

Pohon výrobního zařízení s planetovou převodovkou

Vladislav Jurenka

Bakalářská práce
2005



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Pohon výrobního zařízení s planetovou převodovkou

Děkuji za odbornou pomoc a vedení, za cenné rady a trpělivost Ing. Františku Volkovi CSc.
při vypracování mé bakalářské práce.

Souhlasím s tím, že s výsledky mé práce může být naloženo podle uvážení vedoucího
bakalářské práce a ředitele ústavu. V případě publikace budu uveden jako spoluautor.

Prohlašuji, že jsem na celé bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem
citoval.

Ve Zlíně, 06. 06. 2005

.....

podpis

RESUMÉ

Tato práce se zaměřuje na převody ozubenými koly, obzvláště na planetové převodovky, jejich výhody a nevýhody ve srovnání s běžnými převodovkami.

Součástí práce je návrh a výpočet konkrétní planetové převodovky a pojistné lamelové spojky pro zadané hodnoty.

This work is view to transmission by cogged wheels, especially to planetary gear-box, their benefits and disadvantages in comparison with common gear-box.

A single part of the work is proposal and calculation of concrete planetary gear-box and safety multi-plate clutch for required values.

OBSAH

ÚVOD.....	6
1 STUDIJNÍ A TEORETICKÁ ČÁST.....	7
1.1 Převody ozubenými koly	7
1.1.1 Charakteristika ozubených převodů	7
1.1.2 Základní parametry	14
1.1.3 Čelní soukolí s evolventním ozubením s přímými zuby	17
1.1.4 Síly v ozubení, účinnost	21
1.2 Planetové ozubené převody	23
1.2.1 Základní pojmy	23
1.2.2 Kinematické závislosti.....	26
1.2.3 Doplnující geometrické podmínky.....	28
1.2.4 Použití, výhody a nevýhody planetových převodů	30
1.2.5 Mazání ozubení	31
1.3 Pojistné spojky	32
1.3.1 Pojistné spojky s rozrušitelnými prvky.....	32
1.3.2 Pojistné spojky vysmekávací	33
1.3.3 Pojistné třecí prokluzovací spojky	33
2 VÝPOČET A NÁVRH ZABEZPEČOVACÍHO POHONU	
S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU.....	34
2.1 Zadání.....	34
2.2 Schéma	34
2.3 Výpočet převodovky	35
2.3.1 Určení počtu zubů a účinnosti.....	35
2.3.2 Výpočet kroutících momentů na hřídelích při $\eta = 1$	36
2.3.3 Výpočet soukolí 1,2	36
2.3.4 Výpočet modulu a hlavních rozměrů soukolí 1,2	37
2.3.5 Výpočet soukolí 3,4	40
2.3.6 Výpočet modulu a hlavních rozměrů soukolí 3,4.....	41
2.3.7 Silové poměry	45
2.3.8 Výpočet hřídele I	46
2.3.9 Výpočet hřídele II	46
2.3.10 Výpočet hřídele III.....	47
2.4 Doplnující geometrické podmínky	47
2.4.1 Podmínka stejných osových vzdáleností.....	47
2.4.2 Podmínka smontovatelnosti.....	47
2.4.3 Podmínka vůle mezi satelity	48
2.5 Výpočet pojistné třecí spojky	48
ZÁVĚR.....	50
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	51
SEZNAM OBRÁZKŮ.....	53
SEZNAM TABULEK	55
SEZNAM PŘÍLOH.....	56
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	57

ÚVOD

První převody pomocí ozubených kol se využívaly již před našim letopočtem. Tehdejší kola byla dřevěná, boky zubů se opracovávali ručně. Zuby z tvrdšího dřeva se vsazovaly do věnců. Později se kola odlévala podle dřevěných modelů. V současné době se při výrobě využívá strojního obrábění např. frézování, hoblování, obrážení, protahování, broušení nebo válcování, kování v zápustkách, lisování, přesné lití.

U ozubených kol se využívá mnoho konstrukčních úprav, závislých na velikosti kola, sériovosti výroby, obvodové rychlosti, použitém materiálu a využití kola. Při potřebě malého ozubeného kola se ozubení může zhotovit přímo na hřídeli. Větší kola se vyrábějí samostatně a při montáži se na hřídel nasazují. Menší kola bývají vyrobena z jednoho kusu, větší kola mohou být vyrobena z více kusů, z kotouče a ozubeného věnce. Ozubený věnec se umísťuje na kotouč pomocí šroubů, nebo nalisováním. Tohoto uspořádání se využívá z důvodu šetření kvalitním materiálem nutným na vlastní ozubení, nebo kvůli snadné výměně opotřebovaného ozubení bez nutnosti náhrady celého kola. Jinou konstrukční variantou ozubených kol je provedení formou segmentů kola, toto nachází využití převážně u velkých kol. Kola lze také svařovat, jsou lehčí, méně výrobně nákladná zejména v kusové a malosériové výrobě.

S rozvojem strojnictví jsou na ozubená kola kladeny stále větší nároky. Vyžaduje se nižší hmotnost, menší rozměry, větší trvanlivost, vysoká účinnost. Tyto nároky lze uspokojit vhodnými návrhy kol a vysokou přesností výroby.

Ozubená soukolí jsou hlavními částmi převodových mechanismů. Spolu s dalšími prvky tvoří mechanismy ke změně kroutících momentů a otáček mezi vstupním a výstupním hřídelem převodovky. Ozubená soukolí jsou nejčastěji zastoupeným mechanismem ve strojích, proto patří mezi nejdůležitější části strojů.

1 STUDIJNÍ A TEORETICKÁ ČÁST

1.1 Převody ozubenými koly

1.1.1 Charakteristika ozubených převodů

Ozubené převody představují nejvýznamnější a nejrozšířenější druh převodových mechanismů; pracují na principu záběru (přenos sil tlakem) s bezprostředním dotykem spolu zabírajících členů. Jejich nejjednodušší formou a základní stavební jednotkou pro složitější mechanismy je dvojice ozubených kol — soukolí, sestávající z hnacího a hnaného kola; menší se označuje jako pastorek, větší jako kolo. Úkolem této dvojice je vytvoření kinematické a silové vazby mezi relativně blízkými hřídeli při požadované transformaci úhlové rychlosti a točivého momentu a při co nejvyšší mechanické účinnosti. (2)

Ozubené převody se vyznačují velkou účinností, spolehlivou funkcí, velkou životností, kompaktním uspořádáním a jednoduchou obsluhou. Naopak výroba ozubených kol vyžaduje speciální nástroje a obráběcí stroje. Chyby ve výrobě mohou být příčinou chvění a hluku stroje za provozu. (3)

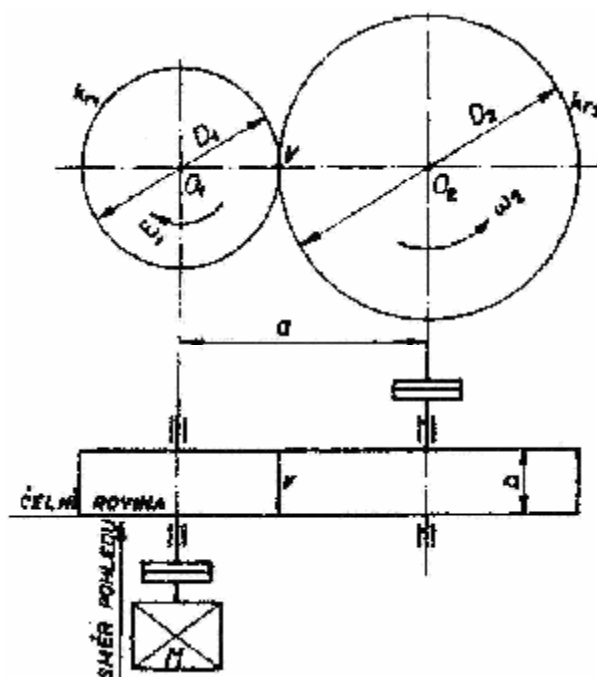
Číselnou charakteristikou převodového ústrojí je převodový poměr. Pro všechny typy ozubených soukolí platí základní věta, že převodový poměr, resp. stručně převod, tj. poměr úhlových rychlostí (nebo otáček) dvou spoluzabírajících kol, se rovná převrácenému poměru počtu zubů. Je vhodné vyjadřovat převod jednotně jako poměr otáček členu hnacího k otáčkám členu hnaného.

$$i_{1,2} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (1)$$

Velikost poměru i se zpravidla chápe jako absolutní hodnota; hodnoty $i > 1$ odpovídají převodům do pomala (redukci), hodnoty $i < 1$ charakterizují převody do rychla (multiplikaci). (2)

Základní pojmy

Smysl otáčení ozubených kol závisí na smluveném směru pohledu. Obvykle volíme směr pohledu se strany přivádění výkonu to znamená od motoru (obr. 1). Díváme se-li na soukolí ve směru smluveného pohledu, označujeme otáčení ve smyslu pohybu hodinových ručiček jako pravé, proti smyslu pohybu hodinových ručiček jako levé .



Obr. 1. Smysl otáčení ozubených kol

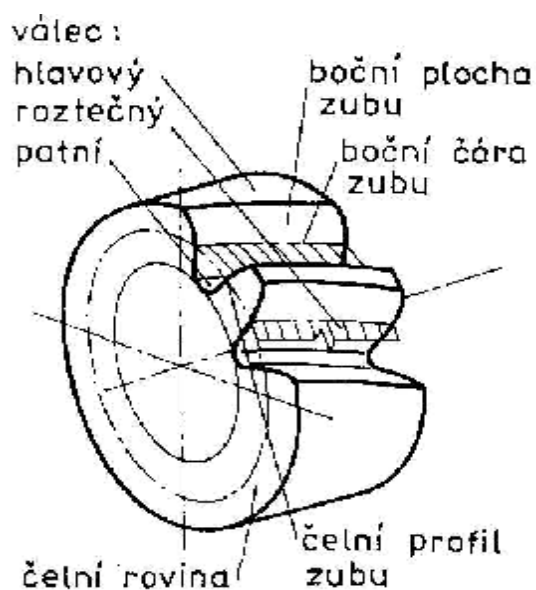
ω_1, ω_2 – úhlová rychlost

D_1, D_2 – průměr roztečné kružnice ozubeného kola

a – osová vzdálenost hřídelů O_1, O_2

b – šířka kola

Ozubené kolo se skládá z těla a z ozubeného věnce ozubený věnec je tvořen zuby, rovnoměrně rozloženými po obvodě kola a geometricky určenými především tzv. bočními plochami (obr.2) (2)



Obr.2 Ozubený věnec (2)

Tvar věnce je určen tzv. roztečnou plochou. Podle tvaru roztečné plochy jsou kola:

válcová

kuželová

hyperboloidní

Ozubený věnec je radiálně vymezen plochou hlavovou a plochou patní, které jsou sousedé a stejného typu s plochou roztečnou. Podle vzájemné polohy hlavové a patní kružnice rozeznáváme:

kola s vnějším ozubením (Obr.3)

kola s vnitřním ozubením (Obr.4)



Obr.3 (2)

Vnější ozubení



Obr.4 (2)

Vnitřní ozubení

V axiálním směru je ozubený věnec vymezen dvěma čelními plochami, jejichž vzdálenost určuje šířku ozubeného věnce. Průniková čára boční plochy zubu s plochou čelní určuje čelní profil zubu. Podle druhu čelní profilové křivky jsou kola s ozubením: evolventním, cykloidním, zvláštním (smíšeným, cévovým, Novikovovým aj.).

