

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní

Katedra výrobních systémů

VÝROBNÍ STROJE I. – Obráběcí stroje

Podklady pro cvičení

CVIČENÍ 1

VÝROBNÍ STROJE I. – Obráběcí stroje

Výpočet srovnávací sazby stroje a výpočet doby úhrady

Zadání:

Vypočtete srovnávací sazbu stroje a dobu úhrady, je-li dáno:

- 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.

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].

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 obrobení 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]	$T_U = \frac{C^{II} + N_P^{II}}{U}$	

CVIČENÍ 2

VÝROBNÍ STROJE I. – Obráběcí stroje

Návrh tlumiče vyvrtávací tyče

Zadání:

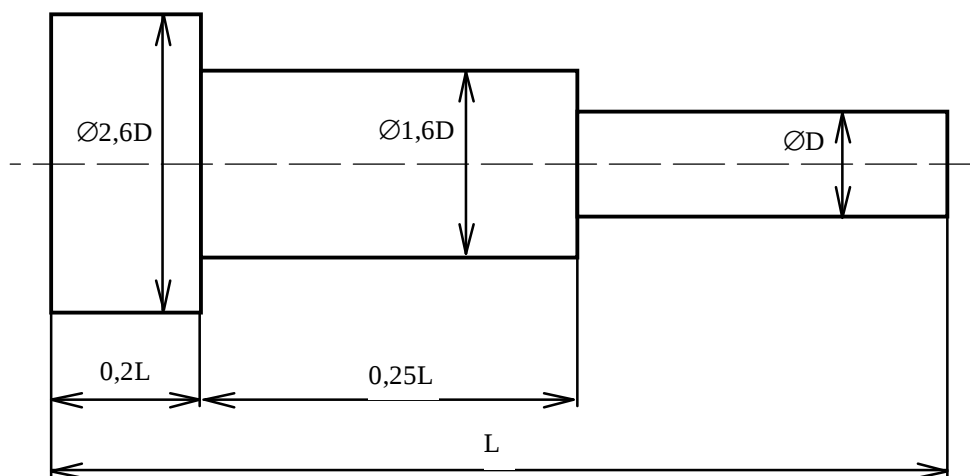
Pro vyvrtávací tyč zadaných rozměrů stanovte :

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

Dále navrhnete tlumič tyče a nakreslete výkres.

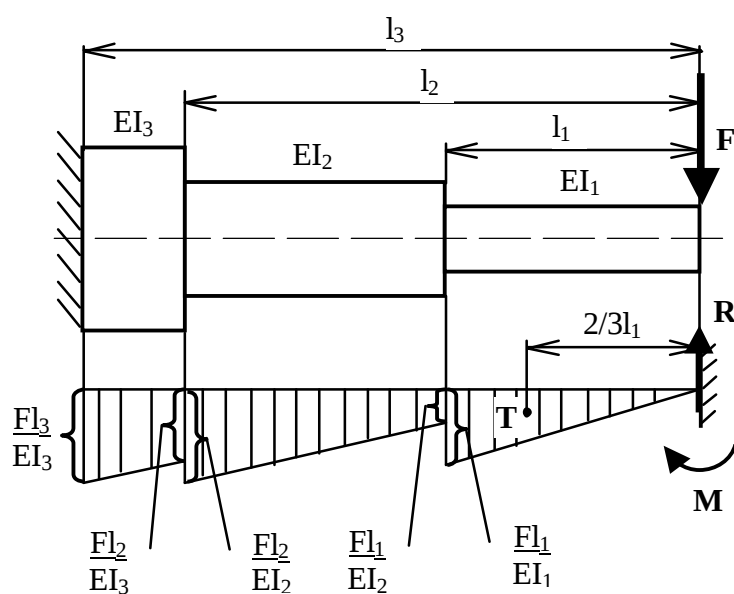
Jsou dány tyto hodnoty : $\varnothing D$, poměr L/D , otáčky n , délka krčku tlumiče l_4 .

výpočtový model tyče :



Postup výpočtu :

Vztah pro výpočet deformace tyče :



momentové plochy $\Rightarrow$
 $\Rightarrow$ fiktivní nosník

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

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

.....

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

Vztah pro výpočet tuhosti :

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

Vztah pro výpočet vlastní frekvence :

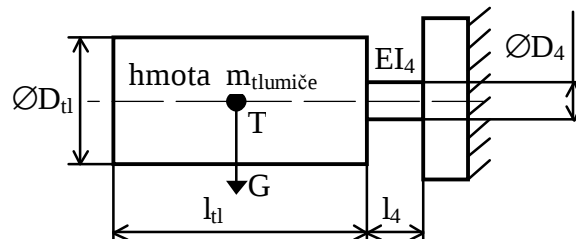
$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [s^{-1}] ; \quad f = \frac{\Omega}{2\pi} \quad [Hz]$$

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

Vztah pro výpočet receptance :

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

Návrh tlumiče :



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

$$\Omega_{tyče} = \Omega_{tlumiče}$$

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

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

$$\text{Dáno: } l_4 = 10 \text{ mm} ; \quad \text{Volíme: } fD_{tl}; l_{tl}; r_{tl}; E$$

$$m_{tl} \cdot \Omega_{tl}^2 = \frac{3EI_4}{\left(l_4 + \frac{l_{tl}}{2} \right)^3} ; \quad I_4 = \frac{pD_4^4}{64} \Rightarrow D_4 = \sqrt[4]{\frac{64}{3p} \cdot \frac{m_{tl} \cdot \Omega_{tl}^2}{E} \cdot \left(l_4 + \frac{l_{tl}}{2} \right)^3}$$

