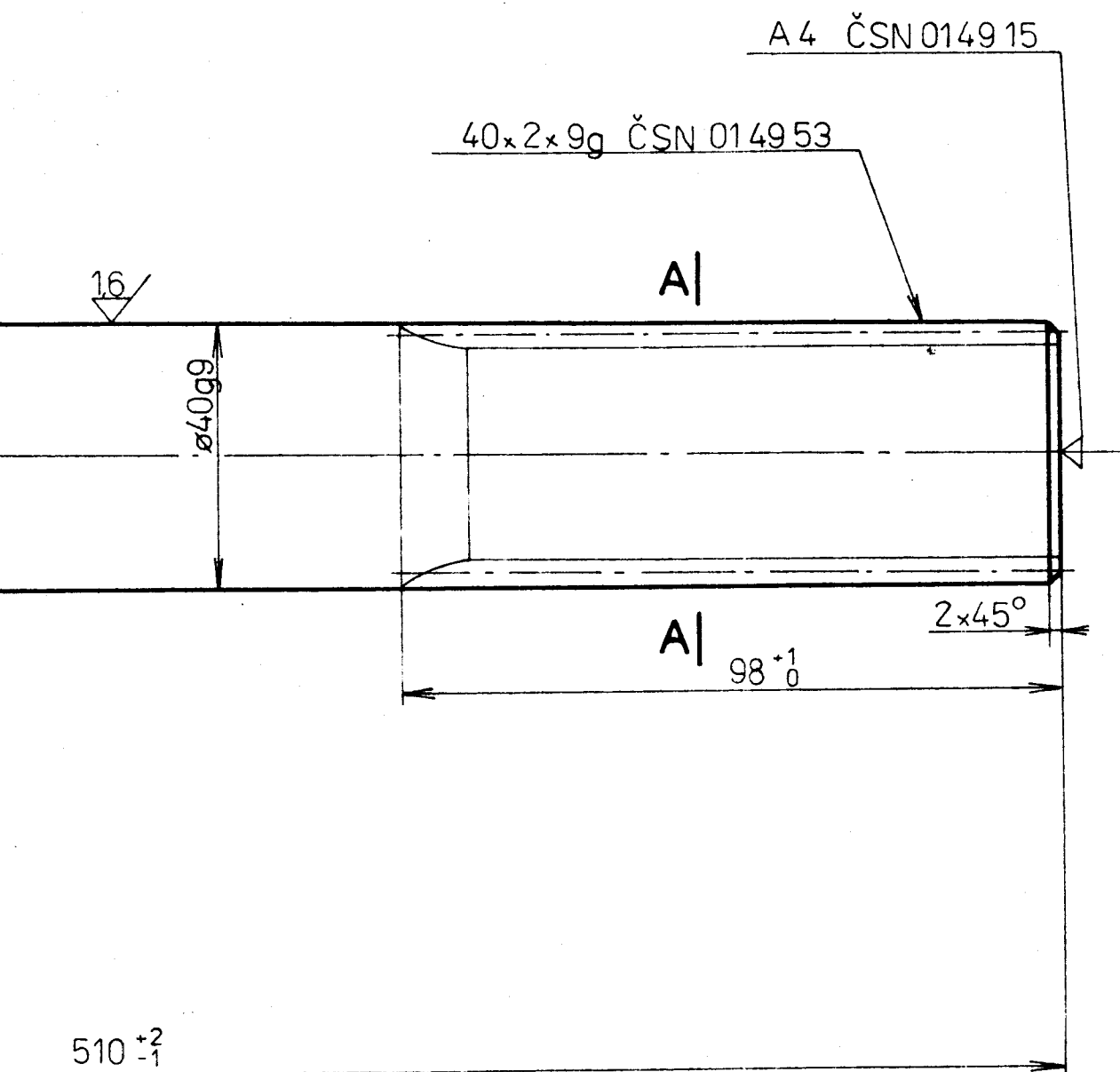
$$340 \begin{smallmatrix} 0 \\ -1 \end{smallmatrix}$$


M X
2:1



A - A





POLOMĚRY R40 KULIČKOVAT
 NETOLEROVANÉ ROZMĚRY $+t_2; -t_2; \pm t_{2/2}$ ČSN 014240
 DRÁŽKOVÁNÍ PŘED BROUŠENÍM KALIT NA HRC 58 ± 2

15230.4
 VYKOVĚK

022

6,4

1:1 (2:1)

