

Příklady výpočtů částí strojů

Ing. Petr Zelený, Ph.D.

2015



evropský
sociální
fond v ČR



EVROPSKÁ UNIE



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY



OP Vzdělávání
pro konkurenceschopnost

INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

Poděkování

Vytvoření a vydání skript bylo podpořeno projektem OPVK „Zvýšení technických kompetencí absolventů pro průmyslovou praxí“ (Registrační číslo CZ.1.07/2.2.00/28.0311).

Obsah

1	Úvod	7
2	Výpočet srovnávací sazby stroje a výpočet doby úhrady	8
	2.1 Postup výpočtu	8
	2.2 Příklady zadání	10
3	Návrh tlumiče vyvrtávací tyče	11
	3.1 Postup výpočtu parametrů tyče	11
	3.2 Návrh tlumiče tyče	13
	3.3 Příklad zadání	13
4	Návrh převodovky vřeteníku	14
	4.1 Postup výpočtu	14
	4.1.1 Převodový diagram	14
	4.1.2 Otáčkový diagram, log. rozložení momentů, kinematické schéma uspořádání převodů	15
	4.1.3 Výpočet rozměrů ozubených kol	16
	4.1.4 Skutečné osové vzdálenosti	17
	4.1.5 Procentní úchylna otáček $\pm\Delta\%$ a její grafické vyjádření	17
	4.1.6 Výpočet modulu	18
	4.2 Přehled parametrů ozubených kol u obráběcích strojů	18
	4.3 Orientační výpočet průměrů hřídelů	18
5	Optimalizace uložení vřetená	19
	5.1 Postup výpočtu:	19
6	Výpočet pohonu posuvu (šroub - matice)	23
	6.1 Kontrola rychloposuvové rychlosti	23
	6.2 Návrh posuvového šroubu	24
	6.2.1 Výpočet tuhosti šroubu k_1 podle typu uložení	26
	6.2.2 Výpočet tuhosti šroub - matice	26

6.2.3	Výpočet tuhosti axiálního ložiska	26
6.2.4	Vlastní frekvence posuvu	27
6.2.5	Ztráta pohybu	27
6.2.6	Návrh stoupání šroubu	27
6.3	Návrh pohonu	28
7	Kulisový mechanismus	29
7.1	Postup výpočtu	29
7.1.1	Výpočet potřebných otáček motoru	30
7.1.2	Výpočet kroutícího momentu na motoru	30
7.1.3	Výpočet výkonu motoru	30
7.2	Příklad.....	30
8	Maltézský mechanismus vnější.....	31
8.1	Postup výpočtu	31
8.1.1	Dopočet parametrů mechanismu.....	32
8.1.2	Výpočet potřebných otáček motoru	32
8.1.3	Moment setrvačnosti stolu	32
8.1.4	Výpočet kroutícího momentu na motoru	32
8.1.5	Výpočet výkonu motoru	33
9	Maltézský mechanismus vnitřní	35
9.1	Výpočet potřebných otáček motoru.....	35
9.2	Výpočet kroutícího momentu na motoru	35
9.3	Výpočet výkonu motoru	36
	Literatura.....	38

1 Úvod

Učební text je určen hlavně studentům kombinované formy navazujícího magisterského studia studijního programu N2301 Strojní inženýrství, obor 2302T010 Konstrukce strojů a zařízení, zaměření Výrobní stroje, předmět Výrobní stroje I.

Cílem je ukázat studentům postup výpočtu vybraných částí a mechanismů výrobních strojů. Sloužit může též jako návod pro vypracování zadaných samostatných úloh v rámci cvičení z předmětu Výrobní stroje I.

2 Výpočet srovnávací sazby stroje a výpočet doby úhrady

Úkolem této kapitoly je ukázat výpočet srovnávací sazby stroje a doby úhrady. Tyto výpočty lze využít jako jeden z několika nástrojů při rozhodovacím procesu při modernizaci strojového parku ve firmě.

Vstupní data obvykle jsou tyto:

- cena stroje,
- náklady na zavedení stroje,
- zástavbové rozměry stroje,
- příkon stroje,
- počet pracovních směn,
- kusový čas,
- mzda a mzdová režie,
- doba odpisu, úroková míra, náklady na údržbu a opravy, cena za nájem plochy, cena energie, počet pracovních dní v roce.

2.1 Postup výpočtu

Vztah pro výpočet srovnávací sazby stroje:

$$S_S = (1 + F_O + F_{UR} + F_{UO} + F_P + F_E) \cdot \frac{(C + N_P)}{T_R}$$

F_O faktor odpisu stroje ($F_O = \frac{1}{D_O}$),

D_O doba odpisu stroje [roky],

F_{UR} faktor úrokové míry ($F_{UR} = \frac{U_M}{100}$),

U_M úroková míra [%],

F_{UO} faktor údržby a oprav ($F_{UO} = \frac{N_U}{100}$),

N_U náklady na údržbu a opravy [%]

F_P faktor nákladů na plochu ($F_P = \frac{a \cdot b \cdot C_P}{C + N_P}$)

a, b zástavbové rozměry stroje [m], C_P cena za nájem 1 m² / rok,

F_E faktor nákladů na energii ($F_E = \frac{P \cdot C_E \cdot T_R}{C + N_P} \cdot k_{pr} \cdot k_v$)

P příkon stroje [kW],

C_E cena energie [Kč / kWh],

$k_{pr} = 0,2$ koeficient příkonu,

$k_v = 0,5$ koeficient práce na stroji,

C cena stroje [Kč],

N_P náklady na zavedení (programy, nástroje, instalace) [Kč],

T_R efektivní časový fond stroje za rok [hod] (pro 8 pracovních hodin s 80 % využitím času) ($T_R = 8 \cdot P_D \cdot 0,8 \cdot s$)

P_D počet pracovních dní v roce,

s počet směn,

K_S počet vyrobených kusů za rok ($K_S = \frac{T_R \cdot 60}{t_K}$),

t_K kusový čas stroje [min].

Tabulka 1: Výpočet doby úhrady (porovnáním dvou strojů)

	Stroj I - konvenční	Stroj II – NC
kusový čas [hod]	t_K^I	t_K^{II}
srovnávací sazba stroje [Kč/hod]	S_S^I	S_S^{II}
mzdová sazba [Kč/hod]	M^I	M^{II}
mzdová režie [Kč/hod]	R_M^I	R_M^{II}
náklady na obsluhu [Kč/hod]	$S_O^I = M^I + R_M^I$	$S_O^{II} = M^{II} + R_M^{II}$
sazba stroje celkem [Kč/hod]	$S_{SC}^I = S_S^I + S_O^I$	$S_{SC}^{II} = S_S^{II} + S_O^{II}$
náklady na obrobění 1 kusu [Kč/ks]	$N^I = t_K^I \cdot S_{SC}^I$	$N^{II} = t_K^{II} \cdot S_{SC}^{II}$
ekonomický přínos za 1 rok [Kč/rok]	$U = (N^I - N^{II}) \cdot K_S^I$	
doba úhrady [roky]	$T_U = \frac{C^{II} + N_P^{II}}{U}$	

2.2 Příklady zadání

Zadání je formulováno jako reálný příklad náhrady konvenčního stroje NC strojem. Na úloze pracují dvojice studentů, přičemž každý počítá srovnávací sazbu stroje a po vzájemné výměně výsledků provedou výpočet doby úhrady. Úlohy je možno kombinovat zadáním různé směnnosti.

Tabulka 2: Srovnávané stroje

Konvenční stroj			NC stroj		
P [kW]	a x b [m]	cena [Kč]	P [kW]	a x b [m]	cena [Kč]
frézka FNGJ 20 TOS Žebrák			frézka MH 400P MAHO		
2,2	3 x 4	700 000,-	2,2	5 x 4	5 000 000,-
frézka FGS 32/40 TOS Žebrák			frézka FNG 63 CNC TOS Kuřim		
11	6 x 4	600 000,-	10	6 x 5	1 700 000,-
frézka FN 32 TOS Žebrák			frézka UWF 600H HERMLE		
3,5	4 x 4	400 000,-	3,3	5 x 5	4 500 000,-
bruska BRH 40A Povážské stroj.			bruska MFP MAGERLE		
5,5	2,5 x 2,5	700 000,-	8,5	3 x 4	5 500 000,-

Další hodnoty potřebné pro výpočet (není-li uvedeno jinak, jsou stejné pro všechna zadání):

- náklady na zavedení stroje : 10% z ceny stroje,
- kusový čas :
 - 144 min pro konvenční stroje,
 - 12 min pro NC stroje,
- mzda : 50 Kč/hod,
- mzdová režie : 250% ze mzdy,
- doba odpisu : 10 let,
- úroková míra : 2%,
- náklady na údržbu a opravy : 1% z celkových nákladů na pořízení a zavedení stroje,
- cena energie : 3,50 Kč/kWh,
- počet pracovních dní v roce : 252 dní.

3 Návrh tlumiče vyvrtávací tyče

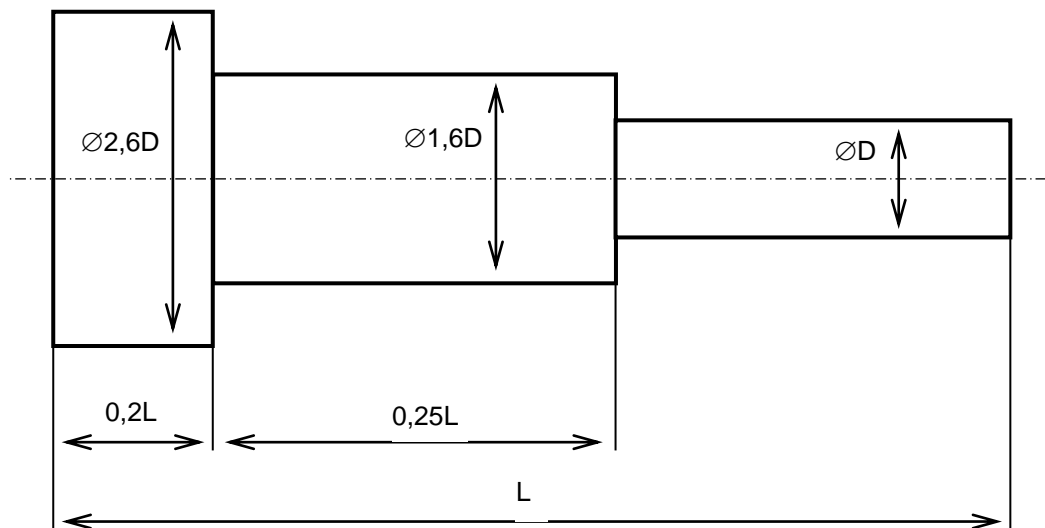
Úkolem této kapitoly je ukázat výpočet vhodného tlumiče pro vyvrtávací tyč.