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

CVIČENÍ 3

VÝROBNÍ STROJE I. – Obráběcí stroje

Návrh převodovky vřeteníku

Zadání:

Proved'te návrh 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, logaritmické 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%

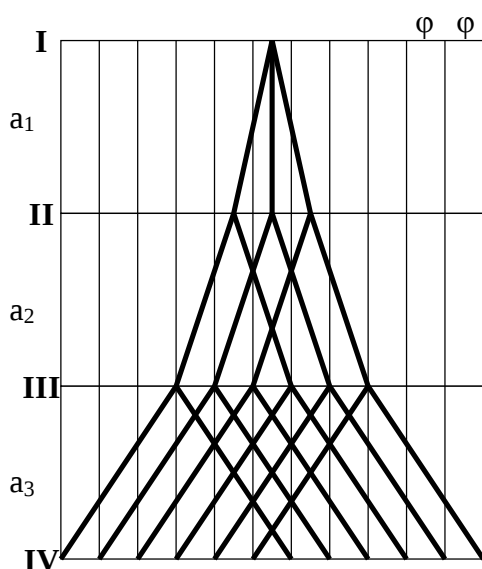
Střední skluz elektromotoru: 8%

Postup výpočtu:

Převodový diagram:

Například pro zadaný počet převodů $p = 12$:

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



Dílčí převodové rozsahy:

$$a_1 = j^{k_1-1} = j^2$$

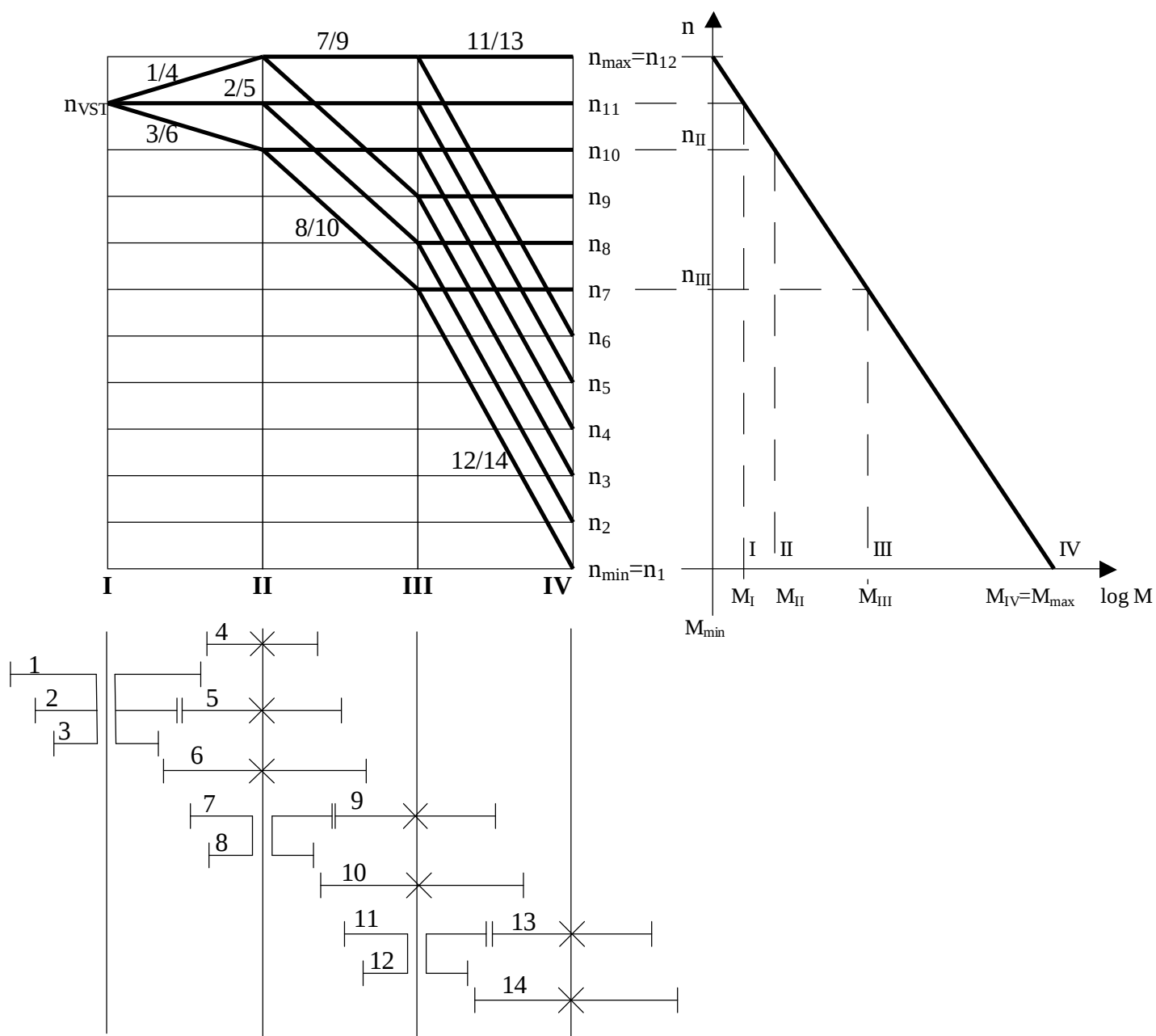
$$a_2 = j^{k_1 \cdot (k_2-1)} = j^3$$

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

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

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

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



Teoretické otáčky :

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

Výpočet momentu :

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

Výpočet rozměrů ozubených kol :

- počet zubů ozubených kol :

Z otáčkového diagramu vyplývá :

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

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

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

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

Podobně i další soukolí :

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

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

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 :