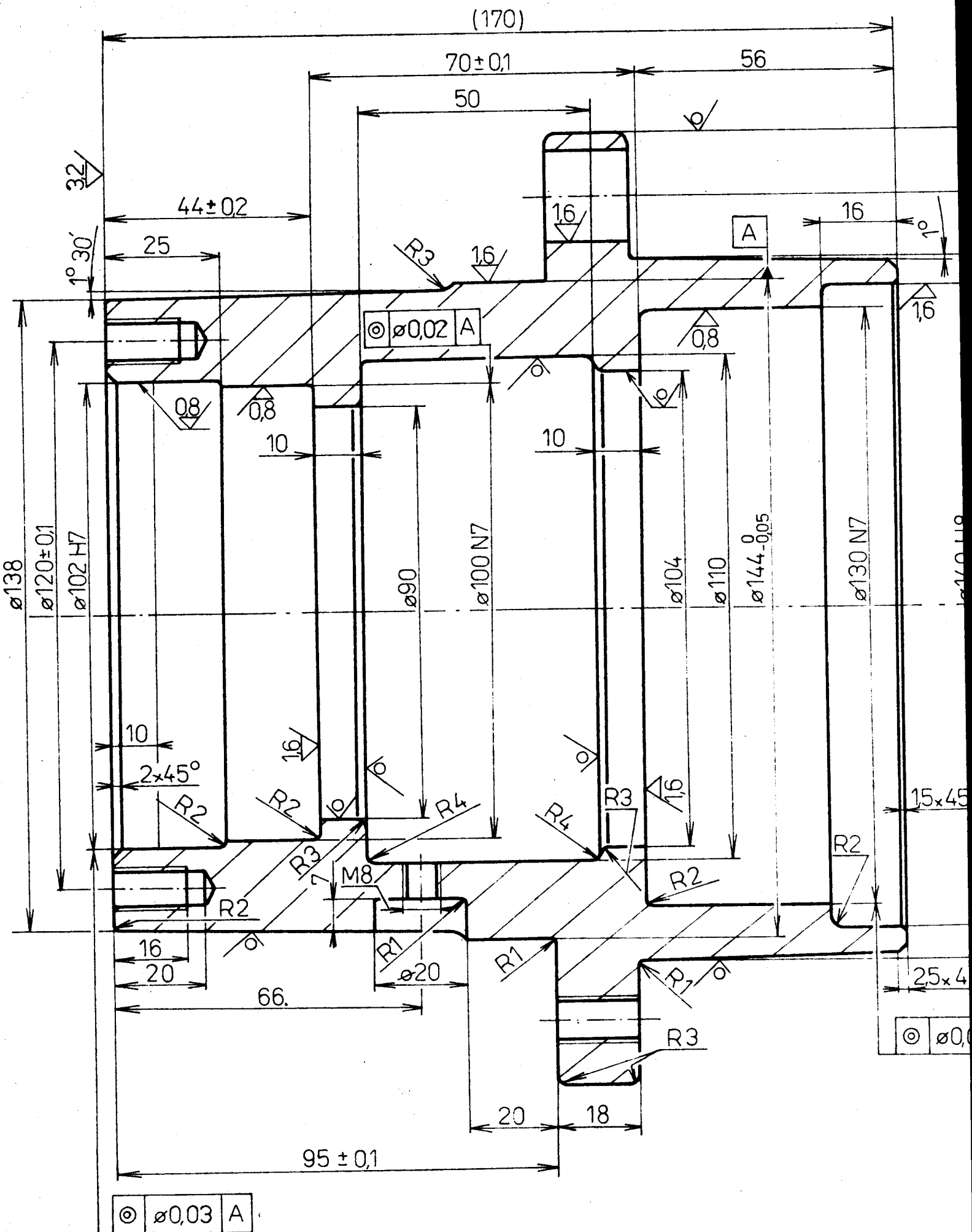
M. ČERNÝ

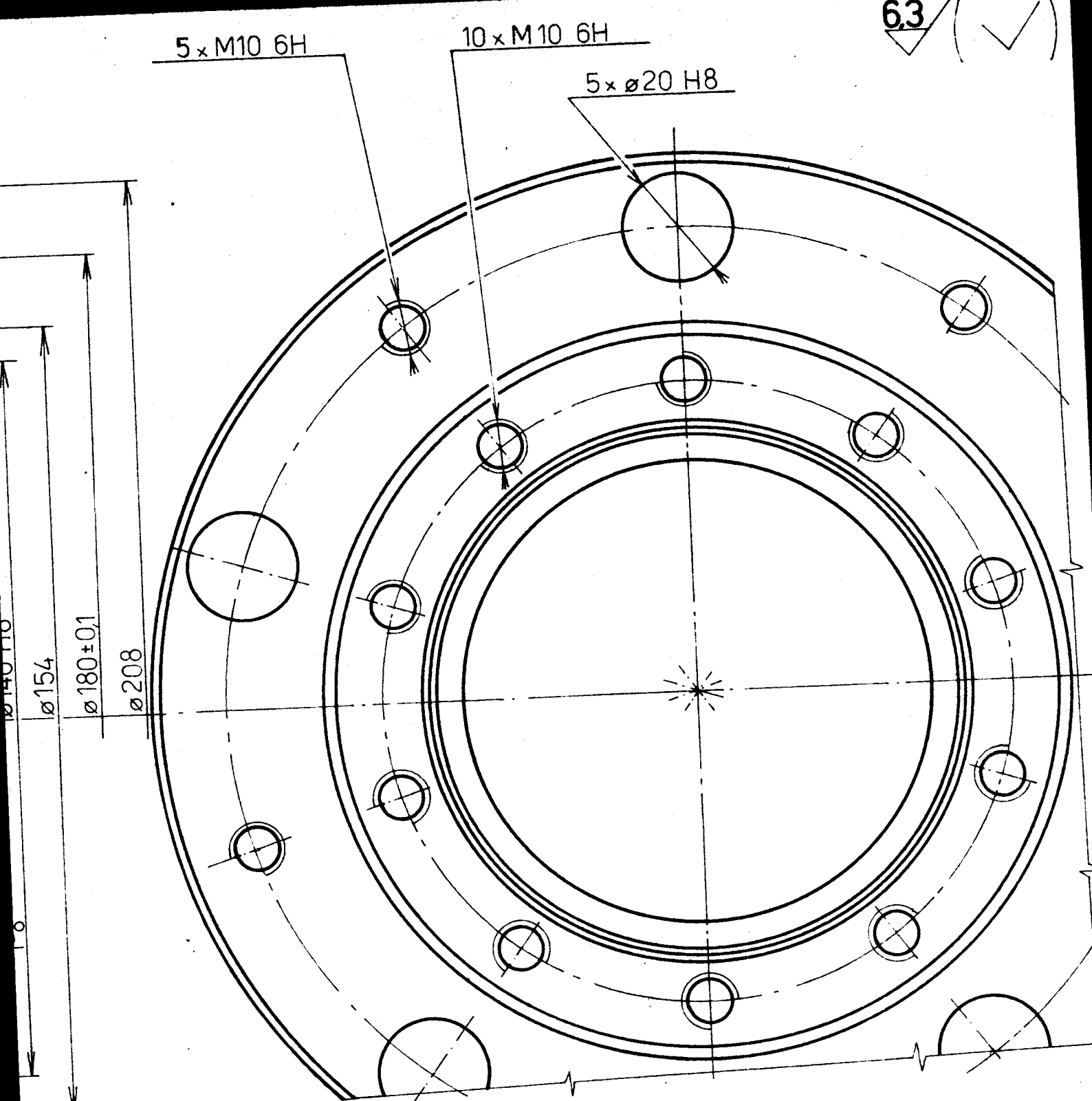
KSD-122-100

11.5.87

POLONÁPRAVA LEVÁ

KSD-122-1.14





NETOLEROVANÉ ROZMĚRY $+t_2, -t_2, +t_{2/2}$ ČSN 01 42 40