Pro vyvrtávací tyč zadaných rozměrů je třeba stanovit:

- 1) Deformaci tyče (obecně),
- 2) Tuhost tyče,
- 3) Vlastní frekvenci tyče,
- 4) Receptanci.

Dále navrhnout tlumič tyče a nakreslit výkres.

Jsou dány tyto hodnoty: $\varnothing D$, poměr L/D , otáčky n , délka krčku tlumiče l_4 .



Obr. 1: výpočtový model tyče

3.1 Postup výpočtu parametrů tyče

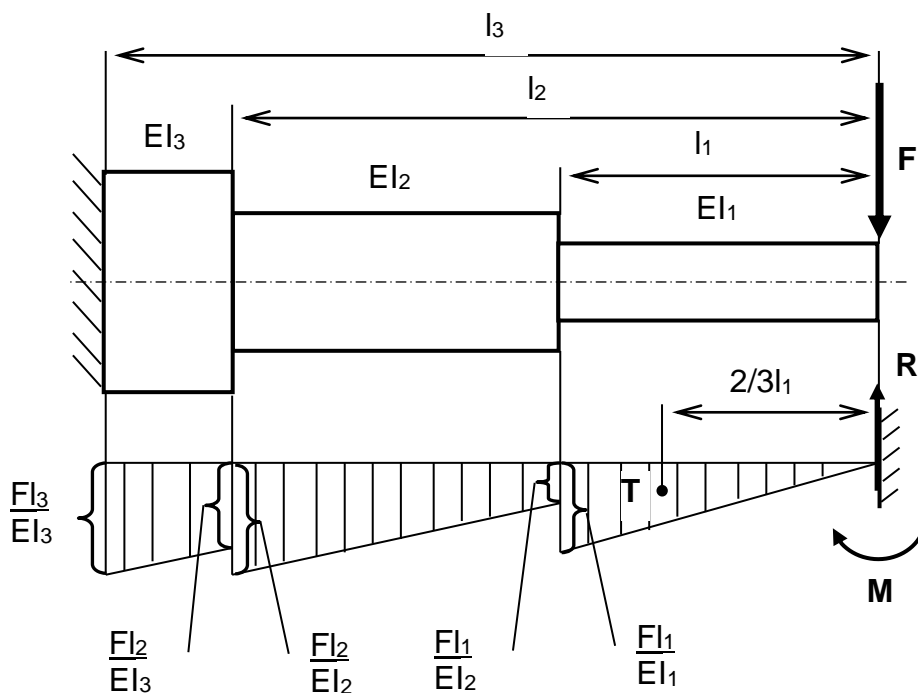
Vztah pro výpočet deformace tyče:

momentové plochy $\Rightarrow \Rightarrow$ fiktivní nosník

$$y \approx M = M_1 + M_2 + M_3$$

$$M_1 = \frac{Fl_1}{EI_1} \cdot l_1 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} l_1$$

.....



Obr. 2: Náhrada tyče fiktivním nosníkem

$$y = \frac{F \cdot (l_3^3 - l_2^3)}{3EI_3} + \frac{F \cdot (l_2^3 - l_1^3)}{3EI_2} + \frac{F \cdot l_1^3}{3EI_1} ; \quad I = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$$

Vztah pro výpočet tuhosti tyče:

$$k = \frac{dF}{dy} = \frac{1}{\left(\frac{l_3^3 - l_2^3}{3EI_3} + \frac{l_2^3 - l_1^3}{3EI_2} + \frac{l_1^3}{3EI_1} \right)}$$

Vztah pro výpočet vlastní frekvence tyče:

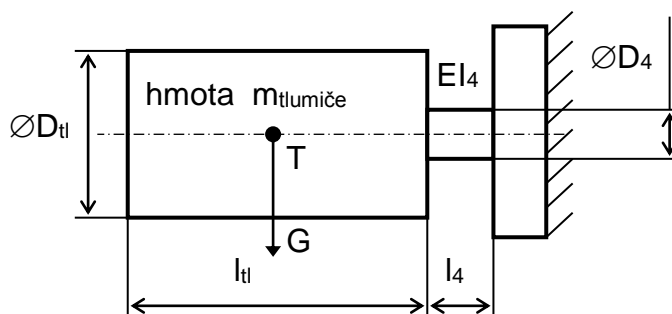
$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [s^{-1}] ; \quad f = \frac{\Omega}{2\pi} \quad [Hz]$$

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 \cdot l_1 + D_2^2 \cdot (l_2 - l_1) + D_3^2 \cdot (l_3 - l_2))$$

Vztah pro výpočet receptance tyče:

$$R_{dc} = \frac{1}{k} \cdot \frac{\Omega^2}{\Omega^2 - \omega^2}$$

3.2 Návrh tlumiče tyče



Obr. 3: Nákres tlumiče

Hmotu a rozměry tlumiče je nutno vhodně zvolit vzhledem k rozměrům vyvrtávací tyče při zachování předpokladu:

$$\Omega_{\text{tyče}} = \Omega_{\text{tlumičel}}$$

$$\Omega_{tl} = \sqrt{\frac{k_{tl}}{m_{tl}}} \Rightarrow k_{tl} = m_{tl} \cdot \Omega_{tl}^2$$

$$k_{tl} = \frac{3EI_4}{\left(l_4 + \frac{l_{tl}}{2}\right)^3} \quad (\text{zanedbání tuhosti hmoty tlumiče})$$

$$\text{Dáno: } l_4 = 10 \text{ mm} \quad ; \quad \text{Volíme: } \phi D_{tl}; l_{tl}; \rho_{tl}; E$$

$$m_{tl} \cdot \Omega_{tl}^2 = \frac{3EI_4}{\left(l_4 + \frac{l_{tl}}{2}\right)^3} \quad ; \quad I_4 = \frac{\pi D_4^4}{64} \Rightarrow D_4 = \sqrt[4]{\frac{64}{3\pi} \cdot \frac{m_{tl} \cdot \Omega_{tl}^2}{E} \cdot \left(l_4 + \frac{l_{tl}}{2}\right)^3}$$

$$\text{Rozsah výsledku: } D_4 = 5 \div 10 \text{ mm}$$

3.3 Příklad zadání

Zadání úlohy je pro každého studenta různé a vychází ze zadaného poměru L/D vyvrtávací tyče (v rozsahu $L/D > 8$), průměru D vyvrtávací tyče (v rozsahu $\phi D = 30 \div 60 \text{ mm}$) a otáček (pro všechny studenty stejné, např. $n = 150 \text{ ot. min}^{-1}$). Modul pružnosti $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, hustota $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, délka krčku $l_4 = 10 \text{ mm}$.

4 Návrh převodovky vřeteníku

Ukázka provedení návrhu převodovky vřeteníku pro zadané hodnoty:

- počet převodů p ,
- kvocient φ ,
- min. otáčky n_{\min} nebo max. otáčky n_{\max} [ot/min],
- otáčky motoru n_M [ot/min],
- přenášený výkon P [kW].

Nakreslete diagram převodů, diagram otáček, logaritmicke rozložení momentů, kinematické schéma uspořádání převodů.

Dále vypočtete modul a rozměry ozubených kol a stanovte předběžným výpočtem rozměry hřídelů. Určete skutečné osové vzdálenosti hřídelů.

Krajní úchytky pro výpočet převodů: 5%

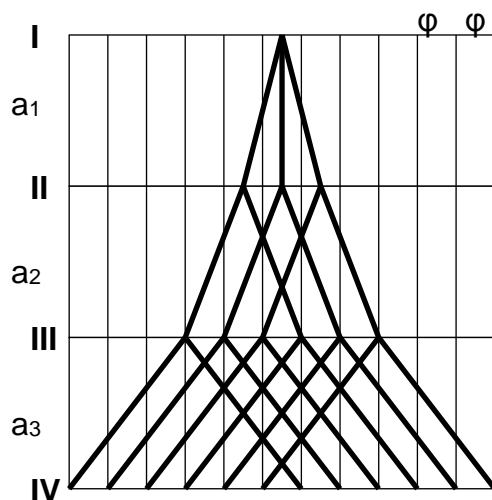
Střední skluz elektromotoru: 8%

4.1 Postup výpočtu

4.1.1 Převodový diagram

Například pro zadaný počet převodů $p = 12$:

$$p = 12 = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = 3 \cdot 2 \cdot 2 \Rightarrow \text{tríkolí, dvojkolí, dvojkolí}$$



Dílčí převodové rozsahy:

$$a_1 = \varphi^{k_1-1} = \varphi^2$$

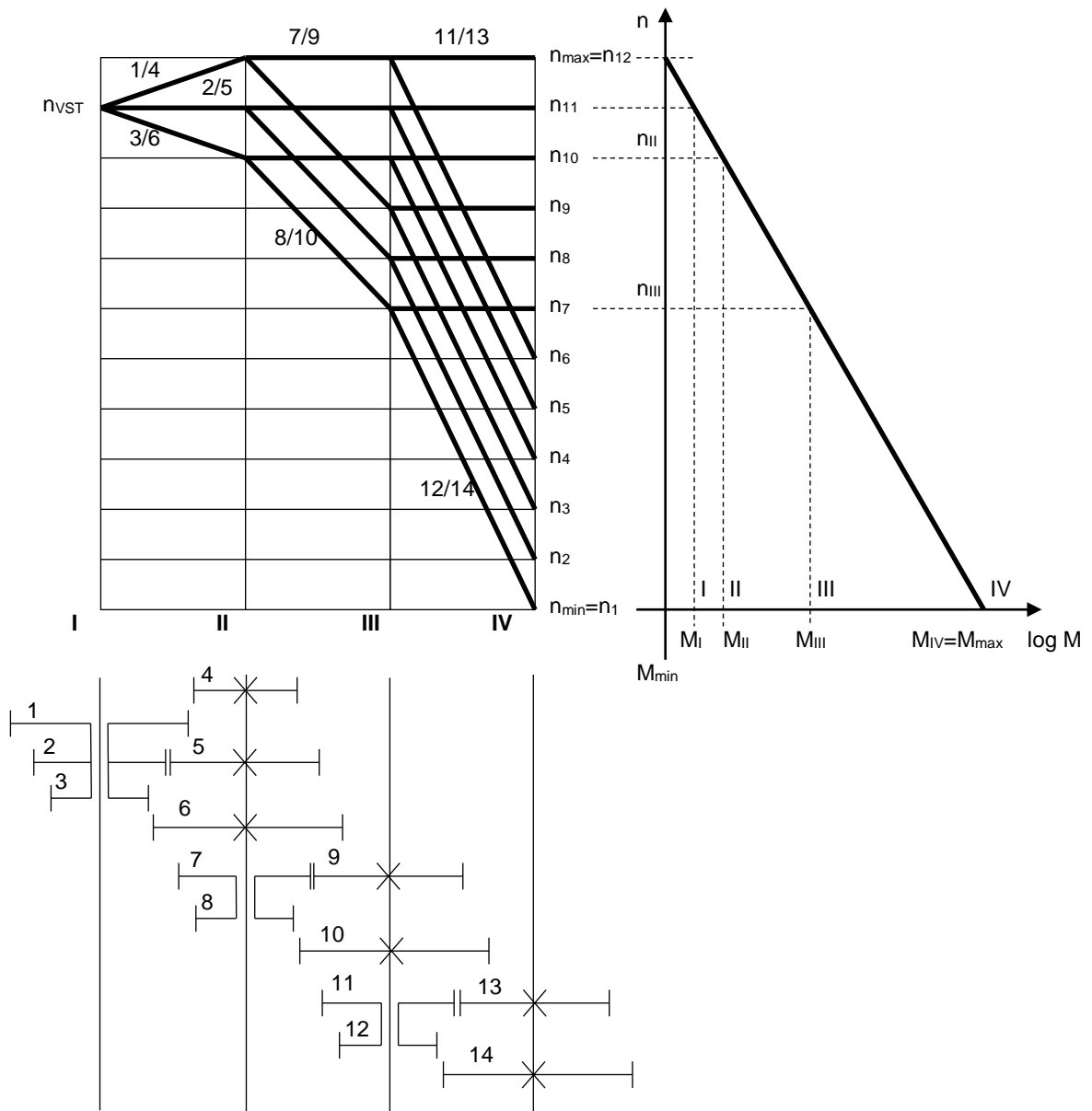
$$a_2 = \varphi^{k_1 \cdot (k_2-1)} = \varphi^3$$

$$a_3 = \varphi^{k_1 \cdot k_2 \cdot (k_3-1)} = \varphi^6$$

$$k_1 \geq k_2 \geq k_3 \geq k_n$$

$$a_1 \leq a_2 \leq a_3 \leq a_n$$

4.1.2 Otáčkový diagram, log. rozložení momentů, kinematické schéma uspořádání převodů



Teoretické otáčky :

$$n_{Ti} = \frac{n_{\max}}{\varphi^{p-i}}, \quad n_{Ti} = n_{\min} \cdot \varphi^{i-1}, \quad \text{kde } i \in \langle 1, p \rangle$$

Výpočet momentu :

$$M_{\min} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{P}{n_{\max}}, \quad M_{\max} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{P}{\frac{n_{\max}}{\varphi^{p-1}}}, \quad [Nm, W, \min^{-1}]$$

4.1.3 Výpočet rozměrů ozubených kol

Počet zubů ozubených kol :

Z otáčkového diagramu vyplývá :

$$\frac{z_1}{z_4} = \varphi \quad \frac{z_2}{z_5} = 1 \quad \frac{z_3}{z_6} = \frac{1}{\varphi}$$

osové vzdálenosti $a_{1,4}$, $a_{2,5}$, $a_{3,6}$ musí být shodné, tj. $a_{1,4} = a_{2,5} = a_{3,6}$

$$a_{1,4} = \frac{D_1 + D_4}{2} \quad a_{2,5} = \frac{D_2 + D_5}{2} \quad a_{3,6} = \frac{D_3 + D_6}{2}, \quad D_i = m \cdot z_i$$

$$\Rightarrow z_1 + z_4 = z_2 + z_5 = z_3 + z_6, \quad m = \text{konst.}$$

Podobně i další soukolí :

$$\frac{z_7}{z_9} = 1 \quad \frac{z_8}{z_{10}} = \frac{1}{\varphi^3}, \quad z_7 + z_9 = z_8 + z_{10}, \quad m = \text{konst.}$$

$$\frac{z_{11}}{z_{13}} = 1 \quad \frac{z_{12}}{z_{14}} = \frac{1}{\varphi^6}, \quad z_{11} + z_{13} = z_{12} + z_{14}, \quad m = \text{konst.}$$

4.1.4 Skutečné osové vzdálenosti

$$a_{I,II} = \frac{D_1 + D_4}{2} = \frac{D_2 + D_5}{2} = \frac{D_3 + D_6}{2}$$

$$a_{II,III} = \frac{D_7 + D_9}{2} = \frac{D_8 + D_{10}}{2}$$

$$a_{III,IV} = \frac{D_{11} + D_{13}}{2} = \frac{D_{12} + D_{14}}{2}$$

Výpočet skutečných otáček :

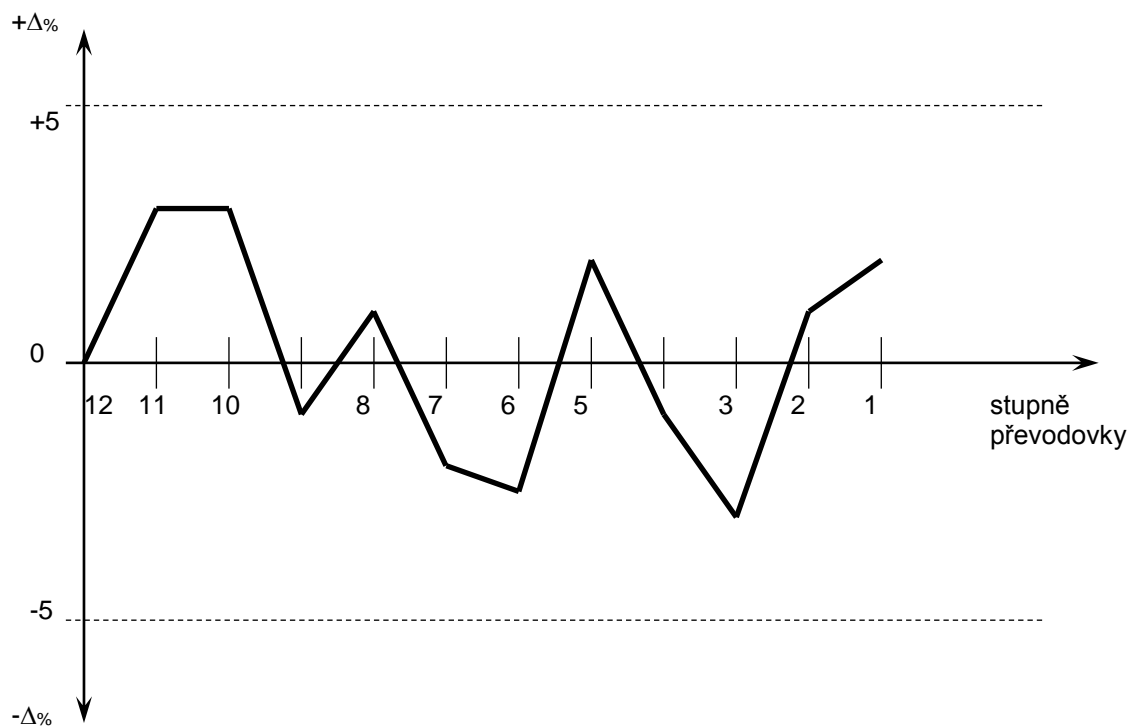
- z otáčkového diagramu a kinematického schématu uspořádání převodů :

$$n_{SK12} = n_{VST} \cdot \frac{z_1}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_9} \cdot \frac{z_{11}}{z_{13}}$$

$$n_{SK1} = n_{VST} \cdot \frac{z_{31}}{z_6} \cdot \frac{z_8}{z_{10}} \cdot \frac{z_{12}}{z_{14}}$$

4.1.5 Procentní úchylka otáček $\pm \Delta\%$ a její grafické vyjádření

$$\pm \Delta\% = \frac{n_T - n_{SK}}{n_T} \cdot 100 \quad [\%]$$



4.1.6 Výpočet modulu

- předběžné stanovení modulu vzhledem k zatížení :

$$m = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M}{c \cdot z \cdot \psi \cdot \pi}} \quad [mm]$$

M ... moment [Nm],

c ... provozní součinitel [MPa],

10 ÷ 20 [MPa] - pro první stupně,

30 ÷ 45 [MPa] - pro poslední stupně,

50 ÷ 60 [MPa] - pro velká zatížení,

z ... počet zubů,

ψ ... konstrukční parametr $\psi = \frac{b}{m}$; b ... šířka kola,

$\psi = 4,3 \div 13$, často $\psi = 6 \div 8$

4.2 Přehled parametrů ozubených kol u obráběcích strojů

97% ozubených převodů u obráběcích strojů má převod 1/4 ÷ 4.

počet zubů kola	15	16 ÷ 19	20 ÷ 60	60 a více	
zastoupení [%]	2	11	83	4	
modul	< 2	2 ÷ 2,3	2,3 ÷ 5		
zastoupení [%]	2	8	80		
materiál ozubených kol	11 600 11 700	12 010.9 12 020.9	12 050.6	14 220.9	16 420.6
zastoupení [%]	do 1	1,1	2,6	90	4,7

4.3 Orientační výpočet průměrů hřídelů

$$d_I = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{P}{n_{VST}}} \quad [cm, kW, \min^{-1}] \quad d_{II} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{P}{n_{II}}} \quad [cm, kW, \min^{-1}]$$

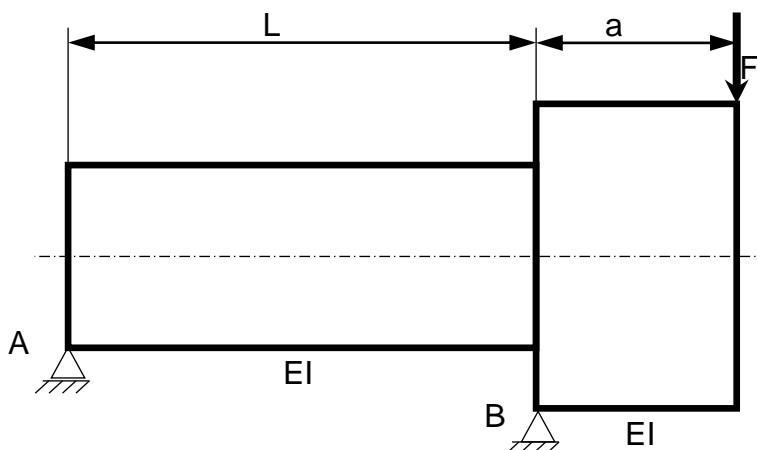
$$d_{III} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{P}{n_{III}}} \quad [cm, kW, \min^{-1}] \quad d_{IV} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{P}{n_{min}}} \quad [cm, kW, \min^{-1}]$$

n_{II} , n_{III} ... viz otáčkový diagram a logaritmické rozložení momentů

5 Optimalizace uložení vřetena

Pro dané zatížení a charakteristické rozměry vřetena obráběcího stroje (uvedeno na přiloženém výkresu) vypočtete optimální vzdálenost ložisek. Dále překreslete tento výkres vřetena v měřítku 1 : 1.