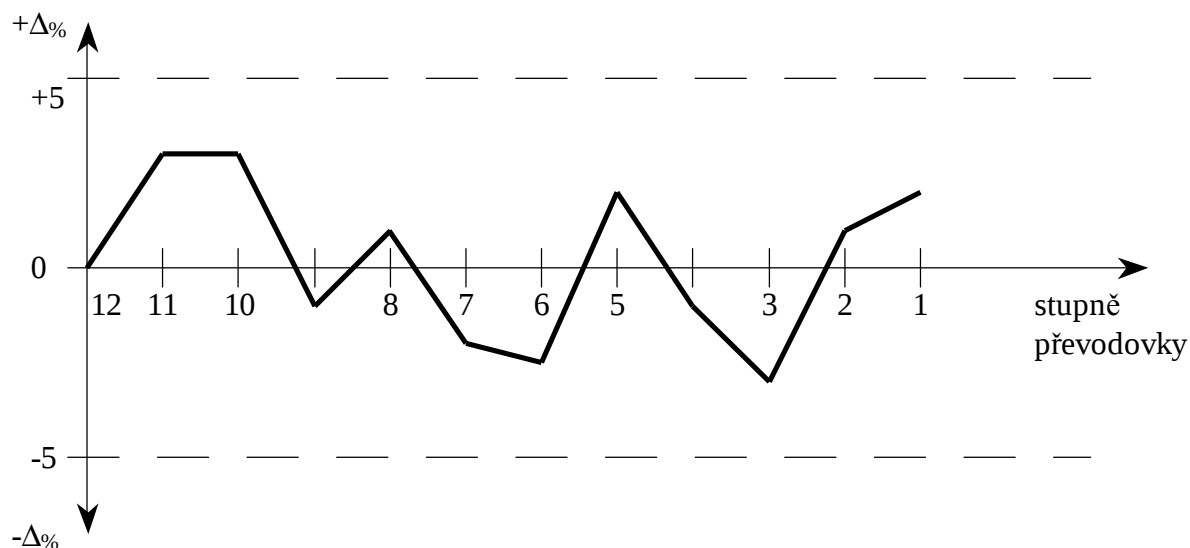
- z otáčkového diagramu a kinematického schématu uspořádání převodů :

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

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

Procentní úchylka otáček $\pm D\%$ a její grafické vyjádření :

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



Výpočet modulu :

- předběžné stanovení modulu vzhledem k zatížení :

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

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,

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

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

Přehled parametrů ozubených kol u obráběcích strojů :

97% ozubených převodů u obráběcích strojů má převod $1/4 \div 4$.

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

Orientační výpočet průměrů hřídelů:

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

$n_{II}, n_{III} \dots$ viz otáčkový diagram a logaritmické rozložení momentů

CVIČENÍ 4

VÝROBNÍ STROJE I. – Obráběcí stroje

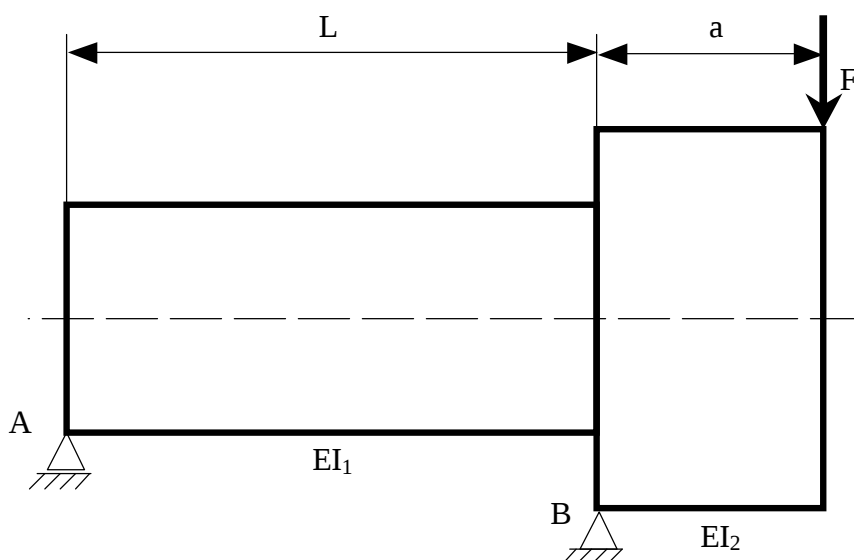
Optimalizace uložení vřetena

Zadání:

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.

Postup výpočtu:

Výpočtový model vřetena:



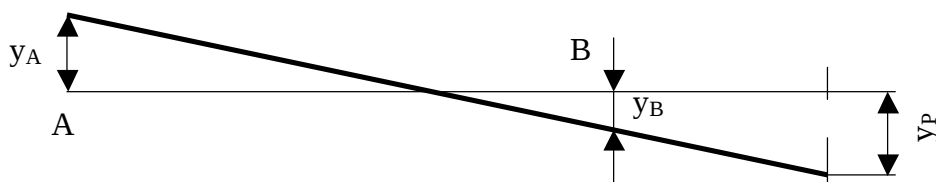
Celkový průhyb vřetena je dán součtem deformací vřetena a deformací ložisek.

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

The diagram shows a beam with fixed supports at A and B. The beam is curved downwards due to a point load F at the free end. The deflection at the free end is labeled y_N .

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

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



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

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

$i \dots$ počet řad valivých tělísek,

$z \dots$ počet valivých tělísek v jedné řadě,

$d_r \dots$ deformace v radiálním směru [mm],

$d_a \dots$ deformace v axiálním směru [mm],

$D_w \dots$ průměr valivého tělíska [mm],

$L_a \dots$ efektivní délka valivého tělíska [mm],

$a \dots$ úhel styku,

$F_r \dots$ zatížení v radiálním směru [N],

$F_a \dots$ zatížení v axiálním směru [N],

$Q \dots$ síla na valivý element [N].