ZÁVITY M10, M8 VYROBIT S DRSNOSTÍ 1,6

42 26 40
ODLITEK
M. ČERNÝ

007

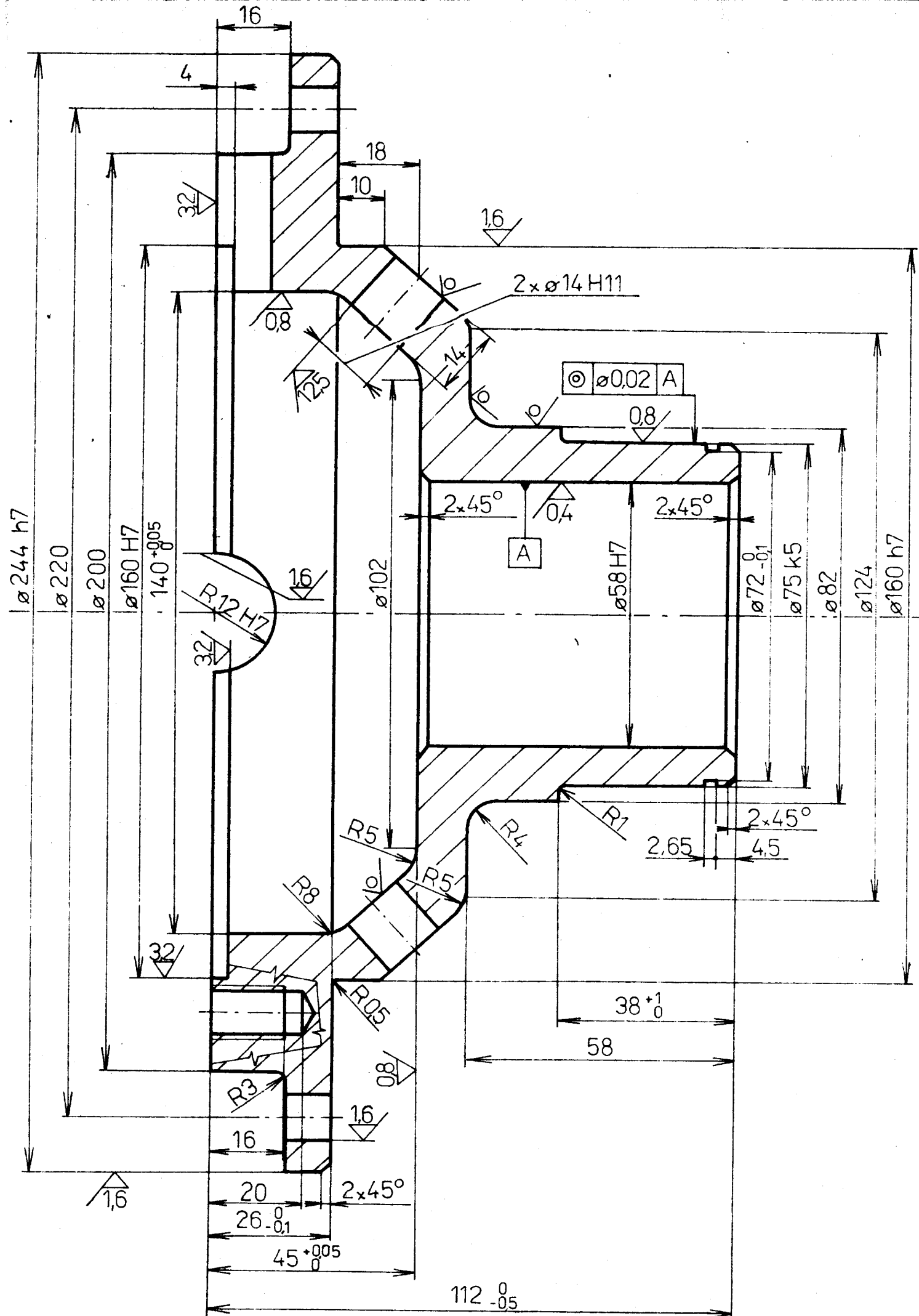
1:1

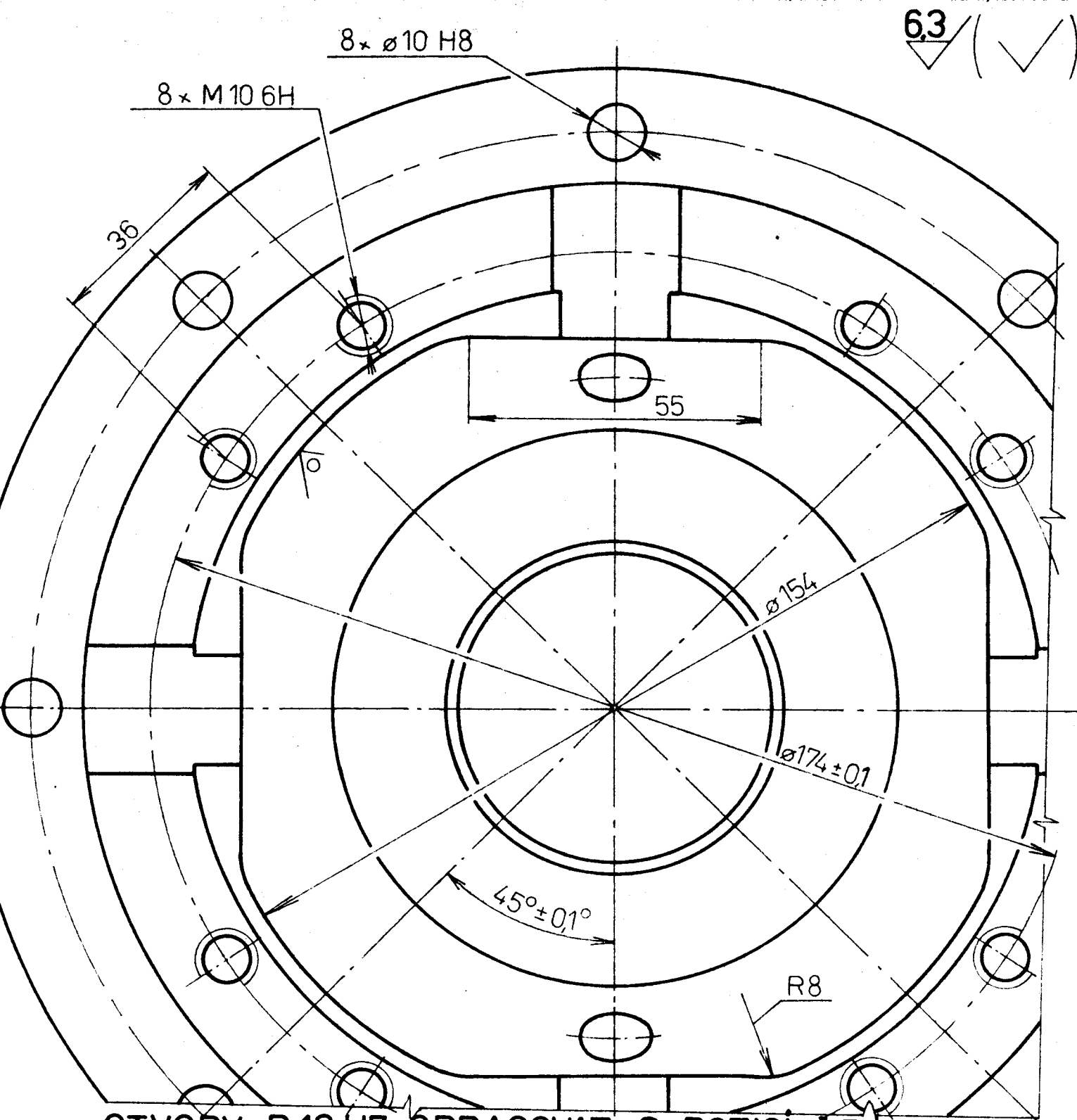
11.5.87

KSD-122-1.00

NÁBOJ KOLA

KSD-122-1.04





OTVORY R 12 H7 ŮPRACOVAT S POZICI Č. 7