Podle tvaru boční čáry zubů jsou:

kola s přímými zuby, (obr.5)

kola s šikmými zuby, (obr.6)

kola s dvojité šikmými (šípovými) zuby, (obr. 7)

kola se zakřivenými zuby, (obr. 8)

kola se šroubovými zuby. (obr. 9) (2,3)



Obr. 5

Prímé zuby



Obr. 6

Šikmé zuby



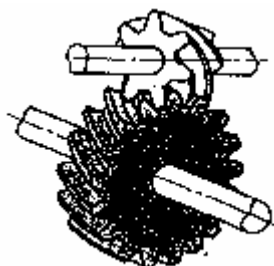
Obr. 7

Dvojitě šikmé zuby



Obr. 8

Zakřivené zuby



Obr. 9

Šroubové zuby

Podle relativního pohybu základních těles se ozubené převody – soukolí dělí na:

soukolí valivá

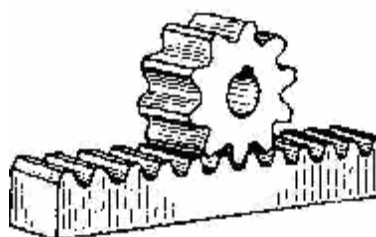
soukolí šroubová

Valivá soukolí – boky zubů spoluzabírajících kol se pouze valí

Šroubová soukolí – boky zubů spoluzabírajících kol se po sobě valí a současně posouvají

Ozubený hřeben je část ozubeného válcového kola o nekonečně velkém poloměru; ve spojení s pastorkem umožňuje přeměnu otáčivého pohybu v posuvný, a naopak. (obr.10)

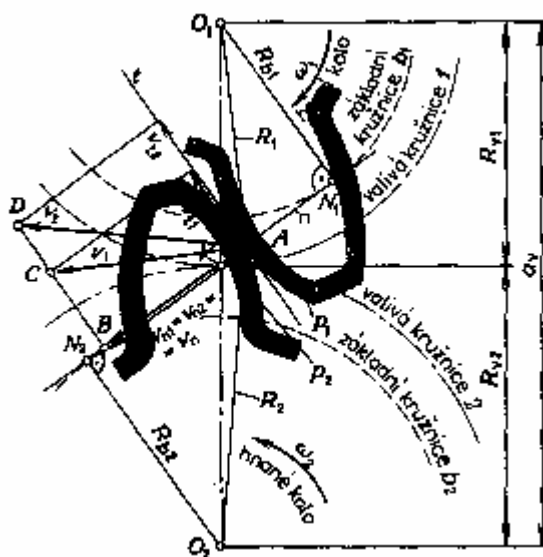
(2)



Obr. 10 Ozubený hřeben

Základní zákon ozubení

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



Obr.11

Rychlostní poměry na ozubených kolech (3)

Na obrázku 11 křivky P_1 a P_2 boků dvou zubů dotýkají v bodě A . Má-li hnací kolo 1 úhlovou rychlost ω_1 , pak je obvodová rychlost bodu A při otáčení kola 1 kolem středu O_1

$$v_1 = R_1 \cdot \omega_1$$

Uvažujeme-li jako střed otáčení bod O_2 , má tentýž bod A , ale příslušný kolu 2 , obvodovou rychlost

$$v_2 = R_2 \cdot \omega_2$$

Z podobnosti trojúhelníků

$$\Delta O_1 N_1 A \sim \Delta ABC \quad \Delta O_2 N_2 A \sim \Delta ABD$$

vychází vztah:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = i_{1,2} = \text{konst.}$$

Základní zákon ozubení pro stálý převodový poměr zní:

Dva boky zubů v trvalém dotyku přenášejí otáčivý pohyb se stálým převodovým poměrem, jestliže jejich společná normála n procházející valivým bodem V dělí úsečku O_1, O_2 v opačném poměru úhlových rychlostí obou kol. (3)

1.1.2 Základní parametry

Pro plynulý otáčivý pohyb valivých kružnic je nutné, aby po jejich obvodě byl rozložen celý systém sdružených profilů. Jestliže budou tyto evolventní profily (zuby) získány jako obálky přímkových úseků rovnoměrně rozložených podél valivé přímky, je třeba kromě jejich úhlu profilu α stanovit i jejich vzájemnou vzdálenost, tzv. rozteč p . Rozteč p se volí jako jistý — konečný násobek i , tj.

$$p = m \cdot \pi$$

kde m (mm) je modul ozubení.

Modul je nutno přizpůsobit normalizované řadě podle ČSN (tab.1). Pro průměr roztečné kružnice platí:

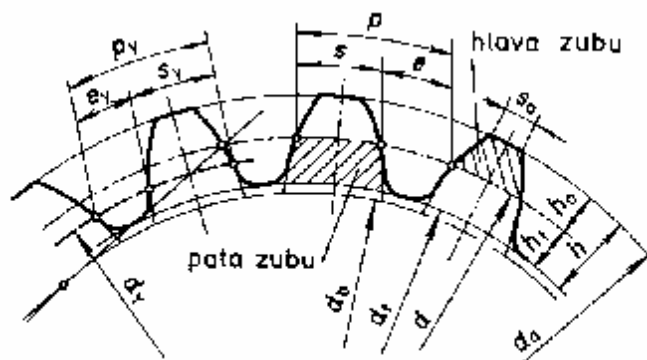
$$d = m \cdot z$$

Modul je možno chápat jako jistou úsečku — jako z -tý díl průměru d . Modul m je základní parametr, který určuje všechny rozměry ozubeného kola: získává se zpravidla jako výsledek pevnostního výpočtu ozubení.(2,3)

1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5
2,75	3	(3,25)	3,5	(3,75)	4	4,5
5	5,5	6	(6,5)	7	8	9
10	12	14	16	18	20	22

Tab.1 Normalizované moduly v mm (3)

S určením modulu lze popsat další rozměry ozubeného kola:



Obr. 12 Ozubení čelního kola

Kromě charakteristické rozteče p je dále významná rozteč na kružnici základní P_b a rozteč na kružnici valivé p_w , pro které platí:

$$p_b = p \cdot \frac{d_p}{d} = p \cdot \cos a$$

$$p_w = p \cdot \frac{d_w}{d} = \frac{p \cdot \cos a}{\cos a_w}$$

tloušťka zubu s a šířka mezery e — délky oblouků na roztečné kružnici, vázané vztahem:

$$s + e = p$$

pro tloušťku zubu a šířku mezery na libovolné kružnici o průměru d_y platí:

$$s_y + e_y = p_y$$

roztečná kružnice

$(d = 2r = m \cdot z)$ — kružnice, na níž je rozteč rovna rozteči normalizovaného výrobního nástroje, tj. $p = \pi \cdot m$ a úhel profilu evolventy roven úhlu profilu α výrobního nástroje

základní kružnice

$(d_b = 2r_b = d \cdot \cos \alpha)$ — evoluta jednoznačně určující evolventní profil;

hlavová kružnice

$(d_a = 2r_a = d + 2h_a)$ — kružnice omezující vnější obrys ozubeného věnce;

patní kružnice

$(d_f = 2r_f = d - 2h_f)$ — kružnice omezující vnitřní obrys ozubeného věnce;

hlava zubu

(výška hlavy $h_a = 0,5(d_a - d)$) — část zubu mezi roztečnou a hlavovou kružnicí;

pata zubu

(výška paty $h_f = 0,5(d - d_f)$) — část zubu mezi patní a roztečnou kružnicí,

výška zubu

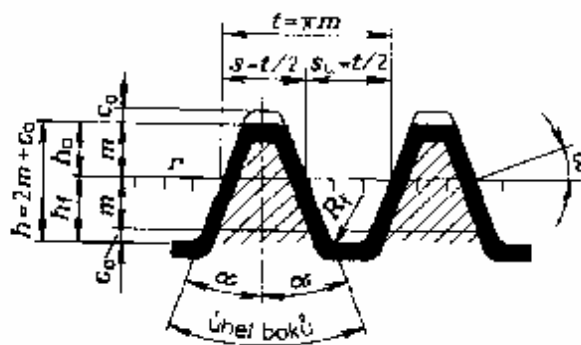
$h = h_a + h_f = 0,5(d_a - d_f)$ boční profil zubu — obrysová křivka, složená z hlavního profilu — evolventy a z přechodové křivky, která tvoří hladký zaoblený přechod mezi evolventou a patní kružnicí. (2)

1.1.3 Čelní soukolí s evolventním ozubením s přímými zuby

Základní profil – ozubený hřeben

Základní profil evolventního ozubení je řez ozubením základního hřebenu, který je vlastně ozubený segment kola o nekonečně velkém poloměru roztečné kružnice, která přejde v roztečnou přímku r (obr.13).

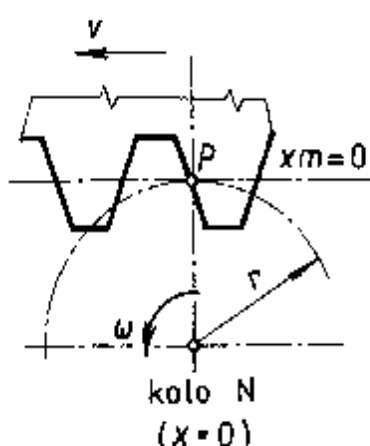
Geometrický tvar základního profilu (profil Z) je normalizován (ČSN 01 4607). Vzhledem ke geometrické podobnosti profilů Z je možno je sestavit v řadu, jejíž každý člen je určen jedinou číselnou hodnotou — modulem (3)



Obr. 13 Základní profil evolventního ozubení (3)

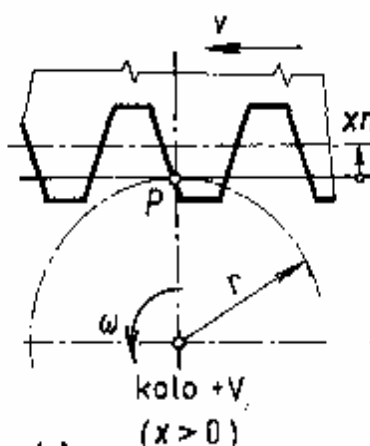
Konstrukce ozubení kol

Evolventu e vytvoří bod napjatého vlákna odvinovaného z kružnice nebo bod přímky n , valící se po základní kružnici b_1 . Střed křivosti je v bodě dotyku normály a základní kružnice.



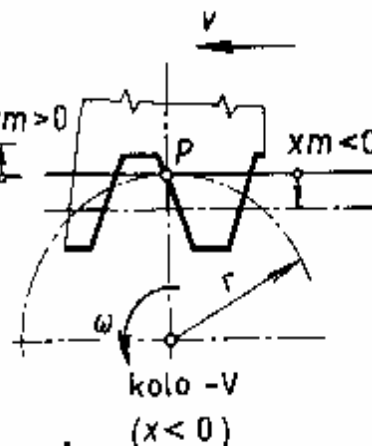
Obr.15

Kolo N



Obr.16

Kolo +V



Obr.17

Kolo -V

Posunutí výrobního nástroje přináší tyto klady:

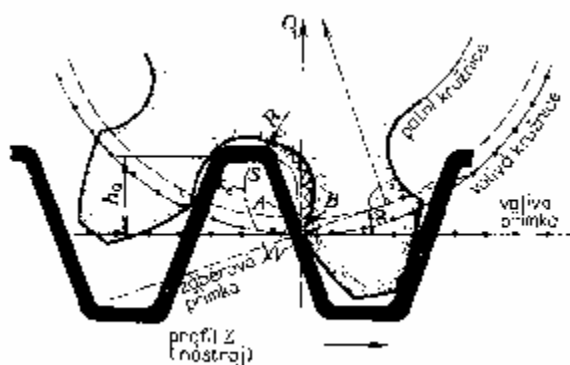
umožňuje výrobu kol s relativně malým počtem zubů, aniž u nich dojde k podříznutí paty zubu, vylepšuje pevnostní a záběrové vlastnosti kol, upravuje osovou vzdálenost soukolí na požadovanou hodnotu. Posunutí nástroje neztěžuje ani výpočet ani výrobu kol. (2)

Jako kola N by se měla vyrábět pouze kola o větším počtu zubů, u nichž nehrozí nebezpečí podříznutí paty zubů a u nichž je zlepšení pevnostních a záběrových vlastností dosažitelné posunutím hřebene buď bezvýznamné nebo již málo efektivní. (2)

Podřezání a mezní počet zubů

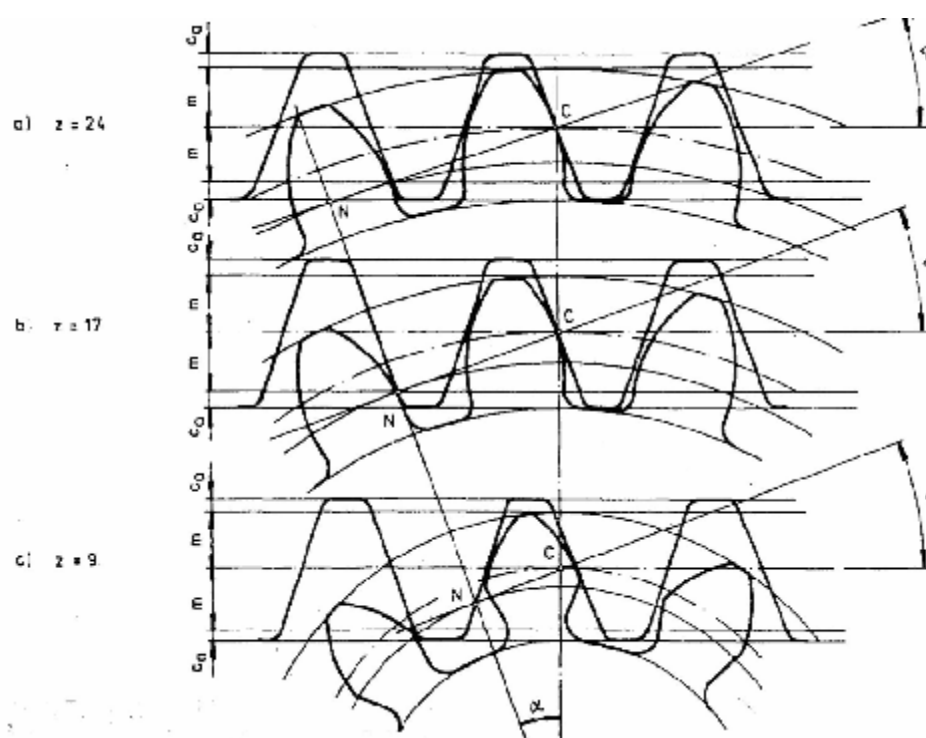
Na obrázku 18 jsou záběrové poměry ozubené tyče jako nástroje s ozubeným kolem o malém počtu zubů, kdy zaoblení hlavy zubu nástroje již podřezává patu zubu kola.