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

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

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

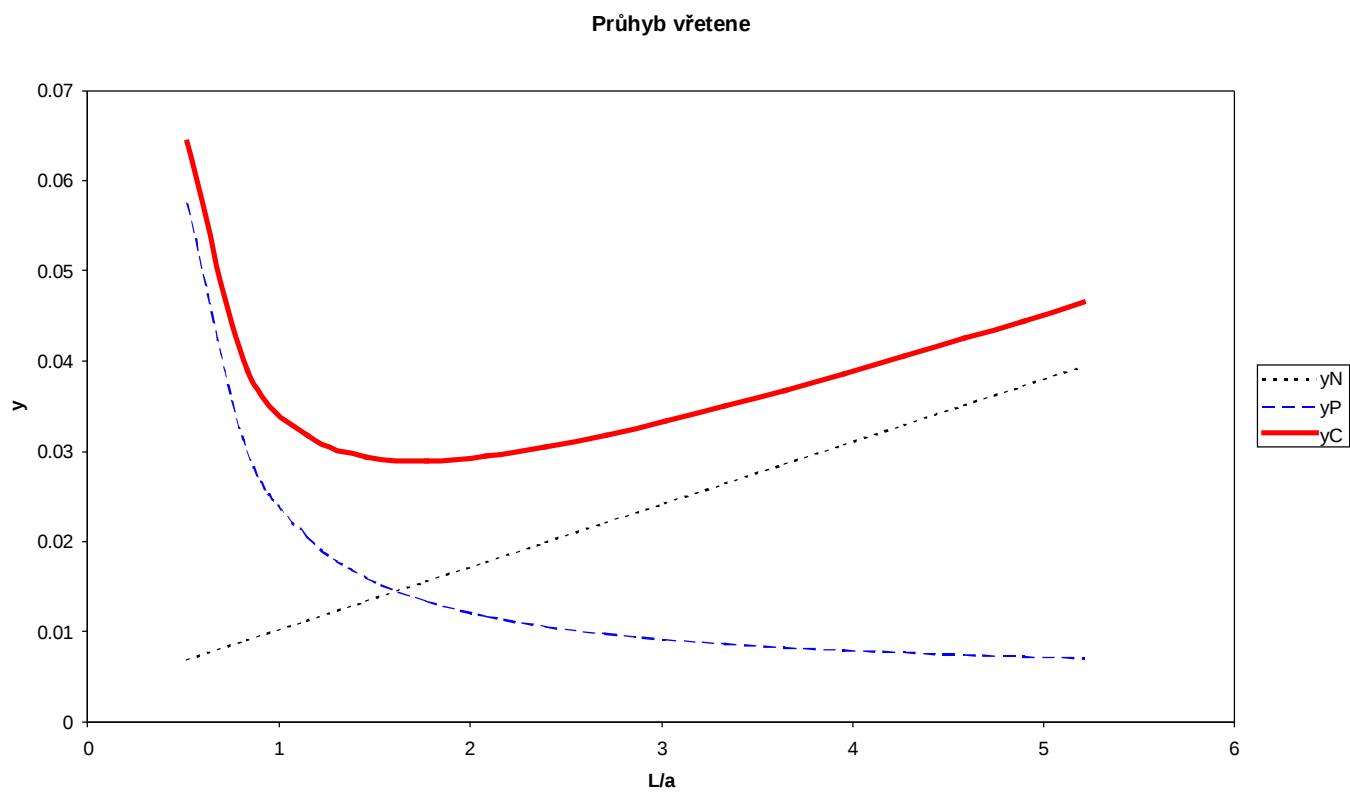
$$L_a = 1,4 \cdot D_w$$

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

$D \dots$ vnější průměr ložiska,

$d \dots$ vnitřní průměr ložiska.

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



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

CVIČENÍ 5

VÝROBNÍ STROJE I. – Obráběcí stroje

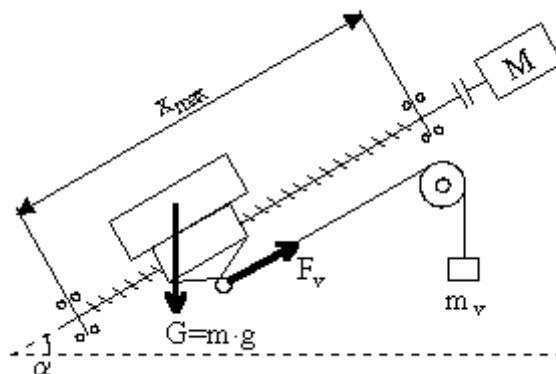
Výpočet pohonu posuvu (šroub – matice)

Zadání:

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

Dále je dáno:

- hmotnost suportu m [kg],
- hmotnost vývažku 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 [°].



Postup výpočtu:

a. Kontrola rychloposuvové rychlosti:

např. pro rampový rozběh:

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

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

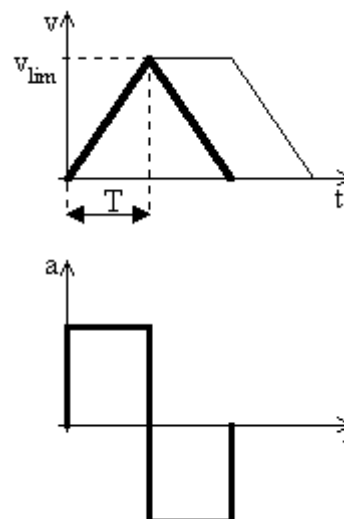
$$\Rightarrow v_{lim} = \sqrt{3,6 \cdot a \cdot x_{max}} \quad [m/min]$$

kde: a ... zrychlení suportu [m/s²],

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

Pro rychlost rychloposuvu musí platit:

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



b. 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.