 ZAVITY M10 6H VYROBENY S DRSNOSTÍ 1,6
 NETOLEROVANÉ ROZMĚRY $+t_2; -t_2; \pm t_2/2$ ČSN 01 42 40

42 24 20
 ŮDLITEK

212

1:1

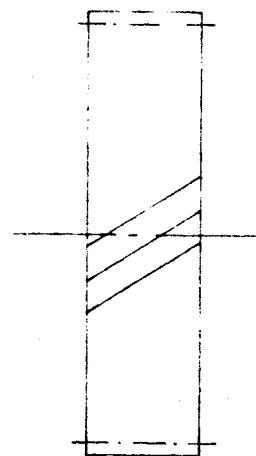
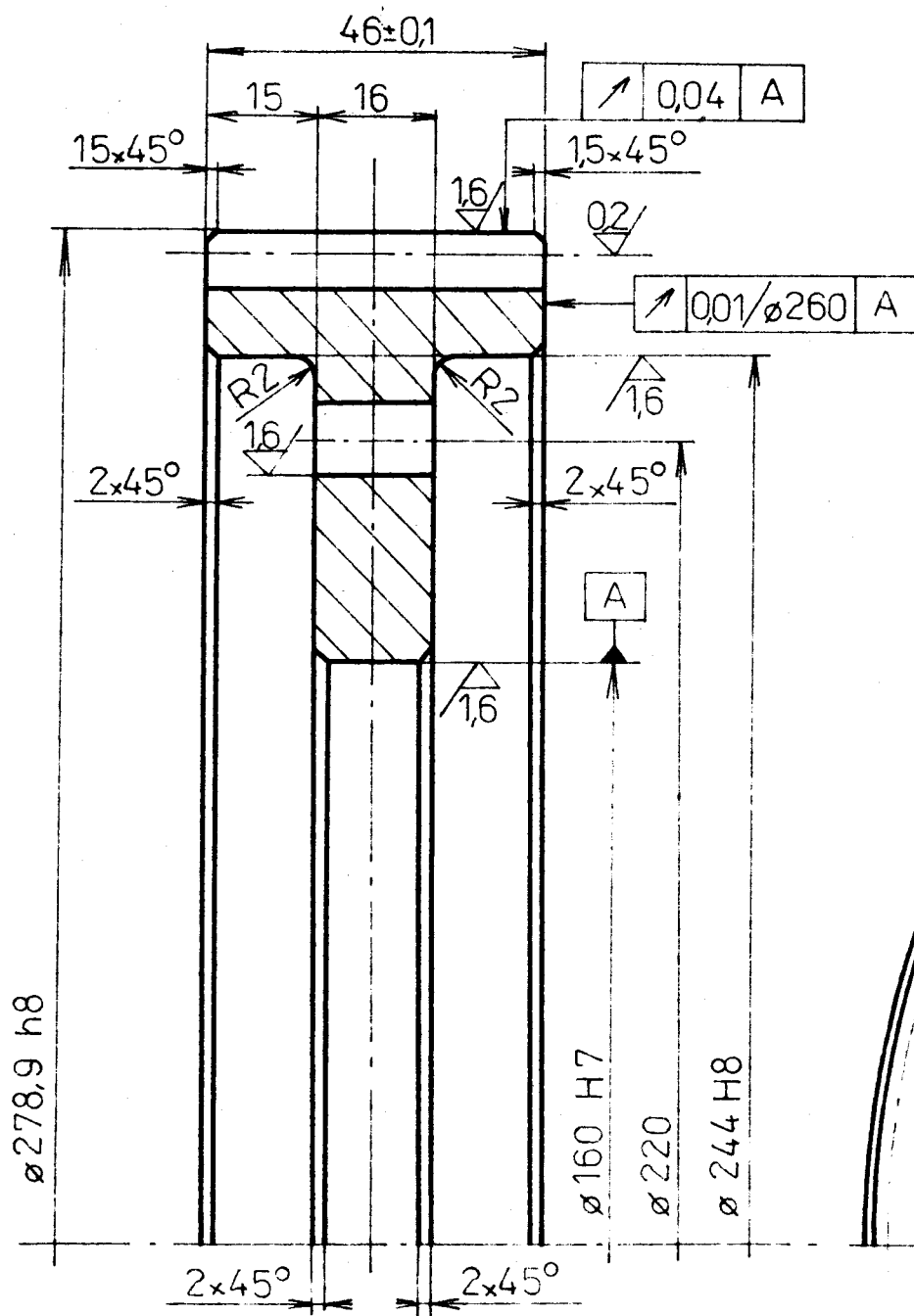
M. ČERNÝ