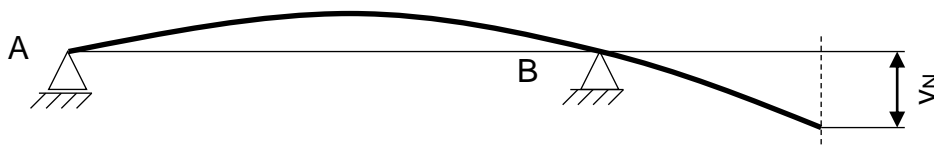
5.1 Postup výpočtu:



Obr. 4: Výpočtový model vřetena

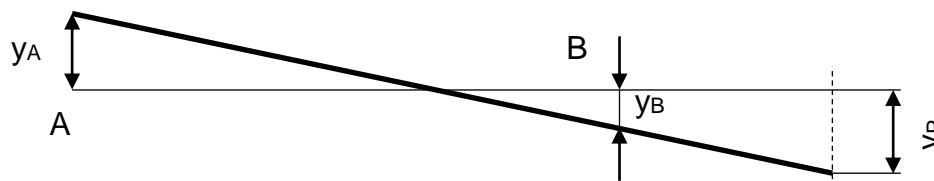
Celkový průhyb vřetena je dán součtem deformací vřetena a deformací ložisek.

1. Průhyb vřetena zatíženého silou F za předpokladu, že ložiska jsou tuhá:



$$y_N = \frac{Fa^2L}{3EI_1} + \frac{Fa^3}{3EI_2}$$

2. Průhyb vřetena za předpokladu, že ložiska jsou poddajná a vřeteno tuhé:



$$\frac{y_A + y_P}{a + L} = \frac{y_A + y_B}{L} \quad \Rightarrow \quad y_P = \frac{(y_A + y_B) \cdot (a + L)}{L} - y_A$$

Pružné deformace ložisek y_A , y_B se určí podle následující tabulky:

Typ ložiska	Způsob zatěžování	
	$\delta_a = 0$	$\delta_r = 0$
Naklápěcí kuličková ložiska	$\delta_r = \frac{70 \cdot 10^{-5}}{\cos \alpha} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q^2}{D_W}}$	-----
Radiální kuličková ložiska	$\delta_r = 44 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q^2}{D_W}}$	-----
Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem	$\delta_r = \frac{44 \cdot 10^{-5}}{\cos \alpha} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q^2}{D_W}}$	$\delta_a = \frac{44 \cdot 10^{-5}}{\sin \alpha} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q^2}{D_W}}$
Ložiska s přímkovým stykem na obou kroužcích	$\delta_r = \frac{8 \cdot 10^{-5}}{\cos \alpha} \cdot \frac{Q^{0,9}}{L_a^{0,8}}$	$\delta_a = \frac{8 \cdot 10^{-5}}{\sin \alpha} \cdot \frac{Q^{0,9}}{L_a^{0,8}}$
Ložiska s přímkovým stykem na jednom kroužku a bodovým stykem na druhém	$\delta_r = \frac{22 \cdot 10^{-5}}{\cos \alpha} \cdot \frac{Q^{3/4}}{L_a^{1/2}}$	$\delta_a = \frac{22 \cdot 10^{-5}}{\sin \alpha} \cdot \frac{Q^{3/4}}{L_a^{1/2}}$
Axiální kuličková ložiska	-----	$\delta_a = \frac{52 \cdot 10^{-5}}{\sin \alpha} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q^2}{D_W}}$
Síla na valivý element	$Q = \frac{5 \cdot F_r}{i \cdot z \cdot \cos \alpha}$	$Q = \frac{F_a}{z \cdot \sin \alpha}$

- i ... počet řad valivých tělísek,
- z ... počet valivých tělísek v jedné řadě,
- δ_r ... deformace v radiálním směru [mm],
- δ_a ... deformace v axiálním směru [mm],
- D_W ... průměr valivého tělíska [mm],
- L_a ... efektivní délka valivého tělíska [mm],
- α ... úhel styku,
- F_r ... zatížení v radiálním směru [N],
- F_a ... zatížení v axiálním směru [N],
- Q ... síla na valivý element [N].

Pokud nejsou rozměry valivých elementů a jejich počet udány v katalogu, lze je přibližně vypočítat :

$$D_w = q_1 \cdot (D - d)$$

$$z = q_2 \cdot \frac{D + d}{D_w}$$

$$L_a = 1,4 \cdot D_w$$

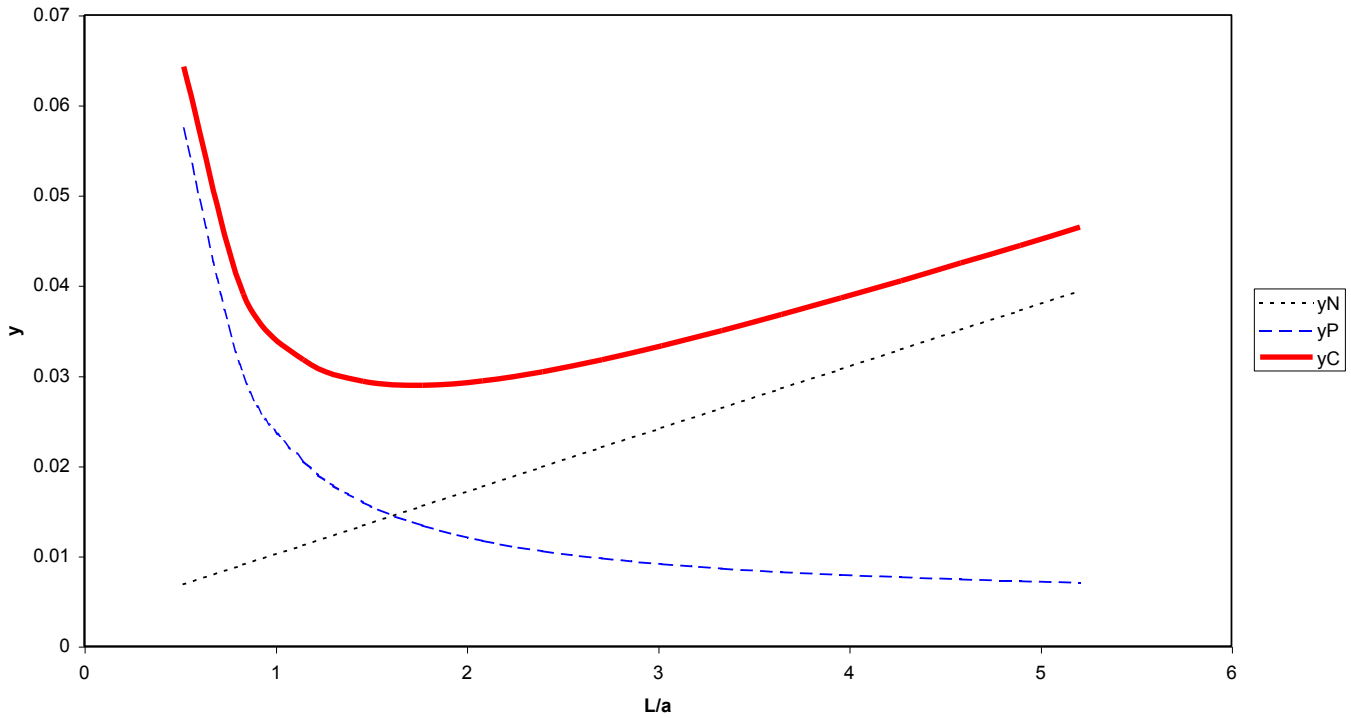
Druh ložiska	q_1		q_2	
	od	do	od	do
Radiální ložiska				
Kuličková, jednořadá	0,216	0,330	0,890	0,990
Kuličková, dvouřadá	0,200	0,280	1,190	1,390
Kuličková s kosoúhlým stykem jednořadá	0,250	0,320	1,240	1,400
Kuličková s kosoúhlým stykem dvouřadá	0,241	0,290	1,250	1,480
Kuličková naklápěcí	0,217	0,238	1,070	1,330
Válečková	0,205	0,257	0,970	1,240
Soudečková	0,259	0,289	1,150	1,360
Soudečková naklápěcí	0,233	0,278	1,150	1,400
Kuželíková	0,220	0,280	1,300	1,600
Jehlová bez klece	0,130	0,210	1,570	1,570
Jehlová s klecí	0,130	0,210	0,780	1,000
Axiální ložiska				
Kuličková	0,318	0,386	1,190	1,420
Soudečková naklápěcí	0,237	0,253	1,070	1,120
Kuličková axiální s kosoúhlým stykem	0,340	0,380	1,230	1,410
Válečková	0,270	0,350	0,850	1,200

D ... vnější průměr ložiska,

d ... vnitřní průměr ložiska.

Optimální vzdálenost ložisek je v případě, kdy je součet deformací minimální – určuje se graficky :

Průhyb vřetene



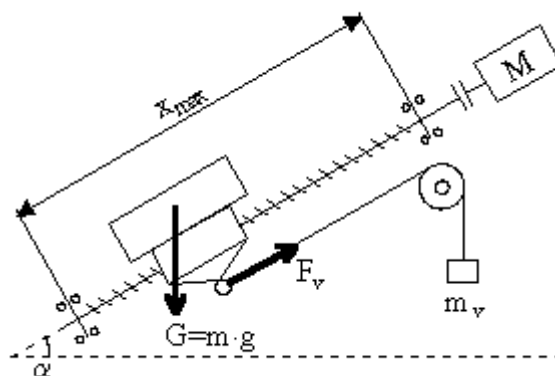
Nejčastěji $(L/a)_{opt} \in \langle 2; 6 \rangle$.

6 Výpočet pohonu posuvu (šroub - matice)

Pro dané kinematické schéma pohonu navrhnete posuvový šroub a vypočtete potřebný kroutící moment a výkon motoru.

Dále je dáno:

- hmotnost suportu m [kg],
- hmotnost vývažky m_v [kg],
- maximální zdvih x_{max} [mm],
- rychloposuv v_r [m/min],
- pracovní rychlost v_p [m/min],
- zrychlení a [m/s²],
- řezná síla F_r [kN],
- součinitel tření f ,
- úhel sklonu stolu α [°].



6.1 Kontrola rychloposuvové rychlosti

např. pro rampový rozběh:

$$v_{lim} = a \cdot T$$

$$x_{max} = v_{lim} \cdot T$$

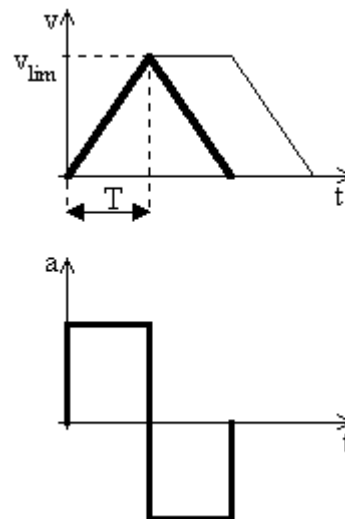
$$\Rightarrow v_{lim} = \sqrt{3,6 \cdot a \cdot x_{max}} \quad [m / min]$$

kde: a ... zrychlení suportu [m/s²],

x_{max} ... max. zdvih [mm].

Pro rychlost rychloposuvu musí platit:

$$\underline{v_r \leq v_{lim}}$$



6.2 Návrh posuvového šroubu

Při návrhu šroubu se vychází ze zatěžující síly působící na šroub:

$$F_{zat} = F_r + F_T + |F_G| + F_d, \text{ kde: } F_T = G \cdot \cos \alpha \cdot f; \quad G = m \cdot g;$$

$$F_G = G \cdot \sin \alpha - F_v; \quad F_v = m_v \cdot g;$$

$$F_d = m \cdot a.$$

(absolutní hodnota z F_G - bere se v úvahu vždy horší případ)

Tato síla F_{zat} nesmí překročit dovolenou sílu při zatížení šroubu na vzpěr.

$$\Rightarrow F_{zat} \leq \frac{f_u \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{x_{max}^2 \cdot k} \quad [N]$$

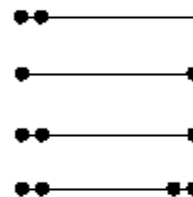
kde: f_u ... koeficient uložení šroubu:

$f_u = 0,25$ pevný konec - volný konec

$f_u = 1,0$ oba konce podepřené

$f_u = 2,0$ pevný konec - podepřený konec

$f_u = 4,0$ pevný konec - pevný konec



E ... modul pružnosti [MPa],

I ... kvadratický modul průřezu $I = \frac{\pi}{64} \cdot d^4$ [mm⁴],

d ... malý průměr závitu šroubu [mm],

x_{max} ... maximální zdvih [mm],

k ... součinitel bezpečnosti (1,3 až 5).

Pro krátké šrouby jsou přípustná tahová / tlaková zatížení v následující tabulce:

Průměr šroubu [mm]	16	18	20	25	28	32	36	40	45	50	55	63	70	80	100
Přípustná síla [kN]	21	28	32	54	66	82	110	137	184	221	285	338	435	616	1000

Z předchozího vztahu lze vyjádřit $\varnothing d$ šroubu :
$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot x_{max}^2 \cdot k \cdot F_{zat}}{\pi^3 \cdot f_u \cdot E}} \quad [mm]$$

Dle vypočteného $\varnothing d$ zvolit příslušný kuličkový šroub z katalogu (pozor na jednotky v některých katalozích – např. 1kgf = 10N).

Pro takto navržený šroub se dále počítají maximální přípustné otáčky (při rychloposuvu):

$$n_{krit} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot \lambda^2}{2 \cdot \pi \cdot x_{max}^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot A}} \quad [\text{min}^{-1}]$$

kde: λ ... koeficient uložení šroubu:

$\lambda = 1,875$ pevný konec - volný konec,

$\lambda = 3,142$ oba konce podepřené,

$\lambda = 3,927$ pevný konec - podepřený konec,

$\lambda = 4,730$ pevný konec - pevný konec,

x_{max} ... maximální zdvih [mm],

E ... modul pružnosti [MPa],

I ... kvadratický modul průřezu [mm⁴],

ρ ... hustota, pro ocel $\rho = 7850$ [kg · m⁻³],

A ... průřez jádra šroubu $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ [mm²].

Dále se provádí výpočet životnosti šroubu:

$$L = \left(\frac{Ca}{f_w \cdot F_{zat}} \right)^3 \cdot 10^6 \quad [\text{otáčtá}]$$

kde: Ca ... základní dynamická únosnost (z katalogu) [N],

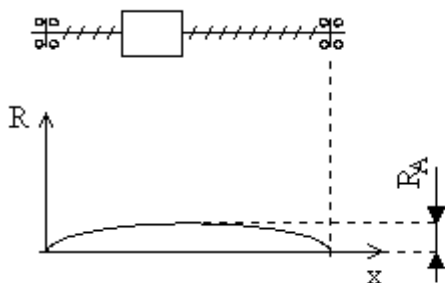
f_w ... faktor zatěžování:

$f_w = 1,0 \div 1,2$ klidné pohyby bez rázů,

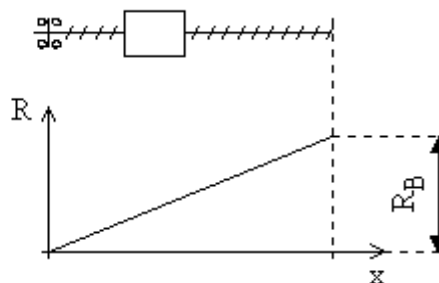
$f_w = 1,2 \div 1,5$ běžné pohyby,

$f_w = 1,5 \div 2,0$ pohyby s rázy.

Takto navržený šroub je třeba ještě zkontrolovat jako součást servopohonu stroje (tzn. jeho vlastní frekvence musí být větší než 50 Hz a celková vůle menší než 10 μm).

6.2.1 Výpočet tuhosti šroubu k_1 podle typu uložení

A. oboustranné (oba konce pevné)



B. jednostranné uložení šroubu

$$R_A = \frac{L}{4 \cdot E \cdot A} \cdot 10^3 \quad [\mu\text{m} \cdot \text{N}^{-1}]$$

$$R_B = 4 \cdot R_A = \frac{L}{E \cdot A} \cdot 10^3 \quad [\mu\text{m} \cdot \text{N}^{-1}]$$

kde: R ... poddajnost šroubu [$\mu\text{m} \cdot \text{N}^{-1}$],
 L ... délka šroubu ($L = x_{\text{max}} + \text{délka matice}$) [mm],
 E ... modul pružnosti [MPa],
 A ... průřez šroubu [mm^2].

Tuhost šroubu : $\Rightarrow k_1 = \frac{1}{R_{A,B}} \quad [\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}]$

6.2.2 Výpočet tuhosti šroub - matice

$$k_2 = i \cdot d \cdot \chi \quad [\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}]$$

kde: i ... počet závitů v matici (z katalogu),
 d ... průměr šroubu [mm],
 χ ... koeficient, $\chi = 5 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}]$.

6.2.3 Výpočet tuhosti axiálního ložiska

- viz kapitola 5 a katalog ložisek $k_3 = \frac{F_{\text{zat}}}{\delta_a} \quad [\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}]$

Celková tuhost posuvu: $k_{\text{celk}} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}} \quad [\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}]$

6.2.4 Vlastní frekvence posuvu

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{celk}}{m}} \quad [Hz]$$

kde: k_{celk} ... celková tuhost posuvu [$N \cdot m^{-1}$],
 m ... hmotnost suportu [kg].

$f_0 > 50$ Hz (min. 30 Hz – velké stroje) – velká mechanika suportu podmínka (1)

$f_0 > 1000$ Hz – malá mechanika (pro sestavu – měřítko, snímač)

6.2.5 Ztráta pohybu

Deformace posuvu při rozjezdu, projevující se pro odměřování jako vůle.

$$h_k = \frac{2 \cdot F_T}{k_{celk}} \quad [\mu m]; \quad [N; N \cdot \mu m^{-1}]$$

$h_k + h_v < 10 \mu m$ (max. 20 μm) podmínka (2)

kde: h_k ... vůle od tuhosti [μm]
 h_v ... mechanická vůle [μm]

Platí-li podmínka (1) a současně podmínka (2), pak šroub **VYHOVUJE**.

6.2.6 Návrh stoupání šroubu

- stoupání je dáno max. dovolenými otáčkami šroubu n_{dov} (buď z katalogu nebo výpočet, kdy $n_{dov} = 0,8 \cdot n_{krit} \quad [min^{-1}]$)

$$n_{max} = \frac{v_r}{s_s} \quad [min^{-1}]$$

kde: v_r ... rychlost rychloposuvu [$m \cdot min^{-1}$],
 s_s ... stoupání šroubu [m].

Musí platit podmínka: $n_{max} \leq n_{dov}$

Pokud nevyhovuje, je třeba zvětšit stoupání šroubu.

6.3 Návrh pohonu

Převod šroubu:
$$K_S = \frac{dx}{d\varphi} = \frac{s_s}{2 \cdot \pi} \quad [m \cdot rad^{-1}]$$

Redukce parametrů na šroub:

$$\frac{1}{2} \cdot I_{red} \cdot \omega_M^2 = \frac{1}{2} \cdot I_S \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_r^2 \Rightarrow \underline{I_{red} = I_S + m \cdot K_S^2} \quad [kg \cdot m^2]$$

kde: I_{red} ... redukovaný moment setrvačnosti,

$$I_S \dots \text{moment setrvačnosti šroubu, } I_S = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot L}{32} \cdot \rho \quad [kg \cdot m^2],$$

d ... průměr šroubu [m],

L ... délka šroubu [m],

ρ ... hustota [$kg \cdot m^{-3}$],

m ... hmotnost suportu [kg].

Třecí moment na šroubu:
$$M_T = F_T \cdot K_S \quad [N \cdot m],$$

Statický moment:
$$M_{STAT} = F_G \cdot K_S \pm M_T \quad [N \cdot m],$$

Pracovní moment:
$$M_{PRAC} = F_r \cdot K_S + M_{STAT} \quad [N \cdot m],$$

Dynamický moment:
$$M_{DYN} = M_{PRAC} + I_{red} \cdot \varepsilon \quad [N \cdot m], \quad \varepsilon = \frac{a}{K_S} \quad [s^{-2}]$$

Potřebný výkon motoru:
$$P_{PM} = M_{DYN} \cdot \omega_{max} = M_{DYN} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{max} \quad [W]$$

kde: n_{max} ...otáčky šroubu při rychloposuvu [s^{-1}].

Pro volbu motoru musejí být splněny následující podmínky:

$$\begin{aligned} I_M &\geq I_{red}, \\ 0,2 \cdot M_{trv} &\geq M_T, \\ M_{trv} &\geq M_{PRAC}, \\ M_{trv} &\geq M_{DYN}, \\ P_M &\geq P_{PM}, \end{aligned}$$

kde: I_M ... moment setrvačnosti motoru [$kg \cdot m^2$],

M_{trv} ... trvalý (jmenovitý) moment motoru [N·m],

P_M ... výkon motoru [W].

Poznámka:

Takto provedený výpočet posuvového šroubu je orientační, přesnější výpočty udává každý výrobce ve svém katalogu kuličkových šroubů.

7 Kulisový mechanismus

Pro kulisový mechanismus vypočtete:

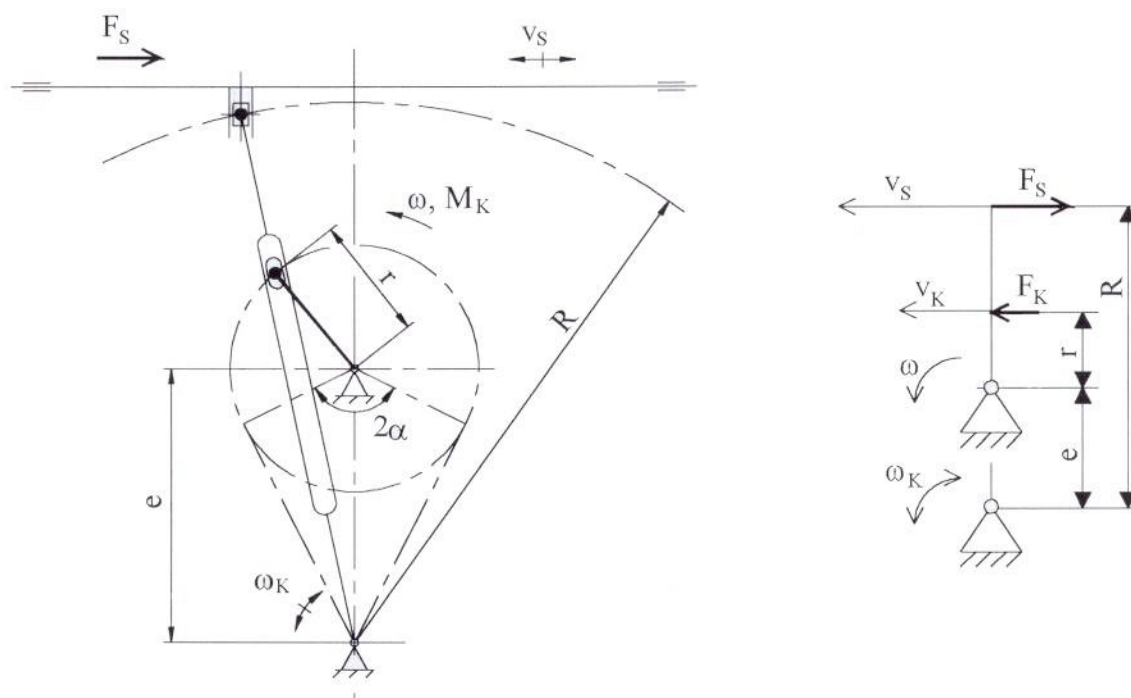
- potřebné otáčky motoru n ,
- moment na motoru M_k ,
- potřebný výkon motoru P ,
- zpětnou rychlost smykadla v_z ,
- hlavní čas t_h ,
- vedlejší čas t_v .

Je-li dáno:

- rozměry mechanismu e, r, R ,
- rychlost stolu v_s ,
- zatížení stolu F_s .

alternativa: Z daných otáček kliky a výkonu motoru určete pracovní rychlost smykadla a max. řeznou sílu na smykadle.

7.1 Postup výpočtu



Obr. 5: Schéma kulisového mechanismu

7.1.1 Výpočet potřebných otáček motoru

Dle obr. 5:

$$v_k = \omega \cdot r = \omega_k \cdot (e + r) \quad \text{kde: } \omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad \text{a} \quad \omega_k = \frac{v_s}{R}$$
$$\Rightarrow n = \frac{v_s \cdot (e + r)}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot R} \quad [\text{min}^{-1}]$$

7.1.2 Výpočet kroutícího momentu na motoru

$$F_s \cdot R = F_K \cdot (e + r) \Rightarrow F_K$$
$$M_{K \max} = F_K \cdot r = \frac{F_s \cdot r \cdot R}{e + r} \quad [\text{N} \cdot \text{m}]$$

7.1.3 Výpočet výkonu motoru

$$P = M_{K \max} \cdot \omega = M_{K \max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad [\text{W}]$$

7.2 Příklad

Dáno: $v_s = 50 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$; $F_s = 1000 \text{ N}$; $R = 700 \text{ mm}$; $r = 150 \text{ mm}$; $e = 250 \text{ mm}$;

Vypočítat:

$$n = 30,3 \text{ min}^{-1}; \quad M_K = 262,5 \text{ N} \cdot \text{m}; \quad P = 832,9 \text{ W};$$

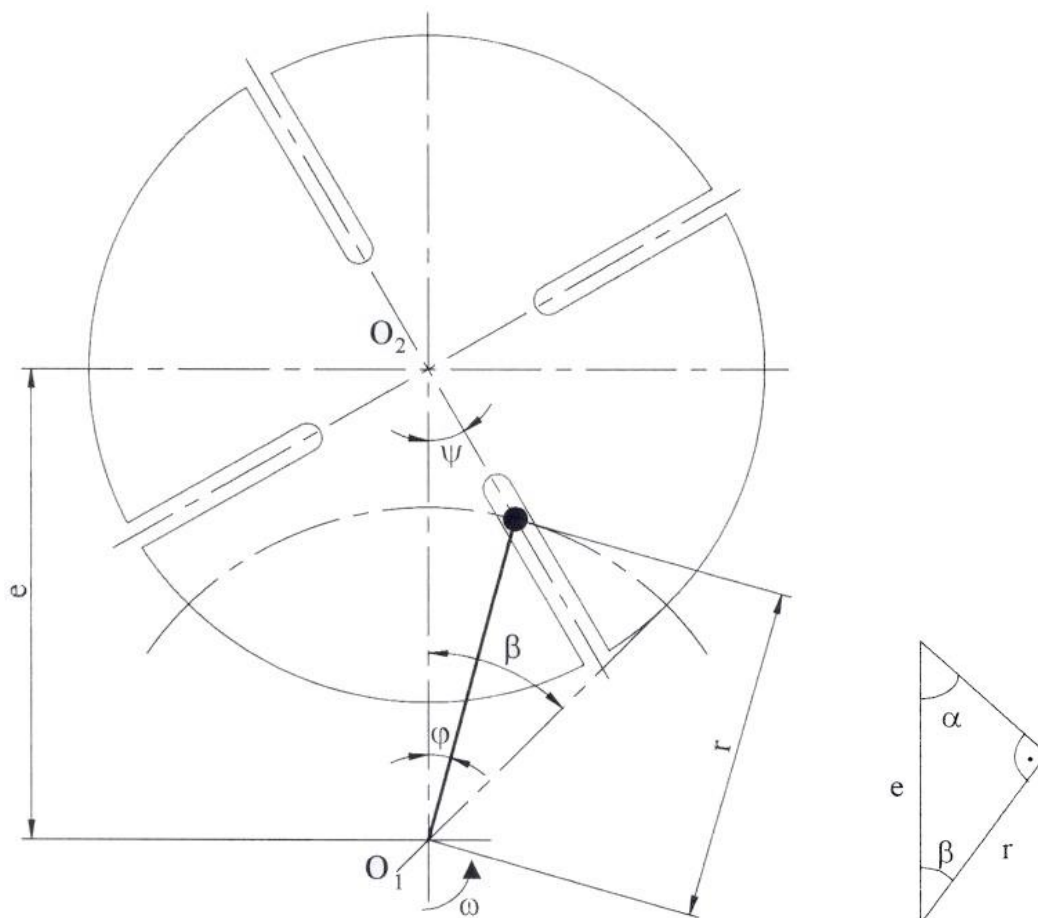
max. zpěť rychlost $v_z = 200 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$; hlavní čas $t_h = 1,4 \text{ s}$; vedlejší čas $t_v = 0,58 \text{ s}$.

8 Maltézský mechanismus vnější

Pro daný mechanismus vypočtete potřebné otáčky motoru n , moment na motoru M_k a potřebný výkon motoru P . Je-li dáno:

- | | | | |
|----|--|----|--|
| A. | vedlejší čas t_v , | B. | vedlejší čas t_v , |
| | rozměry mechanismu e, r , | | vzdálenost os e , |
| | parametry stolu $\varnothing D, h, \rho$, | | počet poloh j , |
| | dopočítat počet poloh j . | | parametry stolu $\varnothing D, h, \rho$, |
| | | | dopočítat velikost kliky r . |

8.1 Postup výpočtu



8.1.1 Dopocet parametrů mechanismu

Pocet poloh j:

Velikost kliky r:

$$\sin \alpha = \frac{r}{e} \Rightarrow \alpha$$

$$2 \cdot \alpha = \frac{2\pi}{j} \Rightarrow \alpha$$

$$2 \cdot \alpha = \frac{2\pi}{j} \Rightarrow j$$

$$\sin \alpha = \frac{r}{e} \Rightarrow r$$

8.1.2 Výpočet potřebných otáček motoru

Stůl se otočí o jednu pozici za vedlejší čas t_v :

$$t_v = \frac{2 \cdot \beta}{\omega} \quad \omega = 2 \cdot \pi \cdot n; \quad \beta = \arccos \frac{r}{e}; \quad \frac{r}{e} = \lambda \Rightarrow n = \frac{\arccos \lambda}{\pi \cdot t_v}$$

8.1.3 Moment setrvačnosti stolu

$$I_s = \frac{1}{2} \cdot m_s \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad \text{hmotnost } m_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h \cdot \rho \quad [\text{kg}]$$

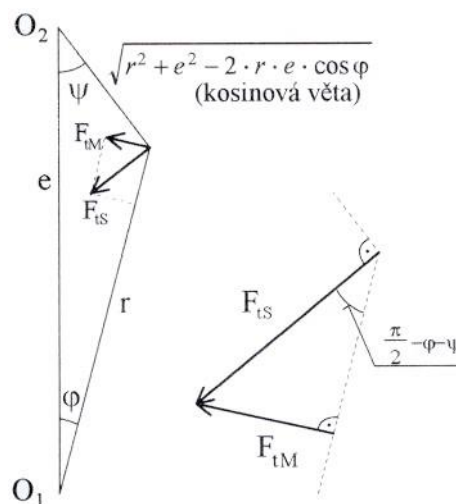
8.1.4 Výpočet krouticího momentu na motoru

Pro otočení stolu je třeba moment:

$$M_{KS} = I_s \cdot \ddot{\psi} = F_{ts} \cdot \sqrt{r^2 + e^2 - 2 \cdot r \cdot e \cdot \cos \varphi}$$

$$\Rightarrow F_{ts} = \frac{I_s \cdot \ddot{\psi}}{\sqrt{r^2 + e^2 - 2 \cdot r \cdot e \cdot \cos \varphi}}$$

$$\varphi \in \langle +\beta; -\beta \rangle; \quad \psi = f(\varphi)$$



Z geometrie lze určit:

$$\psi = \arctg \frac{\lambda \cdot \sin \varphi}{1 - \lambda \cdot \cos \varphi} \Rightarrow \dot{\psi} = \frac{\dot{\varphi} \cdot \lambda \cdot \cos \varphi - \dot{\varphi} \cdot \lambda^2}{1 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos \varphi + \lambda^2} \Rightarrow \ddot{\psi} = \frac{(\lambda^2 - 1) \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \lambda \cdot \sin \varphi}{(1 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos \varphi + \lambda^2)^2},$$

kde $\omega = \dot{\varphi} = \text{konst.}$

Krouticí moment motoru je:

$$M_K = F_{tM} \cdot r, \quad \text{kde} \quad F_{tM} = F_{tS} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \varphi - \psi\right) = F_{tS} \cdot \cos(\varphi + \psi)$$

$$M_K = \frac{I_S \cdot \ddot{\psi} \cdot r \cdot \cos(\varphi + \psi)}{\sqrt{r^2 + e^2 - 2 \cdot r \cdot e \cdot \cos \varphi}}$$

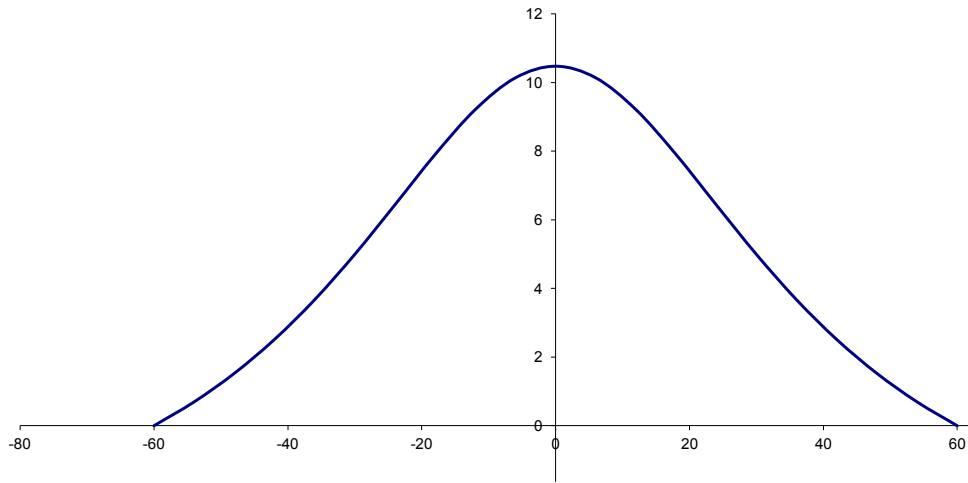
8.1.5 Výpočet výkonu motoru

$$P = M_{K \max} \cdot \omega = M_{K \max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n$$

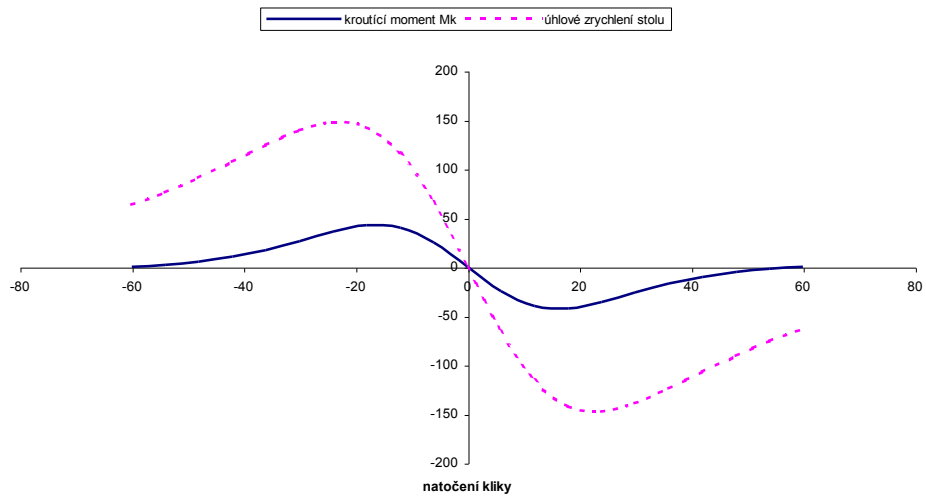
Protože není převod mechanismu konstantní, není maximální krouticí moment motoru $M_{K \max}$ při maximální úhlovém zrychlení stolu $\ddot{\psi}$. Pro zjištění maximálního krouticího momentu je vhodné využít nějaký matematický program (např. MATHCAD, EXCEL apod.).

Příklad pro šesti polohový mechanismus vnější:

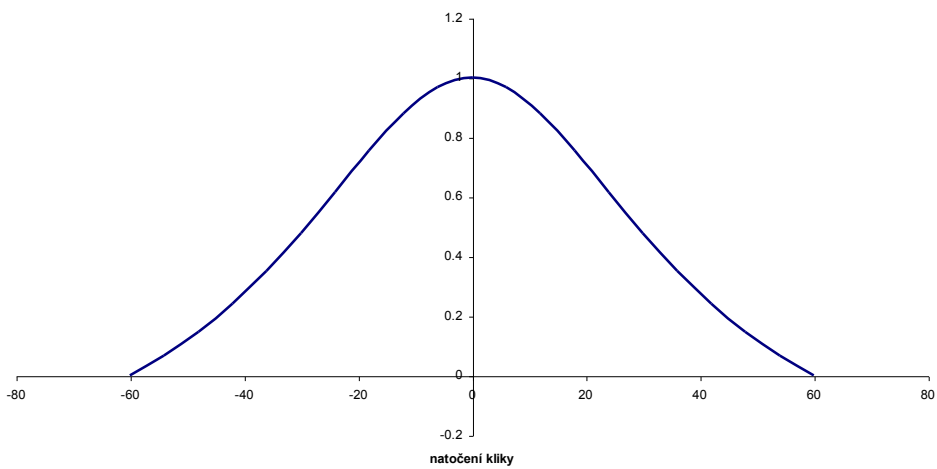
úhlová rychlost stolu



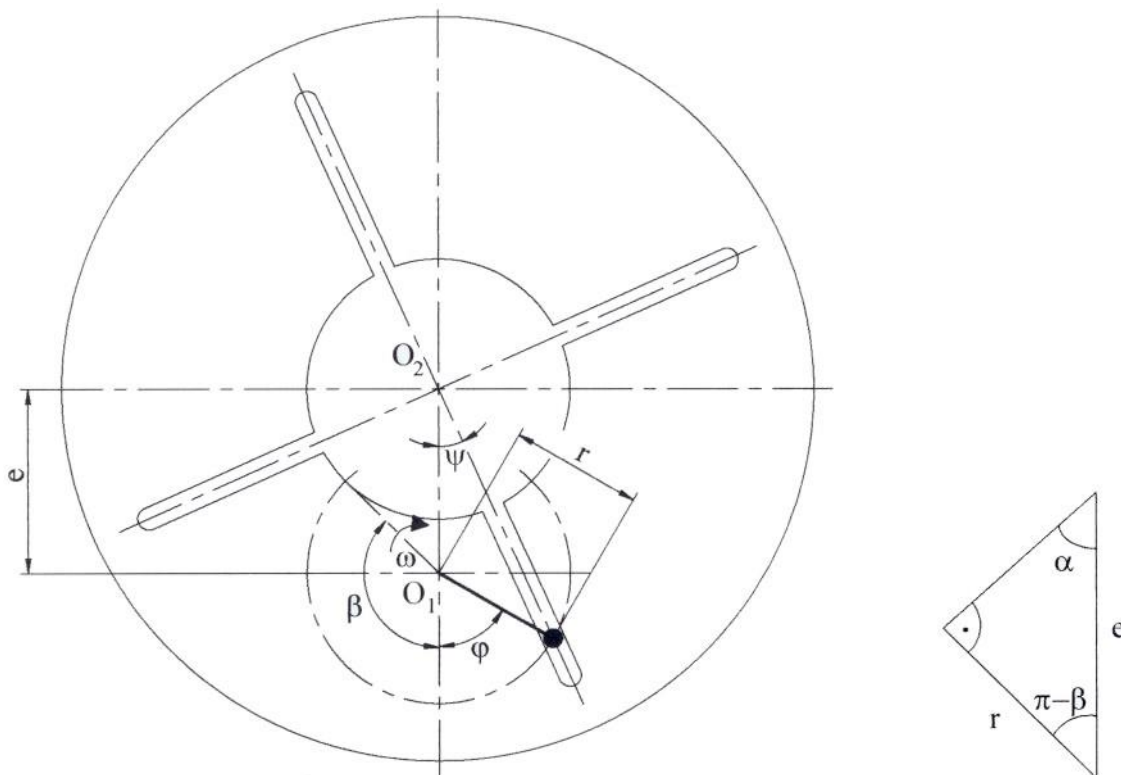
kroučící moment na motoru a úhlové zrychlení stolu



převodový poměr



9 Maltézský mechanismus vnitřní



Výpočet je podobný jako u maltézského mechanismu vnějšího. Dopočet parametrů mechanismu a výpočet momentu setrvačnosti stolu je úplně stejný.

9.1 Výpočet potřebných otáček motoru

Stůl se otočí o jednu pozici za vedlejší čas t_v :

$$t_v = \frac{2 \cdot \beta}{\omega} \quad \omega = 2 \cdot \pi \cdot n; \quad (\pi - \beta) = \arccos \frac{r}{e}; \quad \frac{r}{e} = \lambda \Rightarrow \beta = \arccos(-\lambda)$$

$$n = \frac{\arccos(-\lambda)}{\pi \cdot t_v}$$

9.2 Výpočet krouticího momentu na motoru

Pro otočení stolu je třeba moment:

$$M_{KS} = I_S \cdot \ddot{\psi} = F_{IS} \cdot \sqrt{r^2 + e^2 - 2 \cdot r \cdot e \cdot \cos(\pi - \varphi)} \Rightarrow F_{IS} = \frac{I_S \cdot \ddot{\psi}}{\sqrt{r^2 + e^2 + 2 \cdot r \cdot e \cdot \cos \varphi}}$$

$$\varphi \in \langle +\beta; -\beta \rangle; \quad \psi = f(\varphi)$$

Z geometrie:

$$\psi = \arctg \frac{\lambda \cdot \sin \varphi}{1 + \lambda \cdot \cos \varphi} \Rightarrow \dot{\psi} = \frac{\dot{\varphi} \cdot \lambda \cdot \cos \varphi + \dot{\varphi} \cdot \lambda^2}{1 + 2 \cdot \lambda \cdot \cos \varphi + \lambda^2}$$

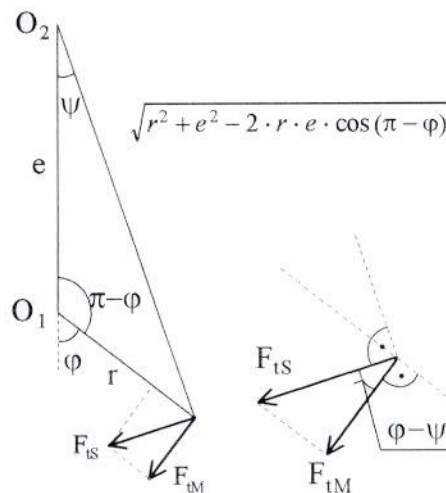
$$\Rightarrow \ddot{\psi} = \frac{(\lambda^2 - 1) \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \lambda \cdot \sin \varphi}{(1 + 2 \cdot \lambda \cdot \cos \varphi + \lambda^2)^2},$$

kde $\omega = \dot{\varphi} = \text{konst.}$

Krouticí moment motoru je:

$$M_K = F_{tM} \cdot r, \quad \text{kde} \quad F_{tM} = F_{tS} \cdot \cos(\varphi - \psi)$$

$$M_K = \frac{I_S \cdot \ddot{\psi} \cdot r \cdot \cos(\varphi - \psi)}{\sqrt{r^2 + e^2 + 2 \cdot r \cdot e \cdot \cos \varphi}}$$

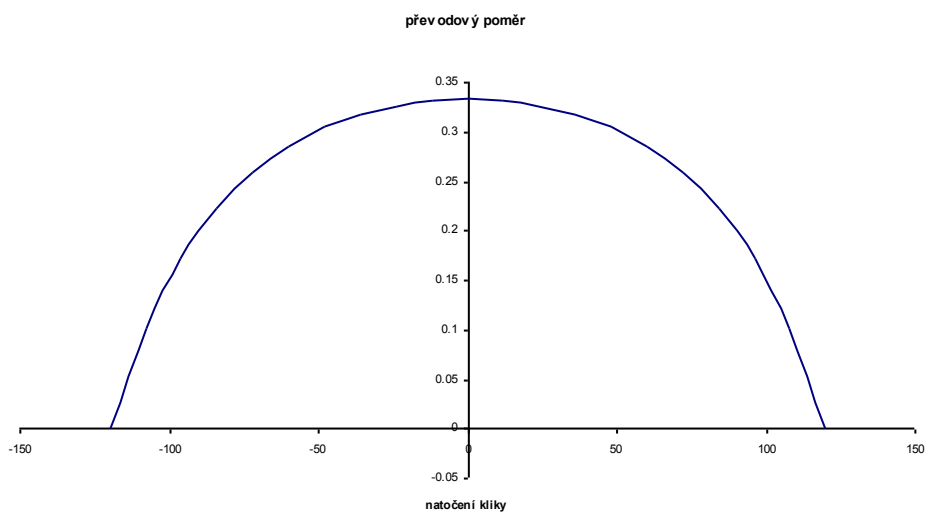
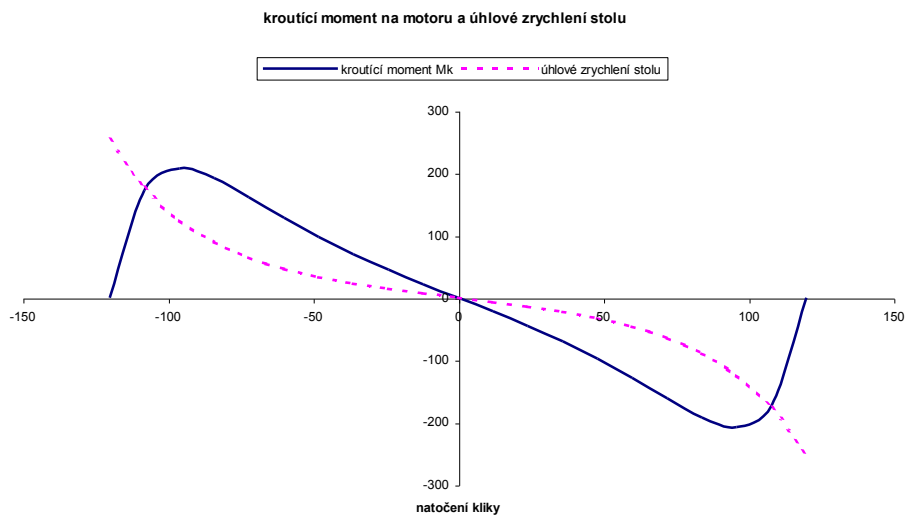
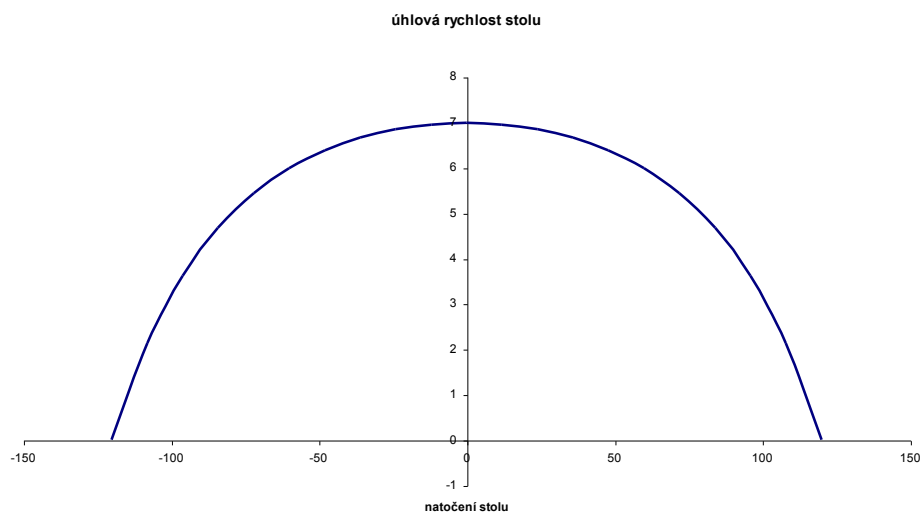


9.3 Výpočet výkonu motoru

$$P = M_{K \max} \cdot \omega = M_{K \max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n$$

Platí zde opět, že vlivem nekonstantního převodu mechanismu není maximální moment motoru v okamžiku maximálního zrychlení stolu a proto je opět vhodné využít nějaký matematický program (MATHCAD, EXCEL a jiné).

Příklad pro šesti polohový mechanismus:



Literatura

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*, Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2010, 420s, ISBN 978-80-254-7980-3
- [2] HOSNEDL, S. a KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra - Obecné strojní části 1*. Praha: Computer Press, 1999. 356 s. ISBN 80-7226-055-3
- [3] POKORNÝ, Přemysl. *Obráběcí stroje*, Skripta, Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2001. Dostupné: http://www.ksa.tul.cz/download/vyrobní_stroje/obrabeci.pdf

PŘÍKLADY VÝPOČTŮ ČÁSTÍ STROJŮ

Výukový text vznikl na základě dlouhodobých zkušeností s výzkumem a výukou v oblasti výrobních strojů a čerpá z posledních poznatků v tomto oboru.

Text je určen pro předmět Výrobní stroje I pro studenty 1. ročníku navazujícího studijního programu N2301 Strojní inženýrství, obor 2302T010 Konstrukce strojů a zařízení, zaměření Výrobní stroje.

Vytvoření a vydání textu bylo podpořeno projektem OPVK „Zvýšení technických kompetencí absolventů pro průmyslovou praxí“ (Registrační číslo CZ.1.07/2.2.00/28.0311).

Ing. Petr Zelený, Ph.D.

Lektoroval prof. Ing. Přemysl Pokorný, CSc.
Vydavatel Technická univerzita v Liberci

Vyšlo 2015

Vydání 1.