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

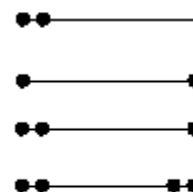
kde: f_u ... koeficient uložení šroubu:

$f_u = 0,25$ 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 $I = \frac{p}{64} \cdot d^4$ [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 : $d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot x_{max}^2 \cdot k \cdot F_{zat}}{p^3 \cdot f_u \cdot E}} \quad [mm]$

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):

$$n_{krit} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot l^2}{2 \cdot p \cdot x_{max}^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{r \cdot A}} \quad [min^{-1}]$$

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],

r ... hustota, pro ocel $r = 7850$ [kg · m⁻³],

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

Dále se provádí výpočet životnosti šroubu:

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

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

f_w ... faktor zatěžování:

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

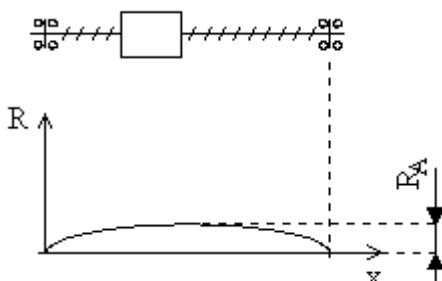
$f_w = 1,2 \div 1,5$ běžné pohyby,

$f_w = 1,5 \div 2,0$ 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).

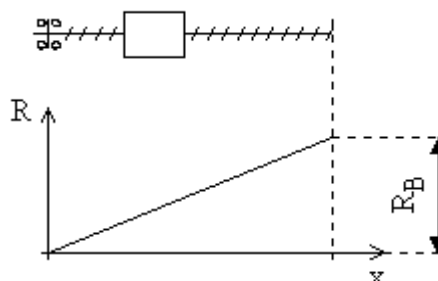
Výpočet tuhosti šroubu k_1 podle typu uložení:

A. oboustranné (oba konce pevné)



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

B. jednostranné uložení šroubu



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

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

Výpočet tuhosti šroub - matice:

$$k_2 = i \cdot d \cdot c \quad [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

kde: i ... počet závitů v matici (z katalogu),

d ... průměr šroubu [mm],

χ ... koeficient, $\chi = 5 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}]$.

Výpočet tuhosti axiálního ložiska (popř. ložiska s kosoúhlým stykem):

- viz cvičení 4 a katalog ložisek
$$k_3 = \frac{F_{zat}}{d_a} \quad [N \cdot mm^{-1}]$$

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

Vlastní frekvence posuvu:

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

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

$f_0 > 50 \text{ Hz}$ (min. 30 Hz – velké stroje) – velká mechanika suportu podmínka (1)
 $f_0 > 1000 \text{ Hz}$ – malá mechanika (pro sestavu – měřítko, snímač)

Ztráta pohybu (deformace posuvu při rozjezdu, projevující se pro odměřování jako vůle):

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

$$\underline{h_k + h_v < 10 \mu m} \quad (\text{max. } 20 \mu m) \quad \text{podmínka (2)}$$

kde: h_k ... vůle od tuhosti $[\mu m]$
 h_v ... mechanická vůle $[\mu m]$

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

Návrh stoupání šroubu:

- stoupání je dáno max. dovolenými otáčkami šroubu n_{dov} (buď z katalogu nebo výpočet, kdy

$$n_{dov} = 0,8 \cdot n_{krit} \quad [\text{min}^{-1}])$$

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

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

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

Pokud nevyhovuje, je třeba zvětšit stoupání šroubu.

c. Návrh pohonu:

Převod šroubu:
$$K_s = \frac{dx}{dj} = \frac{s_s}{2 \cdot p} \quad [m \cdot rad^{-1}]$$

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,

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

d ... průměr šroubu [m],

L ... délka šroubu [m],

r ... 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:
$$M_{DYN} = M_{PRAC} + I_{red} \cdot e \quad [N \cdot m], \quad e = \frac{a}{K_s} \quad [s^{-2}]$$

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

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

Pro volbu motoru musejí být splněny následující podmínky:

$$I_M \geq I_{red},$$

$$0,2 \cdot M_{trv} \geq M_T,$$

$$M_{trv} \geq M_{PRAC},$$

$$M_{trv} \geq M_{DYN},$$

$$P_M \geq P_{PM},$$

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.

CVIČENÍ 6

VÝROBNÍ STROJE I. – Obráběcí stroje

Kulisový a maltézský mechanismus

Zadání pro kulisový mechanismus:

Pro kulisový mechanismus vypočtete:

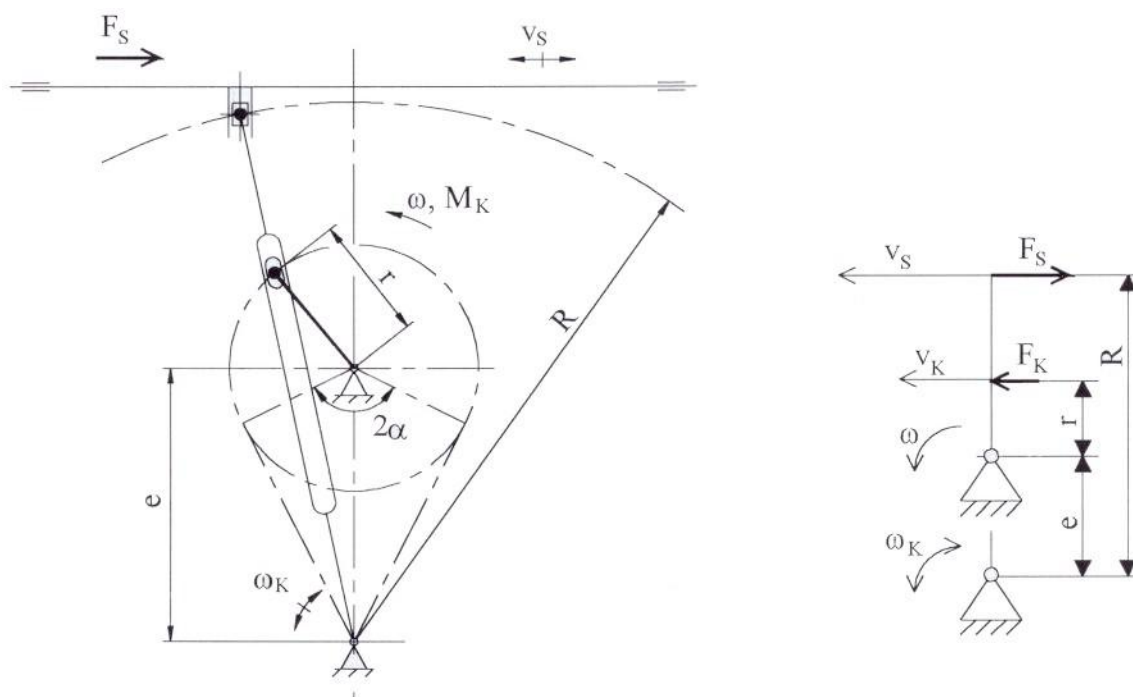
- potřebné otáčky motoru n ,
- moment na motoru M_k ,
- potřebný výkon motoru P ,
- zpětnou rychlost smykadla v_z ,
- hlavní čas t_h ,
- vedlejší čas t_v .

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.

Postup výpočtu:



a. Výpočet potřebných otáček motoru:

Dle obr.:

$$v_k = \omega \cdot r = \omega_k \cdot (e + r) \quad \text{kde:} \quad \omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad \text{a} \quad \omega_k = \frac{v_s}{R}$$

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

b. Výpočet kroutícího momentu na motoru:

$$F_S \cdot R = F_K \cdot (e + r) \Rightarrow F_K$$

$$M_{K_{\max}} = F_K \cdot r = \frac{F_S \cdot r \cdot R}{e + r} \quad [\text{N} \cdot \text{m}]$$

c. Výpočet výkonu motoru:

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

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

Zadání pro maltézský mechanismus:

Pro daný mechanismus (vnější, vnitřní) vypočtete potřebné otáčky motoru n , moment na motoru M_K a potřebný výkon motoru P . Je-li dáno:

A. vedlejší čas t_v ,

rozměry mechanismu e , r ,

parametry stolu $\varnothing D$, h , ρ ,

dopočítat počet poloh j .

B. vedlejší čas t_v ,

vzdálenost os e ,

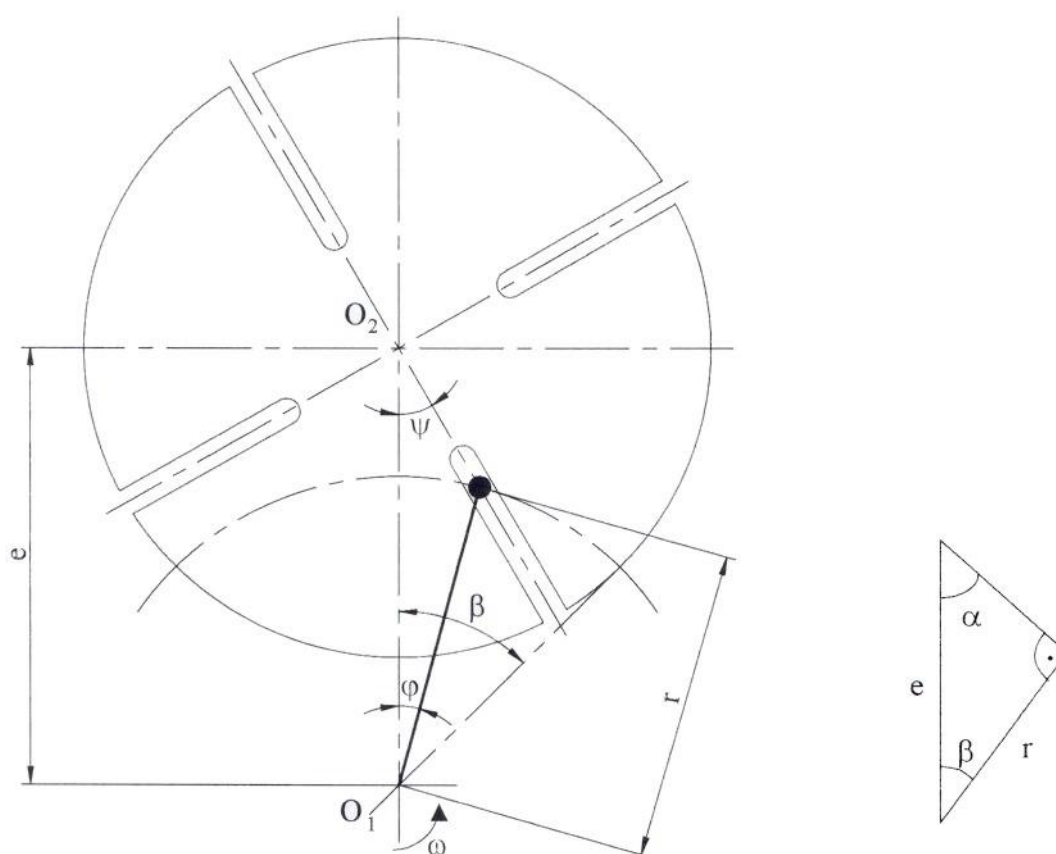
počet poloh j ,

parametry stolu $\varnothing D$, h , ρ ,

dopočítat velikost kliky r .