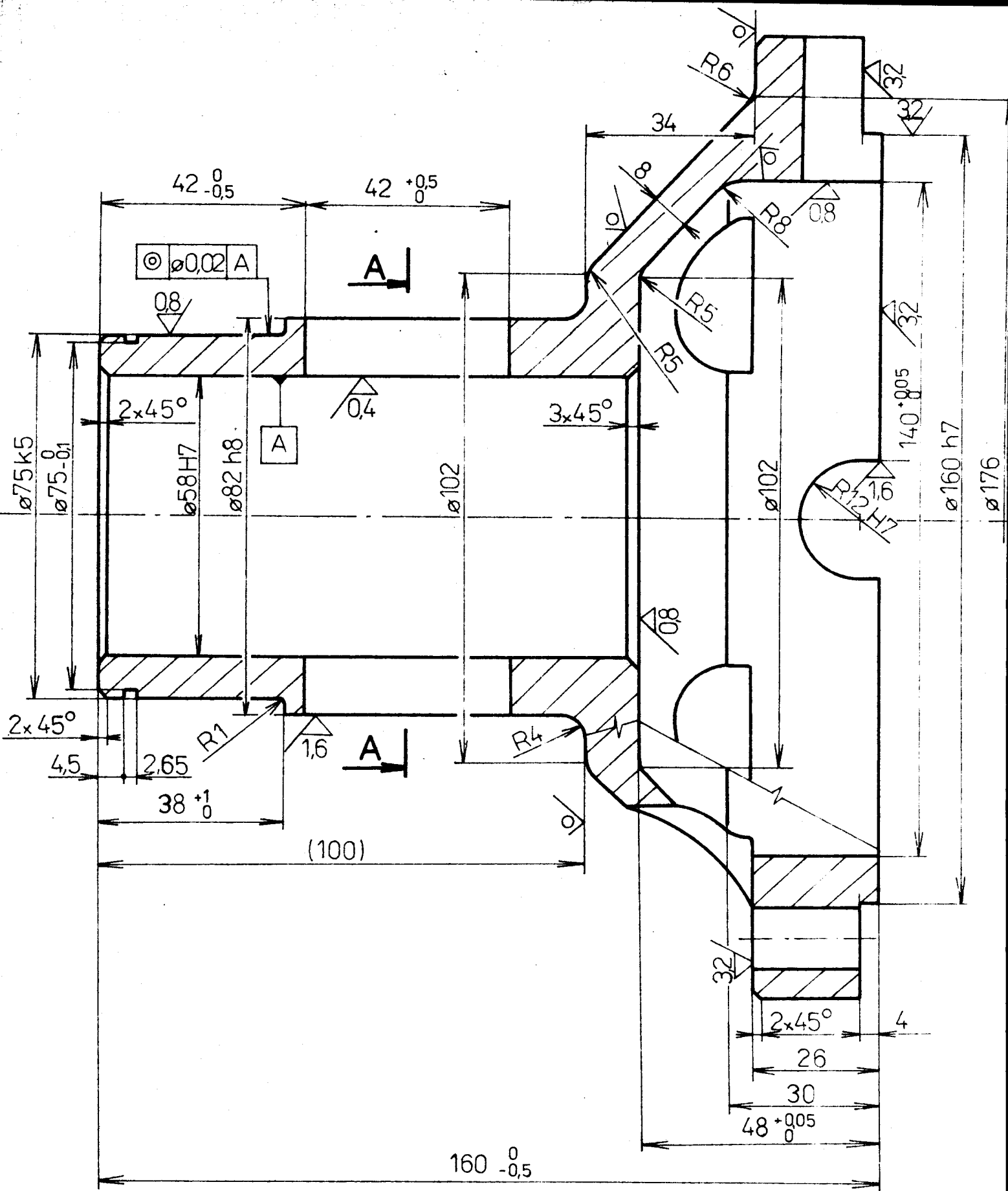
KSD-122-100

11.5.87

SKŘÍŇ
 DIFERENCIALU PRAVÁ

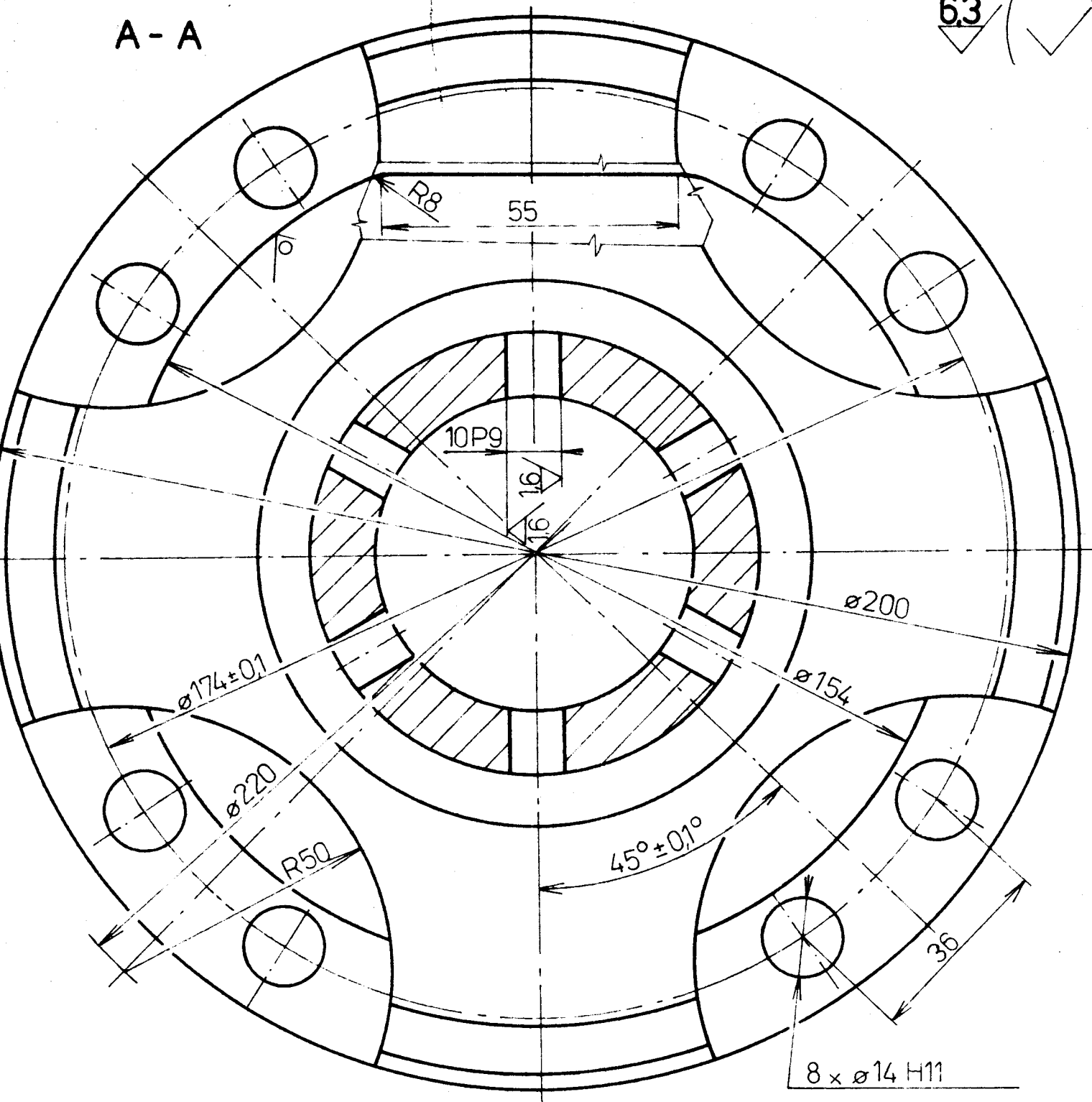
KSD-122 - 1.08





A - A

63 (✓)



OTVORY R12 H7 OPRACOVAT S POZICÍ č.8
NETOLEROVANÉ ROZMĚRY $+t_2; -t_2; \pm t_{2/2}$ ČSN 01 42 40

42 24 20
ODLITEK

212

1:1

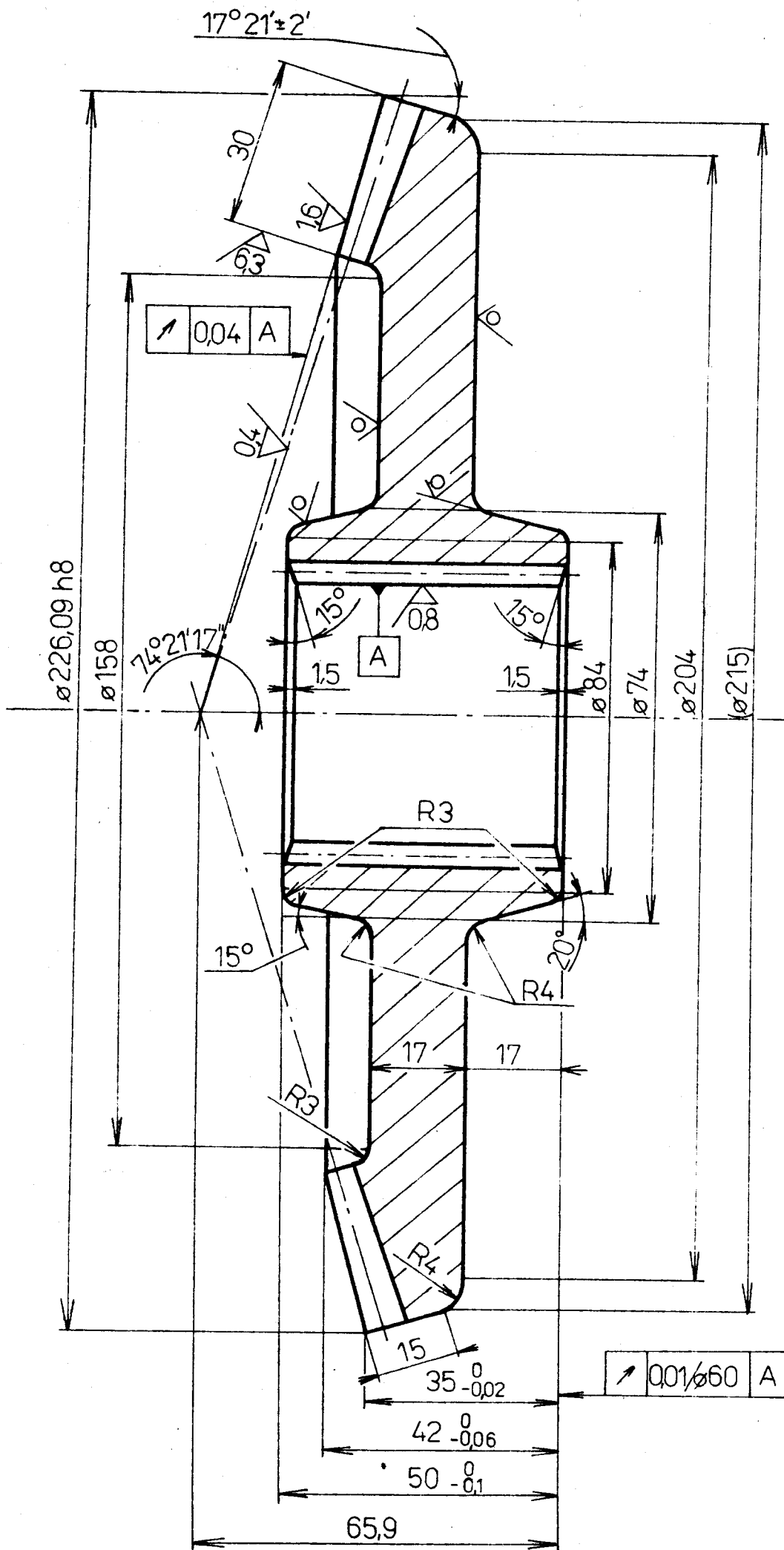
M, ČERNÝ.

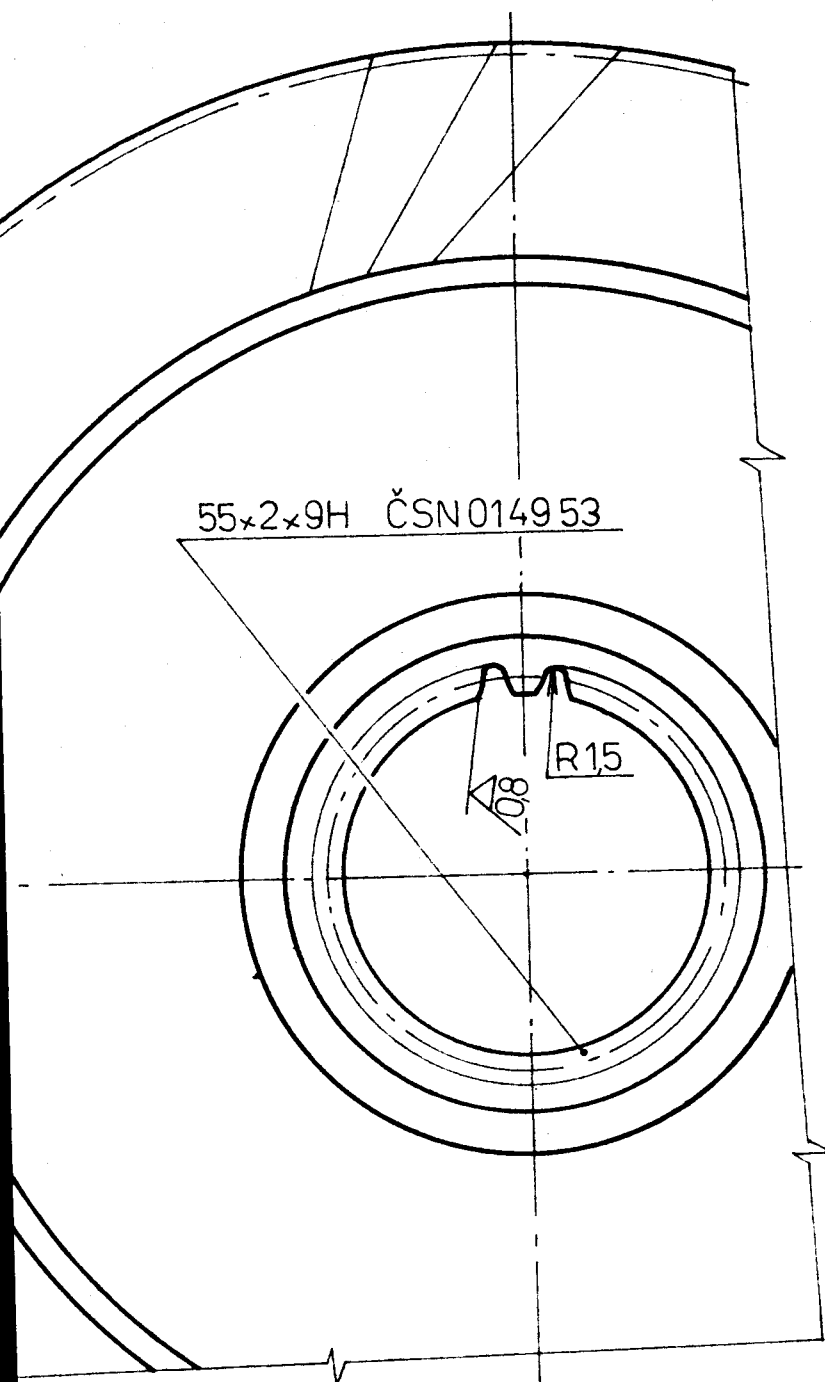
11.5.87

KSD-122-1.00

SKŘÍŇ
DIFERENCIÁLU LEVÁ

KSD-122-107





Vnější číselný modul	3,5
Počet zubů	64
Profil zubu	SIKME
Číslo zubu	ČSN 014707
Pravý / Levý	PRAVÝ
Úhlová rychlost	72°38'46"
Modul	0,038
Modul	±0,024
Kontrolní modul	0,016
Modul	±0,035
Modul	±8%
Modul	±4%
Modul	5498 ^{+0,05} _{-0,12}
Modul	35
Modul	20
Modul	90°
Modul	224
Modul	117,341
Modul	70°30'39"
Modul	7,875