Konstrukce patní křivky se získá z relativního pohybu valivé přímky nástroje odvalující se na valivé kružnici ozubeného kola. Podříznutí zubů kola se projevuje nepříznivě zeslabením paty zubů při namáhání na ohyb. (3)



Obr.18 Podřezání paty zubu

U normálních kol se dosáhne hranice nepodřezaného zubu v mezním případě, který nastává při teoretickém mezním počtu zubů z_t .



Obr.19 Mezní počet zubů

Připustíme-li nepatrné podřezání zubu, které není na závadu, pak můžeme použít praktický mezní počet zubů:

$$z_p = \frac{5}{6} z_t \quad (3)$$

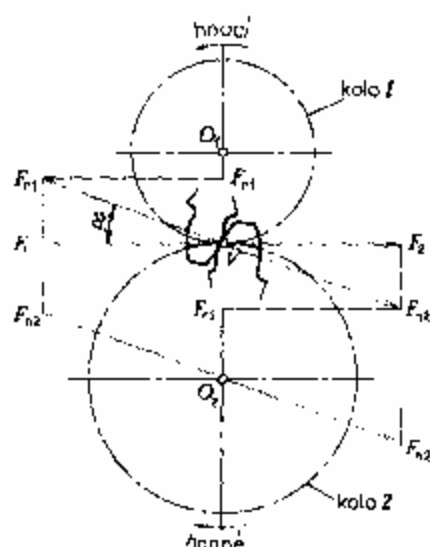
Mezní počty zubů pro různé úhly záběru jsou v tab.2

Úhel záběru	Teoretický mezní počet zubů	Praktický mezní počet zubů	Počet zubů pro strojní pohon
$\alpha = 20^\circ$	$z_{t(20^\circ)} = 17$	$z_{p(20^\circ)} = 14$	$z \geq 16$
$\alpha = 15^\circ$	$z_{t(15^\circ)} = 30$	$z_{p(15^\circ)} = 25$	

Tab.2 Mezní počet zubů (3)

1.1.4 Síly v ozubení, účinnost

Silové poměry u čelního soukolí



$$F = \frac{M_k}{R} \quad (\text{soukolí N a VN}),$$

$$F = \frac{M_k}{R_v} \quad (\text{soukolí V}),$$

normálové síly působí na kola v normálové rovině:

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha} \quad (\text{soukolí N a VN}),$$

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha_v} \quad (\text{soukolí V}),$$

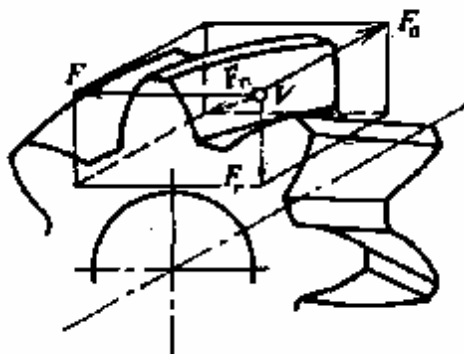
radiální síly působí na kola ve směru poloměru:

$$F_r = F \cdot \tan \alpha \quad (\text{soukolí N a VN}),$$

$$F_r = F \cdot \tan \alpha_v \quad (\text{soukolí V})$$

Obr.20 Silové poměry – přímé zuby (3)

Síly na kole se šikmými zuby jsou na obr. 21. Radiální zatížení ložisek způsobuje hlavně obvodová síla F , působení radiální síly F_r je poměrně malé. (3)



Obr.21 Silové poměry – šikmé zuby (3)

Účinnost

$$\eta_{1,2} = \eta_z \cdot \eta_{1,1} \cdot \eta_{1,2} = P_2/P_1$$

kde η_z je účinnost ozubení u čelních kol s přímými zuby pro:

neopracované zuby, běžně mazané	$\eta_z = 0,90,$
neopracované zuby, dobře mazané	$\eta_z = 0,96,$
opracované a zaběhnuté zuby, dobře mazané	$\eta_z = 0,98 \text{ až } 0,99,$

η_1 — účinnost ložisek hnacího a hnaného hřídele, bývá pro:

kluzná ložiska $\eta_1 = 0,96 \text{ až } 0,98,$

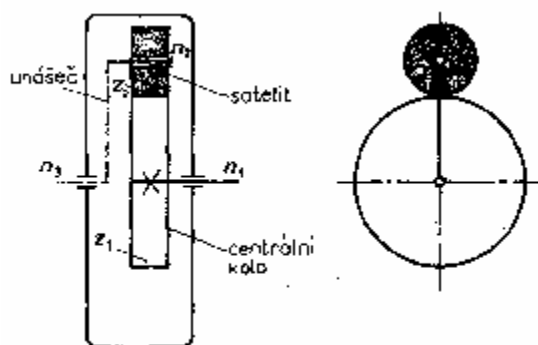
valivá ložiska $\eta_1 = 0,99.$

Účinnost nových čelních soukolí s přímými zuby je podle provedení od 0,98 do 0,92, u značně opotřebovaných soukolí může klesnout i na 0,85. (3)

1.2 Planetové ozubené převody

1.2.1 Základní pojmy

Planetové převody jsou převody ozubenými koly, skládající se z centrálních kol a unášeců, rotujících kolem hlavní osy, a ze satelitů, které vykonávají dva pohyby: rotují kolem vlastní osy a přitom jsou unášeny unáščem kolem hlavní osy (obr.22). (3)



Obr.22 Planetový mechanismus

Centrální kola a unášec jsou tzv. základní členy a podle jejich počtu se rozlišují planetové mechanismy se dvěma, třemi, čtyřmi, nebo větším počtem základních členů. (3)

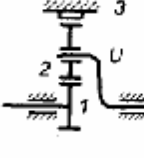
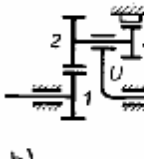
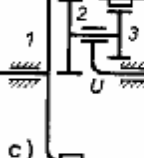
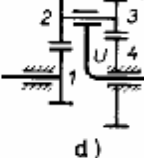
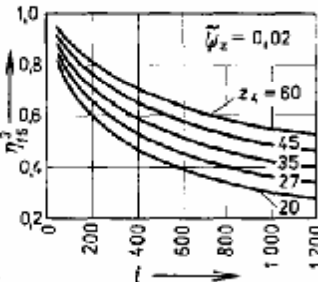
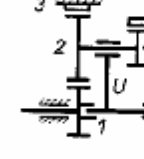
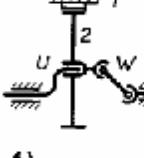
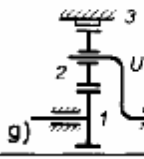
U těchto převodů se nejčastěji používají válcová kola valivá; ve zvláštních případech i kuželová nebo šroubová. Základní typy planetových převodů s koly válcovými jsou na obr.23 (2)

Planetové převody mají tyto členy:

Centrální (korunová) kola (symbol K); jejich osy souhlasí s centrální osou převodu; mohou být pohyblivé (otáčivé) nebo nepohyblivé a s ozubením vnějším nebo vnitřním, např. kolo 1 a 4 na obr.23b.

Unášeč (symbol U); otáčí se okolo centrální osy a slouží především jako opěra a vodící člen satelitů; jeho náboj přechází v rovnoměrně rozložená ramena (popř. kotouče) s vetknutými čepy, které realizují kroužící osy převodu. Počet čepů a ramen souhlasí s počtem satelitů $a_K = 2$ až 6, nejčastěji $a_K = 3$. Unášeč se ve většině případů účastní jako převodový člen i přenosu točivého momentu.

Satelity (symbol S); stejná kola s vnějším ozubením, otočně uložena na čepch unášeče; tvoří s korunovými koly a_K pólový záběr; mohou být jednoduché (obr.23a) nebo dvojité (obr.23b). (2)

K - U	a)		$i_{12}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1}$ (28 ÷ 8)	$\eta_{12}^3 = 1 - \left \frac{i_{12}^3 - 1}{i_{12}^3} \right \cdot \tilde{\psi}_z$ (0,96 ÷ 0,99)
	b)		$i_{12}^4 = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$ (1 ÷ 16)	$\eta_{12}^4 = 1 - \left \frac{i_{12}^4 - 1}{i_{12}^4} \right \cdot \tilde{\psi}_z$ (0,96 ÷ 0,99)
	c)		$i_{12}^6 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}}$ c) (30 + 100) ÷ 1500	$\eta_{12}^6 = \frac{1}{1 + \left 1 - i_{12}^6 \right \cdot \tilde{\psi}_z}$
	d)		d) ÷ 1500	
K - K	e)		$i_{12}^5 = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3 z_4}{z_2 z_5}}$ (15 ÷ 200) ÷ 1500	
U - S	f)		$i_{12}^1 = \frac{z_2}{z_1 - z_2}$ (15 ÷ 60)	$\eta_{12}^1 = (0,7 \div 0,94)$
	g)		$i_{12}^{3'} = i_{12}^3 \cdot i_{12}^{3'}$ (15 ÷ 60)	$\eta_{12}^{3'} = \eta_{12}^3 \cdot \eta_{12}^{3'}$ (0,93 ÷ 0,97)

Obr.23 Základní druhy planetových převodů (2)

Členy uložené na vnějších hřídelích, popř. ty, jejichž otáčivý pohyb je vyveden na vnější hřídel, se označují jako hlavní. Podle druhu hlavních členů jsou tyto planetové převodovky:

a) Typ K—U; vyznačuje se tím, že na jednom z vnějších hřídelů (hnacím nebo hnaném) je uložen unášec; druhý hřídel nese korunové kolo. Tyto převody s vyvedeným pohybem unášeče jsou nejčastější a v provedení jednoduchými a dvojitými satelity, podle obr.23a,b 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). Planetové převody (obr.23c,d) mohou realizovat vysoké převodové poměry (hnacím členem je unášec); poněvadž jejich účinnost s rostoucím převodovým poměrem značně klesá, uplatňují se většinou jen jako převody nesilové — kinematické. Přednostní použití má převod s vnitřním ozubením (obr.23c), který má větší únosnost i účinnost.

b) Typ K—K; oba vnější hřídele jsou osazeny korunovými koly (obr.23e); unášec slouží pouze jako opora satelitů a neúčastní se přenosu točivého momentu. Tímto převodem lze uskutečnit velké převodové poměry, ale za cenu nižší účinnosti.

c) Typ U—S; jde o převody s vyvedeným pohybem satelitu. Na hřídeli hnacím je uložen unášec; spojení mezi hřídelem hnaným a satelitem se realizuje přídatným mechanismem W. Na obr.23f je to hřídel se dvěma klouby v homokinematickém uspořádání. Těmito převody lze dosáhnout poměrně velkých převodových poměrů při poměrně dobré účinnosti. Závadou jsou komplikace spojené s mechanismem W

d) Složené planetové převody vznikají řazením jednotlivých planetových převodů za sebou (obr.23g). Celkový převodový poměr je dán součinem jednotlivých dílčích planetových převodů; totéž platí i o účinnosti. (2)

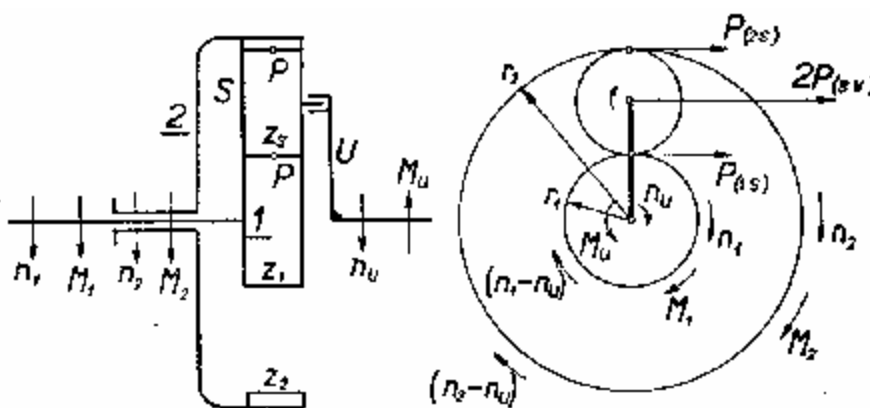
1.2.2 Kinematické závislosti

V praxi nejčastěji používaný planetový převod je převod s jednoduchým satelitem. (3,1)

Na obr.24 je naznačeno toto soukolí v provedení s čelními koly. Soukolí má centrální kolo 1, korunové kolo 2 s vnitřním ozubením, unašeč satelitů U a satelity S s počty zubů z_1 , z_2 , z_5 . Satelitů bývá více než jeden (nejčastěji tři), a to z důvodů vyváženosti a snazšího přenosu sil.

Na hlavní ose jsou otočné tři členy — 1, 2 a U; jejich otáčky jsou n_1 , n_2 . Soukolí má dva stupně volnosti, je to tedy diferenciál. Z otáček n_1 , n_2 , n lze dvoje volit, třetí je možno vypočítat z kinematické závislosti $f(n_1, n_2, n_u) = 0$. Je-li jeden člen upevněn na rámu neotočně, přejde diferenciál v převodovku.

Rovnice $f(n_1, n_2, n_u) = 0$ se dostane nejrychleji na základě tzv. záměny mechanismu (navrhl Willis v r. 1845). Bude-li mít pozorovatel planetového soukolí stanoviště na unašeči, bude vidět obyčejné předlokové soukolí, přičemž relativní otáčky členu 1 a 2 vzhledem k unašeči budou $(n_1 - n_u)$ a $(n_2 - n_u)$, které jsou v poměru $z_2 : z_1$. (1)



Obr.24 Planetové soukolí s jednoduchým satelitem (1)

Platí tedy:

$$\frac{n_1 - n_U}{n_2 - n_U} = -\frac{z_2}{z_1}$$

z čehož po úpravě plyne rovnice diferenciálu

$$z_1 n_1 + z_2 n_2 = (z_1 + z_2) n_U$$

Při upevněném korunovém kole ($n_2 = 0$) bude planetová převodovka reduktorem (převod dopomala) při pohonu ze strany centrálního kola a rychloběhem (převod dorychla) při pohonu ze strany unašeče. Pro převod bude platit vztah

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_1 + z_2}{z_1} = 1 + \frac{z_2}{z_1}$$

Při upevněném centrálním kole ($n_1 = 0$) bude soukolí reduktorem při pohonu ze strany korunového kola a rychloběhem při pohonu ze strany unašeče, tj.

$$i' = \frac{n_2}{n_U} = \frac{z_1 + z_2}{z_2} = 1 + \frac{z_1}{z_2}$$

Otáčky satelitu nyní jsou

$$n_s = -\frac{z_2}{z_s} (n_2 - n_U) \quad (1)$$

1.2.3 Doplnující geometrické podmínky

Podmínka stejných osových vzdáleností

Pro planetovou převodovku s dvojitými satelity musí např. platit:

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

U kol se zuby přímými je málo pravděpodobné, že počty zubů z_1, z_2, z_3, z_4 vyhovující podmínce převodového poměru, současně splní rovnici

$$\frac{m_{1,2}}{2} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{m_{3,4}}{2} \cdot (z_4 - z_3)$$

což je podmínka stejných osových vzdáleností pro případ, že by obě soukolí byla N nebo VN; při $m_{12} = m_{34}$ přejde v požadavek

$$z_1 + z_2 + z_3 = z_4$$

Vhodnými úpravami počtu zubů lze dosáhnout toho, aby obě osové vzdálenosti se lišily minimálně a aby převodový poměr nevybočil z přípustné tolerance od hodnoty zadané. (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. Tomuto nebezpečí lze předejít tím, že při volbě počtu zubů se navíc respektuje tzv. podmínka smontovatelnosti. Lze odvodit tzv. obecnou podmínku smontovatelnosti, při jejímž splnění je zaručeno, že po vložení prvního satelitu a po určitém

pootočení lze vložit i satelit druhý a pak podobně i další. Tato podmínka však má triviální řešení, o které je účelné při volbě zubů usilovat. U planetových převodů s dvojitými satelity je to požadavek

$$z_1 = k \cdot a_K, \quad z_4 = q \cdot a_K,$$

kde k a q jsou libovolná celá čísla.

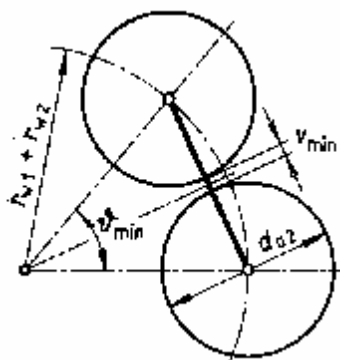
U planetových převodů s jednoduchými satelity je požadavek mírnější

$$z_1 + z_3 = k \cdot a_K \quad (2)$$

Podmínka vůle mezi sousedními satelity

Při větším počtu satelitů a_K je nutno prověřit, zda mezi hlavovými válci sousedních satelitů existuje aspoň minimální vůle $V_{\min} = 1$ až 2 mm; u dvojitého satelitu je směrodatné kolo o větším průměru d_a . Prověrku je možno provést prostřednictvím úhlu J , tj. sousedních ramen unášeče; musí zde platit:

$$J = \frac{360^\circ}{a_K} \geq J_{\min}, \quad \sin \frac{J_{\min}}{2} = \frac{r_{a2} + 0,5V_{\min}}{r_{w1} + r_{w2}} = \frac{d_{a2} + V_{\min}}{d_{w1} + d_{w2}} \quad (2)$$



Obr.25 Vůle mezi satelity (2)

1.2.4 Použití, výhody a nevýhody planetových převodů

Planetové převody jsou výhodné, protože se jimi dosáhne velkého převodového poměru při souosém hnacím hnaném hřídeli. Skříň převodovky je válcová a má malé rozměry. U planetových převodovek s větším počtem satelitů jsou odlehčena ložiska hřídelů základních členů, a tím se zvýší trvanlivost převodu. Ozubení mají malé moduly, což přispívá k přesnosti kol. Konstrukce se vyznačuje tuhostí, která nepřipouští deformace. To přispívá k tichosti chodu. Účinnost planetových převodovek je velmi příznivá (většinou nad 0,97).

Výkon, přiváděný na tzv. centrální kolo, se větví do tolika ozubení, kolik je na obvodě satelitů, což vede k menšímu zatížení kol a k menším modulům. Hlavní ložiska všech otočných členů (vyjma satelitů) nejsou radiálně zatížena, neboť síly na ně působící tvoří dvojice. (To platí i při více satelitech než 2.) Vnitřní prostor planetové převodovky je plně využit. Další předností je okolnost, že u vhodných typů planetových převodů je velmi příznivá účinnost. Centrální kolo bývá bez ložisek a je uloženo v záběrech se satelity, což dovoluje přivádět velmi vysoké otáčky (i 30 000 za min.) a redukovat je dopomala (reduktory pro spalovací turbíny). U některých hnaných strojů lze naopak planetovým rychloběhem lze dosáhnout velmi vysokých otáček. Některé typy planetových soukolí umožňují dosažení značně velkých převod dopomala (např. i 10000 při nízké účinnosti).

Časté je použití planetového soukolí jakožto diferenciálu, tj. mechanismu se dvěma stupni volnosti.

Nevýhodou je, že vyžadují přesnější výrobu i montáž než běžné převody, a proto jsou dražší. Při malém převodu má planetová převodovka více kol než předloková. Vzhledem k dynamickým účinkům odstředivých sil nemohou mít unášecí vysoké otáčky; značný počet ložisek vyžaduje při dosti velkých průměrech a obvodových rychlostech pečlivé mazání.

(1,3)

1.2.5 Mazání ozubení

Účelem mazání ozubených soukolí je snížení tření mezi boky zubů a chlazení převodu.

Správná volba druhu a množství maziva má podstatný význam. Ozubená soukolí se mažou převážně mazacími oleji, které dobře zatékají mezi zuby, odvádějí teplo, snadno se vyměňují a jsou při nich menší ztráty třením. Základním hlediskem pro volbu druhu maziva je jeho viskozita a odolnost proti stárnutí.

Pro mazání ozubených kol průmyslových převodovek se doporučují: trvanlivý olej K 12 s kinematickou viskozitou 114. 1W6 m2 . s při 50 °C, trvanlivý olej T 5 s kinematickou viskozitou (47 až 51). 10 m . s1 při 50°C.

Převodovka se musí naplnit tak, aby hladina oleje sahala do středu olejovzdušného vzdušného. Způsob mazání je dán druhem převodu.

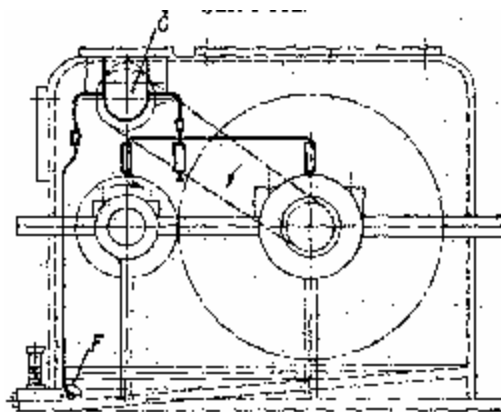
Teplota oleje ve skříni nesmí přesáhnout

50°C pro $m = 1,25$ až 2mm,

65°C pro $m = 2,25$ až 8mm,

70 °C pro šnekové převody.

U převodovek o velkém výkonu ($v > 12$ až 15 mls) se používá mazání s nuceným oběhem. Mazání valivých ložisek se nejjednodušeji zajišťuje rozstříkem z olejové náplně skříně. Je-li při $v < 4$ mls mazání rozstříkem nedostatečné, je nutno použít mazání tukem, ložiska je pak nutno chránit před pronikáním oleje ze skříně, který sice nestačí pro mazání, ale mohl by ředit a znehodnocovat mazací tuk.



Obr.26 Mazání nuceným oběhem (1)

1.3 Pojistné spojky

V provozu některých strojů dochází k přetížení, jehož důsledkem může být takové zvýšení napětí v součástech, že se buď trvale deformují, nebo dokonce poruší. Nepřípustná jsou i taková zatížení, která vyvodí pružné deformace takové velikosti, že by se tím narušil normální chod stroje, např. prohne-li nebo zkroučí-li se nepřipustně hřídel apod.

Aby se zabránilo přetížení, zařazují se do kinematického řetězce stroje automatické pojistné spojky, které nejsou schopny přenést zvětšený točivý moment při přetížení; hnací a hnaná polovina spojky se vzájemně protáčí. Jakmile poklesne točivý moment na dovolenou hodnotu, protáčení automaticky ustane (s výjimkou spojek s rozrušitelnými členy) a stroj pracuje opět normálně. Za normálního chodu se pojistné spojky chovají jako spojky pevné nepružné a začínají fungovat teprve při přetížení. Automatické pojistné spojky se dělí na spojky:

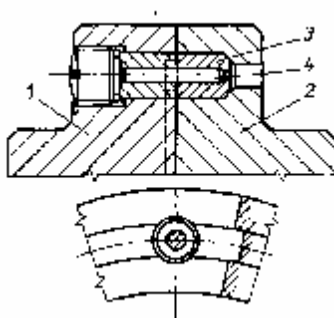
s rozrušitelnými prvky

vysmekovací,

prokluzovací

1.3.1 Pojistné spojky s rozrušitelnými prvky

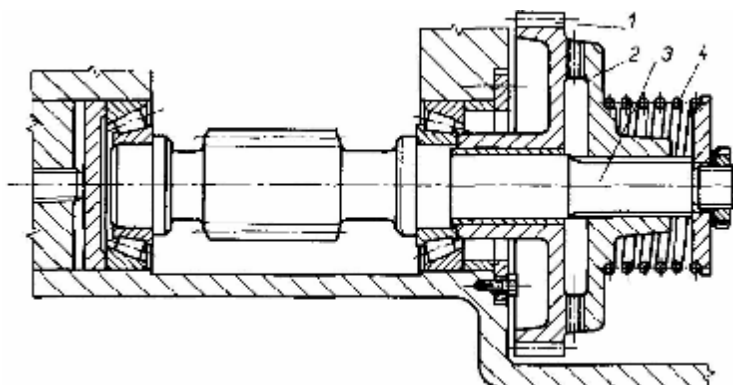
Tyto spojky mají střížné kolíky, které se při přetížení přestřihnou, a tím se přeruší přenášení točivého momentu. Přestřížené kolíky je nutno vyměnit, čímž vznikají ztrátové časy, nehledě k tomu, že musí být ke spojce snadný přístup a v záloze zásoba střížných kolíků.



Obr.27 Kolíková spojka

1.3.2 Pojistné spojky vysmekávací

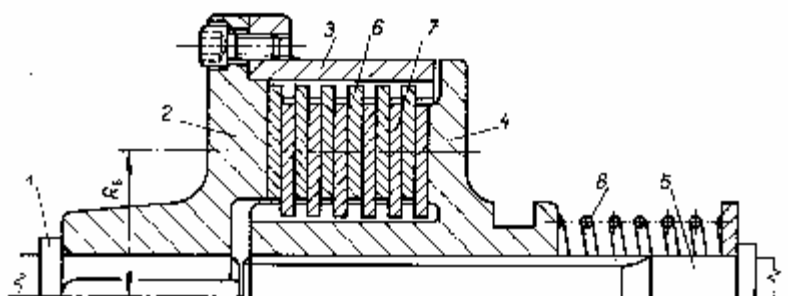
Tyto spojky pracují na principu, že při překročení maximálního točivého momentu se účinkem axiální síly v ozubení nebo kuličkách překoná tlak pružin a hnací a hnaná část spojky proti sobě prokluzují v důsledku vysmeknutí ze záběru spoje. Nejčastěji se používají pojistné zubové spojky. (7)



Obr.28 Zubová spojka

1.3.3 Pojistné třecí prokluzovací spojky

Pojistné třecí spojky se zapínají za klidu. Přítlačnou sílu vyvozují zpravidla pružiny, jejichž předpětí je možno regulovat, a tak měnit požadovaný točivý moment. (7)



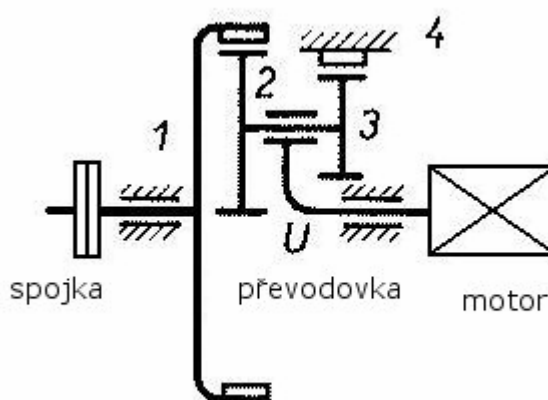
Obr.29 Pojistná třecí spojka (7)

2 VÝPOČET A NÁVRH ZABEZPEČOVACÍHO POHONU S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU

2.1 Zadání

Navrhněte řešení pohonu výrobního zařízení s planetovou převodovkou pro výkon 10kW s výstupními otáčkami 18/min.

2.2 Schéma



Obr. 30 Schéma pohonu

- 1 korunové kolo pohyblivé.
- 2,3 satelity
- 4 korunové kolo pevné.
- U unašeč

2.3 Výpočet převodovky

Pohonnou jednotku volím motor Siemens 1LA7 166 – 4AA , 4 – pólový, 1460 ot/min, 18kW

2.3.1 Určení počtu zubů a účinnosti

$$i_{1,4} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}} \quad (2)$$

Volím: $z_1 = 93$

$$z_2 = 22$$

$$z_3 = 23$$

$$z_4 = \frac{i \cdot z_1 \cdot z_3 - z_1 \cdot z_3}{i \cdot z_2} = \frac{81 \cdot 93 \cdot 23 - 93 \cdot 23}{81 \cdot 22} = 96$$

$$\Psi = 0,02 \quad (2)$$

$$h_{1,4} = \frac{1}{1 + |1 - i_{1,4}| \cdot \Psi} = \frac{1}{1 + |1 - 81| \cdot 0,02} = 0,61$$

2.3.2 Výpočet kroutících momentů na hřídelích při $\eta = 1$

$$Mk_U = \frac{P}{2.p.n} = \frac{10000.60}{2.p.1460} = 65406 Nmm$$

$$Mk_1 = Mk_U.i = 65406.81 = 5297886 Nmm$$

2.3.3 Výpočet soukolí 1,2

Výpočet dle ČSN 01 4686

Materiál ozubených kol 12050, zušlechtěno na $\sigma_{pt} = 750$ MPa, povrch kalený na 50 HRC

(2)

$$k_{\alpha 1} = 2 \quad Y_{F1} = 1,8$$

$$k_{\alpha 2} = 1,7 \quad Y_{F2} = 2,4$$

Mez únavové pevnosti v ohybu:

$$\sigma_{cn} = 0,6.\sigma_{pt} = 0,6.750 = 450 \text{ MPa}$$

Součinitel vrubu:

$$\text{Kolo} \quad k_{\beta 1} = \eta_c.k_{\alpha 1} = 0,85.2 = 1,7$$

$$\text{Pastorek} \quad k_{\beta 2} = \eta_c.k_{\alpha 2} = 0,85.1,7 = 1,44$$

Předběžně zvoleno: $S_{Fmin} = 2,0$

$$Y_R = 0,9$$

$$Y_M = 1,0$$

Dovolené namáhání v ohybu:

$$s_{FD1} = \frac{s_{CN} \cdot Y_M \cdot Y_R}{S_{Fmin} \cdot k_{b1}} = \frac{450 \cdot 0,9 \cdot 1}{2,1,7} = 119 MPa$$

$$s_{FD2} = \frac{s_{CN} \cdot Y_M \cdot Y_R}{S_{Fmin} \cdot k_{b2}} = \frac{450 \cdot 0,9 \cdot 1}{2,1,44} = 140 MPa$$

Poměrné hodnoty:

$$\text{Kolo} \quad \frac{s_{FD1}}{Y_{F1}} = \frac{119}{1,8} = 66,1 MPa$$

$$\text{Pastorek} \quad \frac{s_{FD2}}{Y_{F2}} = \frac{140}{2,4} = 58,3 MPa$$

Menší poměr je u pastorku, proto je nutné dále počítat s ním.

2.3.4 Výpočet modulu a hlavních rozměrů soukolí 1,2

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2K_F \cdot 1/3Mk_1}{s_{FD2} \cdot \Psi m \cdot z_2}} = \sqrt[3]{\frac{2,1,5,1765960}{140 \cdot 20 \cdot 22}} = 2,97 \quad \text{volím } m_{1,2} = 3$$

Základní rozměry soukolí

Průměr roztečné kružnice

$$D_1 = z_1 \cdot m = 93,3 = 279 \text{ mm}$$

$$D_2 = z_2 \cdot m = 22,3 = 66 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice

$$D_{a1} = D_1 - 2h_a = 279 - 2.3 = 273\text{mm}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2h_a = 66 + 2.3 = 72\text{mm}$$

Průměr patní kružnice

$$D_{p1} = (z_1 + 2.5.m) = (93+2.5).3 = 286.5\text{mm}$$

$$D_{p2} = (z_2 - 2.5.m) = (22-2.5).3 = 58.5\text{mm}$$

Rozteč

$$t = \pi \cdot m = \pi \cdot 3 = 9.42\text{mm}$$

Víška hlavy zubu

$$h_a = m = 3\text{mm}$$

Tloušťka zubu

$$s_f = \frac{p \cdot m}{2} = \frac{p \cdot 3}{2} = 4.71\text{mm}$$

Vzdálenost os

$$a = \frac{D_1 - D_2}{2} = \frac{279 - 66}{2} = 106.5\text{mm}$$

Šířka zubu

$$b_w = \Psi_m \cdot m = 20.3 = 60\text{mm}$$

Výška paty zubu

$$h_p = h_a + v_n = 3 + 0.25.3 = 3.75\text{mm}$$

Kontrola na ohyb dle ČSN 01 4686

Výpočtové nominální napětí σ_F a kritické napětí σ_{Fkrit}

$$F_T = \frac{Mk_{1.2}}{D_1 \cdot 3} = \frac{1765960.2}{279} = 12594$$

$$s_{F1} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F1}}{bw \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 12594 \cdot 1,8}{60.3} = 188 MPa$$

$$s_{F2} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F2}}{bw \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 12594 \cdot 2,4}{60.3} = 251 MPa$$

$$s_{Fkrit1} = \frac{s_{CN} \cdot Y_M \cdot Y_R}{k_{b1}} = \frac{450.0 \cdot 9.1}{1,7} = 238 MPa$$

$$s_{Fkrit2} = \frac{s_{CN} \cdot Y_M \cdot Y_R}{k_{b2}} = \frac{450.0 \cdot 9.1}{1,44} = 281,2 MPa$$

Součinitel bezpečnosti na ohyb

$$S_{F1} = \frac{s_{Fkrit1}}{s_{F1}} = \frac{238}{188} = 1,26$$

Vyhovuje

$$S_{F2} = \frac{s_{Fkrit2}}{s_{F2}} = \frac{281,2}{251} = 1,12$$

Kontrola na dotyk dle ČSN 01 4686

Hodnota tlaku v ozubení

$$Z_M = 260$$

$$Z_H = 1,59 \quad (2)$$

$$s_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (i+1)}{bw \cdot D_2 \cdot i}} = 260 \cdot 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,2 \cdot 12594 \cdot (4,2+1)}{60 \cdot 66 \cdot 4,2}} = 898 MPa$$

Mez únavy v dotyku

$$\sigma_c = 17\text{HRC} + 200 = 1050 \text{ MPa}$$

Kritické napětí v dotyku

$$\sigma_{Hkrit} = \sigma_c \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_V = 1050 \cdot 0,95 \cdot 1,1 = 997,5 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v dotyku

$$S_H = \frac{s_{Hkrit}}{s_H} = \frac{997,5}{898} = 1,11 \quad \text{Vyhovuje}$$

2.3.5 Výpočet soukolí 3,4

Výpočet dle ČSN 01 4686

Materiál ozubených kol 12050, zušlechtěno na $\sigma_{pt} = 750 \text{ MPa}$, povrch kalený na 50 HRC

(2)

$$k_{\alpha 3} = 1,7 \quad Y_{F3} = 2,4$$

$$k_{\alpha 4} = 2 \quad Y_{F4} = 1,8$$

Mez únavové pevnosti v ohybu:

$$\sigma_{cn} = 0,6 \cdot \sigma_{pt} = 0,6 \cdot 750 = 450 \text{ MPa}$$

Součinitel vrubu:

$$\text{Pastorek} \quad k_{\beta 3} = \eta_c \cdot k_{\alpha 3} = 0,85 \cdot 1,7 = 1,44$$

$$\text{Kolo} \quad k_{\beta 4} = \eta_c \cdot k_{\alpha 4} = 0,85 \cdot 2 = 1,7$$

Předběžně zvoleno: $S_{Fmin} = 2,0$

$$Y_R = 0,9$$

$$Y_M = 1,0$$

Dovolené namáhání v ohybu:

$$s_{FD3} = \frac{s_{CN} \cdot Y_M \cdot Y_R}{S_{F \min} \cdot k_{b3}} = \frac{450 \cdot 0,9 \cdot 1}{2,1,44} = 140 MPa$$

$$s_{FD4} = \frac{s_{CN} \cdot Y_M \cdot Y_R}{S_{F \min} \cdot k_{b4}} = \frac{450 \cdot 0,9 \cdot 1}{2,1,7} = 119 MPa$$

Poměrné hodnoty:

$$\text{Pastorek} \quad \frac{s_{FD3}}{Y_{F3}} = \frac{140}{2,4} = 58,3 MPa$$

$$\text{Kolo} \quad \frac{s_{FD4}}{Y_{F4}} = \frac{119}{1,8} = 66,1 MPa$$

Menší poměr je u pastorku, proto je nutné dále počítat s ním.

2.3.6 Výpočet modulu a hlavních rozměrů soukolí 3,4

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2K_F \cdot 1/3Mk_1}{s_{FD3} \cdot \Psi m \cdot z_3}} = \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 5,1765960}{140 \cdot 20 \cdot 23}} = 2,97 \quad \text{volím } m_{3,4} = 3$$

Základní rozměry soukolí

Průměr roztečné kružnice

$$D_3 = z_3 \cdot m = 23 \cdot 3 = 69 \text{ mm}$$

$$D_4 = z_4 \cdot m = 96 \cdot 3 = 288 \text{ mm}$$

Z důvodu srovnání osové vzdálenosti se soukolím 1,2 je nutné provést korekci pastorku $+V$, $x = 1$

Průměr valivé kružnice

$$D_{v3} = z_3 \cdot m + 2 \cdot x \cdot m = 23 \cdot 3 + 2 \cdot 1 \cdot 3 = 75 \text{ mm}$$

$$D_{v4} = D_4 = 288 \text{ mm}$$

Víška hlavy zubu

$$h_a = m = 3 \text{ mm}$$

$$h_{a3} = m \cdot (1 + x) = 3 \cdot (1 + 1) = 6 \text{ mm}$$

Výška paty zubu

$$h_p = h_a + v_n = 3 + 0,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm}$$

$$h_{p3} = m \cdot (1,25 - x) = 0,75 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice

$$D_{a1} = D_1 - 2h_a = 279 - 2 \cdot 3 = 273 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2h_a = 66 + 2 \cdot 3 = 72 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

$$D_{p3} = D_3 + 2 \cdot h_{a3} = 69 + 12 = 81 \text{ mm}$$

$$D_{p3} = D_4 - 2 \cdot h_a = 288 - 2 \cdot 3 = 282 \text{ mm}$$

Tloušťka zubu

$$s_{f3} = 0,5 \cdot \pi \cdot m + 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan \alpha = 4,47 + 2,18 = 6,89 \text{ mm}$$

$$s_f = \frac{p \cdot m}{2} = \frac{p \cdot 3}{2} = 4,71 \text{ mm}$$

Vzdálenost os

$$a = \frac{D_4 - D_{V3}}{2} = \frac{288 - 75}{2} = 106,5 \text{ mm}$$

Šířka zubu

$$b_w = \Psi_m \cdot m = 20,3 = 60 \text{ mm}$$

Kontrola na ohyb dle ČSN 01 4686

Výpočtové nominální napětí σ_F a kritické napětí σ_{Fkrit}

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

$$Y_{F4} = 1,65 \quad (2)$$

$$F_T = \frac{Mk_1 \cdot 2}{D_1 \cdot 3} = \frac{1765960 \cdot 2}{279} = 12594$$

$$s_{F3} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F3}}{bw \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 12594 \cdot 1,5}{60 \cdot 3} = 157 \text{ MPa}$$

$$s_{F4} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F4}}{bw \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 12594 \cdot 1,65}{60 \cdot 3} = 173 \text{ MPa}$$

$$s_{Fkrit3} = \frac{s_{CN} \cdot Y_M \cdot Y_R}{k_{b3}} = \frac{450 \cdot 0,9 \cdot 1}{1,7} = 238 \text{ MPa}$$

$$s_{Fkrit4} = \frac{s_{CN} \cdot Y_M \cdot Y_R}{k_{b4}} = \frac{450 \cdot 0,9 \cdot 1}{1,44} = 281,2 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti na ohyb

$$S_{F3} = \frac{s_{Fkrit3}}{s_{F3}} = \frac{238}{157} = 1,51$$

Vyhovuje

$$S_{F4} = \frac{s_{Fkrit4}}{s_{F4}} = \frac{281,2}{173} = 1,62$$

Kontrola na dotyk dle ČSN 01 4686

Hodnota tlaku v ozubení

$$Z_M = 260$$

$$Z_H = 1,59 \quad (2)$$

$$s_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (i+1)}{b \cdot w \cdot D_{V3} \cdot i}} = 260 \cdot 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,2 \cdot 12594 \cdot (4,17+1)}{60 \cdot 75 \cdot 4,17}} = 843 \text{ MPa}$$

Mez únavy v dotyku

$$\sigma_c = 17\text{HRC} + 200 = 1050 \text{ MPa}$$

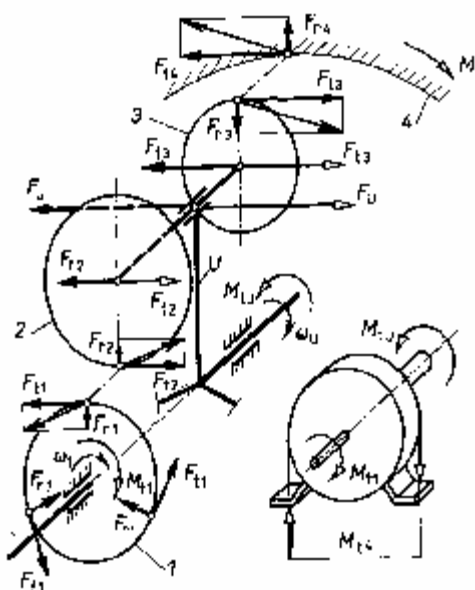
Kritické napětí v dotyku

$$\sigma_{Hkrit} = \sigma_c \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_V = 1050 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 = 997,5 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v dotyku

$$S_H = \frac{s_{Hkrit}}{s_H} = \frac{997,5}{843} = 1,18 \quad \text{Vyhovuje}$$

2.3.7 Silové poměry



Obr. 31 Silové poměry (2)

$$F_{t1} = \frac{M_{t1}}{a_k \cdot \frac{D_1}{2}} = \frac{5297886}{3 \cdot \frac{279}{2}} = 12659 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan a = 12659 \cdot \tan 20 = 4574 \text{ N}$$

$$F_{t1} = F_{t2}$$

$$F_{r1} = F_{r2}$$

$$F_{t2} = \frac{D_2}{2} = F_{t3} \cdot \frac{D_{v3}}{2} \Rightarrow F_{t3} = \frac{F_{t2} \cdot \frac{D_2}{2}}{\frac{D_{v3}}{2}} = \frac{12659 \cdot \frac{66}{2}}{\frac{75}{2}} = 11139 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \tan a = 11139 \cdot \tan 20 = 4054 \text{ N}$$

2.3.8 Výpočet hřídele I

Materiál hřídelů: ocel 11600

$$\tau_{Dk} = 90 \text{ MPa}$$

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

$$t_{Dk} = \frac{Mk_1}{\frac{p \cdot d_1^3}{16}} \Rightarrow d_1 = \sqrt[3]{\frac{Mk_1 \cdot 16}{p \cdot t_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{5297886.16}{p \cdot 90}} = 66,9 \quad \text{volím } d_1 = 80 \text{ mm}$$

Volím ložisko 61916 ČSN 024630 (5)

2.3.9 Výpočet hřídele II

$$Mo = Ft \cdot 60 = 12659.40 = 506360 \text{ Nmm}$$

$$Mk_2 = Ft \cdot \frac{D_2}{2} = 12659 \cdot \frac{66}{2} = 417747$$

$$Mo_{red} = \sqrt{Mo^2 + 0,75 \cdot (a_b \cdot Mk)^2} = \sqrt{506360^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 417747)^2} = 566157 \text{ Nmm}$$

$$s_{Do} = \frac{Mo_{red}}{\frac{p \cdot d_2^3}{32}} \Rightarrow d_2 = \sqrt[3]{\frac{Mo_{red} \cdot 32}{p \cdot s_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{566157.32}{p \cdot 150}} = 33,7 \text{ mm} \quad \text{volím } d_2 = 40 \text{ mm}$$

$$Fe = V \cdot X \cdot Fr = 1.1 \cdot 12659 = 12659 \text{ N}$$

Základní trvanlivost ložiska

$$L = \left(\frac{c}{Fe} \right)^m = \left(\frac{73600}{12659} \right)^{3,33} = 351,3 \text{ mil}$$

Volím ložisko 22 209 CC ČSN 024705 (5)

2.3.10 Výpočet hřídele III

$$t_{Dk} = \frac{Mk_U}{\frac{p \cdot d_3^3}{16}} \Rightarrow d_3 = \sqrt[3]{\frac{Mk_U \cdot 16}{p \cdot t_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{65406 \cdot 16}{p \cdot 90}} = 15,5 \quad \text{volím } d_3 = 20\text{mm}$$

Volím ložisko 16004 ČSN 024630 (5)

2.4 Doplnující geometrické podmínky

2.4.1 Podmínka stejných osových vzdáleností

$$a_{1,2} = a_{3,4}$$

$$106,5 = 106,5 \quad \text{Vyhovuje}$$

2.4.2 Podmínka smontovatelnosti

$$z_1 = k \cdot a_k$$

$$z_4 = q \cdot a_k$$

kde „q“ a „k“ jsou celá čísla

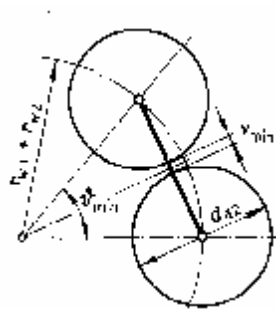
$$k = \frac{z_1}{a_k} = \frac{93}{3} = 31$$

$$q = \frac{z_4}{a_k} = \frac{96}{3} = 32$$

Vyhovuje

2.4.3 Podmínka vůle mezi satelity

$$J = \frac{360^\circ}{a_k} \geq J_{\min}$$



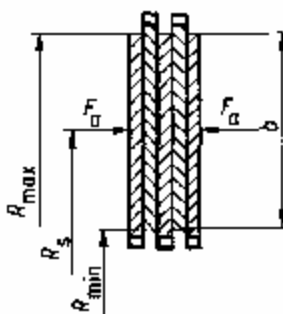
Obr. 32 Vůle mezi satelity (2)

$$\sin \frac{J_{\min}}{2} = \frac{\frac{D_2}{2} + 0,5n_{\min}}{\frac{D_1}{2}} = \frac{33 + 0,5 \cdot 1,5}{139,5} = 0,241 \Rightarrow J_{\min} = 28^\circ$$

$$J = \frac{360^\circ}{3} \geq J_{\min} = 28^\circ$$

Vyhovuje

2.5 Výpočet pojistné třecí spojky



Obr. 33 Lamely (6)

$$R_{\min} \approx 2 \cdot d_1 = 2 \cdot 70 = 140 \text{ mm}$$

$$R_{\max} \approx 1,3 \cdot R_{\min} = 1,3 \cdot 140 = 180 \text{ mm}$$

$$R_s = \frac{R_{\min} + R_{\max}}{2} = \frac{140 + 180}{2} = 160 \text{ mm}$$

Obvodová síla na poloměru R_s

$$F = \frac{Mk_1}{R_s} = \frac{5297886}{160} = 33111N$$

Dovolená přitlačná síla

$$A = 2 \cdot \pi \cdot R_s \cdot b = 2 \cdot \pi \cdot 160 \cdot 40 = 40212 \text{ mm}^2$$

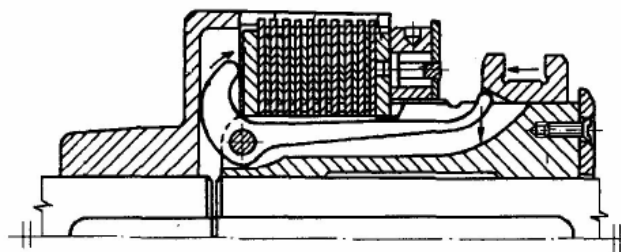
$$F_a = A \cdot p_D = 40212 \cdot 0,8 = 32169N$$

Počet lamel

$$i = \frac{F}{m \cdot F_a} = \frac{33111}{0,12 \cdot 32169} = 9$$

Přesný výpočet přitlačné síly

$$F_a = \frac{F}{m \cdot i} = \frac{33111}{0,12 \cdot 9} = 30658N$$



Obr. 34 Mechanicky ovládaná lamelová spojka (6)

ZÁVĚR

Má práce je zaměřena na návrh a výpočet pohonu výrobního zařízení prostřednictvím planetové převodovky. Jako pohonnou jednotku je možné použít motor Siemens 1 LA7, pojištění stroje proti přetížení zabezpečuje pojistná lamelová spojka.

Druh planetové převodovky jsem volil z obr. 23 podle doporučeného převodového poměru. Jsou použity tři satelity, které konají planetové pohyby. Satelity jsou vedeny unašečem a zabírají na jedné straně s nehybným věncem a na druhé s hnaným kolem. Věncem i hnané kolo mají vnitřní ozubení. Oba konce hřídelů vystupující z převodovky jsou normalizovány.

Pro správnou funkci převodovky jsou směrodatné rozměry a parametry ozubených kol. Od nich se odvíjejí rozměry dalších souvisejících součástí. Všechny součásti jsou navrženy tak, aby spolehlivě přenášely zatížení a vyhovovaly konstrukčním a technologickým požadavkům. Snažil jsem se použít co největší počet normalizovaných součástí.

Výsledky a parametry navržené převodovky jsou uvedeny ve výkresové dokumentaci, která je součástí přílohy a v elektronické formě na CD.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Význam	Jednotka
M_k	Krouticí moment	Nm
η	Mechanická účinnost	
i	Převodový poměr	
ω_1, ω_2	Úhlová rychlost (pastorku, kola)	m.rad^{-1}
D	Průměr rotočné kružnice	mm
D_a	Průměr hlavové kružnice	mm
D_p	Průměr patní kružnice	mm
b_w	Šířka zubů	mm
v	Obvodová rychlost	m.s^{-1}
m	Modul	mm
t	Rozteč	mm
z	Počet zubů	
s_z	Tloušťka zubu	mm
s_m	Šířka zubové mezery	mm
h_a	Výška hlavy zubu	mm
h_p	Výška paty zubu	mm
v_h	Hlavová vůle	mm
a_k	Počet satelitů	
$v_{\min}$	Minimální vůle mezi satelity	mm
ϑ	Úhel mezi satelity	°
$\vartheta_{\min}$	Minimální úhel mezi satelity	°
P	Příkon	W
n	Otáčky	min^{-1}
F_t	Tečná složka síly záběru	N
F_N	Normálová složka síly záběru	N
F_r	Radiální složka síly záběru	N

Symbol	Význam	Jednotka
α	Úhel záběru	°
σ_{pt}	Namáhání v tahu	MPa
k_β	Součinitel vrubu	
η_c	Součinitel citlivosti materiálu na vruby	
σ_{FD}	Dovolené namáhání v ohybu	MPa
Y_R	Součinitel jakosti povrchu	
Y_M	Součinitel velikosti	
σ_{CN}	Mez dlouhodobé únavové pevnosti	MPa
S_{Fmin}	Minimální součinitel bezpečnosti	
Y_F	Součinitel tvaru zubu	
ψ_m	Poměrná šířka věnce	
K_F	Součinitel zatížení	
π	3,14	
s_f	Tloušťka zubu	mm
a	Vzdálenost os	mm
σ_F	Výpočtové nominální napětí	MPa
σ_{Fkrit}	Kritické napětí	MPa
S_F	Součinitel bezpečnosti na ohyb	
σ_H	Hodnota tlaku v ozubení	MPa
$\overline{\sigma_e}$	Mez únavy v dotyku	MPa
σ_{Hkrit}	Kritické napětí v dotyku	MPa
F_1	Síla na hřídeli od kroutícího momentu	N

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1. Smysl otáčení ozubených kol.....	8
Obr. 2. Ozubený věnec.....	9
Obr. 3. Vnější ozubení.....	10
Obr. 4. Vnitřní ozubení.....	10
Obr. 5. Přímé zuby.....	11
Obr. 6. Šikmé zuby.....	11
Obr. 7. Dvojitě šikmé zuby.....	11
Obr. 8. Zakřivené zuby.....	11
Obr. 9. Šroubové zuby.....	11
Obr. 10. Ozubený hřeben.....	12
Obr. 11. Rychlostní poměry na ozubených kolech.....	12
Obr. 12. Ozubení čelního kola.....	15
Obr. 13. Základní profil evolventního ozubení.....	17
Obr. 14. Konstrukce evolventy.....	18
Obr. 15. Kolo N.....	19
Obr. 16. Kolo +V.....	19
Obr. 17. Kolo -V.....	19
Obr. 18. Podřezání paty zubu.....	20
Obr. 19. Mezní počet zubů.....	20
Obr. 20. Silové poměry – přímé zuby.....	21
Obr. 21. Silové poměry – šikmé zuby.....	22
Obr. 22. Planetový mechanismus.....	23
Obr. 23. Základní druhy planetových převodů.....	24
Obr. 24. Planetové soukolí s jednoduchým satelitem.....	26
Obr. 25. Vůle mezi satelity.....	29
Obr. 26. Mazání nuceným oběhem.....	31
Obr. 27. Kolíková spojka.....	32
Obr. 28. Zubová spojka.....	33
Obr. 29. Pojistná třecí spojka.....	33
Obr. 30. Schéma pohonu.....	34
Obr. 31. Silové poměry.....	45

Obr. 32. Vůle mezi satelity.....	48
Obr. 33. Lamely.....	48
Obr. 34. Mechanicky ovládaná lamelová spojka	49

SEZNAM TABULEK

Tab. 1. Normalizované moduly.....	14
Tab. 2. Mezní počet zubů.....	21

SEZNAM PŘÍLOH

P1 – Výkresová dokumentace

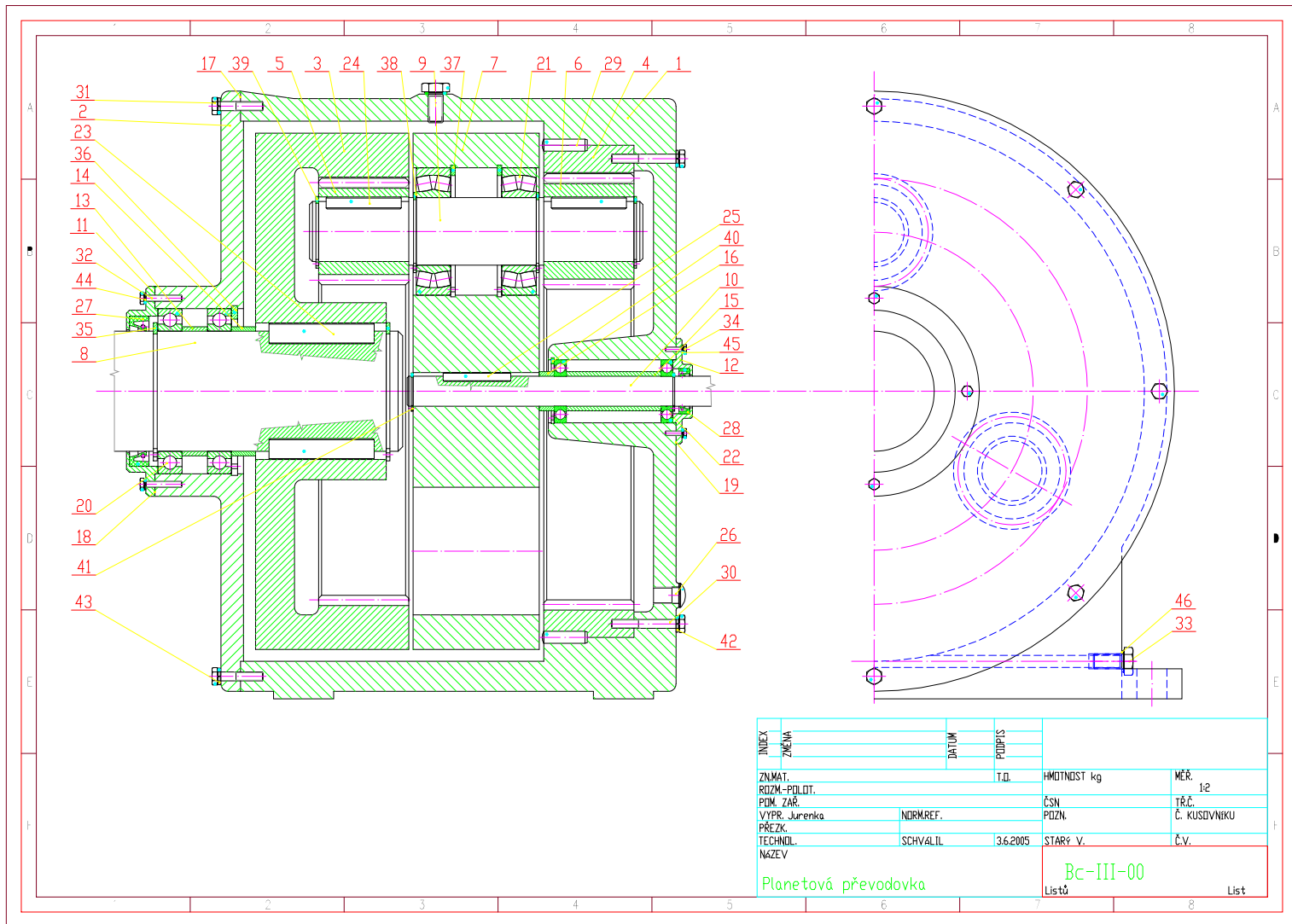
(1)	Sestava	Bc – III – 00
(2)	Skříň	Bc – III – 01
(3)	Víko	Bc – III – 02
(4)	Kolo	Bc – III – 03
(5)	Věnec	Bc – III – 04
(6)	Planeta I	Bc – III – 05
(7)	Planeta II	Bc – III – 06
(8)	Unašeč	Bc – III – 07
(9)	Hřídel I	Bc – III – 08
(10)	Hřídel II	Bc – III – 09
(11)	Hřídel III	Bc – III – 10
(12)	Víčko I	Bc – III – 11
(13)	Víčko II	Bc – III – 12
(14)	Kroužek I	Bc – III – 13
(15)	Kroužek II	Bc – III – 14
(16)	Kroužek III	Bc – III – 15
(17)	Kroužek IV	Bc – III – 16

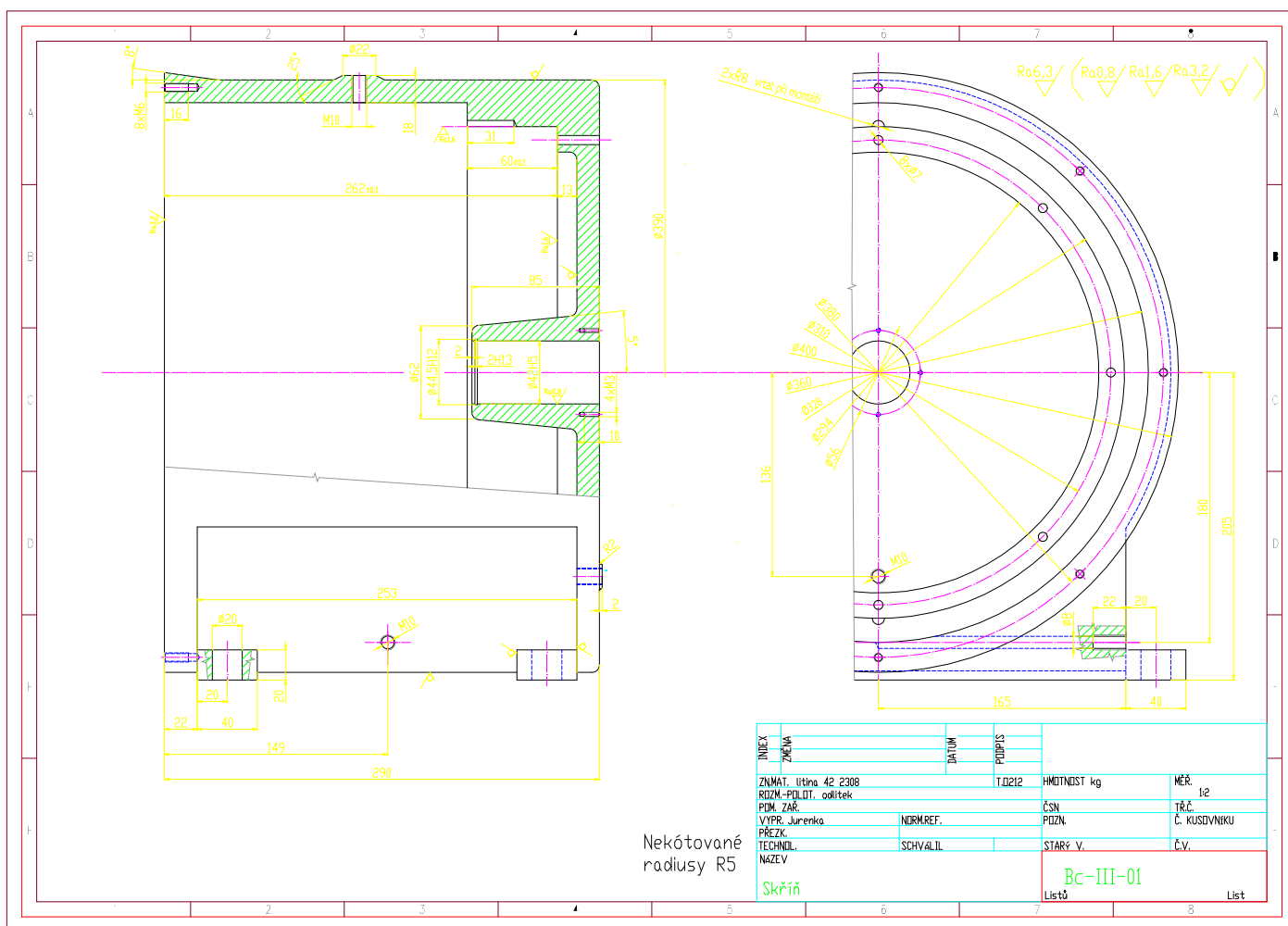
P2 – Elektronická dokumentace

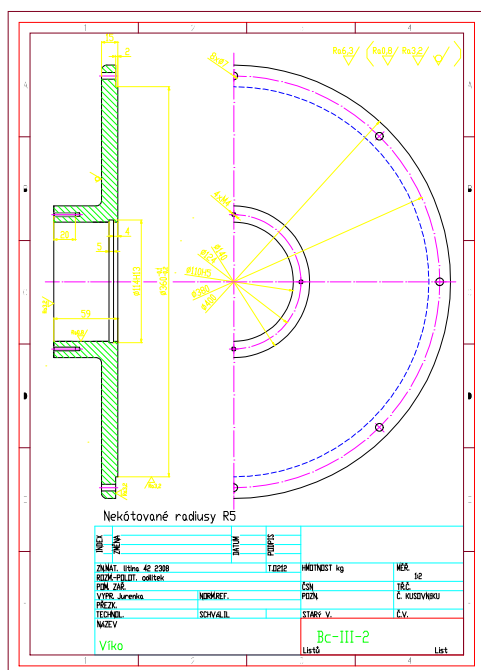
(1)	Přiložené CD
-----	--------------

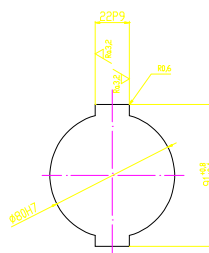
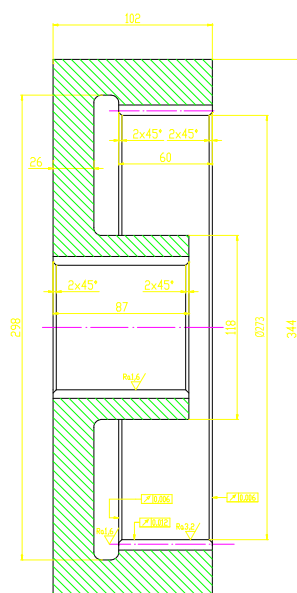
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- (1) Bolek, A. Části strojů II, Praha 1963
- (2) Bolek, A., Kochman, J. Části strojů 2. svazek. Praha 1990
- (3) Bolek, A., Kochman, J. Části strojů 1. svazek. Praha 1989
- (4) Charuza, J., Walter, J. Konstrukce a výpočet ozubených soukolí pro převodovky. Praha 1967
- (5) Jirků, S., Klepš, Z., Nožička, J. Tabulky pro mechaniku a strojnictví. Praha 1993
- (6) Kříž, R. Stavba a provoz strojů I, části strojů. Praha 1997
- (7) Kříž, R. Stavba a provoz strojů II, převody. Praha 1978
- (8) Mašek, A., Němec, A. Spojky. Bratislava 1963







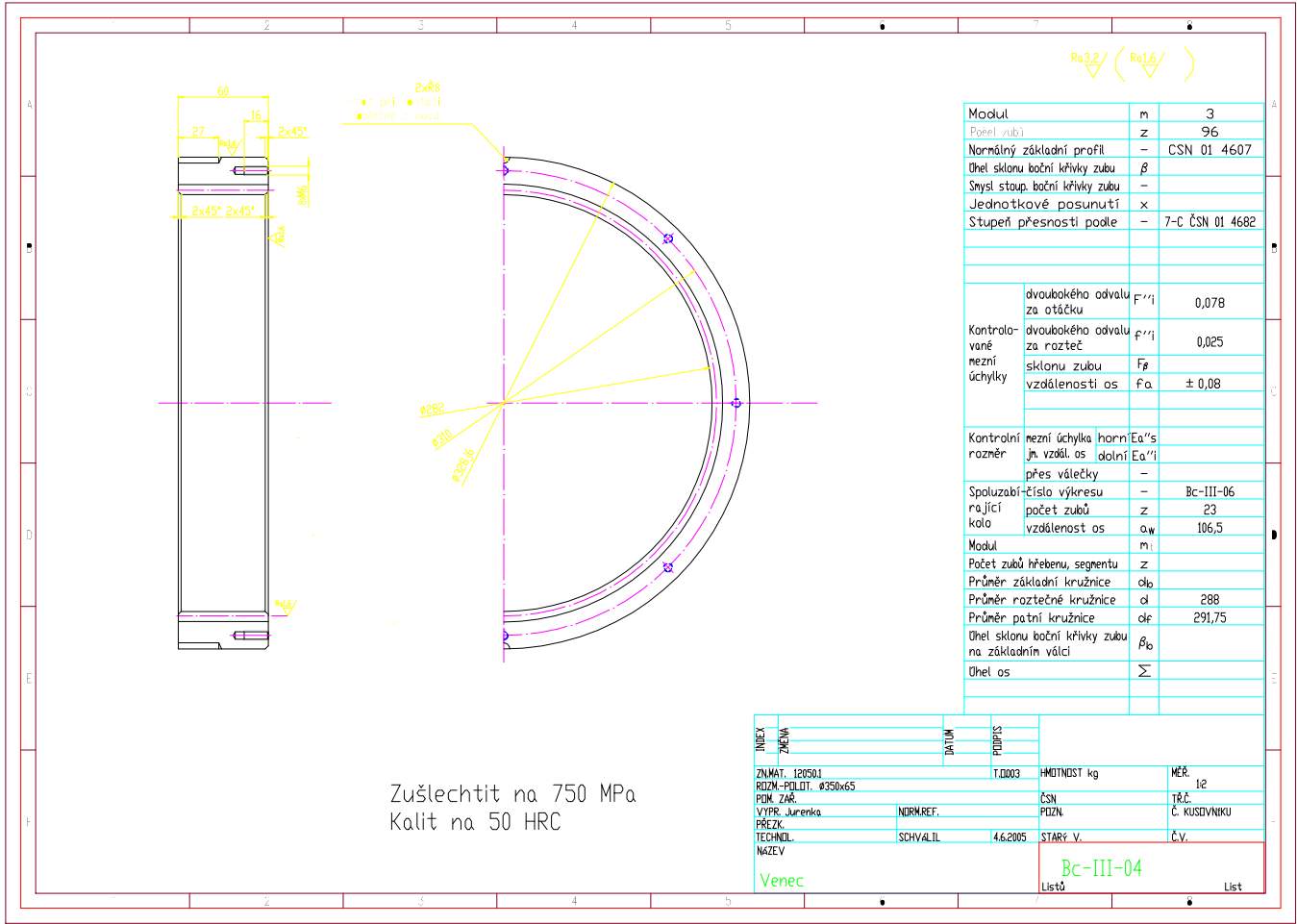


Zušlechtit na 750 MPa
Kalit na 50 HRC

Modul	m	3
Počet z_{ab}	z	93
Normální základní profil	-	CSN 01 4607
Úhel sklonu boční křivky zubu	β	
Smysl stup. boční křivky zubu	-	
Jednotkově posunutí	x	
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 4682
Kontrolované mezi úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F''_1 0,078
	dvoubokého odvalu za rozteč	F''_1 0,025
	sklonu zubu	F_β
	vzdálenosti os	F_a $\pm 0,08$
Kontrolní rozměr	mezi úchytky h _h vzáhl. os dolní Ea ¹ přes větečky	Ea ¹ s Ea ¹ i -
	číslo výkresu	- Bc-III-05
Spoluzabí- rající kolo	počet zubů	z 22
	vzdálenost os	a_w 106,5
Modul	m	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	
Průměr základní kružnice	d_b	
Průměr roztečné kružnice	d	279
Průměr patní kružnice	d_f	286,5
Úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	β_0	
Úhel os	Σ	

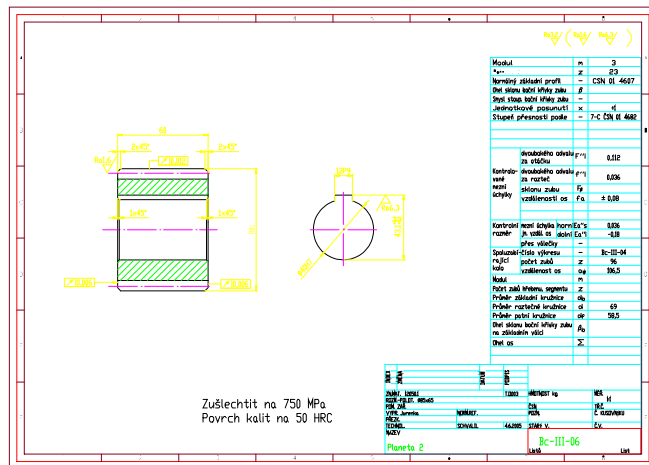
Nekótované radiusy R5

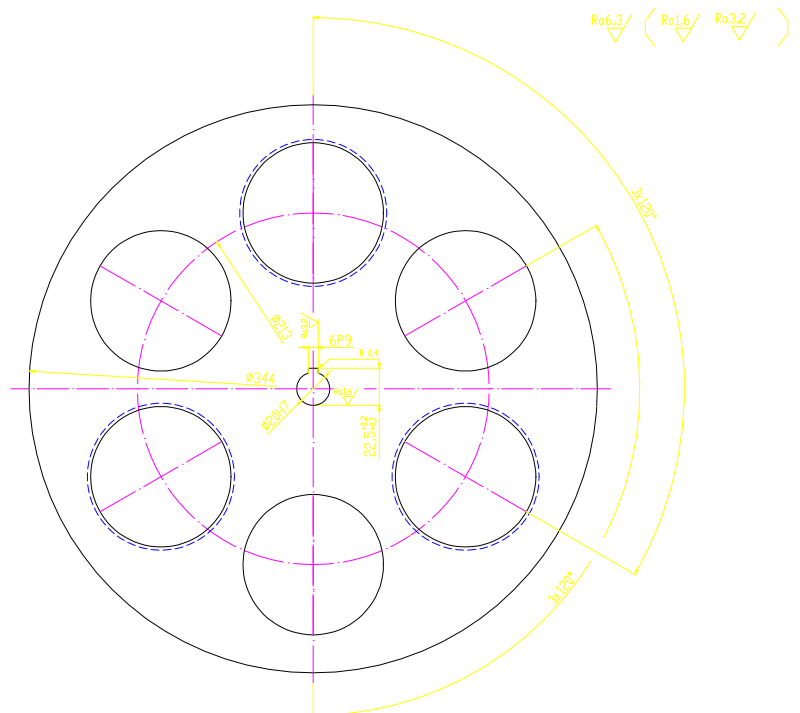
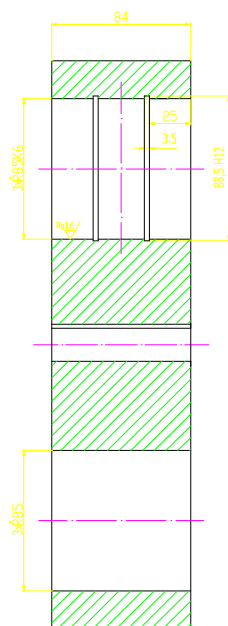
INDEX	MEZNA	DATA	PODPIS		
ZN.MAT. 12050.1			T.0003	H.MOTNDIST kg	MER. 12
ROZM.-POLIT. Ø350x110				ČSN	TRČ
POM. ZÁR.				POLZN	Č. KUSOVNIKU
VYPR. Jurenka	NORM.REF.				
PŘÍZK.					
TECHNID.	SCHVALIL	4.6.2005		STARÝ V.	Č.V.
NAZEV					
Kolo				BC-III-03	
				Lista	Lista



Modul	m	3
Počet zubů	z	96
Normální základní profil	-	CSN 01 4607
Ohel sklonu boční křivky zubu	β	-
Smysl stoap. boční křivky zubu	-	-
Jednotkové posunutí	x	-
Stupeň přesnosti poale	-	7-C ČSN 01 4682
Kontrola- vané mezí úchyly	dvoubokého odvalu za otáčku	F''_1 0,078
	dvoubokého odvalu za rozteč	F''_1 0,025
	sklonu zubu	F_β
	vzdálenosti os	F_a $\pm 0,08$
Kontrolní rozměr	mezí úchyly horní	$E_a''s$
	jm. vzdál. os dolní	$E_a''i$
Spoluzabí- rající kolo	přes válečky	-
	číslo výkresu	Bc-III-06
Modul	počet zubů	z 23
	vzdálenost os	a.w 106,5
Počet zubů hřebenu, segmentu	m	z
Průměr základní kružnice	z	
Průměr roztečné kružnice	ok	
Průměr patní kružnice	ol	288
Ohel sklonu boční křivky zubu na základním válci	of	291,75
Ohel os	β_o	
	Σ	

INDEX	DATA	PODPIS	
ZMENA			
ZNMAT. 120501		T.D003	HODNOTA kg
ROZM.-POLIT. 0350x65			MEŘ. 12
POM. ZHĚ.			ČSN
VYTR. Jurečka	NORM.REF.		POZN.
PŘEZK.			Č. KUSOVNIKU
TECHNOL.	SCHVALIL	4.6.2005	STARÝ V.
NAZEV			Č.V.
Verac			Bc-III-04
			Listů
			List





NÁZEV	DATUM	PŘÍPOJIS		
ZN.MAT. 11600.2 RÖHM - POLIOT. Ø350x90 ROM. ZÁR. VYPR. Jureňka PŘEZK. TECHNOL. NÁZEVL		T.D001	HMOTNEST kg ČSN POZN	MÉR. je TŘČ. Č. KUSOVNIKU
	NORM.REF.			
SCHVÁLIL	4.6.2005	STARÝ V.		Č.V.
Unašeč			Bc-III-07	Listů List