Postup výpočtu:

1. Maltézský mechanismus vnější



a. Dopočet parametrů mechanismu:

Počet poloh j :

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

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

Velikost kliky r :

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

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

b. Výpočet potřebných otáček motoru:

Stůl se otočí o jednu pozici za vedlejší čas t_v :

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

c. Moment setrvačnosti stolu:

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

d. Výpočet krouticího momentu na motoru:

Pro otočení stolu je třeba moment:

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

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

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

Z geometrie lze určit:

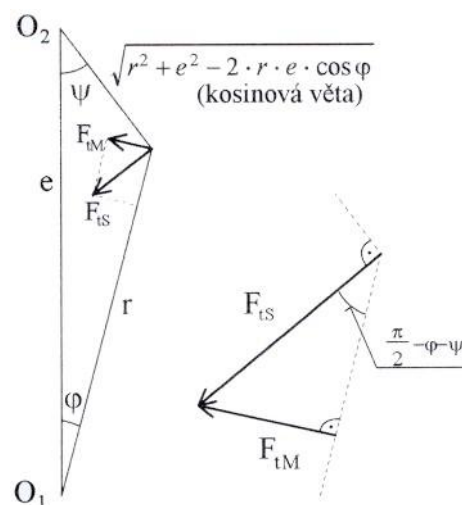
$$\psi = \arctg \frac{\lambda \cdot \sin \varphi}{1 - \lambda \cdot \cos \varphi} \Rightarrow \psi = \frac{\varphi \cdot \lambda \cdot \cos \varphi - \varphi \cdot \lambda^2}{1 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos \varphi + \lambda^2} \Rightarrow \ddot{\varphi} = \frac{(\lambda^2 - 1) \cdot \varphi^2 \cdot \lambda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

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

Krouticí moment motoru je:

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

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

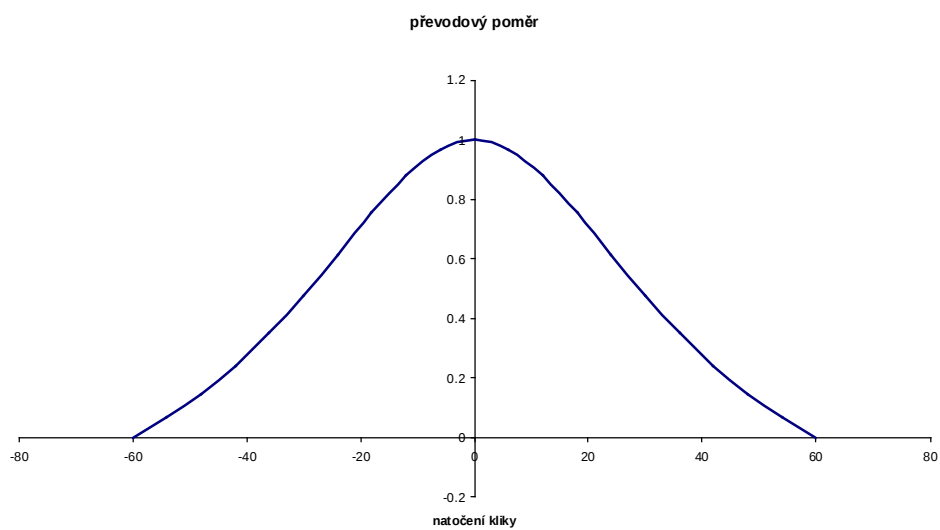
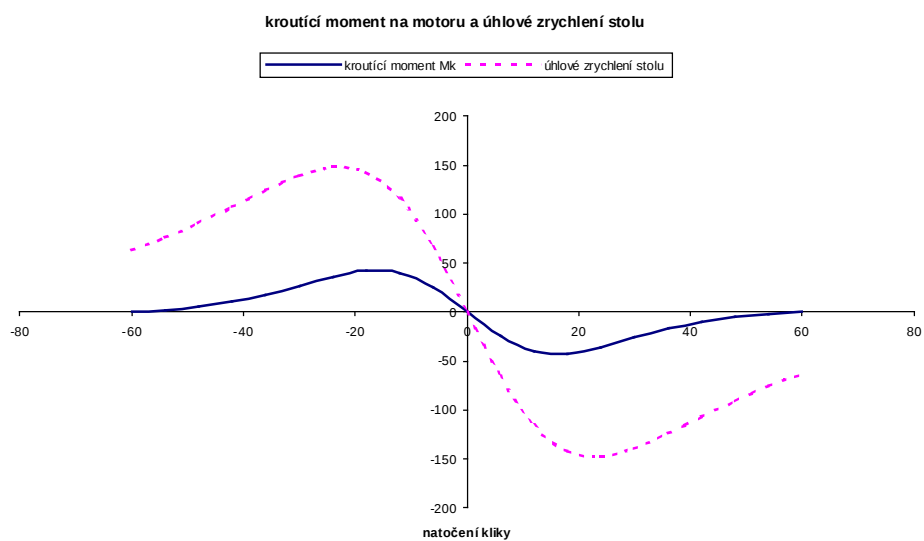
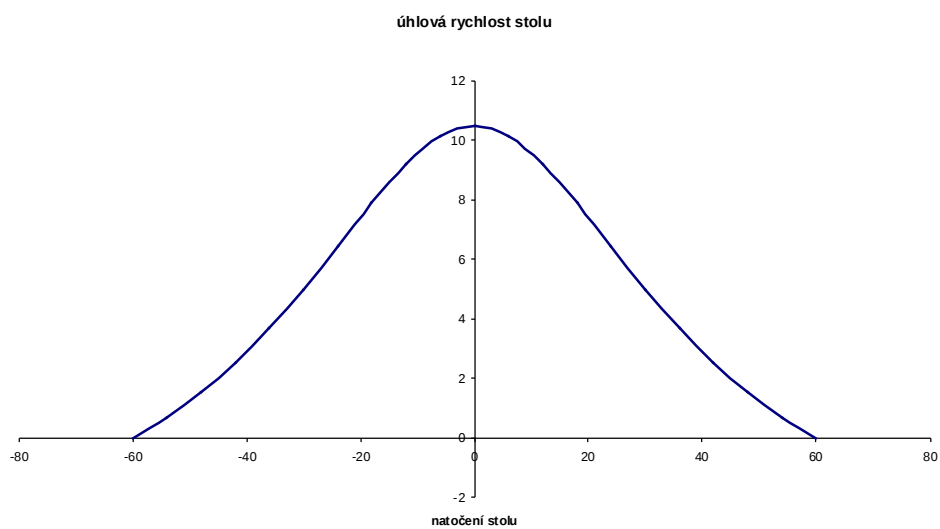