OZUBENÍ POVRCHOVĚ KALIT NA HRC 58 ± 1
 NETOLEROVANÉ ROZMĚRY $+t_{2i} - t_{2i} \pm t_{2/2}$ ČSN 014240

16 420.4
VYKOVEK

042

3,8

1:1

M. ČERNÝ

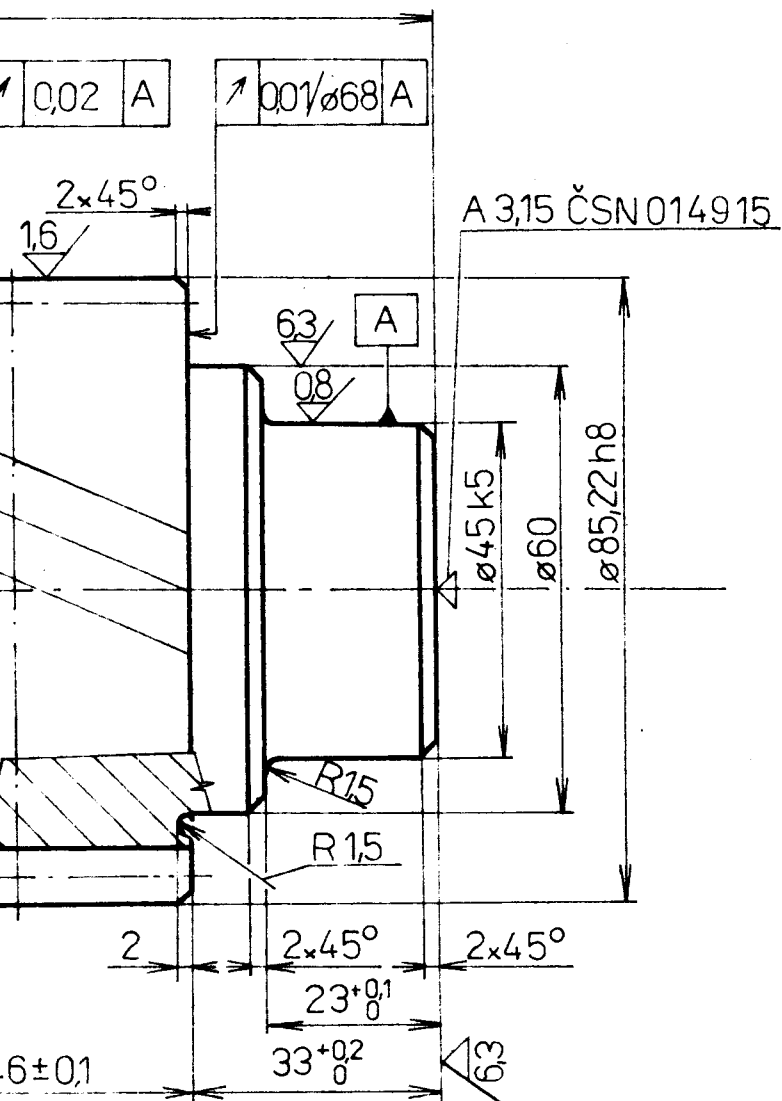
KSD-122-100

11.5.87

KUŽELOVÉ OZUB. KOLO

KSD-122-1.13

3,2 (✓)



Modul	3,5
Prostřední	21
ČSN 014607	20°
PRAVÝ	
6-C	
ST SEV 641-77	
	0,110
	0,034
	0,014
	±0,022
	0,025
	-0,156
KSD-122-118	
73	
175,057	
3,725	
	72,938
	78,217
	67,280
	18° 44' 50"

ZÁVIT M40×15 VYROBIT S DRSNOSTÍ 1,6
 OZUBENÍ POVRCHOVÉ KALIT NA HRC 61±1
 NETOLEROVANÉ ROZMĚRY $+t_2; -t_2; \pm t_{2/2}$ ČSN 01 4240

16 420.4
 VÝKOVEK

042

4,5

1:1 (5:1)

M. ČERNÝ

KSD-122-100

11.5.87

PŘEDLOHOVÝ HŘÍDEL

KSD-122-1.16

Číslo kusu	Název - rozměr	Polotovár	Mat. koneč.	Mat. výměr	Číslo kusu	Číslo kusu	Číslo kusu	Číslo kusu	Číslo kusu
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	PAKA UZÁVĚRKY 38 x 10 - 75	ČSN 42 5310	11 370	—	001				41
1	ČEP Ø10 - 14	ČSN 42 5510	11 500	—	001				42
1	PRUŽINA UZÁVĚRKY		13 251.4	13 251.0	001				43
									44
2	LOŽISKO 22 215	ČSN 02 4705	—	—	—				45
2	LOŽISKO 32 209E	ČSN 02 4720	—	—	—				46
2	LOŽISKO 32 215E	ČSN 02 4720	—	—	—				47
2	LOŽISKO 32 211E	ČSN 02 4720	—	—	—				48
2	GUFERO S PRACH. 110 x 140 x 13	ČSN 02 9401.0	—	—	—				49
2	GUFERO S PRACH. 40 x 62 x 8	ČSN 02 9401.0	—	—	—				50
2	KROUŽEK 43 x 35	ČSN 02 9280.1	—	—	—				51
2	KROUŽEK 80 x 3	ČSN 02 9281.2	—	—	—				52
1	KROUŽEK 20 x 16	ČSN 02 9280.1	—	—	—				53
2	KROUŽEK 12 x 16	ČSN 02 9310.5	—	—	—				54
4	KOLÍK 12 x 50	ČSN 02 2150.1	—	—	—				55
4	KOLÍK 12 x 28	ČSN 02 2150.1	—	—	—				56
10	NÝT 10 x 35	ČSN 02 2301.1	—	—	—				57
1	OLEJOZNAK M24x1	ČSN 02 7486	—	—	—				58
2	KROUŽEK 62	ČSN 02 2931	—	—	—				59
2	KROUŽEK 75	ČSN 02 2930	—	—	—				60

11.5.87 M. ČERNÝ

Výrobek

Název

Výr. prostřed.

Číslo SN

One

11.5.87

C. sním.

C. trn

V Š S T
LIBEREC

Typ

Název

Skupina

HNACÍ NÁPRAVA

Číslo výměr

Nový výměr

KSD - 122 - 1.00

4

Číslo kusu

List

Počet kusů	Název - rozměr	Polotovár	Mat. kodařý	Mat. výřez	Průř. odp.	Č. kódu	Č. kódu	Č. kódu	Pos.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2	KROUŽEK 6	ČSN 02 2930	_____	_____	—				61
1	KROUŽEK 16	ČSN 02 2930	_____	_____	—				62
1	PERO 5e7x5x56	ČSN 02 2562	_____	_____	—				63
4	ZÁVLAČKA 3 x 30	ČSN 02 1781	_____	_____	—				64
12	ŠROUB M20 x 58	ČSN 02 1101.10	_____	_____	—				65
5	ŠROUB M16 x 55	ČSN 02 1174.10	_____	_____	—				66
2	ŠROUB M16 x 90	ČSN 02 1174.10	_____	_____	—				67
4	ŠROUB M16 x 70	ČSN 02 1174.10	_____	_____	—				68
8	ŠROUB M12 x 36	ČSN 02 1101.10	_____	_____	—				69
1	ŠROUB M10 x 70	ČSN 02 1174.10	_____	_____	—				70
6	ŠROUB M5 x 12	ČSN 02 1143.50	_____	_____	—				71
20	ŠROUB M10 x 30	ČSN 02 1174.10	_____	_____	—				72
14	ŠROUB M10 x 30	ČSN 02 1151.10	_____	_____	—				73
4	ZÁTKA M8 x 1	ČSN 02 1915.10	_____	_____	—				74
2	MATICE KM18	ČSN 02 3630	_____	_____	—				75
1	MATICE KM8	ČSN 02 3630	_____	_____	—				76
2	MATICE KM11	ČSN 02 3630	_____	_____	—				77
2	PODLOŽKA MB18	ČSN 02 3640	_____	_____	—				78
1	PODLOŽKA MB8	ČSN 02 3640	_____	_____	—				79
2	PODLOŽKA MB11	ČSN 02 3640	_____	_____	—				80

MĚŘILO	Kontrola M. ČERNÝ	Č. kódu							
Převzaté									
Název									
Výkres									
	11.5.87								

V Š S T
LIBEREC

HNACÍ NÁPRAVA

KSD - 122 - 1.00

5

Číslo kódu

List