e. Výpočet výkonu motoru:

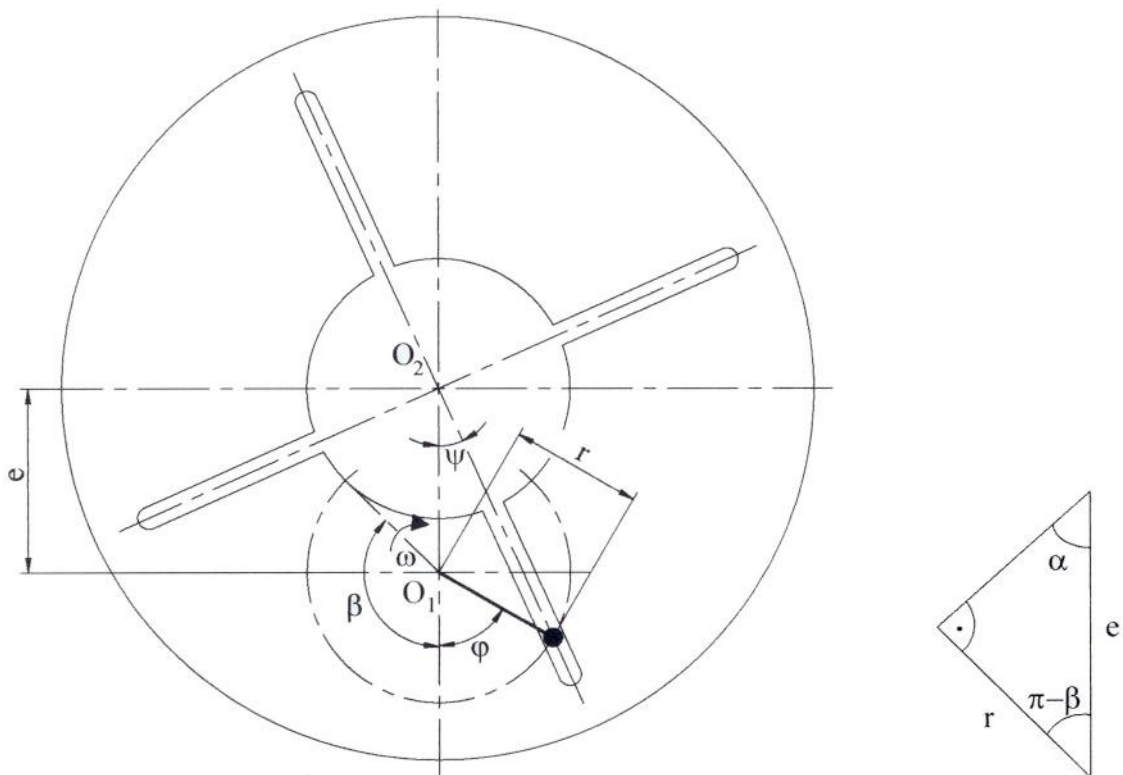
$$P = M_{K_{\max}} \cdot \omega = M_{K_{\max}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n$$

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

Příklad pro šesti polohový mechanismus:



2. Maltézský mechanismus vnitřní



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

a. Výpočet potřebných otáček motoru:

Stůl se otočí o jednu pozici za vedlejší čas t_v :

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

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

b. Výpočet krouticího momentu na motoru:

Pro otočení stolu je třeba moment:

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

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

Z geometrie:

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

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

kde $\omega = \phi = \text{konst.}$

Krouticí moment motoru je:

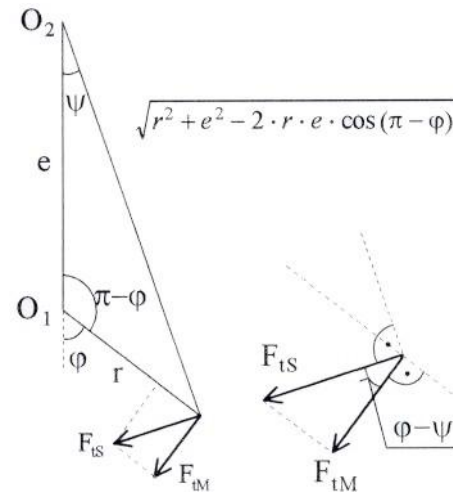
$$M_K = F_{tM} \cdot r, \quad \text{kde} \quad F_{tM} = F_{tS} \cdot \cos(\varphi - \psi)$$

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

c. 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:

