



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

## VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

*PŘÍLOHA DIPLOMOVÉ PRÁCE*

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. Tomáš KRÁČMAR

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR


Ing. Jan VETIŠKA, Ph.D.

BRNO 2016



## OBSAH

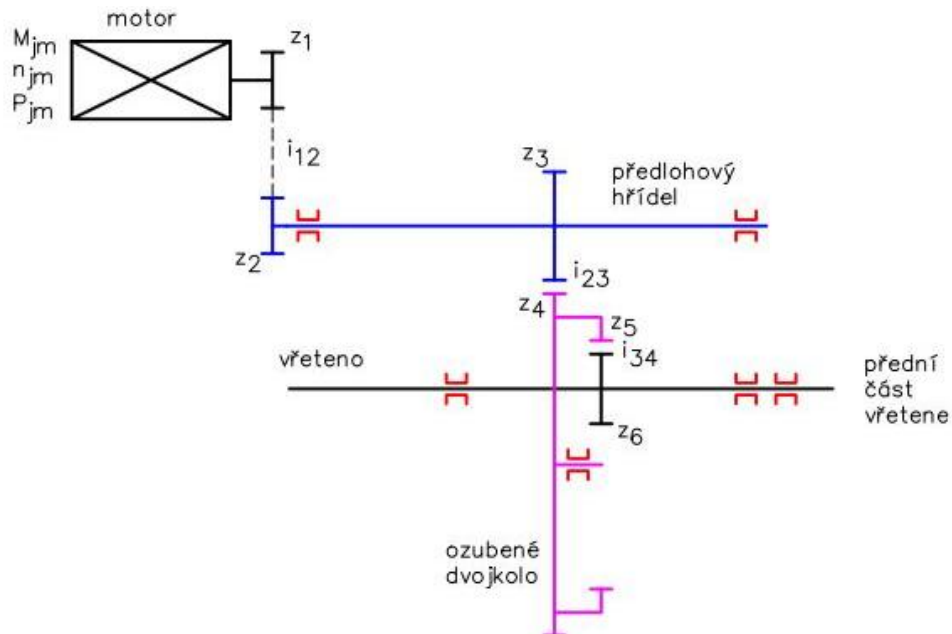
1	NÁVRH MOTORU.....	3
1.1	Kinematické schéma .....	3
1.2	Výpočet účinnosti soustavy .....	3
1.3	Analytický výpočet doby rozběhu vřetena .....	4
1.4	Parametry motoru .....	4
2	VÝPOČET OZUBENÝCH KOL.....	5
2.1	Algorytmus pro návrh počtů zubů .....	5
2.2	Výpočet ozubených kol .....	6
2.3	Orientační výpočet ozubení C.....	8
3	PEVNOSTNÍ VÝPOČET VŘETENA.....	10
3.1	Stanovení rozměrů, výpočet průřezových charakteristik.....	11
3.2	Rovnice statické rovnováhy a vyjádření reakcí .....	11
3.3	Rovnice VVÚ .....	12
3.4	Castiglianovy věty .....	12
3.5	Srovnání reakcí s MITCalc .....	15
3.6	Zobrazení VVÚ.....	15
3.7	Kontrola vřetene vůči MSP.....	16
3.8	Výpočet radiálních deformací ložisek .....	17
3.9	Výpočet radiální odchylky čela vřetena – vliv deformace ložisek .....	18
3.10	Výpočet radiální odchylky čela vřetena – vliv deformace vřetena .....	19
3.11	Výpočet celkové radiální odchylky čela vřetena.....	20
3.12	Výpočet torzní tuhosti vřetena .....	20
4	PEVNOSTNÍ VÝPOČET PŘEDLOHOVÉHO HŘÍDELE .....	21
4.1	Výpočet reakcí .....	21
4.2	VVÚ .....	22
4.3	Kontrola vůči MSP .....	23
5	VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK VŘETENA .....	24
5.1	Výpočet ekvivalentního zatížení.....	24
5.2	Rovnice statické rovnováhy a vyjádření reakcí .....	25
5.3	Rovnice VVÚ .....	25
5.4	Castiglianovy věty .....	26
5.5	Výpočet radiálních a axiálních sil zatěžujících ložiska .....	28
5.6	Určení koeficientů.....	28

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 2
	VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA	

5.7	Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení .....	29
5.8	Výpočet ekvivalentních otáček .....	29
5.9	Výpočet trvanlivosti ložisek .....	29
6	VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK PŘEDLOHY .....	30
6.1	Výpočet ekvivalentního zatížení.....	30
6.2	Rovnice statické rovnováhy a výpočet reakcí.....	30
6.3	Výpočet sil zatěžující ložiska .....	31
6.4	Výpočet ekvivalentních otáček .....	31
6.5	Výpočet trvanlivosti.....	31
7	VÝPOČET PER .....	32
7.1	Pero ozubeného kola .....	32
7.2	Pero upínacího mechanismu .....	32
7.3	Pero upínacího zvonu.....	33
8	VÝPOČET KLEŠTIN .....	34
8.1	Výpočet upínací kleštiny .....	34
8.1.1	Namáhání předního závitu M16x2 .....	34
8.1.2	Namáhání zadního závitu M20x1 .....	34
8.2	Výpočet podávací kleštiny .....	35
9	VÝPOČET UPÍNACÍHO MECHANISMU .....	37
9.1	Výpočet vtažovací síly kleštiny .....	37
9.2	Návrh talířových pružin .....	37
9.3	Návrh geometrie upínacího mechanismu.....	38
9.4	Výpočet Hertzova tlaku .....	39

# 1 NÁVRH MOTORU

## 1.1 Kinematické schéma



## 1.2 Výpočet účinnosti soustavy

$\begin{pmatrix} j \\ \eta \end{pmatrix} :=$

prvek	konstrukce	počet (j)	účinnost ( $\eta$ )
přední ložiska vřetene	kuličkové	3	0.99
zadní ložisko vřetene	kuličkové	2	0.99
ložiska předložového hřídele	kuličkové	2	0.99
ložiska dvojkola	kuličkové	1	0.99
řemenový převod	ozubený řemen	1	0.99
ozubené převody	ozubené kola	2	0.96

celková účinnost:  $\eta_c := \prod_{i=1}^{\text{rows}(j)} (\eta_i)^{j_i} = 0.842$

### 1.3 Analytický výpočet doby rozběhu vřetena

jmenovitý moment	$M_{jm} := 23.5 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$
moment při přetížení	$M_{S3} := 35 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$
jmenovité otáčky	$n_{jm} := 1500 \text{ min}^{-1}$
maximální otáčky	$n_{max} := 12000 \text{ min}^{-1}$

moment setrvačnosti motoru	$J_m := 14800 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
moment setrvačnosti předlohy	$J_p := 3768 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
moment setrvačnosti dvojkola	$J_d := 70961 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
moment setrvačnosti vřetene	$J_v := 3683 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$

převodové poměry	$i_{12} := \frac{22}{25}$
	$i_{23} := \frac{90}{33}$
	$i_{34} := \frac{45}{108}$

**redukovaný moment:**

$$J_{rhm} := J_m + \frac{J_p}{i_{12}^2} + \frac{J_d}{i_{12}^2 \cdot i_{23}^2} + \frac{J_v}{i_{12}^2 \cdot i_{23}^2 \cdot i_{34}^2}$$

$$J_{rhm} = 35668 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$\text{pom} := \frac{J_{rhm}}{J_m} = 2.41$$

zrychlení motoru v oblasti A:

$$t_A := \frac{2 \cdot \pi \cdot J_{rhm}}{M_{jm} \cdot \eta_c} \cdot \int_0^{n_{jm}} 1 \, dn_m = 0.283 \text{ s}$$

zrychlení motoru v oblasti B:


$$t_B := \frac{2 \cdot \pi \cdot J_{rhm}}{M_{jm} \cdot n_{jm} \cdot \eta_c} \cdot \int_{n_{jm}}^{n_{max}} n_m \, dn_m = 8.919 \text{ s}$$

**celkový čas rozběhu:**

$$t_C := t_A + t_B = 9.203 \text{ s}$$

### 1.4 Parametry motoru

jmenovité otáčky motoru	$n_{m\_jm} := 1500 \frac{1}{\text{min}}$
maximální otáčky motoru	$n_{m\_max} := 12000 \frac{1}{\text{min}}$
jmenovitý moment	$M_{m\_jm} := 23.5 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$
výkon motoru	$P_m := 3.7 \cdot \text{kW}$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA	

## 2 VÝPOČET OZUBENÝCH KOL

### 2.1 Algoritmus pro návrh počtů zubů

```

spojeni=ddeinit('excel','pocet_zubu_d35.xlsx');
ddepoke(spojeni,'r2c1:r10000c7',0);
ddeterm(spojeni);

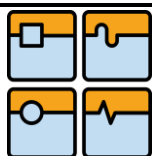
mB = 3.0;           % navrh modulu pro ozubeni B
mC = 2.0;           % navrh modulu pro ozubeni C
DB = 200;           % vnejsi prumer bubnu
DV = 35;           % prumer vretene v miste pera
DL = 55;           % vnejsi prumer lozisek 71907
TD = 35;           % minimalni tloustka telesa dvoj kola
ot_v = 12000;      % maximalni otacky vretene
TP = 4;            % tloustka rozpernych krouzku bubnu
TT = 2;            % tloustka rozpernych krouzku vretena
TB = 5;            % tloustka bubnu
v1 = 2;            % viz obr.
v2 = 2;            % viz obr.
v3 = 4.5;          % viz obr.
v4 = 2;            % viz obr.

DR = DB-2*TB-DL-2*v3;           % roztecny prumer vreten
Z6 = (DB+2*TP+2*v1+2*mC-DR)/mC; % pocet zubu vretenoveho kola
Z5 = (DB+2*TP+2*v1+2*mC)/mC;   % pocet zubu vnitriho ozubeni dvoj kola

z1_min = 18;
z1_max = 51;
z2_min = 18;
z2_max = 75;
z3_min = 18;
z3_max = 80;
z4_min = floor(((Z5*mC)+2*TD)/mB);
z4_max = ceil(((Z5*mC)+2*TD)/mB) + 30;

i_poz = 1;           % pozadovany prevodovy pomer
tol = 0.000000001;   % pripustna tolerance od pozadovaneho pomeru
V = zeros(1,7);      % priprava vystupni matice
res = false;          % informace, zda bylo nalezeno reseni

```



## VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

```
count = 1;
for a = 1:(z1_max-z1_min)
    z1 = (z1_max+1) - a;
    for b = 1:(z2_max-z2_min)
        z2 = (z2_max+1) - b;
        for c = 1:(z3_max-z3_min)
            z3 = (z3_max+1) - c;
            for d = 1:(z4_max-z4_min)
                z4 = (z4_max+1) - d;
                i = pomer(z1,z2,z3,z4,z5,z6);
                odch = abs(i_poz - i);
                if (odch <= tol)&&...
                    (abs(z5-((DR+z6*mC)/mC))==0)&&...
                    (z5*mC-2*mC>=DB+2*TP+2*v1)&&...
                    ((z4*mB-z5*mC)>=2*TD)&&...
                    (((z6*mC+2*mC+DV+2*TT)/2+v4)<=DR*sin(36*pi/180))
                    V(count,:) = [i z1 z2 z3 z4 z5 z6];
                    count = count + 1;
                    res = true;
                end
            end
        end
    end
end
end
```

převodový poměr	$Z_1$	$Z_2$	$Z_3$	$Z_4$	$Z_5$	$Z_6$
1.0000000000	25	30	45	90	108	45
1.0000000000	25	30	44	88	108	45
1.0000000000	25	28	42	90	108	45
1.0000000000	25	26	39	90	108	45
1.0000000000	25	24	36	90	108	45
1.0000000000	25	22	33	90	108	45
1.0000000000	25	20	30	90	108	45
1.0000000000	24	36	55	88	108	45
1.0000000000	24	32	50	90	108	45

## 2.2 Výpočet ozubených kol

úhel záběru

$$\alpha := 20^\circ$$

návrh modulů ozubení

$$m_b := 3 \cdot \text{mm}$$

$$m_c := 2 \cdot \text{mm}$$

návrh šířky ozubení

$$b_1 := 20 \cdot \text{mm}$$

$$b_2 := 20 \cdot \text{mm}$$


$$b_3 := 20 \cdot \text{mm}$$

$$b_4 := 20 \cdot \text{mm}$$

$$b_5 := 20 \cdot \text{mm}$$



	$b_6 := 20 \text{ mm}$												
návrh celkového převodového poměru	$i_{c\_nav} := 1$												
počty zubů	$z :=$												
	<table border="1"> <tr><td><math>z_1</math></td><td>25</td></tr> <tr><td><math>z_2</math></td><td>22</td></tr> <tr><td><math>z_3</math></td><td>33</td></tr> <tr><td><math>z_4</math></td><td>90</td></tr> <tr><td><math>z_5</math></td><td>108</td></tr> <tr><td><math>z_6</math></td><td>45</td></tr> </table>	$z_1$	25	$z_2$	22	$z_3$	33	$z_4$	90	$z_5$	108	$z_6$	45
$z_1$	25												
$z_2$	22												
$z_3$	33												
$z_4$	90												
$z_5$	108												
$z_6$	45												
výpočet dílčích převodových poměrů	$i_{12} := \frac{z_2}{z_1} = 0.88$												
	$i_{34} := \frac{z_4}{z_3} = 2.7272727273$												
	$i_{56} := \frac{z_6}{z_5} = 0.4166666667$												
výpočet celkového převodového poměru	$i_c := \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} = 1.0000000000$												
průměr řemenice motoru	$d_1 := 64 \text{ mm}$												
průměr řemenice předložového hřídele	$d_2 := 56 \text{ mm}$												
průměr roztečné kružnice	$d_3 := z_3 \cdot m_b = 99 \text{ mm}$												
průměr hlavové kružnice	$d_{a3} := d_3 + 2 \cdot m_b = 105 \text{ mm}$												
průměr patní kružnice	$d_{f3} := d_3 - 2.5 \cdot m_b = 91.5 \text{ mm}$												
průměr roztečné kružnice	$d_4 := z_4 \cdot m_b = 270 \text{ mm}$												
průměr hlavové kružnice	$d_{a4} := d_4 + 2 \cdot m_b = 276 \text{ mm}$												
průměr patní kružnice	$d_{f4} := d_4 - 2.5 \cdot m_b = 262.5 \text{ mm}$												
osová vzdálenost kol 3 a 4	$a_b := 0.5 \cdot (d_3 + d_4) = 184.5 \text{ mm}$												
průměr roztečné kružnice	$d_5 := z_5 \cdot m_c = 216 \text{ mm}$												
průměr hlavové kružnice	$d_{a5} := d_5 + 2 \cdot m_c = 220 \text{ mm}$												
průměr patní kružnice	$d_{f5} := d_5 - 2.5 \cdot m_c = 211 \text{ mm}$												
průměr roztečné kružnice	$d_6 := z_6 \cdot m_c = 90 \text{ mm}$												
průměr hlavové kružnice	$d_{a6} := d_6 + 2 \cdot m_c = 94 \text{ mm}$												
průměr patní kružnice	$d_{f6} := d_6 - 2.5 \cdot m_c = 85 \text{ mm}$												
osová vzdálenost kol 5 a 6	$a_c := 0.5 \cdot (d_5 + d_6) = 63 \text{ mm}$												

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 8
	VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA	

výpočet maximálních otáček

$$n_{m\_max} = 12000 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{p\_max} := \frac{n_{m\_max}}{i_{12}} = 13636 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{d\_max} := \frac{n_{m\_max}}{i_{12} \cdot i_{34}} = 5000 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{v\_max} = 12000 \text{ min}^{-1}$$

maximální obvodové rychlosti:

ozubení A: motor - předlokový hřídel

$$v_{Amax} := 2 \cdot \pi \cdot n_{m\_max} \cdot \frac{d_1}{2} = 40.21 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

ozubení B: předlokový hřídel - dvojkolo

$$v_{Bmax} := 2 \cdot \pi \cdot n_{p\_max} \cdot \frac{d_3}{2} = 70.69 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

ozubení C: dvojkolo - vřeteno

$$v_{Cmax} := 2 \cdot \pi \cdot n_{v\_max} \cdot \frac{d_6}{2} = 56.55 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

maximální krouticí momenty

$$M_{m\_jm} = 23.5 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_p := M_{m\_jm} \cdot i_{12} = 20.68 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_d := M_p \cdot i_{34} = 56.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_v := M_d \cdot i_{56} = 23.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

maximální obvodové síly na ozubeních

ozubení A:

$$F_{tAmax} := \frac{2 \cdot M_{m\_jm}}{d_1} = 734.38 \text{ N}$$

ozubení B:

$$F_{tBmax} := \frac{2 \cdot M_p}{d_3} = 417.778 \text{ N}$$

ozubení C:

$$F_{tCmax} := \frac{2 \cdot M_v}{d_6} = 522.22 \text{ N}$$

## 2.3 Orientační výpočet ozubení C

výpočet obvodové rychlosti

$$v_{C\_jm} := 2 \cdot \pi \cdot n_{C\_jm} \cdot \frac{d_6}{2} = 7.069 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

krouticí moment vřetena

$$M_{m\_jm} := 23.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

obvodová síla

$$F_{tC\_jm} := \frac{2 \cdot M_{m\_jm}}{d_6} = 522.22 \text{ N}$$

šířka ozubení

$$b_C := 20 \text{ mm}$$

součinitel tvaru


$$Y_C := 0.397$$

součinitel dynamických sil

$$K_v := \frac{3.05 + v_{C\_jm} \left( \text{s} \cdot \text{m}^{-1} \right)}{3.05} = 3.318$$

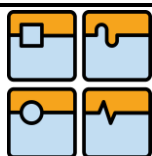
napětí v ohybu dle Lewise

$$\sigma_C := \frac{F_{tC\_jm}}{b_C \cdot m_C} \cdot \frac{K_v}{Y_C} = 109.1 \text{ MPa}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
	VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA	

<b>součinitel bezpečnosti v ohybu</b>	$S_F := \frac{R_{p0.2}}{\sigma_C} = 4.94$
modul pružnosti	$E_5 := 206 \text{ GPa}$
	$E_6 := 206 \text{ GPa}$
Poissonova konstanta	$\mu_5 := 0.3$
	$\mu_6 := 0.3$
mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlim5} := 1160 \text{ MPa}$
	$\sigma_{Hlim6} := 1140 \text{ MPa}$
součinitel mech. vlastností materiálů	$Z_E := \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left( \frac{1 - \mu_5^2}{E_5} + \frac{1 - \mu_6^2}{E_6} \right)}} = 189.812 \sqrt{\text{MPa}} \quad (81)$
napětí v dotyku ve valivém bodě	
	$\sigma_{H5} := Z_E \cdot \frac{1}{\cos(\alpha)} \cdot \sqrt{\frac{2}{\tan(\alpha)}} \cdot \sqrt{\frac{K_v \cdot F_{tC\_jm}}{d_5 \cdot b_C} \cdot \frac{\frac{d_6}{d_5} + 1}{\frac{d_6}{d_5}}} = 552.91 \text{ MPa}$
	$\sigma_{H6} := Z_E \cdot \frac{1}{\cos(\alpha)} \cdot \sqrt{\frac{2}{\tan(\alpha)}} \cdot \sqrt{\frac{K_v \cdot F_{tC\_jm}}{d_6 \cdot b_C} \cdot \frac{\frac{d_5}{d_6} + 1}{\frac{d_5}{d_6}}} = 856.564 \text{ MPa}$
<b>součinitel bezpečnosti v dotyku</b>	$S_{H5} := \frac{\sigma_{Hlim5}}{\sigma_{H5}} = 2.098$
	$S_{H6} := \frac{\sigma_{Hlim6}}{\sigma_{H6}} = 1.331$

Materiálové vlastnosti ozubených kol jsou získané z MITCalc. Ozubené kolo vřetena je vyrobeno z ušlechtilé konstrukční oceli 15 241 a je povrchově kalené. Ozubené dvojkolo je z ušlechtilé konstrukční oceli 14 140, rovněž povrchově kalené. Více informací o výpočtech ozubení se nachází v příloze výpočtové zprávy.



### 3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET VŘETENA

Vřeteno je pro pevnostní výpočet modelováno jako prutové těleso. Je uloženo v 5 kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem. Přední dvě ložiska, uložená v tandemu, jsou modelována jako jedna rotační vazba. Ostatní ložiska jsou v modelu nahrazena obecnou podpěrou. V místě uložení ozubeného kola působí síla, charakterizující zatížení vřetena od ozubeného převodu. V přední části vřetena působí síly od řezného procesu. Velikosti zatěžujících sil jsou vypočítány níže. Pro výpočet bylo zvoleno vřeteno, které má ozubené kolo uprostřed.

hlavní složka řezné síly

$$F_c := k_c \cdot a_p \cdot f_n = 616.5 \text{ N}$$

řezný moment

$$M_{Fc} := F_c \cdot \frac{d_{\max}}{2} = 2.158 \text{ N} \cdot \text{m}$$

radiální složka síly

$$F_p := 0.4 \cdot F_c = 246.6 \text{ N}$$

axiální složka síly

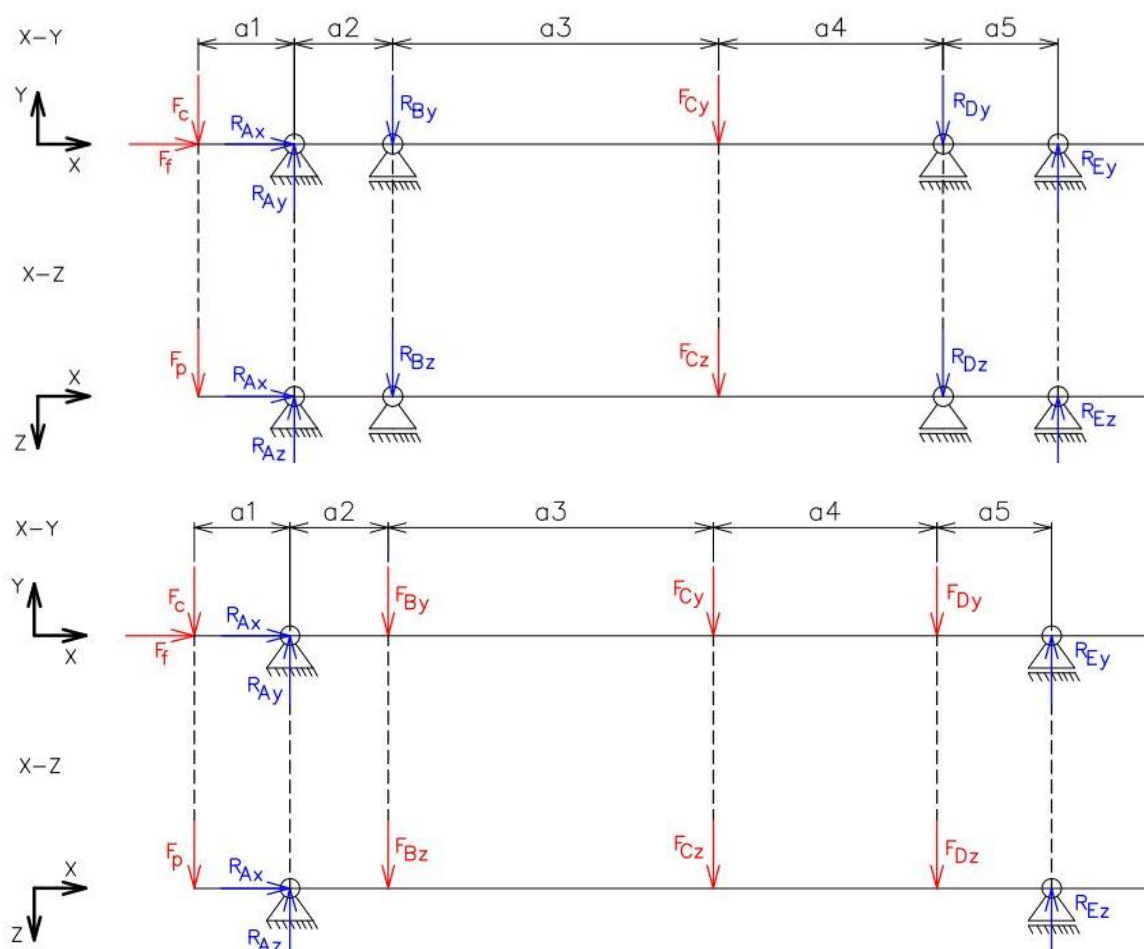
$$F_f := 0.25 \cdot F_c = 154.1 \text{ N}$$

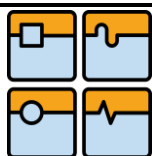
radiální síla od ozubení

$$F_{Cy} := \frac{2 \cdot M_{kv\_jm}}{d_6} \cdot \tan(20^\circ) = 158.33 \text{ N}$$

tečná síla

$$F_{Cz} := \frac{2 \cdot M_{kv\_jm}}{d_6} = 435.0 \text{ N}$$





## VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

**3.1 Stanovení rozměrů, výpočet průřezových charakteristik**

stanovení rozměrů:

$$a_1 := 32 \text{ mm}$$

$$a_2 := 64 \text{ mm}$$

$$a_3 := 151 \text{ mm} \quad (a_3 + a_4 = 302 \text{ mm})$$

$$a_4 := 151 \text{ mm}$$

$$a_5 := 32 \text{ mm}$$

$$a := a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 = 430 \text{ mm}$$

stanovení průměrů:

$$D_1 := 35 \text{ mm}$$

$$d_1 := 23.5 \text{ mm}$$

$$D_2 := 35 \text{ mm}$$

$$d_2 := 23.5 \text{ mm}$$

$$D_3 := 35 \text{ mm}$$

$$d_3 := 23.5 \text{ mm}$$

$$D_4 := 35 \text{ mm}$$

$$d_4 := 23.5 \text{ mm}$$

$$D_5 := 35 \text{ mm}$$

$$d_5 := 23.5 \text{ mm}$$

kvadratické momenty průřezů I:

$$J_1 := \frac{\pi}{64} \left[ D_1^4 - (d_1)^4 \right] = 5.869 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\text{II: } J_2 := \frac{\pi}{64} \left[ D_2^4 - (d_2)^4 \right] = 5.869 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\text{III: } J_3 := \frac{\pi}{64} \left[ D_3^4 - (d_3)^4 \right] = 5.869 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\text{IV: } J_4 := \frac{\pi}{64} \left[ D_4^4 - (d_4)^4 \right] = 5.869 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\text{V: } J_5 := \frac{\pi}{64} \left[ D_5^4 - (d_5)^4 \right] = 5.869 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

**3.2 Rovnice statické rovnováhy a vyjádření reakcí**

rovina XY

$$\Sigma F_x = 0 \quad F_f + R_{Ax} = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad -F_c + R_{Ay} - F_{By} - F_{Cy} - F_{Dy} + R_{Ey} = 0$$

$$\Sigma M_p = 0 \quad R_{Ay} \cdot a_1 - F_{By} \cdot (a_1 + a_2) - F_{Cy} \cdot (a_1 + a_2 + a_3) - F_{Dy} \cdot (a_1 + a_2 + a_3 + a_4) \dots = 0 \\ + R_{Ey} \cdot (a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5)$$

$$R_{Ax}(F_{By}, F_{Dy}, F_f) := -F_f$$

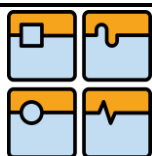
$$R_{Ay}(F_{By}, F_{Dy}, F_c) := F_c + \frac{F_c \cdot a_1 + F_{By} \cdot a_3 + F_{By} \cdot a_4 + F_{By} \cdot a_5 + F_{Cy} \cdot a_4 + F_{Cy} \cdot a_5 + F_{Dy} \cdot a_5}{a_2 + a_3 + a_4 + a_5}$$

$$R_{Ey}(F_{By}, F_{Dy}, F_c) := \frac{F_{By} \cdot a_2 - F_c \cdot a_1 + F_{Cy} \cdot a_2 + F_{Cy} \cdot a_3 + F_{Dy} \cdot a_2 + F_{Dy} \cdot a_3 + F_{Dy} \cdot a_4}{a_2 + a_3 + a_4 + a_5}$$

rovina XZ

$$\Sigma F_z = 0 \quad F_p - R_{Az} + F_{Bz} + F_{Cz} + F_{Dz} - R_{Ez} = 0$$

$$\Sigma M_p = 0 \quad R_{Az} \cdot a_1 - F_{Bz} \cdot (a_1 + a_2) - F_{Cz} \cdot (a_1 + a_2 + a_3) - F_{Dz} \cdot (a_1 + a_2 + a_3 + a_4) \dots = 0 \\ + R_{Ez} \cdot (a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5)$$



## VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

$$R_{Az}(F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) := F_p + \frac{F_p \cdot a_1 + F_{Bz} \cdot a_3 + F_{Bz} \cdot a_4 + F_{Bz} \cdot a_5 + F_{Cz} \cdot a_4 + F_{Cz} \cdot a_5 + F_{Dz} \cdot a_5}{a_2 + a_3 + a_4 + a_5}$$

$$R_{Ez}(F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) := \frac{F_{Bz} \cdot a_2 - F_p \cdot a_1 + F_{Cz} \cdot a_2 + F_{Cz} \cdot a_3 + F_{Dz} \cdot a_2 + F_{Dz} \cdot a_3 + F_{Dz} \cdot a_4}{a_2 + a_3 + a_4 + a_5}$$

### 3.3 Rovnice VVÚ

rovina XY

$$x \in (0; a_1) \quad M_{z1}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) := -F_c \cdot x$$

$$x \in (0; a_2) \quad M_{z2}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) := -F_c \cdot (a_1 + x) + R_{Ay}(F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot x$$

$$x \in (0; a_3) \quad M_{z3}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) := -F_c \cdot (a_1 + a_2 + x) + R_{Ay}(F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot (a_2 + x) - F_{By} \cdot x$$

$$x \in (0; a_5) \quad M_{z4}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) := R_{Ey}(F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot x$$

$$x \in (0; a_4) \quad M_{z5}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) := R_{Ey}(F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot (a_5 + x) - F_{Dy} \cdot x$$

rovina XZ

$$x \in (0; a_1) \quad M_{y1}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) := -F_p \cdot x$$

$$x \in (0; a_2) \quad M_{y2}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) := -F_p \cdot (a_1 + x) + R_{Az}(F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot x$$

$$x \in (0; a_3) \quad M_{y3}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) := -F_p \cdot (a_1 + a_2 + x) + R_{Az}(F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot (a_2 + x) - F_{Bz} \cdot x$$

$$x \in (0; a_5) \quad M_{y4}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) := R_{Ez}(F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot x$$

$$x \in (0; a_4) \quad M_{y5}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) := R_{Ez}(F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot (a_5 + x) - F_{Dz} \cdot x$$

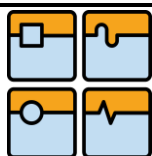
### 3.4 Castiglianovy věty

určení  $F_{By}$

Given

$$\begin{aligned} & \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^{a_1} M_{z1}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left( \frac{d}{dF_{By}} M_{z1}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots = 0 \\ & + \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_0^{a_2} M_{z2}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left( \frac{d}{dF_{By}} M_{z2}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_0^{a_3} M_{z3}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left( \frac{d}{dF_{By}} M_{z3}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_4} \cdot \int_0^{a_5} M_{z4}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left( \frac{d}{dF_{By}} M_{z4}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_5} \cdot \int_0^{a_4} M_{z5}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left( \frac{d}{dF_{By}} M_{z5}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \end{aligned}$$

$$\text{Find}(F_{By}) \rightarrow 92.622917927248988176 \cdot \text{N} - 0.34351357165907705547 \cdot F_{Dy}$$



# VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

určení  $F_{Dy}$

Given

$$\begin{aligned} & \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^{a_1} M_{z1}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left( \frac{d}{dF_{Dy}} M_{z1}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots = 0 \\ & + \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_0^{a_2} M_{z2}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left( \frac{d}{dF_{Dy}} M_{z2}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_0^{a_3} M_{z3}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left( \frac{d}{dF_{Dy}} M_{z3}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_4} \cdot \int_0^{a_5} M_{z4}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left( \frac{d}{dF_{Dy}} M_{z4}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_5} \cdot \int_0^{a_4} M_{z5}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left( \frac{d}{dF_{Dy}} M_{z5}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \end{aligned}$$

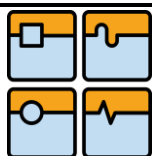
$$\text{Find}(F_{Dy}) \rightarrow -79.206902625734396623 \cdot N - 1.1442861835229478336 \cdot F_{By}$$

Given

$$F_{By} = 92.622917927248988176 \cdot N - 0.34351357165907705547 \cdot F_{Dy}$$

$$F_{Dy} = -79.206902625734396623 \cdot N - 1.1442861835229478336 \cdot F_{By}$$

$$\begin{pmatrix} F_{By} \\ F_{Dy} \end{pmatrix} := \text{Find}(F_{By}, F_{Dy}) \rightarrow \begin{pmatrix} 197.44140293755329567 \cdot N \\ -305.13637206256379861 \cdot N \end{pmatrix}$$



## VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

určení  $F_{Bz}$ 

Given

$$\begin{aligned} & \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^{a_1} M_{y1}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left( \frac{d}{dF_{Bz}} M_{y1}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \dots = 0 \\ & + \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_0^{a_2} M_{y2}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left( \frac{d}{dF_{Bz}} M_{y2}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_0^{a_3} M_{y3}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left( \frac{d}{dF_{Bz}} M_{y3}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_4} \cdot \int_0^{a_5} M_{y4}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left( \frac{d}{dF_{Bz}} M_{y4}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_5} \cdot \int_0^{a_4} M_{y5}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left( \frac{d}{dF_{Bz}} M_{y5}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \end{aligned}$$

$$\text{Find}(F_{Bz}) \rightarrow -538.45843502226443048 \cdot \text{N} - 0.34351357165907705547 \cdot F_{Dz}$$

určení  $F_{Dz}$ 

Given

$$\begin{aligned} & \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^{a_1} M_{y1}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left( \frac{d}{dF_{Dz}} M_{y1}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \dots = 0 \\ & + \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_0^{a_2} M_{y2}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left( \frac{d}{dF_{Dz}} M_{y2}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_0^{a_3} M_{y3}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left( \frac{d}{dF_{Dz}} M_{y3}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_4} \cdot \int_0^{a_5} M_{y4}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left( \frac{d}{dF_{Dz}} M_{y4}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_5} \cdot \int_0^{a_4} M_{y5}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left( \frac{d}{dF_{Dz}} M_{y5}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \end{aligned}$$

$$\text{Find}(F_{Dz}) \rightarrow -1067.7619722082766203 \cdot \text{N} - 1.1442861835229478336 \cdot F_{Bz}$$



Given

$$F_{Bz} = -538.45843502226443048 \cdot N - 0.34351357165907705547 \cdot F_{Dz}$$

$$F_{Dz} = -1067.7619722082766203 \cdot N - 1.1442861835229478336 \cdot F_{Bz}$$

$$\begin{pmatrix} F_{Bz} \\ F_{Dz} \end{pmatrix} := \text{Find}(F_{Bz}, F_{Dz}) \rightarrow \begin{pmatrix} -282.84962365267892794 \cdot N \\ -744.10105584785053419 \cdot N \end{pmatrix}$$

$$F_{Ax} := R_{Ax}(F_{By}, F_{Dy}, F_f) = -154.125N$$

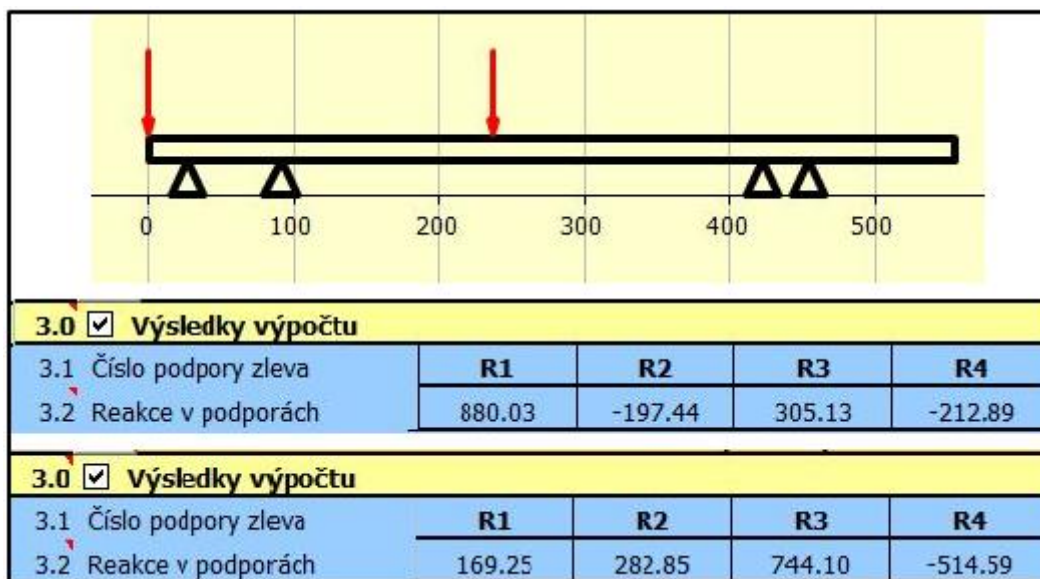
$$F_{Ay} := R_{Ay}(F_{By}, F_{Dy}, F_c) = 880.027N$$

$$F_{Az} := R_{Az}(F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) = 169.25IN$$

$$F_{Ey} := R_{Ey}(F_{By}, F_{Dy}, F_c) = -212.89IN$$

$$F_{Ez} := R_{Ez}(F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) = -514.59IN$$

### 3.5 Srovnání reakcí s MITCalc



### 3.6 Zobrazení VVÚ

rovina XY

$$M_{z\_1} := M_{z1}(a_1, F_{By}, F_{Dy}, F_c) = -19.73N \cdot m$$

$$M_{z\_2} := M_{z2}(a_2, F_{By}, F_{Dy}, F_c) = -2.86N \cdot m$$

$$M_{z\_3} := M_{z3}(a_3, F_{By}, F_{Dy}, F_c) = 7.12N \cdot m$$

$$M_{z\_4} := M_{z4}(a_5, F_{By}, F_{Dy}, F_c) = -6.81N \cdot m$$

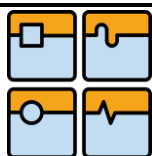
rovina XZ

$$M_{y\_1} := M_{y1}(a_1, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) = -7.89N \cdot m$$

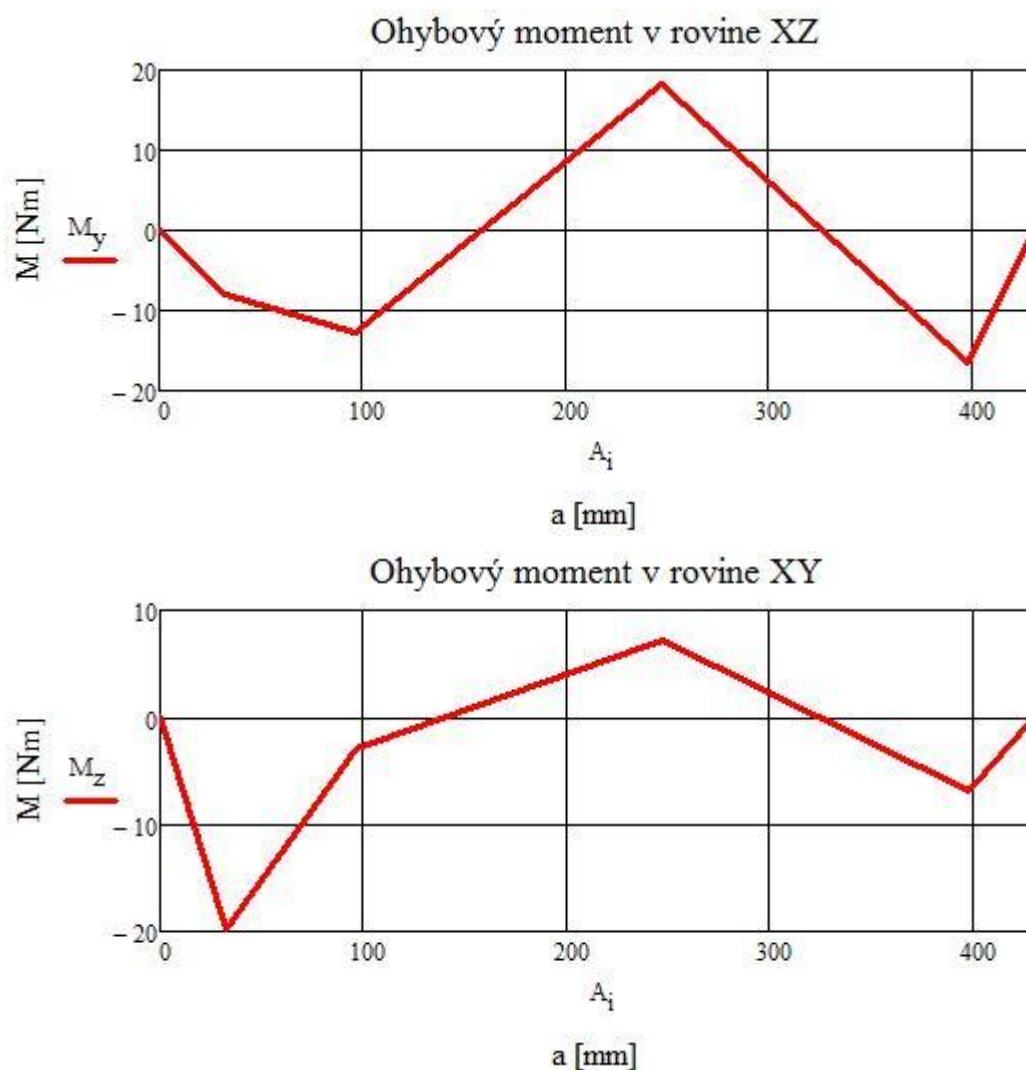
$$M_{y\_2} := M_{y2}(a_2, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) = -12.84N \cdot m$$

$$M_{y\_3} := M_{y3}(a_3, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) = 18.19N \cdot m$$

$$M_{y\_4} := M_{y4}(a_5, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) = -16.47N \cdot m$$



# VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA



## 3.7 Kontrola vřetene vůči MSP

ohybové momenty

$$M_{o1} := \sqrt{M_{z\_1}^2 + M_{y\_1}^2} = 21.248 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{o2} := \sqrt{M_{z\_2}^2 + M_{y\_2}^2} = 13.157 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{o3} := \sqrt{M_{z\_3}^2 + M_{y\_3}^2} = 19.532 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{o4} := \sqrt{M_{z\_4}^2 + M_{y\_4}^2} = 17.82 \text{ N}\cdot\text{m}$$

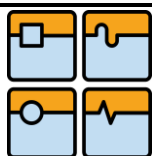
krouticí moment vřetena

$$M_{kV\_jm} = 19.575 \text{ N}\cdot\text{m}$$

modul průřezu v ohybu

$$W_{o3} := \frac{\pi \cdot [D_3^4 - (d_3)^4]}{32 D_3} = 3.354 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$$

$$W_{o4} := \frac{\pi \cdot [D_4^4 - (d_4)^4]}{32 D_4} = 3.354 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$$



# VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

modul průřezu v krutu

$$W_{k3} := \frac{\pi \cdot [D_3^4 - (d_3)^4]}{16 D_3} = 6.708 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$$

$$W_{k4} := \frac{\pi \cdot [D_4^4 - (d_4)^4]}{16 D_4} = 6.708 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$$

redukované napětí

$$\sigma_{red3} := \sqrt{\left(\frac{M_{o3}}{W_{o3}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{kv\_jm}}{W_{k3}}\right)^2} = 7.712 \text{MPa}$$

$$\sigma_{red4} := \sqrt{\left(\frac{M_{o4}}{W_{o4}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{kv\_jm}}{W_{k4}}\right)^2} = 7.334 \text{MPa}$$

bezpečnost vůči MSP

$$k_3 := \frac{R_e}{\sigma_{red3}} = 90.773$$

$$k_4 := \frac{R_e}{\sigma_{red4}} = 95.448$$

## 3.8 Výpočet radiálních deformací ložisek

kontaktní úhel

$$\alpha := 15^\circ$$

počet valivých elementů

$$z_E := 19 \quad 71907\text{CE/P4A}$$

$$z_D := 21 \quad 71907\text{CD/P4A}$$

počet aktivních řad

$$i := 1$$

průměr kuliček

$$D_w := 5.55 \text{mm}$$

radiální tuhosti

$$K_{Ay} := 1166 \sqrt{\cos(\alpha)^5 \cdot (i \cdot z_E)^2 \cdot D_w} \cdot \left| \frac{F_{Ay}}{2} \right| \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^3 \sqrt{N}} = 105.564 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

$$K_{Az} := 1166 \sqrt{\cos(\alpha)^5 \cdot (i \cdot z_E)^2 \cdot D_w} \cdot \left| \frac{F_{Az}}{2} \right| \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^3 \sqrt{N}} = 60.934 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

$$K_{By} := 1166 \sqrt{\cos(\alpha)^5 \cdot (i \cdot z_E)^2 \cdot D_w} \cdot |F_{By}| \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^3 \sqrt{N}} = 80.818 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

$$K_{Bz} := 1166 \sqrt{\cos(\alpha)^5 \cdot (i \cdot z_E)^2 \cdot D_w} \cdot |F_{Bz}| \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^3 \sqrt{N}} = 91.106 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

$$K_{Dy} := 1166 \sqrt{\cos(\alpha)^5 \cdot (i \cdot z_E)^2 \cdot D_w} \cdot |F_{Dy}| \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^3 \sqrt{N}} = 93.439 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

$$K_{Dz} := 1166 \sqrt{\cos(\alpha)^5 \cdot (i \cdot z_E)^2 \cdot D_w} \cdot |F_{Dz}| \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^3 \sqrt{N}} = 125.769 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

$$K_{Ey} := 1166 \sqrt{\cos(\alpha)^5 \cdot (i \cdot z_E)^2 \cdot D_w} \cdot |F_{Ey}| \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^3 \sqrt{N}} = 82.873 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

$$K_{Ez} := 1166 \sqrt[3]{\cos(\alpha)^5 \cdot (i \cdot z_E)^2 \cdot D_w \cdot |F_{Ez}|} \cdot \frac{N}{\text{mm}^3 \sqrt{N}} = 111.22 \frac{N}{\mu\text{m}}$$

$$\text{ložisko A} \quad \delta_{Ay} := \frac{F_{Ay}}{2 \cdot K_{Ay}} = 4.168 \mu\text{m} \quad \delta_{Az} := \frac{F_{Az}}{2 \cdot K_{Az}} = 1.389 \mu\text{m}$$

$$\text{ložisko B} \quad \delta_{By} := \frac{F_{By}}{K_{By}} = 2.443 \mu\text{m} \quad \delta_{Bz} := \frac{F_{Bz}}{K_{Bz}} = -3.105 \mu\text{m}$$

$$\text{ložisko C} \quad \delta_{Dy} := \frac{F_{Dy}}{K_{Dy}} = -3.266 \mu\text{m} \quad \delta_{Dz} := \frac{F_{Dz}}{K_{Dz}} = -5.916 \mu\text{m}$$

$$\text{ložisko D} \quad \delta_{Ey} := \frac{F_{Ey}}{K_{Ey}} = -2.569 \mu\text{m} \quad \delta_{Ez} := \frac{F_{Ez}}{K_{Ez}} = -4.627 \mu\text{m}$$

### 3.9 Výpočet radiální odchylky čela vřetena – vliv deformace ložisek

Deformace předních ložisek jsou proloženy přímkou. Je zjišťována radiální odchylka v místě čela vřetena.

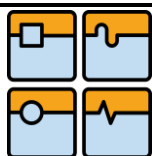
$$P_A := \begin{pmatrix} a_1 \\ \delta_{Ay} \\ \delta_{Az} \end{pmatrix} \quad P_B := \begin{pmatrix} a_1 + a_2 \\ \delta_{By} \\ \delta_{Bz} \end{pmatrix} \quad u := \begin{pmatrix} P_{B1} - P_{A1} \\ P_{B2} - P_{A2} \\ P_{B3} - P_{A3} \end{pmatrix}$$

$$X(t) := P_{A1} + u_1 \cdot t$$

$$t := \frac{-P_{A1}}{u_1}$$

$$Y := P_{A2} + u_2 \cdot t = 5.031 \mu\text{m}$$

$$Z := P_{A3} + u_3 \cdot t = 3.636 \mu\text{m}$$



### 3.10 Výpočet radiální odchylky čela vřetena – vliv deformace vřetena

$$\begin{aligned} \delta_y := & \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^{a_1} M_{z1}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left( \frac{d}{dF_c} M_{z1}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_0^{a_2} M_{z2}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left( \frac{d}{dF_c} M_{z2}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_0^{a_3} M_{z3}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left( \frac{d}{dF_c} M_{z3}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_4} \cdot \int_0^{a_5} M_{z4}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left( \frac{d}{dF_c} M_{z4}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_5} \cdot \int_0^{a_4} M_{z5}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left( \frac{d}{dF_c} M_{z5}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \end{aligned}$$

$$\delta_y = 1.673 \mu\text{m}$$

$$\begin{aligned} \delta_z := & \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^{a_1} M_{y1}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left( \frac{d}{dF_p} M_{y1}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_0^{a_2} M_{y2}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left( \frac{d}{dF_p} M_{y2}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_0^{a_3} M_{y3}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left( \frac{d}{dF_p} M_{y3}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_4} \cdot \int_0^{a_5} M_{y4}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left( \frac{d}{dF_p} M_{y4}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_5} \cdot \int_0^{a_4} M_{y5}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left( \frac{d}{dF_p} M_{y5}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \end{aligned}$$

$$\delta_z = 0.985 \mu\text{m}$$



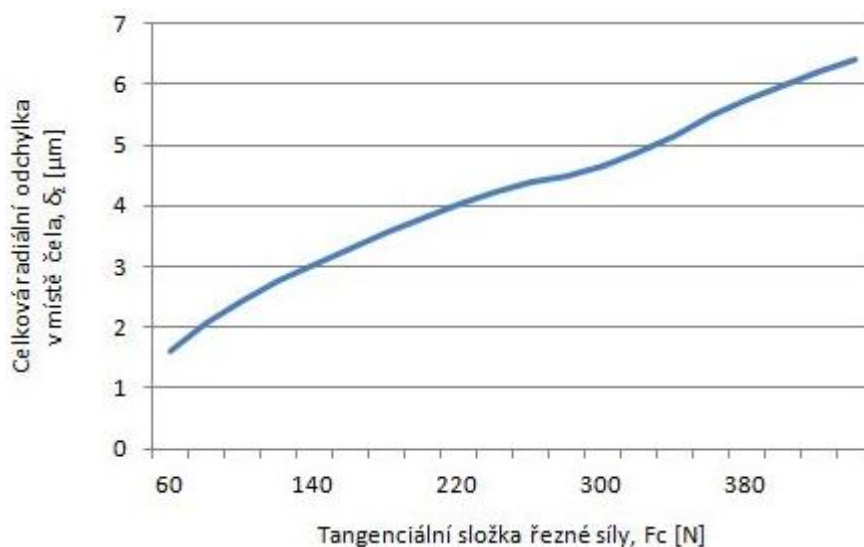
## VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

**3.11 Výpočet celkové radiální odchylky čela vřetena**

$$Y_{\delta} := Y + \delta_y = 6.704 \mu\text{m}$$

$$Z_{\delta} := Z + \delta_z = 4.62 \mu\text{m}$$

$$\delta_{\Sigma} := \sqrt{Y_{\delta}^2 + Z_{\delta}^2} = 8.142 \mu\text{m}$$

**3.12 Výpočet torzní tuhosti vřetena**

modul pružnosti ve smyku

$$G_{\text{smyk}} := 81 \cdot \text{GPa}$$

vnější průměr

$$D_v := D_2 = 35 \cdot \text{mm}$$

vnitřní průměr

$$d_v := d_2 = 23.5 \cdot \text{mm}$$

max. průměr tyče

$$d_{\text{tyc}} := d_{\text{max}} = 7 \cdot \text{mm}$$

polární moment vřetena

$$J_{p_v} := \frac{\pi}{32} \cdot (D_v^4 - d_v^4) = 1.174 \times 10^5 \cdot \text{mm}^4$$

polární moment tyče

$$J_{p_t} := \frac{\pi \cdot d_{\text{tyc}}^4}{32} = 235.718 \cdot \text{mm}^4$$

délka vřetena (brzdny disk-kleština)

$$l_v := 615 \cdot \text{mm}$$

délka tyče (délka vyložení z kleštiny)

$$l_t := 10 \cdot \text{mm}$$

torzní tuhost vřetena

$$k_v := \frac{l_v}{G_{\text{smyk}} \cdot J_{p_v}} = 6.468 \times 10^{-5} \cdot \frac{\text{rad}}{\text{N} \cdot \text{m}}$$

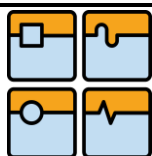
torzní tuhost tyče

$$k_t := \frac{l_t}{G_{\text{smyk}} \cdot J_{p_t}} = 5.237 \times 10^{-4} \cdot \frac{\text{rad}}{\text{N} \cdot \text{m}}$$

poměr tuhostí

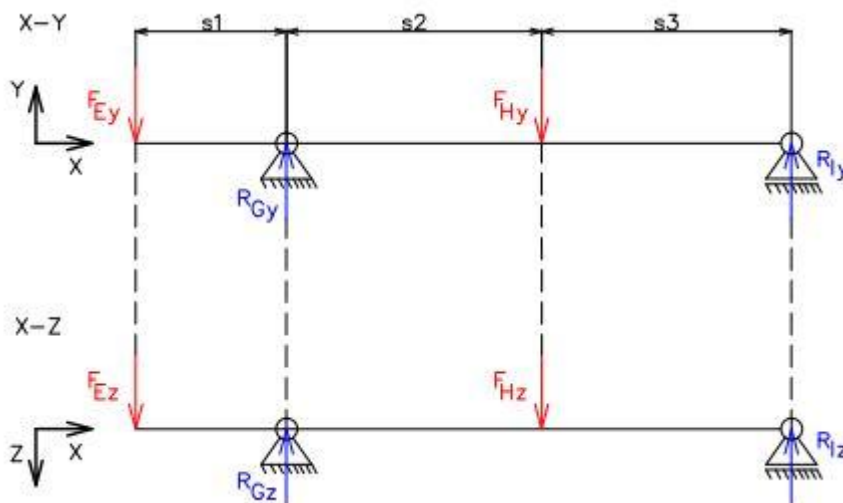
$$\text{POM} := \frac{k_t}{k_v} = 8.097$$

Z uvedeného výpočtu vyplývá, že torzní tuhost vřetena je až 8x větší než tuhost obráběné tyče, při pouhém vyložení tyče 10 mm z upínací kleštiny.



# VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

## 4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET PŘEDLOHOVÉHO HŘÍDELE



stanovení sil:

$$F_{Ey} := F_{tAmax} \cdot \tan(20^\circ) = 267 \text{ N}$$

$$F_{Ez} := F_{tAmax} = 734.38 \text{ N}$$

$$F_{Hy} := F_{tBmax} \cdot \tan(20^\circ) = 152 \text{ N}$$

$$F_{Hz} := F_{tBmax} = 418 \text{ N}$$

stanovení rozměrů:

$$s_1 := 40 \text{ mm}$$

$$s_2 := 154 \text{ mm}$$

$$s_3 := 201 \text{ mm}$$

$$l_p := s_1 + s_2 + s_3 = 395 \text{ mm}$$

stanovení průměrů:

$$D_{p1} := 30 \text{ mm}$$

$$d_{p1} := 24 \text{ mm}$$

$$D_{p2} := 35 \text{ mm}$$

$$d_{p2} := 24 \text{ mm}$$

$$D_{p3} := 30 \text{ mm}$$

$$d_{p3} := 24 \text{ mm}$$

kvadratické momenty průřezů I:

$$J_{p1} := \frac{\pi}{64} \cdot [D_{p1}^4 - (d_{p1})^4] = 2.347 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\text{II: } J_{p2} := \frac{\pi}{64} \cdot [D_{p2}^4 - (d_{p2})^4] = 5.738 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\text{III: } J_{p3} := \frac{\pi}{64} \cdot [D_{p3}^4 - (d_{p3})^4] = 2.347 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

### 4.1 Výpočet reakcí

rovina XY

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-F_{Ey} + R_{Gy} - F_{Hy} + R_{Iy} = 0$$

$$\Sigma M_E = 0$$

$$R_{Gy} \cdot s_1 - F_{Hy} \cdot (s_1 + s_2) + R_{Iy} \cdot (s_1 + s_2 + s_3) = 0$$

$$R_{Gy} := F_{Ey} + \frac{F_{Ey} \cdot s_1 + F_{Hy} \cdot s_3}{s_2 + s_3} = 383.5 \text{ N}$$

$$R_{Iy} := \frac{F_{Hy} \cdot s_2 - F_{Ey} \cdot s_1}{s_2 + s_3} = 35.846 \text{ N}$$



# VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

rovina XZ

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{Ez} - R_{Gz} + F_{Hz} - R_{Iz} = 0$$

$$\Sigma M_E = 0$$

$$R_{Gz} \cdot s_1 - F_{Hz} \cdot (s_1 + s_2) + R_{Iz} \cdot (s_1 + s_2 + s_3) = 0$$

$$R_{Gz} := F_{Ez} + \frac{F_{Ez} \cdot s_1 + F_{Hz} \cdot s_3}{s_2 + s_3} = 1053.67 \text{ N}$$

$$R_{Iz} := \frac{F_{Hz} \cdot s_2 - F_{Ez} \cdot s_1}{s_2 + s_3} = 98.487 \text{ N}$$

## 4.2 VVÚ

rovina XY

$$\text{I} \quad x \in (0; s_1)$$

$$M_{pz1}(x) := -F_{Ey} \cdot x$$

$$\text{II} \quad x \in (0; s_2)$$

$$M_{pz2}(x) := -F_{Ey} \cdot (s_1 + x) + R_{Gy} \cdot x$$

$$\text{III} \quad x \in (0; s_3)$$

$$M_{pz3}(x) := R_{Iy} \cdot x$$

rovina XZ

$$\text{I} \quad x \in (0; s_1)$$

$$M_{py1}(x) := -F_{Ez} \cdot x$$

$$\text{II} \quad x \in (0; s_2)$$

$$M_{py2}(x) := -F_{Ez} \cdot (s_1 + x) + R_{Gz} \cdot x$$

$$\text{III} \quad x \in (0; s_3)$$

$$M_{py3}(x) := R_{Iz} \cdot x$$

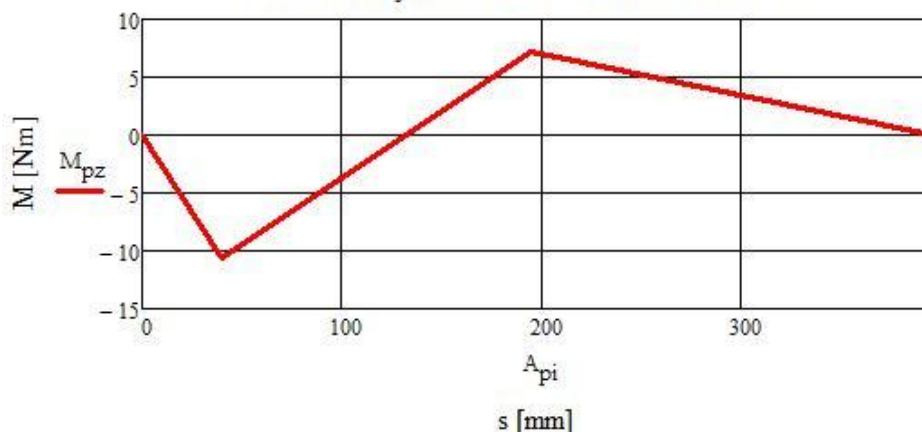
$$M_{pz\_1} := M_{pz1}(s_1) = -10.692 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{pz\_2} := M_{pz2}(s_2) = 7.205 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{py\_1} := M_{py1}(s_1) = -29.375 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{py\_2} := M_{py2}(s_2) = 19.796 \text{ N} \cdot \text{m}$$

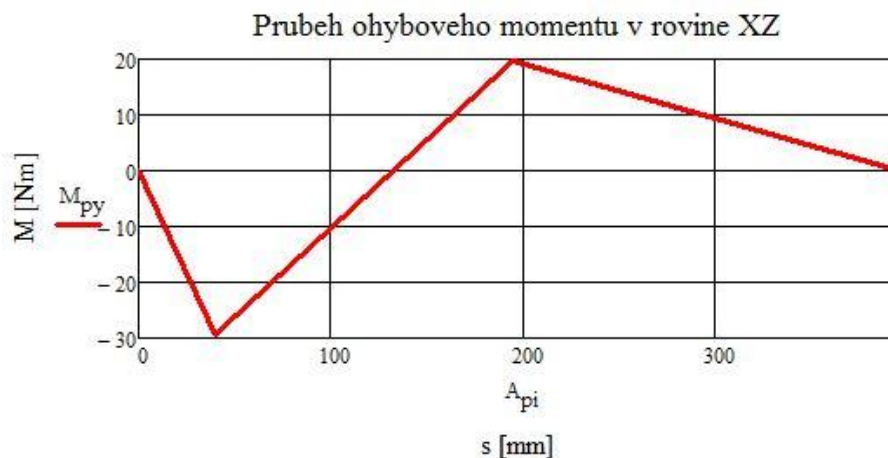
Prubeh ohybového momentu v rovine XY







## VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA



### 4.3 Kontrola vůči MSP

kontrola hřídele v místě  $x = s_1$

maximální ohybový moment

$$M_{op1} := \sqrt{M_{pz\_1}^2 + M_{py\_1}^2} = 31.26 \text{ N}\cdot\text{m}$$

krouticí moment na vřetenu

$$M_p = 20.68 \text{ N}\cdot\text{m}$$

modul průřezu v ohybu

$$W_{op1} := \frac{\pi \cdot (D_{p1}^4 - d_{p1}^4)}{32 D_{p1}} = 1.565 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$$

modul průřezu v krutu

$$W_{kp1} := \frac{\pi \cdot (D_{p1}^4 - d_{p1}^4)}{16 D_{p1}} = 3.13 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$$

redukované napětí

$$\sigma_{red\_p1} := \sqrt{\left(\frac{M_{op1}}{W_{op1}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_p}{W_{kp1}}\right)^2} = 23.02 \text{ MPa}$$

bezpečnost vůči MSP

$$k_{p1} := \frac{R_e}{\sigma_{red\_p1}} = 30.407$$

kontrola hřídele v místě  $x = s_1 + s_2$

maximální ohybový moment

$$M_{op2} := \sqrt{M_{pz\_2}^2 + M_{py\_2}^2} = 21.066 \text{ N}\cdot\text{m}$$

krouticí moment na vřetenu

$$M_p = 20.68 \text{ N}\cdot\text{m}$$

modul průřezu v ohybu

$$W_{op2} := \frac{\pi \cdot (D_{p2}^4 - d_{p2}^4)}{32 D_{p2}} = 3.279 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$$

modul průřezu v krutu

$$W_{kp2} := \frac{\pi \cdot (D_{p2}^4 - d_{p2}^4)}{16 D_{p2}} = 6.557 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$$

redukované napětí

$$\sigma_{red\_p2} := \sqrt{\left(\frac{M_{op2}}{W_{op2}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_p}{W_{kp2}}\right)^2} = 8.434 \text{ MPa}$$

bezpečnost vůči MSP

$$k_{p2} := \frac{R_e}{\sigma_{red\_p2}} = 83.002$$

## 5 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK VŘETENA

Ložiska použitá pro uložení vřetena jsou kuličková ložiska s kosoúhlým stykem od firmy SKF z řady Super Precision Bearing. Přední ložiska jsou typu 71907 CE/P4A a zadní 71907 CD/P4A. Obě ložiska mají stykový úhel  $15^\circ$ , vnitřní průměr 35 mm, vnější průměr 55 mm a jsou široké 10 mm. Přední ložiska jsou vhodnější pro vyšší otáčky, zadní ložiska mají větší únosnost. Zvolena byla třída předpětí A, tedy lehké předpětí, protože vycházela nejvýhodněji z výpočtů trvanlivosti.

zvolena třída předpětí A  
ložisko 71907 CD/P4A

$$\begin{aligned}
 C_{\text{dynD}} &:= 9.75 \cdot \text{kN} & C_{0D} &:= 6.55 \cdot \text{kN} & G_{cD} &:= 35 \cdot \text{N} \\
 f_{0D} &:= 10.4 & f_D &:= 1.1 & f_{1D} &:= 1 & f_{2D} &:= 1 \\
 G_{mD} &:= f_D \cdot f_{1D} \cdot f_{2D} \cdot G_{cD} = 38.5 \text{N}
 \end{aligned}$$

ložisko 71907 CE/P4A

$$\begin{aligned}
 C_{\text{dynE}} &:= 7.61 \cdot \text{kN} & C_{0E} &:= 4.75 \cdot \text{kN} & G_{cE} &:= 41 \cdot \text{N} \\
 f_{0E} &:= 8.3 & f_E &:= 1.05 & f_{1E} &:= 1 & f_{2E} &:= 1 \\
 G_{mE} &:= f_E \cdot f_{1E} \cdot f_{2E} \cdot G_{cE} = 43.05 \text{N}
 \end{aligned}$$

výpočtová hodnota trvanlivost

$$\begin{aligned}
 L_{10} &:= 10^6 \\
 L_{10h} &:= 15000 \text{hr}
 \end{aligned}$$

exponent (kuličky)

$$p := 3$$

časové podíly výskytu

$$\begin{aligned}
 q_1 &:= 1 & q_2 &:= 0.75 & q_3 &:= 0.5 \\
 q_4 &:= 0.25 & q_5 &:= 0.15
 \end{aligned}$$

### 5.1 Výpočet ekvivalentního zatížení

$$M_{kq1} := M_{kV_{jm}} \cdot q_1 = 19.575 \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kq2} := M_{kV_{jm}} \cdot q_2 = 14.682 \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kq3} := M_{kV_{jm}} \cdot q_3 = 9.788 \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kq4} := M_{kV_{jm}} \cdot q_4 = 4.894 \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kq5} := M_{kV_{jm}} \cdot q_5 = 2.936 \text{N} \cdot \text{m}$$

ekv. moment

$$M_{\text{ekv}} := \frac{M_{kq1} + M_{kq2} + M_{kq3} + M_{kq4} + M_{kq5}}{5} = 10.375 \text{N} \cdot \text{m}$$


$$F_{cE} := \frac{F_c \cdot q_1 + F_c \cdot q_2 + F_c \cdot q_3 + F_c \cdot q_4 + F_c \cdot q_5}{5} = 326.745 \text{N}$$

$$F_{pE} := \frac{F_p \cdot q_1 + F_p \cdot q_2 + F_p \cdot q_3 + F_p \cdot q_4 + F_p \cdot q_5}{5} = 130.698 \text{N}$$

$$F_{fE} := \frac{F_f \cdot q_1 + F_f \cdot q_2 + F_f \cdot q_3 + F_f \cdot q_4 + F_f \cdot q_5}{5} = 81.686 \text{N}$$

$$F_{CyE} := \frac{2 \cdot M_{\text{ekv}}}{d_6} \cdot \tan(20^\circ) = 83.915 \text{N}$$

$$F_{CzE} := \frac{2 \cdot M_{\text{ekv}}}{d_6} = 230.556 \text{N}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 25
	VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA	

## 5.2 Rovnice statické rovnováhy a vyjádření reakcí

$$R_{AxE}(F_{ByE}, F_{DyE}) := -F_{tE}$$

$$R_{AyE}(F_{ByE}, F_{DyE}) := F_{cE} + \frac{F_{cE} \cdot a_1 + F_{ByE} a_3 + F_{ByE} a_4 + F_{ByE} a_5 + F_{CyE} a_4 + F_{CyE} a_5 + F_{DyE} a_5}{a_2 + a_3 + a_4 + a_5}$$

$$R_{EyE}(F_{ByE}, F_{DyE}) := \frac{F_{ByE} a_2 - F_{cE} a_1 + F_{CyE} a_2 + F_{CyE} a_3 + F_{DyE} a_2 + F_{DyE} a_3 + F_{DyE} a_4}{a_2 + a_3 + a_4 + a_5}$$

$$R_{AzE}(F_{BzE}, F_{DzE}) := F_{pE} + \frac{F_{pE} a_1 + F_{BzE} a_3 + F_{BzE} a_4 + F_{BzE} a_5 + F_{CzE} a_4 + F_{CzE} a_5 + F_{DzE} a_5}{a_2 + a_3 + a_4 + a_5}$$

$$R_{EzE}(F_{BzE}, F_{DzE}) := \frac{F_{BzE} a_2 - F_{pE} a_1 + F_{CzE} a_2 + F_{CzE} a_3 + F_{DzE} a_2 + F_{DzE} a_3 + F_{DzE} a_4}{a_2 + a_3 + a_4 + a_5}$$

## 5.3 Rovnice VVÚ

rovina XY

$$x \in (0; a_1) \quad M_{z1E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) := -F_{cE} \cdot x$$

$$x \in (0; a_2) \quad M_{z2E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) := -F_{cE} \cdot (a_1 + x) + R_{AyE}(F_{ByE}, F_{DyE}) \cdot x$$

$$x \in (0; a_3) \quad M_{z3E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) := -F_{cE} \cdot (a_1 + a_2 + x) + R_{AyE}(F_{ByE}, F_{DyE}) \cdot (a_2 + x) - F_{ByE} \cdot x$$

$$x \in (0; a_5) \quad M_{z4E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) := R_{EyE}(F_{ByE}, F_{DyE}) \cdot x$$

$$x \in (0; a_4) \quad M_{z5E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) := R_{EyE}(F_{ByE}, F_{DyE}) \cdot (a_5 + x) - F_{DyE} \cdot x$$

rovina XZ

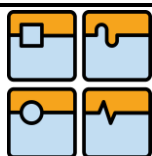
$$x \in (0; a_1) \quad M_{y1E}(x, F_{BzE}, F_{DzE}) := -F_{pE} \cdot x$$

$$x \in (0; a_2) \quad M_{y2E}(x, F_{BzE}, F_{DzE}) := -F_{pE} \cdot (a_1 + x) + R_{AzE}(F_{BzE}, F_{DzE}) \cdot x$$

$$x \in (0; a_3) \quad M_{y3E}(x, F_{BzE}, F_{DzE}) := -F_{pE} \cdot (a_1 + a_2 + x) + R_{AzE}(F_{BzE}, F_{DzE}) \cdot (a_2 + x) - F_{BzE} \cdot x$$

$$x \in (0; a_5) \quad M_{y4E}(x, F_{BzE}, F_{DzE}) := R_{EzE}(F_{BzE}, F_{DzE}) \cdot x$$

$$x \in (0; a_4) \quad M_{y5E}(x, F_{BzE}, F_{DzE}) := R_{EzE}(F_{BzE}, F_{DzE}) \cdot (a_5 + x) - F_{DzE} \cdot x$$



## 5.4 Castiglianovy věty

určení  $F_{ByE}$

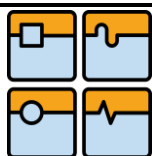
Given

$$\begin{aligned} & \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^{a_1} M_{z1E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{ByE}} M_{z1E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \right) dx \dots = 0 \\ & + \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_0^{a_2} M_{z2E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{ByE}} M_{z2E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_0^{a_3} M_{z3E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{ByE}} M_{z3E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_4} \cdot \int_0^{a_5} M_{z4E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{ByE}} M_{z4E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_5} \cdot \int_0^{a_4} M_{z5E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{ByE}} M_{z5E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \right) dx \\ & \text{Find}(F_{ByE}) \rightarrow 49.090146501441901798 \cdot N - 0.34351357165907705547 \cdot F_{DyE} \end{aligned}$$

určení  $F_{DyE}$

Given

$$\begin{aligned} & \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^{a_1} M_{z1E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{DyE}} M_{z1E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \right) dx \dots = 0 \\ & + \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_0^{a_2} M_{z2E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{DyE}} M_{z2E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_0^{a_3} M_{z3E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{DyE}} M_{z3E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_4} \cdot \int_0^{a_5} M_{z4E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{DyE}} M_{z4E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_5} \cdot \int_0^{a_4} M_{z5E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{DyE}} M_{z5E}(x, F_{ByE}, F_{DyE}) \right) dx \\ & \text{Find}(F_{DyE}) \rightarrow -41.979658391639341715 \cdot N - 1.1442861835229478336 \cdot F_{ByE} \end{aligned}$$



## VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

určení  $F_{BzE}$ 

Given

$$\begin{aligned} & \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^{a_1} M_{y1E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{BzE}} M_{y1E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \right) dx \dots = 0 \\ & + \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_0^{a_2} M_{y2E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{BzE}} M_{y2E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_0^{a_3} M_{y3E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{BzE}} M_{y3E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_4} \cdot \int_0^{a_5} M_{y4E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{BzE}} M_{y4E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_5} \cdot \int_0^{a_4} M_{y5E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{BzE}} M_{y5E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \right) dx \end{aligned}$$

$$\text{Find}(F_{BzE}) \rightarrow -285.38297056180041139 \cdot N - 0.34351357165907705547 \cdot F_{DzE}$$

určení  $F_{DzE}$ 

Given

$$\begin{aligned} & \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^{a_1} M_{y1E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{DzE}} M_{y1E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \right) dx \dots = 0 \\ & + \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_0^{a_2} M_{y2E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{DzE}} M_{y2E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_0^{a_3} M_{y3E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{DzE}} M_{y3E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_4} \cdot \int_0^{a_5} M_{y4E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{DzE}} M_{y4E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_5} \cdot \int_0^{a_4} M_{y5E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \cdot \left( \frac{d}{dF_{DzE}} M_{y5E}(x, F_{BzE} F_{DzE}) \right) dx \end{aligned}$$

$$\text{Find}(F_{DzE}) \rightarrow -565.91384527038708266 \cdot N - 1.1442861835229478336 \cdot F_{BzE}$$

Given

$$F_{ByE} = 49.090146501441901798 \cdot N - 0.34351357165907705547 \cdot F_{DyE}$$

$$F_{DyE} = -41.979658391639341715 \cdot N - 1.1442861835229478336 \cdot F_{ByE}$$

$$\begin{pmatrix} F_{ByE} \\ F_{DyE} \end{pmatrix} := \text{Find}(F_{ByE}, F_{DyE}) \rightarrow \begin{pmatrix} 104.64394355690320777 \cdot N \\ -161.72227719315888021 \cdot N \end{pmatrix}$$

Given

$$F_{BzE} = -285.38297056180041139 \cdot N - 0.34351357165907705547 \cdot F_{DzE}$$

$$F_{DzE} = -565.91384527038708266 \cdot N - 1.1442861835229478336 \cdot F_{BzE}$$

$$\begin{pmatrix} F_{BzE} \\ F_{DzE} \end{pmatrix} := \text{Find}(F_{BzE}, F_{DzE}) \rightarrow \begin{pmatrix} -149.91030053591999731 \cdot N \\ -394.37355959936106765 \cdot N \end{pmatrix}$$

## 5.5 Výpočet radiálních a axiálních sil zatěžující ložiska

$$R_{AxE}(F_{ByE}, F_{DyE}) = -81.69N$$

$$R_{AyE}(F_{ByE}, F_{DyE}) = 466.41N$$

$$R_{AzE}(F_{BzE}, F_{DzE}) = 89.7N$$

$$R_{EyE}(F_{ByE}, F_{DyE}) = -112.83N$$

$$R_{EzE}(F_{BzE}, F_{DzE}) = -272.73N$$

$$\text{ložisko A} \quad F_{rAE} := \frac{1}{2} \cdot \sqrt{R_{AyE}(F_{ByE}, F_{DyE})^2 + R_{AzE}(F_{BzE}, F_{DzE})^2} = 237.48N$$

$$\text{ložisko B} \quad F_{rBE} := \sqrt{F_{ByE}^2 + F_{BzE}^2} = 182.82N$$

$$\text{ložisko D} \quad F_{rDE} := \sqrt{F_{DyE}^2 + F_{DzE}^2} = 426.24N$$

$$\text{ložisko E} \quad F_{rEE} := \sqrt{R_{EyE}(F_{ByE}, F_{DyE})^2 + R_{EzE}(F_{BzE}, F_{DzE})^2} = 295.15N$$

$$\text{ložisko A} \quad F_{aAE} := G_{mD} + 0.67 \cdot F_{rE} = 93.23N$$

$$\text{ložisko B} \quad F_{aBE} := G_{mD} = 38.5N$$

$$\text{ložisko D} \quad F_{aDE} := G_{mD} = 38.5N$$

$$\text{ložisko E} \quad F_{aEE} := G_{mD} = 38.5N$$

## 5.6 Určení koeficientů

$$f_{0E} \frac{F_{aAE}}{C_{0E}} = 0.125 \quad e_A := 0.38 \quad X_{2A} := 0.44 \quad Y_{2A} := 1.47 \quad Y_{0A} := 0.46$$

$$f_{0E} \frac{F_{aBE}}{C_{0E}} = 0.067 \quad e_B := 0.38 \quad X_{2B} := 0.44 \quad Y_{2B} := 1.47 \quad Y_{0B} := 0.46$$

$$2 \cdot f_{0D} \frac{F_{aDE}}{C_{0D}} = 0.122 \quad e_D := 0.38 \quad X_{2D} := 0.72 \quad Y_{1D} := 1.65 \quad Y_{2D} := 2.39 \quad Y_{0D} := 0.92$$

$$2 \cdot f_{0D} \frac{F_{aEE}}{C_{0D}} = 0.122 \quad e_E := 0.38 \quad X_{2E} := 0.72 \quad Y_{1E} := 1.65 \quad Y_{2E} := 2.39 \quad Y_{0E} := 0.92$$

### 5.7 Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení

$$\frac{F_{aAE}}{F_{rAE}} = 0.268 < e_A \Rightarrow P_A := F_{rAE} = 237.48 \text{ IN}$$

$$\frac{F_{aBE}}{F_{rBE}} = 0.212 < e_B \Rightarrow P_B := F_{rBE} = 182.82 \text{ IN}$$

$$\frac{F_{aDE}}{F_{rDE}} = 0.092 < e_D \Rightarrow P_D := F_{rDE} + Y_{1D} \cdot F_{aDE} = 489.77 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aEE}}{F_{rEE}} = 0.133 < e_E \Rightarrow P_E := F_{rEE} + Y_{1E} \cdot F_{aEE} = 358.67 \text{ N}$$

### 5.8 Výpočet ekvivalentních otáček

$$n_{q1} := n_{v\_max} \cdot q_1 = 12000 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{q2} := n_{v\_max} \cdot q_2 = 9000 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{q3} := n_{v\_max} \cdot q_3 = 6000 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{q4} := n_{v\_max} \cdot q_4 = 3000 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{q5} := n_{v\_max} \cdot q_5 = 1800 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{ekvivalentní otáčky: } n_{ekv} := \frac{n_{q1} + n_{q2} + n_{q3} + n_{q4} + n_{q5}}{5} = 6360 \text{ min}^{-1}$$

### 5.9 Výpočet trvanlivosti ložisek

$$\text{ložisko A} \quad L_{A\_10h} := \left( \frac{C_{dynE}}{P_A} \right)^P \cdot \frac{10^6}{n_{ekv}} = 86230 \text{ hr}$$

$$\text{ložisko B} \quad L_{B\_10h} := \left( \frac{C_{dynE}}{P_B} \right)^P \cdot \frac{10^6}{n_{ekv}} = 189003 \text{ hr}$$

$$\text{ložisko D} \quad L_{D\_10h} := \left( \frac{C_{dynD}}{P_D} \right)^P \cdot \frac{10^6}{n_{ekv}} = 20674 \text{ hr}$$

$$\text{ložisko E} \quad L_{E\_10h} := \left( \frac{C_{dynD}}{P_E} \right)^P \cdot \frac{10^6}{n_{ekv}} = 52638 \text{ hr}$$

Z výpočtů je zřejmé, že ložiska vřetene jsou navržena správně. Vypočítaná trvanlivost je u všech ložisek větší než 15 000 hodin.

## 6 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK PŘEDLOHY

výpočtová hodnota trvanlivost	$L_{10} := 10^6$		
	$L_{10h} := 15000\text{hr}$		
ložisko 1206 ETN9	$C_{dyn} := 15.6\text{ kN}$		
	$C_0 := 4.65\text{ kN}$		
exponent (kuličky)	$p := 3$		
časové podíly výskytu	$q_1 := 1$	$q_2 := 0.75$	$q_3 := 0.5$
	$q_4 := 0.25$	$q_5 := 0.15$	

### 6.1 Výpočet ekvivalentního zatížení

$$\begin{aligned}
 M_{kq1} &:= M_p \cdot q_1 = 20.68\text{ N}\cdot\text{m} \\
 M_{kq2} &:= M_p \cdot q_2 = 15.51\text{ N}\cdot\text{m} \\
 M_{kq3} &:= M_p \cdot q_3 = 10.34\text{ N}\cdot\text{m} \\
 M_{kq4} &:= M_p \cdot q_4 = 5.17\text{ N}\cdot\text{m} \\
 M_{kq5} &:= M_p \cdot q_5 = 3.102\text{ N}\cdot\text{m} \\
 \text{ekvivalentní moment} \quad M_{ekv} &:= \frac{M_{kq1} + M_{kq2} + M_{kq3} + M_{kq4} + M_{kq5}}{5} = 10.96\text{ N}\cdot\text{m} \\
 \text{odpovídající ekvivalentní síly} \quad F_{EzE} &:= \frac{2 \cdot M_{ekv}}{d_1} = 342.5\text{ N} \\
 F_{EyE} &:= F_{EzE} \tan(20^\circ) = 124.66\text{ N} \\
 F_{HzE} &:= \frac{2 \cdot M_{ekv}}{d_2} = 391.44\text{ N} \\
 F_{HyE} &:= F_{HzE} \tan(20^\circ) = 142.47\text{ N}
 \end{aligned}$$

### 6.2 Rovnice statické rovnováhy a výpočet reakcí


rovina XY

$$\begin{aligned}
 \Sigma F_y = 0 \quad & -F_{EyE} + R_{GyE} - F_{HyE} + R_{IyE} = 0 \\
 \Sigma M_E = 0 \quad & R_{GyE} s_1 - F_{HyE} (s_1 + s_2) + R_{IyE} (s_1 + s_2 + s_3) = 0 \\
 R_{GyE} &:= F_{EyE} + \frac{F_{HyE} s_1 + F_{HyE} s_3}{s_2 + s_3} = 219.38\text{ N} \\
 R_{IyE} &:= \frac{F_{HyE} s_2 - F_{EyE} s_1}{s_2 + s_3} = 47.75\text{ N}
 \end{aligned}$$

rovina XZ

$$\begin{aligned}
 \Sigma F_y = 0 \quad & F_{EzE} - R_{GzE} + F_{HzE} - R_{IzE} = 0 \\
 \Sigma M_E = 0 \quad & R_{GzE} s_1 - F_{HzE} (s_1 + s_2) + R_{IzE} (s_1 + s_2 + s_3) = 0 \\
 R_{GzE} &:= F_{EzE} + \frac{F_{HzE} s_1 + F_{HzE} s_3}{s_2 + s_3} = 602.74\text{ N} \\
 R_{IzE} &:= \frac{F_{HzE} s_2 - F_{EzE} s_1}{s_2 + s_3} = 131.21\text{ N}
 \end{aligned}$$



	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 31
	VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA	

### 6.3 Výpočet sil zatěžující ložiska

$$F_{rGE} := \sqrt{R_{GyE}^2 + R_{GzE}^2} = 641.422\text{N}$$

$$F_{rIE} := \sqrt{R_{IyE}^2 + R_{IzE}^2} = 139.637\text{N}$$

### 6.4 Výpočet ekvivalentních otáček

$$n_{q1} := n_{p\_max} \cdot q_1 = 13636.36\text{min}^{-1}$$

$$n_{q2} := n_{p\_max} \cdot q_2 = 10227.27\text{min}^{-1}$$

$$n_{q3} := n_{p\_max} \cdot q_3 = 6818.18\text{min}^{-1}$$

$$n_{q4} := n_{p\_max} \cdot q_4 = 3409.09\text{min}^{-1}$$

$$n_{q5} := n_{p\_max} \cdot q_5 = 2045.45\text{min}^{-1}$$

$$\text{ekvivalentní otáčky: } n_{ekv} := \frac{n_{q1} + n_{q2} + n_{q3} + n_{q4} + n_{q5}}{5} = 7227.27\text{min}^{-1}$$

### 6.5 Výpočet trvanlivosti

$$L_{G\_10h} := \left( \frac{C_{dyn}}{F_{rGE}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{n_{ekv}} = 33175\text{hr}$$

$$L_{I\_10h} := \left( \frac{C_{dyn}}{F_{rIE}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{n_{ekv}} = 321547\text{hr}$$

## 7 VÝPOČET PER

základní hodnota tlaku  $p_0 := 150 \text{ MPa}$  (Shigley, str. 1081, tab. 18-8)  
dovolený tlak na bocích drážek  $p_D := 0.6 \cdot p_0 = 90 \text{ MPa}$  (zatížení jednosměrné, velké rázy)

### 7.1 Pero ozubeného kola

průměr hřídele v místě pera:  $d_{P1} := D_3 = 35 \text{ mm}$   
rozměry pera:  $b_{P1} := 6 \text{ mm}$   
 $h_{P1} := 6 \text{ mm}$   
 $t_{P1} := 3.5 \text{ mm}$  hloubka v hřídeli  
 $t_{1P1} := h_{P1} - t_{P1} = 2.5 \text{ mm}$  hloubka v náboji  
 $t_{1P1} = 2.5 \text{ mm}$   
přenášený moment:  $M_{P1} := 35 \text{ N} \cdot \text{m}$   
zatěžující síla:  $F_{P1} := \frac{2 \cdot M_{P1}}{d_{P1}} = 2000 \text{ N}$   
nejmenší délka pera (střih):  $l_{\text{str}_P1} := \frac{F_{P1}}{b_{P1} \cdot p_D} + b_{P1} = 9.704 \text{ mm}$   
nejmenší délka pera (otlačení):  $l_{\text{otl}_P1} := \frac{F_{P1}}{t_{1P1} \cdot p_D} + b_{P1} = 14.889 \text{ mm}$   
délku pera volím  $l_{P1} := 25 \text{ mm}$   
volím: **PERO 6e7 x 6 x 25 ČSN 02 2562**

### 7.2 Pero upínacího mechanismu

průměr hřídele v místě pera:  $d_{P2} := D_4 = 35 \text{ mm}$   
rozměry pera:  $b_{P2} := 6 \text{ mm}$   
 $h_{P2} := 6 \text{ mm}$   
 $t_{P2} := 3.5 \text{ mm}$  hloubka v hřídeli  
 $t_{1P2} := h_{P2} - t_{P2}$  hloubka v náboji  
 $t_{1P2} = 2.5 \text{ mm}$   
maximální úhlové zrychlení  $\varepsilon_{\max} := 787.9 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$   
moment setr. mechanismu  $J_{\text{mech}} := 1224.1 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$   
přenášený moment:  $M_{P2} := J_{\text{mech}} \cdot \varepsilon_{\max} = 0.964 \text{ N} \cdot \text{m}$   
zatěžující síla:  $F_{P2} := \frac{2 \cdot M_{P2}}{d_{P2}} = 55.11 \text{ N}$   
nejmenší délka pera (střih):  $l_{\text{str}_P2} := \frac{F_{P2}}{b_{P2} \cdot p_D} + b_{P2} = 6.102 \text{ mm}$   
nejmenší délka pera (otlačení):  $l_{\text{otl}_P2} := \frac{F_{P2}}{t_{1P2} \cdot p_D} + b_{P2} = 6.245 \text{ mm}$

délku pera volím

$$l_{P2} := 63 \cdot \text{mm}$$

volím:

**PERO 6e7 x 6 x 63 ČSN 02 2562**

### 7.3 Pero upínacího zvonu

průměr hřídele v místě pera:

$$d_{P3} := 45 \cdot \text{mm}$$

rozměry pera:

$$b_{P3} := 6 \cdot \text{mm}$$

$$h_{P3} := 6 \cdot \text{mm}$$

$$t_{P3} := 3.5 \cdot \text{mm}$$

hloubka v hřídeli

$$t_{1P3} := h_{P3} - t_{P3}$$

hloubka v náboji

$$t_{1P3} = 2.5 \cdot \text{mm}$$

moment setr. upínacího zvonu

$$J_{Zvon} := 563.2 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

přenášený moment:

$$M_{P3} := J_{Zvon} \cdot \varepsilon_{\max} = 0.444 \text{ N} \cdot \text{m}$$

zatěžující síla:

$$F_{P3} := \frac{2 \cdot M_{P3}}{d_{P3}} = 19.72 \text{ N}$$

nejmenší délka pera (střih):

$$l_{\text{str}_P3} := \frac{F_{P3}}{b_{P3} \cdot p_D} + b_{P3} = 6.037 \text{ mm}$$

nejmenší délka pera (otlačení):

$$l_{\text{otl}_P3} := \frac{F_{P3}}{t_{1P3} \cdot p_D} + b_{P3} = 6.088 \text{ mm}$$

délku pera volím

$$l_{P3} := 45 \cdot \text{mm}$$

volím:

**PERO 6e7 x 6 x 45 ČSN 02 2562**

## 8 VÝPOČET KLEŠTIN

### 8.1 Výpočet upínací kleštiny

maximální upínací síla  $F_{up} := 3383 \text{ N}$

M16x2:	velký průměr	$D_{M16} := 16 \text{ mm}$
	střední průměr	$D_{M16\_2} := 14.701 \text{ mm}$
	malý průměr	$D_{M16\_1} := 13.835 \text{ mm}$
	průměr jádra	$D_{M16\_3} := 13.546 \text{ mm}$
M20x1:	velký průměr	$D_{M20} := 20 \text{ mm}$
	střední průměr	$D_{M20\_2} := 19.350 \text{ mm}$
	malý průměr	$D_{M20\_1} := 18.917 \text{ mm}$
	průměr jádra	$D_{M20\_3} := 18.773 \text{ mm}$

#### 8.1.1 Namáhání předního závitu M16x2

##### a) otlačení závitu

dovolený tlak v závitu  $p_{d1} := 110 \text{ MPa}$

nosná výška závitu M16x2  $H_{11} := \frac{D_{M16} - D_{M16\_1}}{2} = 1.082 \text{ mm}$

počet závitů  $z_{11} := 5$

plocha závitu  $A_{11\_zavit} := \pi \cdot D_{M16\_2} \cdot H_{11} \cdot z_{11} = 249.974 \text{ mm}^2$

tlak v závitu  $p_{11} := \frac{F_{up}}{A_{11\_zavit}} = 13.533 \text{ MPa}$

##### b) namáhání kleštiny v tahu

vnitřní průměr kleštiny  $d_{1\_klestina} := 12 \text{ mm}$

plocha jádra  $A_{11\_jadro} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{M16\_3}^2 - d_{1\_klestina}^2) = 31.019 \text{ mm}^2$

napětí v tahu  $\sigma_{t1\_klestina} := \frac{F_{up}}{A_{11\_jadro}} = 109.064 \text{ MPa}$

##### c) namáhání upínací tyče v tahu

vnější průměr  $D_{1\_tyc} := 18.5 \text{ mm}$

nejmenší průřez tyče  $A_{1\_tyc} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{1\_tyc}^2 - D_{M16}^2) = 67.741 \text{ mm}^2$

napětí v tahu  $\sigma_{t11\_tyc} := \frac{F_{up}}{A_{1\_tyc}} = 49.941 \text{ MPa}$

#### 8.1.2 Namáhání zadního závitu M20x1

##### a) otlačení závitu

nosná výška závitu M16x2  $H_{12} := \frac{D_{M20} - D_{M20\_1}}{2} = 0.541 \text{ mm}$

počet závitů	$z_{12} := 6$
plocha závitů	$A_{12\_zavit} := \pi \cdot D_{M20\_2} \cdot H_{12} \cdot z_{12} = 197.506 \text{ mm}^2$
tlak v závitě	$p_{12} := \frac{F_{up}}{A_{12\_zavit}} = 17.129 \text{ MPa}$

#### b) namáhání upínací tyče v tahu

vnitřní průměr tyče	$d_{1\_tyc} := 15 \text{ mm}$
plocha jádra	$A_{12\_jadro} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{M20\_3}^2 - d_{1\_tyc}^2) = 100.08 \text{ mm}^2$
napětí v tahu	$\sigma_{t12\_tyc} := \frac{F_{up}}{A_{12\_jadro}} = 33.803 \text{ MPa}$

## 8.2 Výpočet podávací kleštiny

maximální tažná síla	$F_{tah} := 1500 \text{ N}$
M12x1,75: velký průměr	$D_{M12} := 12 \text{ mm}$
střední průměr	$D_{M12\_2} := 10.863 \text{ mm}$
malý průměr	$D_{M12\_1} := 10.106 \text{ mm}$
průměr jádra	$D_{M12\_3} := 9.853 \text{ mm}$

#### a) otláčení závitů


dovolený tlak v závitě	$p_{d2} := 110 \text{ MPa}$
nosná výška závitů M12x1,75	$H_2 := \frac{D_{M12} - D_{M12\_1}}{2} = 0.947 \text{ mm}$
počet závitů	$z_2 := 5$
plocha závitů	$A_{2\_zavit} := \pi \cdot D_{M12\_2} \cdot H_2 \cdot z_2 = 161.592 \text{ mm}^2$
tlak v závitě	$p_2 := \frac{F_{tah}}{A_{2\_zavit}} = 9.283 \text{ MPa}$

#### b) namáhání kleštiny v tahu

vnitřní průměr kleštiny	$d_{2\_klestina} := 7 \text{ mm}$
průměr jádra	$A_{2\_jadro} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{M12\_3}^2 - d_{2\_klestina}^2) = 37.763 \text{ mm}^2$
napětí v tahu	$\sigma_{t2\_klestina} := \frac{F_{tah}}{A_{2\_jadro}} = 39.721 \text{ MPa}$

#### c) namáhání podávací tyče tlakem

vnější průměr	$D_{2\_tyc} := 13.2 \text{ mm}$
nejmenší průřez tyče	$A_{2\_tyc} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{2\_tyc}^2 - D_{M12}^2) = 23.75 \text{ mm}^2$
napětí v tahu	$\sigma_{t2\_tyc} := \frac{F_{tah}}{A_{2\_tyc}} = 63.157 \text{ MPa}$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 36
	VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA	

#### d) vzpěr podávací tyče

typ zatěžování

$$\mu := 1$$

délka tyče

$$l_{\text{tyc}} := 800 \text{ mm}$$

redukována délka tyče

$$l_{\text{red}} := \mu \cdot l_{\text{tyc}} = 800 \text{ mm}$$

vnitřní průměr tyče

$$d_{2\_tyc} := 11 \text{ mm}$$

Youngův modul pružnosti

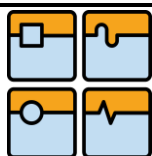
$$E_{\text{tyc}} := 210 \text{ GPa}$$

kvadratický moment průřezu

$$I_{\text{prur}} := \frac{\pi}{64} \cdot (D_{2\_tyc}^4 - d_{2\_tyc}^4) = 771.584 \text{ mm}^4$$

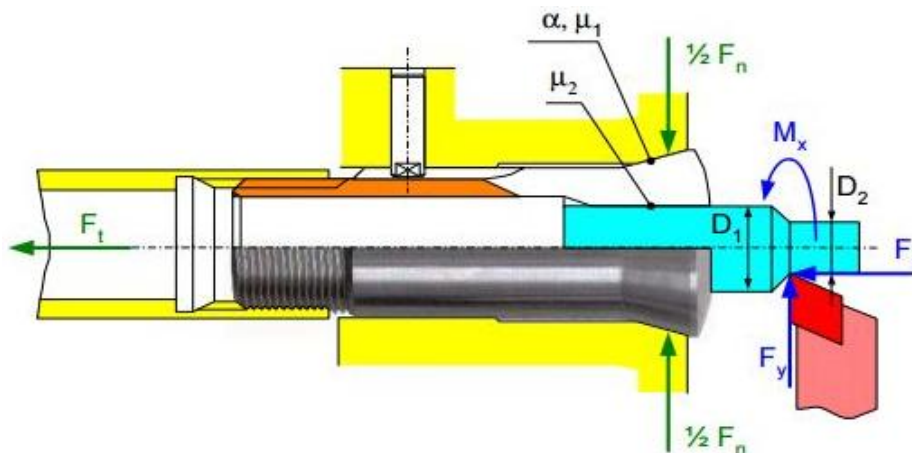
kritická síla

$$F_{\text{kr}} := \frac{\pi^2 \cdot E_{\text{tyc}} \cdot I_{\text{prur}}}{l_{\text{red}}^2} = 2499 \text{ N}$$



## 9 VÝPOČET UPÍNACÍHO MECHANISMU

### 9.1 Výpočet vtahovací síly kleštiny



měrný řezný odpor

$$k_c := 2466 \text{ MPa}$$

posuv

$$f_n := 0.25 \text{ mm}$$

hloubka řezu

$$a_p := 1 \text{ mm}$$

průřez třísky

$$S_{\max} := f_n \cdot a_p = 0.25 \text{ mm}^2$$

hlavní složka řezné síly

$$F_z := k_c \cdot S_{\max} = 616.5 \text{ N}$$

radiální složka řezné síly

$$F_y := 0.40 F_z = 246.6 \text{ N}$$

axiální složka řezné síly

$$F_x := 0.25 F_z = 154.1 \text{ N}$$

průměr tyče

$$D_1 := 7 \text{ mm}$$

obráběný průměr

$$D_2 := 6 \text{ mm}$$

bezpečnostní faktor

$$k := 1.5$$

koef. tření (vložka - kleština)

$$\mu_1 := 0.1$$

koef. tření (kleština - tyč)

$$\mu_2 := 0.25$$

úhel kuželové dutiny

$$\alpha := 15^\circ$$

krouticí moment od řezné síly

$$M_{x1} := \frac{F_z \cdot D_1}{2} = 2.158 \text{ N} \cdot \text{m}$$

moment pro řezání závitovým očkem

$$M_{x2} := 5 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

normálová síla

$$F_n := \frac{k}{\mu_2} \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot M_{x2}}{D_1}\right)^2 + F_x^2} = 8618.5 \text{ N}$$

vtahovací síla

$$F_t := F_n \cdot (\tan(\alpha) + \mu_1) = 3171.2 \text{ N}$$

### 9.2 Návrh talířových pružin

počet sériově uspořádaných sad

$$i := 4$$

počet paralelně uložených disků v sadě

$$n := 1$$

výška talíře

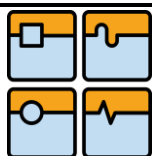
$$h := 4.6 \text{ mm}$$

tloušťka materiálu

$$t := 2.6 \text{ mm}$$

vnější průměr pružiny

$$D := 71 \text{ mm}$$



## VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

vnitřní průměr pružiny

$$d := 40 \text{ mm}$$

modul pružnosti

$$E_p := 206.7 \text{ GPa}$$

Poissonova konstanta

$$\mu := 0.27$$

vnitřní výška talíře

$$h_0 := h - t = 2 \cdot \text{mm}$$

poměr průměrů

$$\delta_0 := \frac{D}{d} = 1.775$$

tvarový součinitel

$$K_1 := \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta_0 - 1}{\delta_0}\right)^2}{\frac{\delta_0 + 1}{\delta_0 - 1} - \frac{2}{\ln(\delta_0)}} = 0.638$$

tuhost jedné pružiny

$$k_1(x) := \frac{4 \cdot E_p}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^3}{K_1 \cdot D^2} \cdot \left[ \left(\frac{h_0}{t}\right)^2 - 3 \cdot \frac{h_0}{t} \cdot \frac{x}{t} + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{x}{t}\right)^2 + 1 \right]$$

síla jedné pružiny

$$F_1(x) := \frac{4 \cdot E_p}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^3 \cdot x}{K_1 \cdot D^2} \cdot \left[ \left(\frac{h_0}{t} - \frac{x}{t}\right) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{x}{2 \cdot t}\right) + 1 \right]$$

tuhost sady pružin

$$k_N(x) := \frac{n \cdot k_1(x)}{i}$$

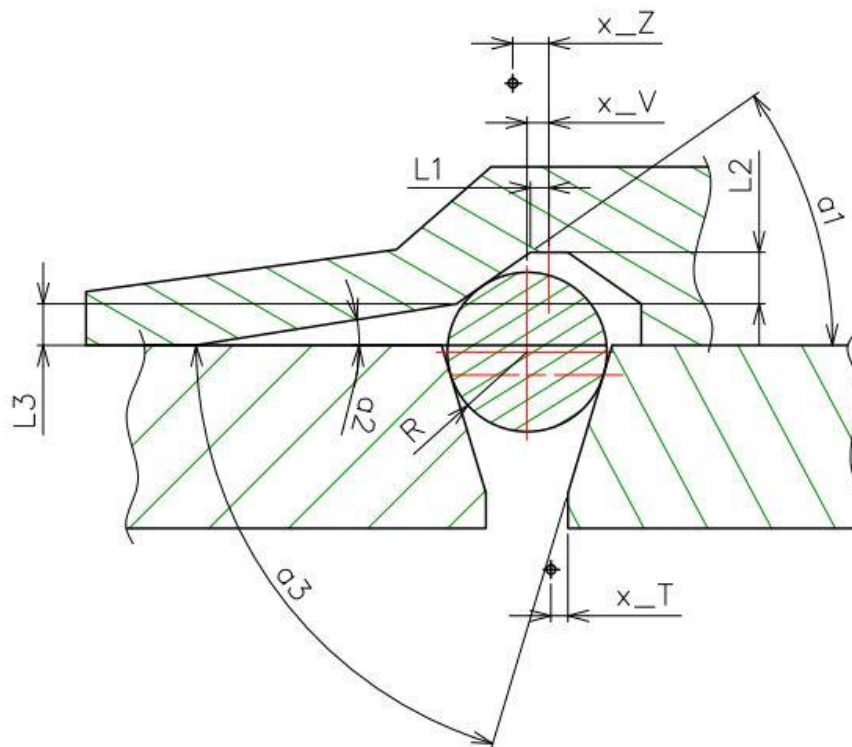
síla sady pružin

$$F_N(x) := n \cdot F_1(x)$$

deformace sady pružin

$$s_N(x) := i \cdot x$$

## 9.3 Návrh geometrie upínacího mechanismu






vstupní parametry:	$a_1 := 35^\circ$ $a_2 := 10^\circ$ $a_3 := 71^\circ$ $a_4 := 15^\circ$ $R_v := 4.5 \cdot \text{mm}$ $L_1 := 0.9 \cdot \text{mm}$ $L_2 := 2.3 \cdot \text{mm}$ $L_3 := 2.95 \cdot \text{mm}$
dotek válečku od dna	$y_{v0} := \tan(a_1) \cdot (R_v \cdot \sin(a_1) - L_1) = 1.177 \cdot \text{mm}$
y-zdvih válečku na ploše a1	$y_{v\max1} := L_2 - y_{v0} = 1.123 \cdot \text{mm}$
x-zdvih válečku na ploše a1	$x_{v\max1} := \frac{y_{v\max1}}{\tan(a_1)} = 1.604 \cdot \text{mm}$
zdvih tlačného tělesa 2	$x_{t\max1} := \frac{2 \cdot y_{v\max1}}{\tan(a_3)} = 0.773 \cdot \text{mm}$
zdvih zvonu (1. fáze)	$x_{z\max1} := x_{v\max1} + \frac{y_{v\max1}}{\tan(a_3)} = 1.990 \cdot \text{mm}$
sevrění kleštiny	$y_{k\max} := 2 \cdot x_{t\max1} \cdot \tan(a_4) = 0.414 \cdot \text{mm}$
y-zdvih válečku na ploše a2	$y_{v\max2} := L_3 = 2.95 \cdot \text{mm}$
x-zdvih válečku na ploše a2	$x_{v\max2} := \frac{y_{v\max2}}{\tan(a_2)} = 16.73 \cdot \text{mm}$
zdvih tlačného tělesa 1	$x_{t\max2} := \frac{2 \cdot y_{v\max2}}{\tan(a_3)} = 2.032 \cdot \text{mm}$
zdvih zvonu (2. fáze)	$x_{z\max2} := x_{v\max2} - \frac{y_{v\max2}}{\tan(a_3)} = 15.715 \cdot \text{mm}$

Z výsledků lze vyčíst, že při posunutí upínacího zvonu z neupnuté polohy směrem vzad o 1,99 mm dojde k sevrění kleštiny o 0,41 mm. Při dalším pohybu zvonu o 15,72 mm dojde ke stlačení svazku talířových pružin o 2,03 mm. Tím je vyvinuta upínací síla přibližně 3383 N. Upínací mechanismus násobí sílu, kterou je zvon tlačěn vzad, přibližně 16 krát, samozřejmě za cenu delšího zvihu upínacího zvonu.

síla působící na zvon	$F_Z := 200 \cdot \text{N}$
síla stlačující pružiny	$F_T := F_Z \cdot \frac{\tan(a_3)}{\tan(a_2)} = 3294.12 \cdot \text{N}$

## 9.4 Výpočet Hertzova tlaku

materiálové konst. válečků	$E_v := 210 \cdot \text{MPa}$	$\mu_v := 0.3$
materiálové konst. těles	$E_t := 210 \cdot \text{MPa}$	$\mu_t := 0.3$
průměr válečků	$d_v := 9 \cdot \text{mm}$	
průměr těles (roviny)	$d_t := \infty$	

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 40
	VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA	

délka kontaktu

$$l_v := 4 \text{ mm}$$

normálová síla na váleček

$$F_v := 3484 \text{ N}$$

poloviční šířka dotykové plošky

$$b := \sqrt{\frac{2 \cdot F_v}{\pi \cdot l_v} \cdot \frac{\frac{(1 - \mu_v^2)}{E_v} + \frac{(1 - \mu_t^2)}{E_t}}{\frac{1}{d_v} + \frac{1}{d_t}}} = 6.577 \text{ mm}$$

maximální Hertzův tlak

$$p_{\max} := \frac{2 \cdot F_v}{\pi \cdot b \cdot l_v} = 84.314 \text{ MPa}$$

Z výpočtů vyplývá, že maximální kontaktní tlak je přibližně 85 MPa. Pro srovnání, mez únavy v dotyku je pro tepelně nezpracovaný materiál 11 600 roven 420 MPa. Dá se tedy usoudit, že kontaktní napětí upínacích válečků je vyhovující.

**PŘÍLOHA:**

**VÝPOČTY REAKCÍ V MITCALC**



## Přímé nosníky s konstantním průřezem

i Výpočet bez chyb.

ii Informace o projektu

?

### Kapitola vstupních parametrů

#### 1.0 Tvar, rozměry a zatížení nosníku

1.1 Jednotky výpočtu

SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Ukončení nosníku vlevo

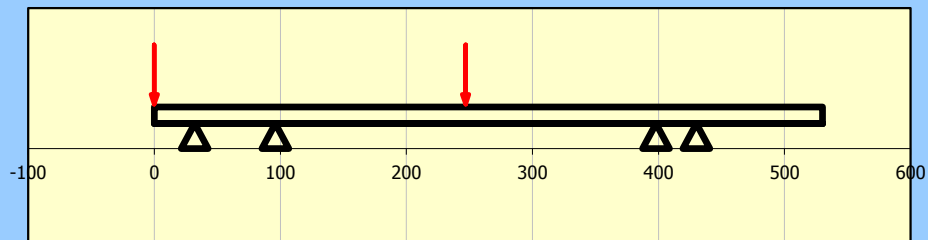
A...Volný konec

1.3 Počet podpor mezi

4

1.4 Ukončení nosníku vpravo

A...Volný konec



1.5 Pole nosníku číslo:

1.6 Délka pole nosníku

L

L1

L2

L3

L4

L5

25.4

[mm]

1.7 Spojité zatížení

Q

0.000

0.000

0.000

0.000

0.000

0.000

[N/mm]

1.8 Souřadnice počátku pole

32.0

96.0

398.0

430.0

530.0

[mm]

1.9 Zatížení nosníku

a [mm]

F [N]

b [mm]

M [Nm]

Síla F1 / Moment M1

0.0

616.5

0.0

0.0

Síla F2 / Moment M2

247.0

158.3

0.0

0.0

Síla F3 / Moment M3

0.0

0.0

0.0

0.0

Síla F4 / Moment M4

0.0

0.0

0.0

0.0

Síla F5 / Moment M5

0.0

0.0

0.0

0.0

Síla F6 / Moment M6

0.0

0.0

0.0

0.0

Síla F7 / Moment M7

0.0

0.0

0.0

0.0

Síla F8 / Moment M8

0.0

0.0

0.0

0.0

Síla F9 / Moment M9

0.0

0.0

0.0

0.0

Síla F10 / Moment M10

0.0

0.0

0.0

0.0

Síla F11 / Moment M11

0.0

0.0

0.0

0.0

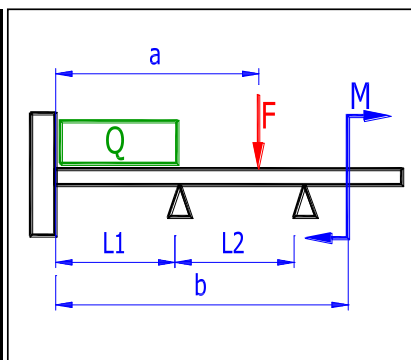
Síla F12 / Moment M12

0.0

0.0

0.0

0.0



1.10 Zatížení vlastní vahou

Ne

1.11 Další vstupní pole pro síly

☐

#### 2.0 Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty nosníku

2.1 Profil nosníku

2.2 Typ profilu

09...Trubka (Počítaný)

2.3 Rozměr profilu

Prázdná tabulka

2.4 Uživatelské parametry profilu

Ne

2.5 Počet nosníků vedle sebe

1

2.6 Plocha

A

528.3766144

[mm<sup>2</sup>]

2.7 Kvadratický moment k ose x

Ix

58691.08362

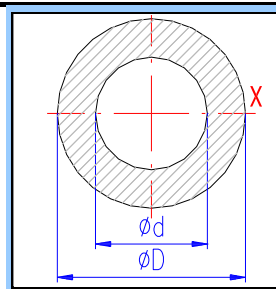
[mm<sup>4</sup>]

2.8 Průřezový modul v ohybu

Sx

3353.776207

[mm<sup>3</sup>]



D

35.00

[mm]

d

23.50

[mm]

2.9 Materiál nosníku

2.10 Seznam materiálů

Konstrukční ocel EC 3, EN 10025; Fe 510 (210000)

2.11 Hustota

$\gamma$

7850.0

☒

[kg/m<sup>3</sup>]

2.12 Modul pružnosti v tahu

E

215700

☐

[MPa]

2.13 Dovolené napětí v ohybu

$\sigma_b$

213

☒

[MPa]

?

### Kapitola výsledků

#### 3.0 Výsledky výpočtu

3.1 Číslo podpory zleva

R1

R2

R3

R4

3.2 Reakce v podporách

880.03

-197.44

305.13

-212.89

[N]

3.3 Ohybový moment Min. / Max.

Mo

-19.72

7.12

[Nm]

3.4 Průhyb nosníku Min. / Max

y

-0.003

0.000

[mm]

3.5 Ohybové napětí Min. / Max

$\sigma_b$

-5.9

2.1

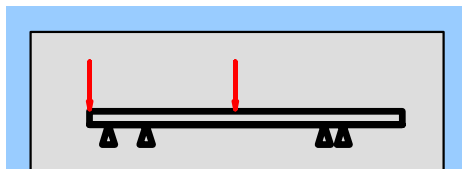
[MPa]

3.6 Hmotnost nosníku

m

2.2

[kg]

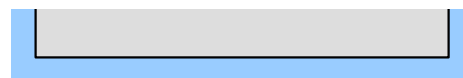


3.7 Max. délka volného konce (vybočení)

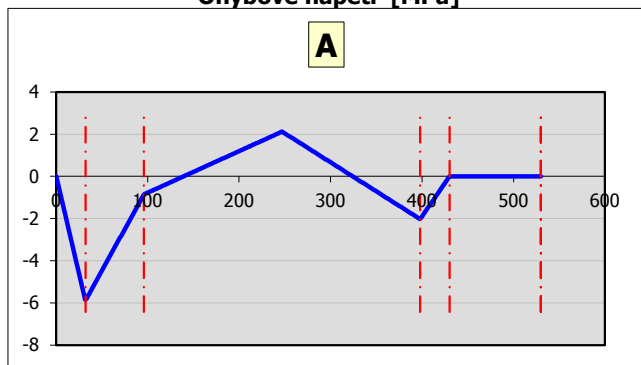
Lmax 0.0 [mm]

3.8 Relativní průhyb nosníku Max.

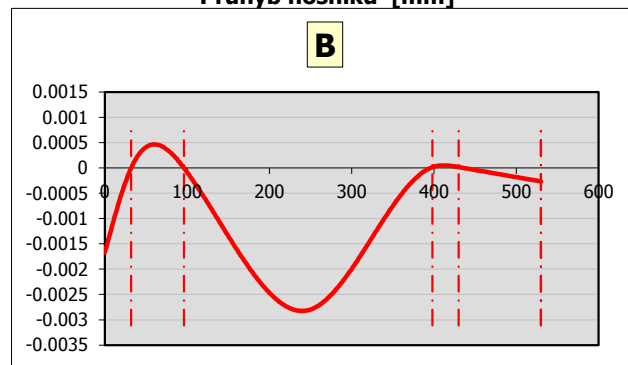
$\gamma'$  0.005 [%]



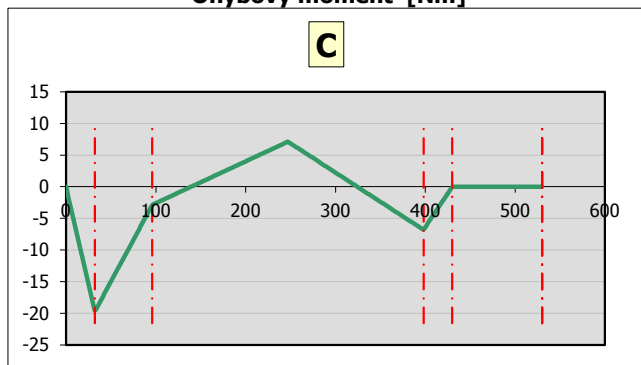
Ohybové napětí [MPa]



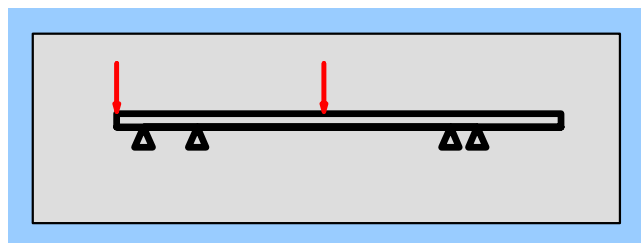
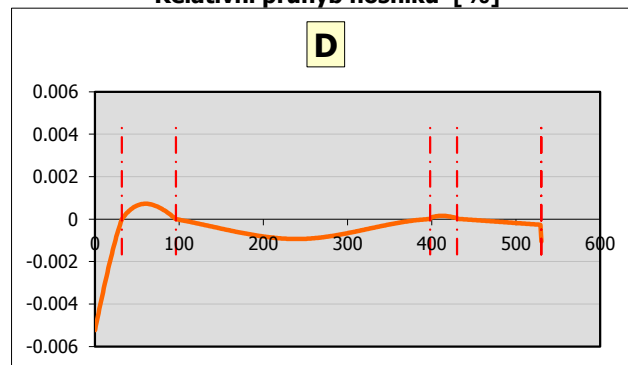
Průhyb nosníku [mm]



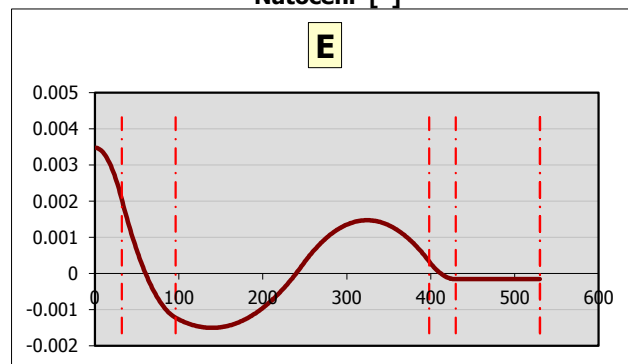
Ohybový moment [Nm]



Relativní průhyb nosníku [%]



Natočení [°]



3.9



3.10 Posuň sílu číslo: 1 ▼ X= 0 [mm]

#### 4.0 Podrobné výsledky



## Přímé nosníky s konstantním průřezem

i Výpočet bez chyb.

ii Informace o projektu

?

### Kapitola vstupních parametrů

#### 1.0 Tvar, rozměry a zatížení nosníku

1.1 Jednotky výpočtu

SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Ukončení nosníku vlevo

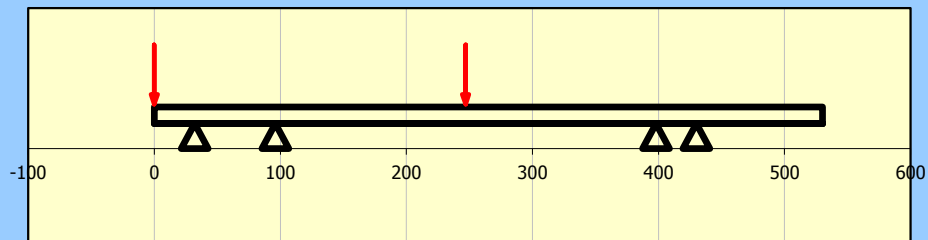
A...Volný konec

1.3 Počet podpor mezi

4

1.4 Ukončení nosníku vpravo

A...Volný konec

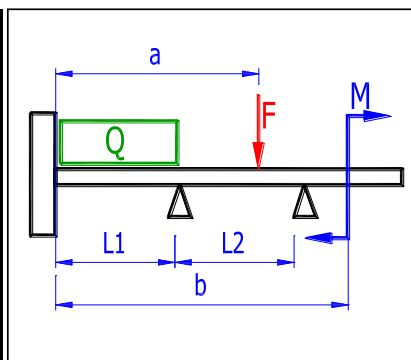


1.5 Pole nosníku číslo:

	L1	L2	L3	L4	L5		
1.6 Délka pole nosníku	L	32.0	64.000	302.0	32.0	100.0	25.4 [mm]
1.7 Spojité zatížení	Q	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000 [N/mm]
1.8 Souřadnice počátku pole		32.0	96.0	398.0	430.0	530.0	[mm]

1.9 Zatížení nosníku

	a [mm]	F [N]	b [mm]	M [Nm]
Síla F1 / Moment M1	0.0	246.6	0.0	0.0
Síla F2 / Moment M2	247.0	435.0	0.0	0.0
Síla F3 / Moment M3	0.0	0.0	0.0	0.0
Síla F4 / Moment M4	0.0	0.0	0.0	0.0
Síla F5 / Moment M5	0.0	0.0	0.0	0.0
Síla F6 / Moment M6	0.0	0.0	0.0	0.0
Síla F7 / Moment M7	0.0	0.0	0.0	0.0
Síla F8 / Moment M8	0.0	0.0	0.0	0.0
Síla F9 / Moment M9	0.0	0.0	0.0	0.0
Síla F10 / Moment M10	0.0	0.0	0.0	0.0
Síla F11 / Moment M11	0.0	0.0	0.0	0.0
Síla F12 / Moment M12	0.0	0.0	0.0	0.0



1.10 Zatížení vlastní vahou Ne

1.11 Další vstupní pole pro síly

#### 2.0 Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty nosníku

2.1 Profil nosníku

2.2 Typ profilu 09...Trubka (Počítaný)

2.3 Rozměr profilu Prázdná tabulka

2.4 Uživatelské parametry profilu

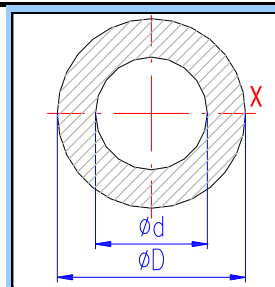
2.5 Počet nosníků vedle sebe

2.6 Plocha

2.7 Kvadratický moment k ose x

2.8 Průřezový modul v ohybu

Ne	1
A	528.3766144 [mm <sup>2</sup> ]
I <sub>x</sub>	58691.08362 [mm <sup>4</sup> ]
S <sub>x</sub>	3353.776207 [mm <sup>3</sup> ]



D	35.00 [mm]
d	23.50 [mm]

2.9 Materiál nosníku

2.10 Seznam materiálů

Konstrukční ocel EC 3, EN 10025; Fe 510 (210000)

2.11 Hustota

γ 7850.0 [kg/m<sup>3</sup>]

2.12 Modul pružnosti v tahu

E 215700 [MPa]

2.13 Dovolené napětí v ohybu

σ<sub>b</sub> 213 [MPa]

?

### Kapitola výsledků

#### 3.0 Výsledky výpočtu

3.1 Číslo podpory zleva	R1	R2	R3	R4	
3.2 Reakce v podporách	169.25	282.85	744.10	-514.59	[N]

3.3 Ohybový moment Min. / Max.

M<sub>o</sub> -16.45 18.18 [Nm]

3.4 Průhyb nosníku Min. / Max

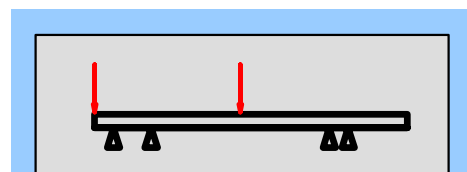
y -0.007 0.000 [mm]

3.5 Ohybové napětí Min. / Max

σ<sub>b</sub> -4.9 5.4 [MPa]

3.6 Hmotnost nosníku

m 2.2 [kg]

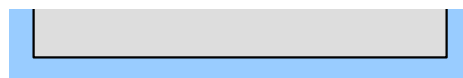


3.7 Max. délka volného konce (vybočení)

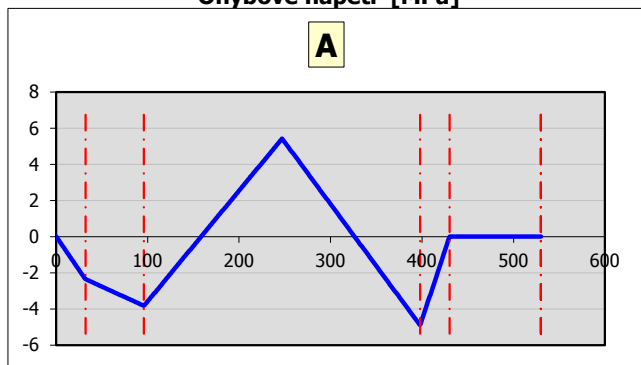
Lmax 0.0 [mm]

3.8 Relativní průhyb nosníku Max.

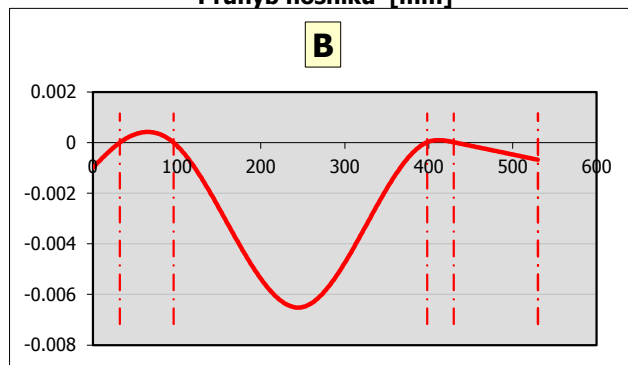
$\gamma'$  0.003 [%]



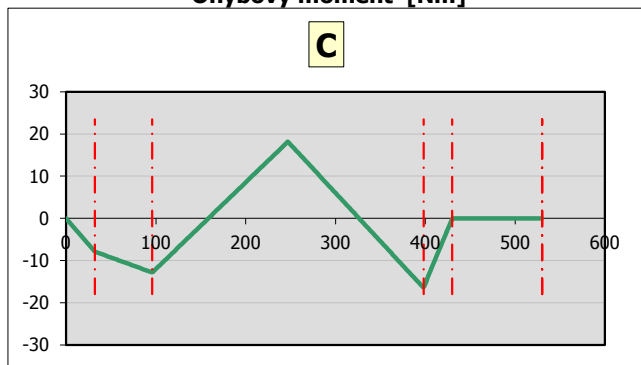
Ohybové napětí [MPa]



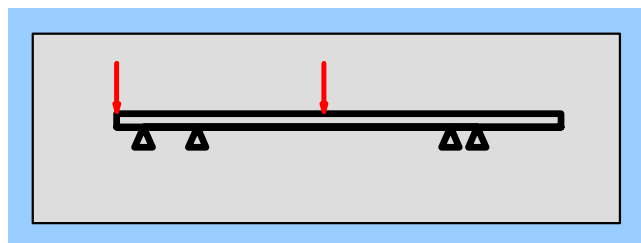
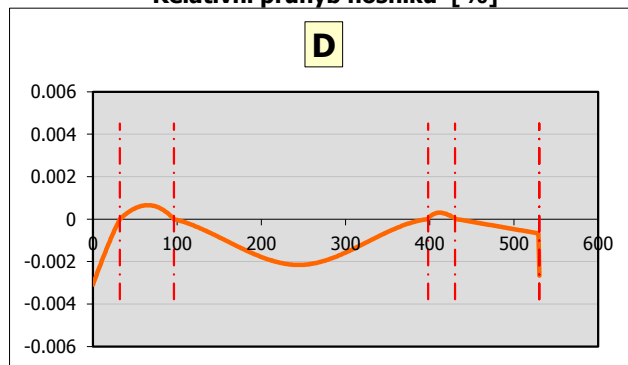
Průhyb nosníku [mm]



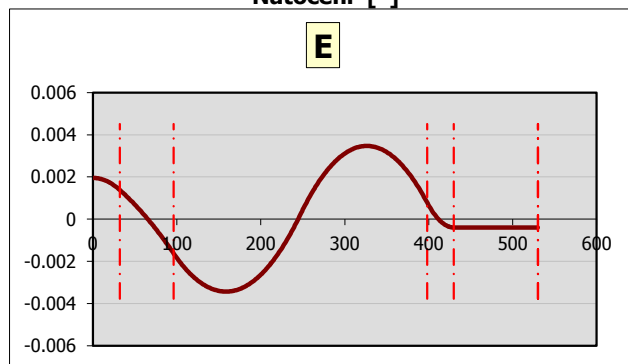
Ohybový moment [Nm]



Relativní průhyb nosníku [%]



Natočení [°]



3.9



3.10 Posuň sílu číslo: 1 ▼ X= 0 [mm]

#### 4.0 Podrobné výsledky

**PŘÍLOHA:**

**VÝPOČTY OZUBENÍ V MITCALC**





## Synchronní řemeny

i	Výpočet bez chyb.	Řemenice1	Řemenice2	
ii	<input type="checkbox"/> Informace o projektu			

?

### Kapitola vstupních parametrů

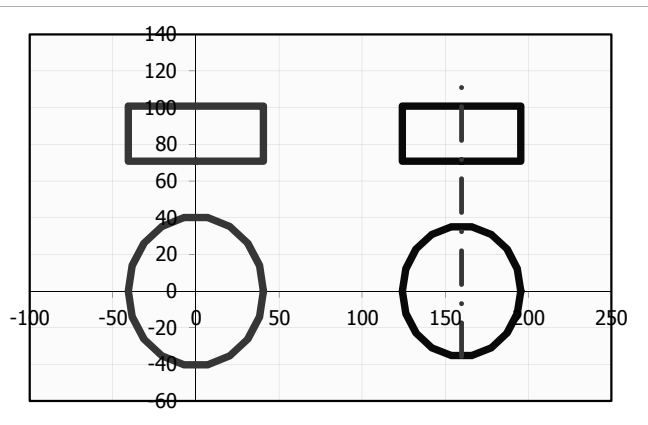
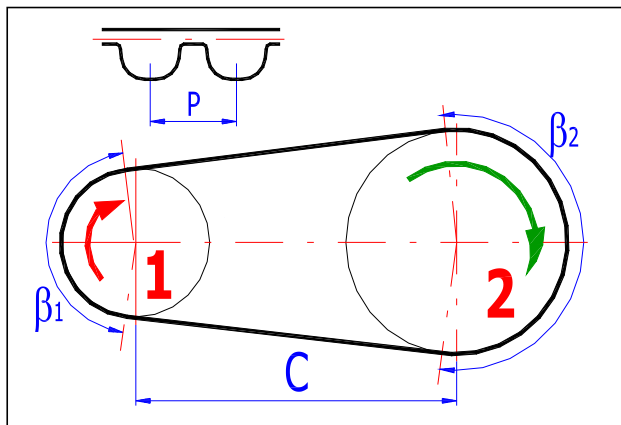
#### 1.0 Způsob zatížení, pracovní parametry

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)		
1.2	Přenášený výkon	P	3.70	3.63 [kW]
1.3	Otáčky řemenice (požadované)	n	10000	11429 [/min]
1.4	Otáčky řemenice (skutečné)	n	10000.0	11428.6 [/min]
1.5	Převodový poměr požadovaný / skutečný	i	0.875	0.875
1.6	Krouticí moment	Mk	3.53	3.03 [Nm]
1.7	Typ hnacího stroje (zatížení)	B...S větší nerovnoměrností		▼
1.8	Typ poháněného stroje (zatížení)	C...S malou nerovnoměrností		▼
1.9	Denní zatížení převodu	C...Více než 16 hodin		▼
1.10	Součinitel provozního zatížení	c2	1.8	1.8 <input checked="" type="checkbox"/>
1.11	Účinnost převodu	eta	98	[%]

#### 2.0 Automatický návrh

#### 3.0 Návrh a výpočet

3.1	Vybraná šířka synchronního řemene	B	30 / 1.1811	[mm/in]
3.2	Počet zubů řemenice (průměr řemenice) - výběr	z	32 (81.49)	[mm]
3.3	Počet zubů řemenice	z	32	28
3.4	Výpočtový průměr řemenice	Dp	81.487	71.301 [mm]
3.5	Doporučená osová vzdálenost / min-max	C'	122.2	84 - 306 [mm]
3.6	Osová vzdálenost požadovaná / skutečná	C	256.00	159.92 [mm]
3.7	Počet zubů řemene (délka řemene) - výběr	z	70 (560)	[mm]
3.8	Počet zubů řemene / navržený	z	70	97 <input type="checkbox"/>
3.9	Délka řemene / rozteč	Lw/P	560.00	8.000 [mm]
3.10	Návrhový výkon	Pd	6.66	[kW]
3.11	Výkon přenesený řemenem	P'	41.46	[kW]
3.12	Přibližná celková hmotnost	m	1.29	[kg]
3.13	Součinitel využití řemene	SF	0.16	
3.14	<b>Nestandardní řešení</b>			
3.15	Použít normalizované řemenice	Ano ▼		
3.16	Použít normalizované řemeny	Ano ▼		



?

### Kapitola výsledků

## 4.0 Výsledky, koeficienty

### 4.1 Koeficienty

- 4.2 - Součinitel provozního zatížení
- 4.3 - Součinitel zrychlení
- 4.4 - Součinitel délky řemene
- 4.5 - Součinitel šířky řemene
- 4.6 - Součinitel počtu zubů v záběru
- 4.7 - Součinitel převodového poměru
- 4.8 - Úhel opásání řemenice

c2	1.80		
c3	0.00		
c5	0.80		
c6	1.58		
c1	1.00		
c7	0.00		
$\beta$	183.65	176.35	[°]

### 4.9 Osová přestavitelnost

- 4.10 - Pro napínání řemene
- 4.11 - Pro nasazení řemene

x	0.80	[mm]
y	1.00	[mm]

### 4.12 Silové poměry, rychlost

- 4.13 - Rychlost řemene / max. pro daný typ

v	42.67	60	[m/s]
---	-------	----	-------

### 4.14 Výpočet pracovních sil (obecně)

- 4.15 - Síla v odlehčené větvi v % tahové síly

	47.0	47.00	<input checked="" type="checkbox"/> [%]
--	------	-------	---

- 4.16 - Tahová síla

Fu	87	[N]
----	----	-----

- 4.17 - Předpětí

Fo	84	[N]
----	----	-----

- 4.18 - Síla v zatížené větvi řemenu

F1	127	[N]
----	-----	-----

- 4.19 - Síla v odlehčené větvi řemenu

F2	41	[N]
----	----	-----

- 4.20 - Celková radiální síla na hřídel

Fr	168	[N]
----	-----	-----

### 4.21 Výpočet pracovních sil (Gates Rubber Company ®)

- 4.22 - Celková radiální síla na hřídel

Fr	-	[N]
----	---	-----

- 4.23 - Předpětí

Fo	-	[N]
----	---	-----

### 4.24 Výpočet pracovních sil (firma ContiTech ®)

- 4.25 - Koeficient

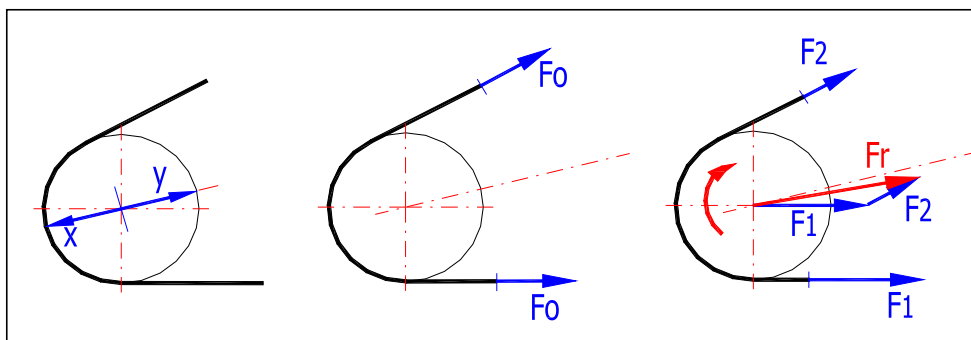
k1	1.25	1.25	<input checked="" type="checkbox"/>
----	------	------	-------------------------------------

- 4.26 - Celková radiální síla na hřídel

Fr	108	[N]
----	-----	-----

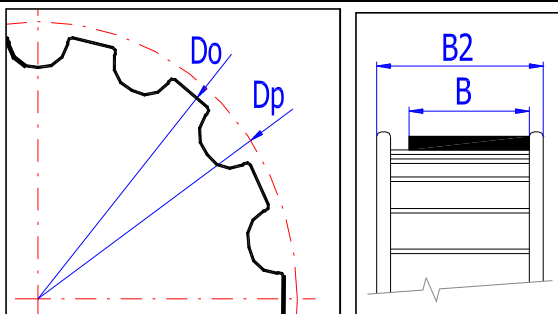
- 4.27 - Předpětí

Fo	54	[N]
----	----	-----



## 5.0 Základní rozměry řemenice a řemene

### 5.1



P	8.00		[mm]
h	5.600		[mm]
B	30.00		[mm]
B2	36.00		[mm]
Dp	81.49	71.30	[mm]
Do	80.09	69.90	[mm]

### 5.2



# Čelní ozubení s přímými a šikmými zuby [mm/ISO]

i Výpočet bez chyb.

Pastorek

Kolo

ii ☐ Informace o projektu

?

## Kapitola vstupních parametrů

### 1.0 ☒ Volba základních vstupních parametrů

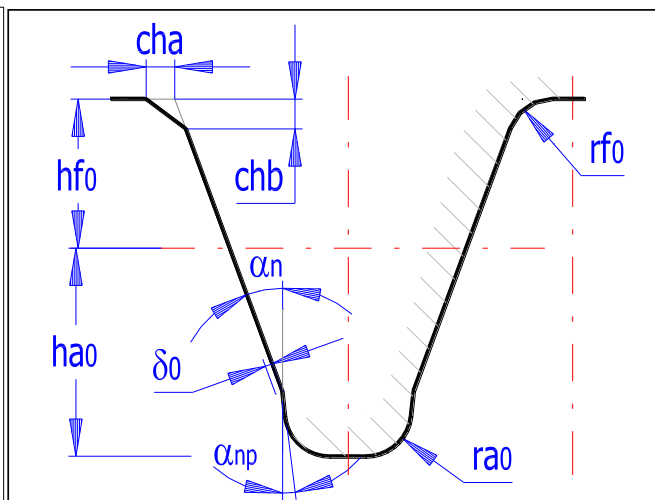
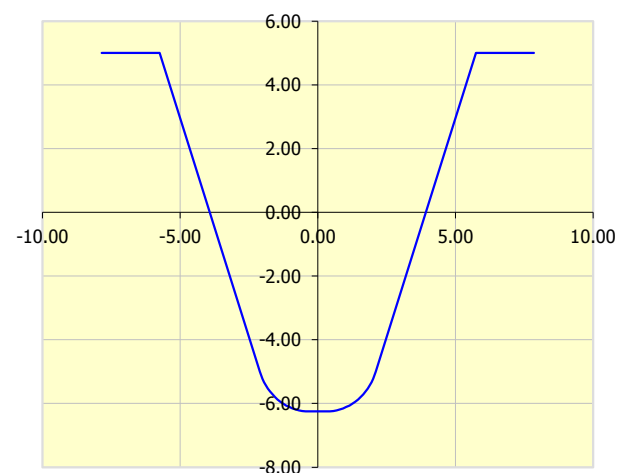
1.1 Přenášený výkon	Pw [kW]	3.700	3.688	
1.2 Otáčky pastorku / kola	n [/min]	11429.0	4166.8	[/min]
1.3 Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	3.09	8.45	[Nm]
1.4 Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	2.74		
1.5 Skutečný převodový poměr / odchylka	i	2.74	0.00%	

### 2.0 ☒ Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.

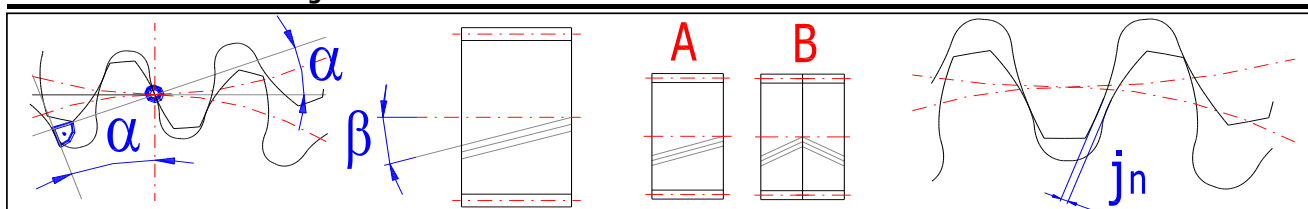
2.0 Označení materiálu podle normy :	DIN		
2.1 Materiál pastorku :	E...Ocel na odlitky uhlíková 36 Mn 5 (Rm=700 MPa) povrchově kalená po b		
2.2 Materiál kola :	E...Konstrukční ocel uhlíková Ck 15 (Rm=495 MPa) cementovaná kalená		
2.3 Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	B...S malou nerovnoměrností		
2.4 Typ zatížení převodovky od poháněného stroje	C...Se střední nerovnoměrností		
2.5 Typ uložení soukolí	Oboustraně nesymetricky uložené soukolí - typ 2		
2.6 Stupeň přesnosti - ISO1328   Ra max   v max.	3.....(Ra max.= 0.2 / v max.= 80)		
2.7 Koeficient jednorázového přetížení	KAS	2.00	
2.8 Požadovaná životnost	Lh	20000	[h]
2.9 Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1.30	1.60
2.10 Automatický návrh			

### 3.0 ☒ Parametry profilu nástroje a zubu

3.1	Normalizovaný nástroj	1. DIN 867 (a=20deg, ha0=1.25, hf0=1.0, ra0=0.38, d0=0, anp=0deg, ca=0.25)			
3.2	Výška hlavy nástroje	ha0*	1.250	1.250	[modul]
3.3	Výška paty nástroje	hf0*	1.000	1.000	[modul]
3.4	Poloměr zaoblení hlavy	ra0*	0.380	0.380	[modul]
3.5	Poloměr zaoblení paty	rf0*	0.000	0.000	[modul]
3.6	Zkosení paty	cha*	0.000	0.000	[modul]
3.7	Zkosení paty	chb*	0.000	0.000	[modul]
3.8	Výška protuberance	δ0*	0.000	0.000	[modul]
3.9	Úhel protuberance	αnp	0.000	0.000	[°]
3.10	Min. jednotková hlavová vůle	ca*min	0.2500	0.2500	[modul]
3.11	Jednotková hlavová vůle	ca*	0.2500	0.2500	[modul]



### 4.0 ☒ Návrh modulu a geometrie ozubení



4.1 Počty zubů pastorku / kola

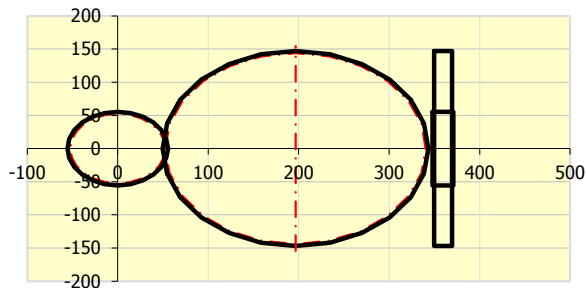
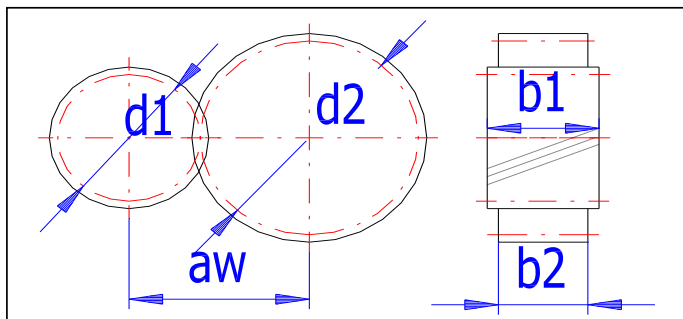
z

35

96

- 4.2 Normální úhel záběru  
 4.3 Základní úhel sklonu zubů  
 4.4 Nastavení poměru šířky pastorku k průměru  
 4.5 Poměr šířky pastorku k jeho průměru  
 4.6 Modul ozubení / normalizovaná hodnota  
 4.7 Průměr roztečné kružnice pastorku / kola  
 4.8 Doporučená šířka ozubení  
 4.9 Šířka pastorku / kola  
 4.10 Pracovní šířka ozubení  
 4.11 Poměr šířky pastorku k jeho průměru  
 4.12 Pracovní vzdálenost os  
 4.13 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)  
 4.14 Minimální koeficient bezpečnosti

$\alpha$	20	[°]
$\beta$	0	[°]
$\Psi_d / \max$	0.9	< 0.9
mn	3	[mm]
d1/d2	105.00	288.00
b1/b2	64 - 95	[mm]
bw	23.00	20.00
$\Psi_d / \max$	0.22	< 0.9
aw	196.500	[mm]
m	11.745	[kg]
SH / SF	6.57	18.93



#### 4.15 Boční vůle v ozubení (normální)

4.16 - Doporučená min | max. hodnota

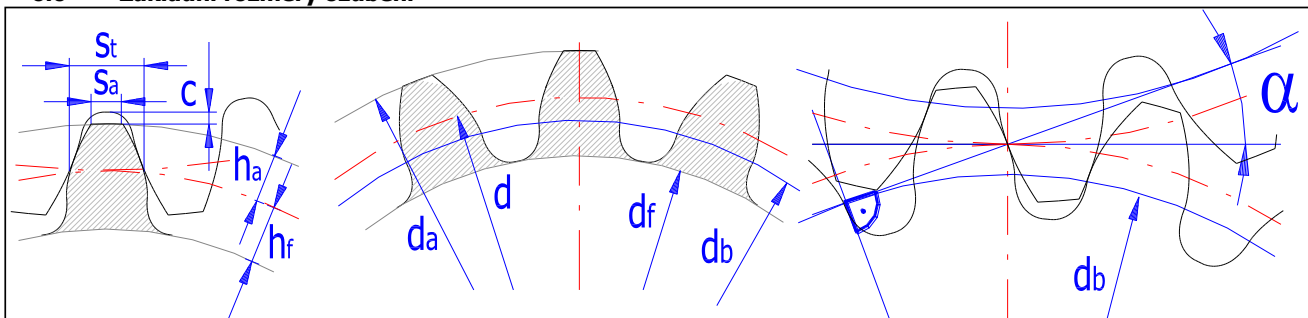
4.17 - Zvolená boční vůle

jn	0.084	0.336	[mm]
	0.0000		[mm]

#### 5.0 ☐ Korigování ozubení

#### Kapitola výsledků

#### 6.0 ☒ Základní rozměry ozubení



- 6.1 Počty zubů pastorku / kola  
 6.2 Šířka pastorku / kola  
 6.3 Normální modul  
 6.4 Tečný modul  
 6.5 Normální rozteč  
 6.6 Čelní rozteč  
 6.7 Základní rozteč  
 6.8 Osová vzdálenost (roztečná)  
 6.9 Osová vzdálenost (výrobní)  
 6.10 Osová vzdálenost (pracovní)  
 6.11 Úhel záběru  
 6.12 Čelní úhel záběru  
 6.13 Valivý úhel záběru normální  
 6.14 Valivý úhel záběru čelní  
 6.15 Úhel sklonu zubů  
 6.16 Základní úhel sklonu  
 6.17 Průměr hlavové kružnice  
 6.18 Průměr roztečné kružnice  
 6.19 Průměr základní kružnice  
 6.20 Průměr patní kružnice

z	35	96	
b	23	20	[mm]
mn	3		[mm]
mt	3.0000		[mm]
p	9.425		[mm]
pt	9.425		[mm]
ptb	8.856		[mm]
a	196.5000		[mm]
av	196.5000		[mm]
aw	196.5000		[mm]
$\alpha$	20.00		[°]
$\alpha_t$	20.0000		[°]
$\alpha_{wn}$	20.0000		[°]
$\alpha_{wt}$	20.0000		[°]
$\beta$	0.00		[°]
$\beta_b$	0.0000		[°]
da	111.0000	294.0000	[mm]
d	105.0000	288.0000	[mm]
db	98.6677	270.6315	[mm]
df	97.5000	280.5000	[mm]

6.21	Průměr valivé kružnice	dw	105.0000	288.0000	[mm]
6.22	Výška hlavy zubu	ha	3.0000	3.0000	[mm]
6.23	Výška paty zubu	hf	3.7500	3.7500	[mm]
6.24	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sna	2.2515	2.4174	[mm]
6.25	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sta	2.2515	2.4174	[mm]
6.26	Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	4.7124	4.7124	[mm]
6.27	Tloušťka zubu na roztečné kružnici	st	4.7124	4.7124	[mm]
6.28	Tloušťka zubu patní kružnici	sb	5.8290	8.7704	[mm]
6.29	Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0.7505	0.8058	[modul]
6.30	Jednotkové přisunutí kol	dY	0.0000		[modul]
6.31	Celková jednotková korekce	x1+x2	0.0000		[modul]
6.32	Jednotkové posunutí	x	0.0000	0.0000	[modul]

## 7.0 ☐ Doplnkové parametry ozubení

## 8.0 ☐ Kvalitativní ukazatele ozubení

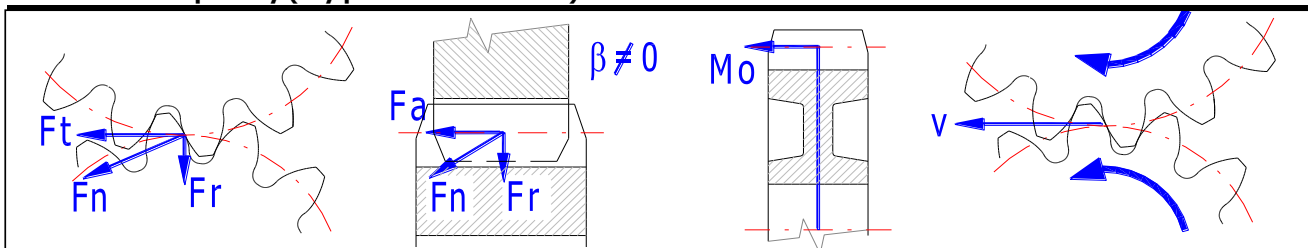
## 9.0 ☐ Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti

## 10.0 ☒ Koeficienty bezpečnosti

10.1	Na únavu v dotyku	SH	6.57	7.07	
10.2	Na únavu v ohybu	SF	18.93	24.51	
10.3	V dotyku při jednorázovém přetížení	SHst	10.65	11.85	
10.4	V ohybu při jednorázovém zatížení	SFst	28.56	36.43	
10.5	Variační součinitel pro výpočet pravděpodobnosti poruchy	vH/vF	0.08	0.1	
10.6	Pravděpodobnost poruchy	P	0.44		[%]
10.7	Jmenovité napětí v dotyku	SigmaH0	79.91		[MPa]
10.8	Výpočtové napětí v dotyku	SigmaH	159.31	155.17	[MPa]
10.9	Mez únavy v dotyku	SigmaHG	1045.96	1097.66	[MPa]
10.10	Dovolené napětí v dotyku	SigmaHP	804.58	844.35	[MPa]
10.11	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF0	2.48	2.76	[MPa]
10.12	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF	15.41	17.16	[MPa]
10.13	Mez únavy v ohybu	SigmaFG	291.60	420.60	[MPa]
10.14	Dovolené napětí v ohybu	SigmaFP	182.25	262.88	[MPa]

## 11.0 ☐ Kontrolní rozměry ozubení

## 12.0 ☒ Silové poměry (síly působící na ozubení)



12.1	Obvodová síla	Ft	58.89		[N]
12.2	Normální síla	Fn	62.67		[N]
12.3	Axiální síla	Fa	0.00		[N]
12.4	Radiální síla	Fr	21.43		[N]
12.5	Ohybový moment	Mo	0.00	0.00	[Nm]
12.6	Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v   vmax	62.83	< 80	[m/s]
12.7	Šířkové zatížení / měrné zatížení	wt   wt*	4.71	1.57	[N/mm   MPa]

## 13.0 ☐ Parametry zvoleného materiálu

### Kapitola doplňků

## 14.0 ☐ Výpočet ozubení na zadanou osovou vzdálenost

## 15.0 ☐ Výkon, oteplení, plocha skříně

## 16.0 ☐ Předběžný návrh průměru hřídelí (ocel)

## 17.0 ☐ Přibližný výpočet modulu existujícího kola

## 18.0 ☐ Pomocné výpočty

## 19.0 ☐ Grafický výstup, CAD systémy



# Čelní ozubení s přímými a šikmými zuby (vnitřní) [mm/ISO]

i Výpočet bez chyb.

Pastorek

Kolo

ii ☐ Informace o projektu

?

## Kapitola vstupních parametrů

### 1.0 ☒ Volba základních vstupních parametrů

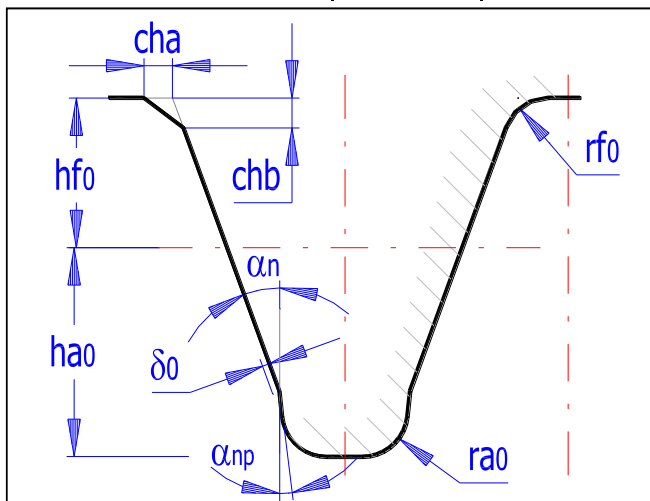
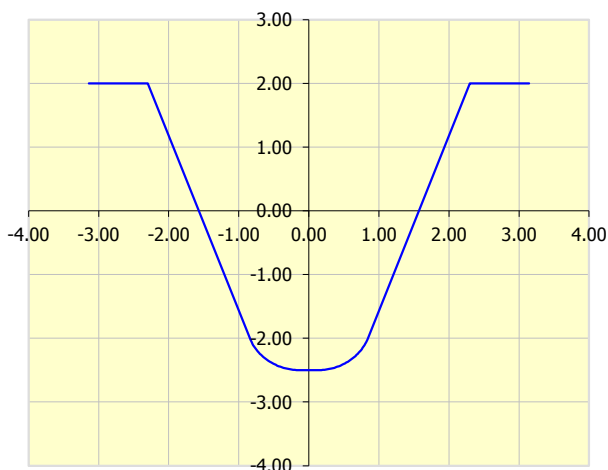
1.1 Přenášený výkon	Pw [kW]	3.700	3.695	[kW]
1.2 Otáčky pastorku / kola	n [/min]	10000.00	-4166.67	[/min]
1.3 Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	3.53	-8.47	[Nm]
1.4 Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	2.40		
1.5 Skutečný převodový poměr / odchylka	i	2.40	0.00%	

### 2.0 ☒ Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.

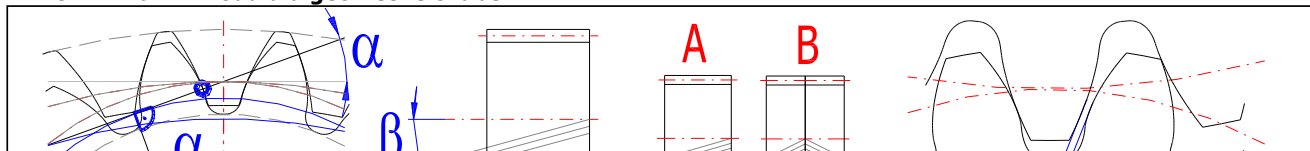
2.0 Označení materiálu podle normy :	CSN		
2.1 Materiál pastorku :	E...Konstrukční ocel ušlechtilá 15241 (Rm=980 MPa) povrchově kalená po b		
2.2 Materiál kola :	E,F...Konstrukční ocel ušlechtilá 14140 (Rm=785 MPa) povrchově kalená po		
2.3 Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	B...S malou nerovnoměrností		
2.4 Typ zatížení převodovky od poháněného stroje	D...S velkou nerovnoměrností		
2.5 Typ uložení soukolí	Oboustraně symetricky uložené soukolí - typ 2		
2.6 Stupeň přesnosti - ISO1328   Ra max   v max.	4.....(Ra max.= 0.4 / v max.= 60)		
2.7 Koeficient jednorázového přetížení	KAS	2.00	
2.8 Požadovaná životnost	Lh	20000	[h]
2.9 Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1.30	1.60
2.10 Automatický návrh			

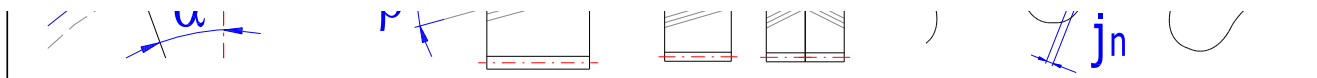
### 3.0 ☒ Parametry profilu nástroje a zuby

3.1 Normalizovaný nástroj		1. DIN 867 (a=20deg, ha0=1.25, hf0=1.0, ra0=0.38, d0=0, anp=0deg, ca=0.25)		
3.2 Výška hlavy nástroje	ha0*	1.250	1.250	[modul]
3.3 Výška paty nástroje	hf0*	1.000	1.200	[modul]
3.4 Poloměr zaoblení hlavy	ra0*	0.380	0.000	[modul]
3.5 Poloměr zaoblení paty	rf0*	0.000	0.380	[modul]
3.6 Zkosení paty	cha*	0.000	0.000	[modul]
3.7 Zkosení paty	chb*	0.000	0.000	[modul]
3.8 Výška protuberance	δ0*	0.000	0.000	[modul]
3.9 Úhel protuberance	αnp	0.000	0.000	[°]
3.10 Min. jednotková hlavová vůle	ca*min	0.2500	0.1000	[modul]
3.11 Jednotková hlavová vůle	ca*	0.2500	0.2500	[modul]
3.12 Počet zubů výrobního nástroje (kotoučový nástroj)	z0		45	<input checked="" type="checkbox"/>
3.13 Výrobní jednotkové posunutí	x0*		0.00	[modul]
3.14 Hlavový průměr nástroje	da0		95.0000	[mm]

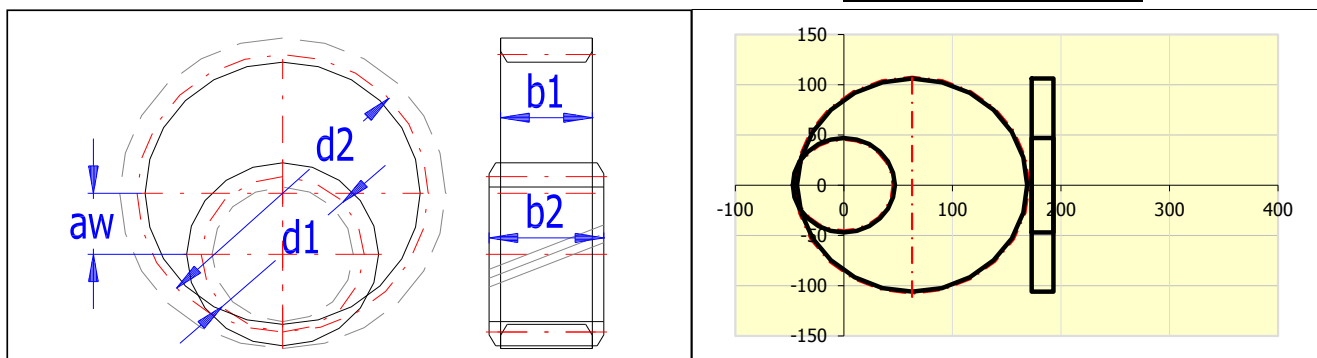


### 4.0 ☒ Návrh modulu a geometrie ozubení





4.1 Počty zubů pastorku / kola	z	45	-108	
4.2 Normální úhel záběru	$\alpha$	20		[°]
4.3 Základní úhel sklonu zubů	$\beta$	0		[°]
4.4 Nastavení poměru šířky pastorku k průměru				
4.5 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	$\Psi_d / \max$	1	< 1.1	
4.6 Modul ozubení / normalizovaná hodnota	mn	2		[mm]
4.7 Průměr roztečné kružnice pastorku / kola	d1/d2	90.00	-216.00	[mm]
4.8 Doporučená šířka ozubení		53.1 - 99		[mm]
4.9 Šířka pastorku / kola	b1/b2	20.00	20.00	[mm]
4.10 Pracovní šířka ozubení	bw	20.00		<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
4.11 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	$\Psi_d / \max$	0.22	< 1.1	
4.12 Pracovní vzdálenost os	aw	-63.000		[mm]
4.13 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	1.7354		[kg]
4.14 Minimální koeficient bezpečnosti	SH / SF	6.54	6.14	

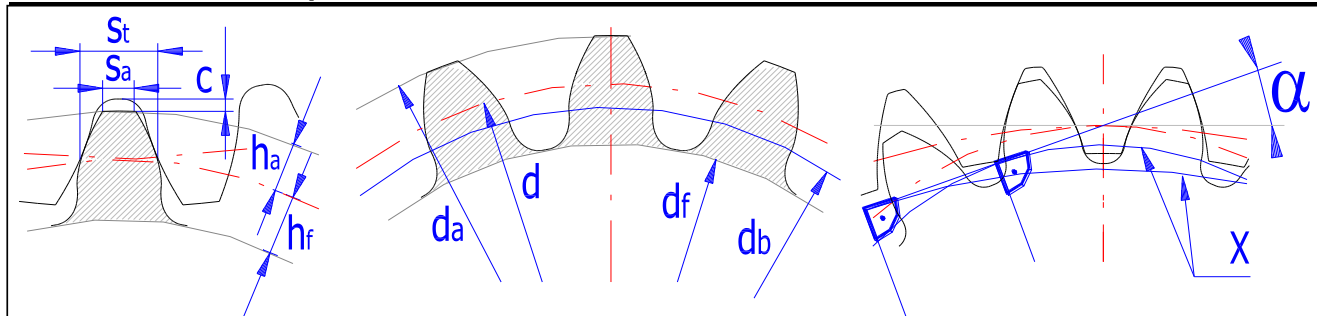


4.15 <b>Boční vůle v ozubení (normální)</b>			
4.16 - Doporučená min   max. hodnota		0.048   0.190	[mm]
4.17 - Zvolená boční vůle	jn	0.0000	[mm]

## 5.0 ☐ Korigování ozubení

## Kapitola výsledků

### 6.0 ☒ Základní rozměry ozubení



6.1 Počty zubů pastorku / kola	z	45	-108	
6.2 Šířka pastorku / kola	b	20	20	[mm]
6.3 Normální modul	mn	2.0000		[mm]
6.4 Tečný modul	mt	2.0000		[mm]
6.5 Normální rozteč	p	6.2832		[mm]
6.6 Čelní rozteč	pt	6.2832		[mm]
6.7 Základní rozteč	ptb	5.9043		[mm]
6.8 Osová vzdálenost (roztečná)	a	-63.0000		[mm]
6.9 Osová vzdálenost (výrobní)	av	-63.0000		[mm]
6.10 Osová vzdálenost (pracovní)	aw	-63.0000		[mm]
6.11 Úhel záběru	$\alpha$	20.0000		[°]
6.12 Čelní úhel záběru	$\alpha_t$	20.0000		[°]
6.13 Valivý úhel záběru normální	$\alpha_{wn}$	20.0000		[°]
6.14 Valivý úhel záběru čelní	$\alpha_{wt}$	20.0000		[°]
6.15 Úhel sklonu zubů	$\beta$	0.0000		[°]
6.16 Základní úhel sklonu	$\beta_b$	0.0000		[°]



6.17	Průměr hlavové kružnice	da	94.0000	-212.0000	[mm]
6.18	Průměr roztečné kružnice	d	90.0000	-216.0000	[mm]
6.19	Průměr základní kružnice	db	84.5723	-202.9736	[mm]
6.20	Průměr patní kružnice	df	85.0000	-221.0000	[mm]
6.21	Průměr valivé kružnice	dw	90.0000	-216.0000	[mm]
6.22	Výška hlavy zubu	ha	2.0000	2.0000	[mm]
6.23	Výška paty zubu	hf	2.5000	2.5000	[mm]
6.24	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sna	1.5376	1.7617	[mm]
6.25	Tloušťka zubu na hlavové kružnici (tečná)	sta	1.5376	1.7617	[mm]
6.26	Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	3.1416	3.1416	[mm]
6.27	Tloušťka zubu na roztečné kružnici (tečná)	st	3.1416	3.1416	[mm]
6.28	Tloušťka zubu patní kružnici	sb	4.2339	5.2273	[mm]
6.29	Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0.7688	0.8809	[modul]
6.30	Jednotkové přisunutí kol	dY	0.0000		[modul]
6.31	Celková jednotková korekce	x1+x2	0.0000		[modul]
6.32	Jednotkové posunutí	x	0.0000	0.0000	[modul]

## 7.0 ☐ Doplnkové parametry ozubení

## 8.0 ☐ Kvalitativní ukazatele ozubení

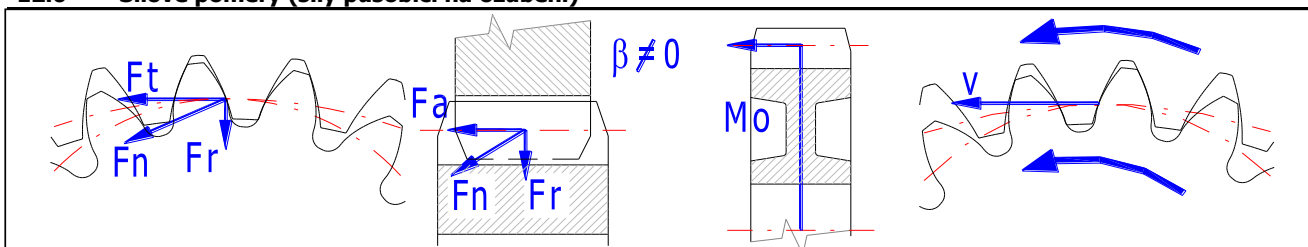
## 9.0 ☐ Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti

## 10.0 ☒ Koeficienty bezpečnosti

10.1	Na únavu v dotyku	SH	6.54	6.54	
10.2	Na únavu v ohybu	SF	8.71	6.14	
10.3	V dotyku při jednorázovém přetížení	SHst	11.02	11.20	
10.4	V ohybu při jednorázovém zatížení	SFst	13.04	8.50	
10.5	Variační součinitel pro výpočet pravděpodobnosti poruchy	vH/vF	0.08	0.1	
10.6	Pravděpodobnost poruchy	P	0.00		[%]
10.7	Jmenovité napětí v dotyku	SigmaH0	62.57		[MPa]
10.8	Výpočtové napětí v dotyku	SigmaH	153.98	151.46	[MPa]
10.9	Mez únavy v dotyku	SigmaHG	1006.48	990.49	[MPa]
10.10	Dovolené napětí v dotyku	SigmaHP	774.21	761.92	[MPa]
10.11	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF0	5.29	6.92	[MPa]
10.12	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF	50.62	66.21	[MPa]
10.13	Mez únavy v ohybu	SigmaFG	440.84	406.22	[MPa]
10.14	Dovolené napětí v ohybu	SigmaFP	275.52	253.89	[MPa]

## 11.0 ☐ Kontrolní rozměry ozubení

## 12.0 ☒ Silové poměry (síly působící na ozubení)



12.1	Obvodová síla	Ft	78.52		[N]
12.2	Normální síla	Fn	83.56		[N]
12.3	Axiální síla	Fa	0.00		[N]
12.4	Radiální síla	Fr	28.58		[N]
12.5	Ohybový moment	Mo	0.00	0.00	[Nm]
12.6	Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v   vmax	47.12	< 60	[m/s]
12.7	Šířkové zatížení / měrné zatížení	wt   wt*	7.26	3.63	[N/mm   MPa]

## 13.0 ☐ Parametry zvoleného materiálu

## Kapitola doplnků

## 14.0 ☐ Výpočet ozubení na zadanou osovou vzdálenost

## 15.0 ☐ Výkon, oteplení, plocha skříně

## 16.0 ☐ Předběžný návrh průměru hřídelí (ocel)

## 17.0 ☐ Přibližný výpočet modulu existujícího kola

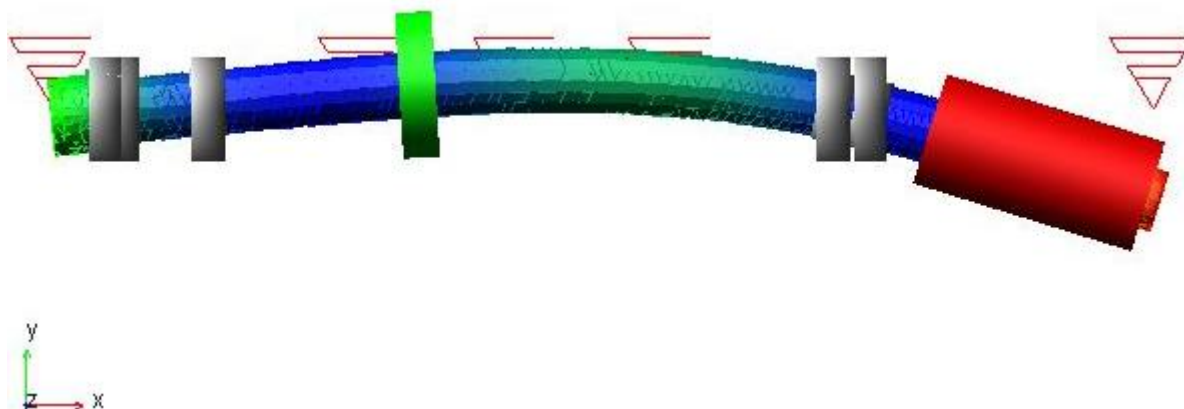


**PŘÍLOHA:**

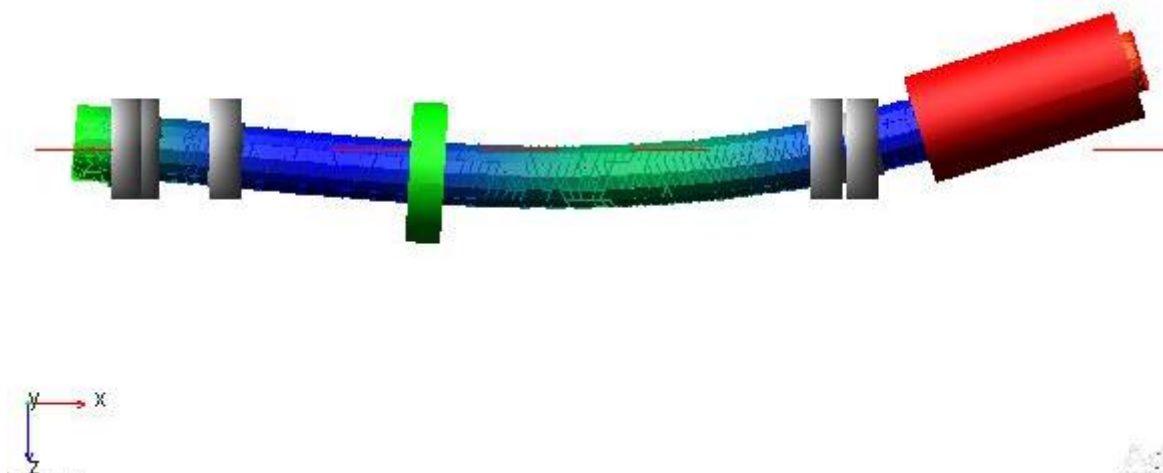
**VYBRANÉ VLASTNÍ TVARY KMITŮ  
VŘETENA**

MODE NUMBER	UNDAMPED NATURAL FREQUENCY	DAMPING RATIO	REAL	IMAGINARY
1	0.0680512	1	0.0680512	0
2	0.0680516	1	-0.0680516	0
3	29.1564	0.00019091	-0.0055662	+/- 29.1564
4	231.993	0.0489357	-11.3527	+/- 231.715
5	238.22	0.0512561	-12.2102	+/- 237.907
6	578.755	0.202788	-117.365	+/- 566.73
7	593.019	0.218208	-129.401	+/- 578.728
8	1094.69	0.348461	-381.455	+/- 1026.07
9	50436.1	0.999721	-50422.1	+/- 1191.58
10	1259.16	0.249729	-314.448	+/- 1219.26
11	1318.61	0.24112	-317.943	+/- 1279.7
12	4054.97	0.930428	-3772.86	+/- 1486.04
13	2256.93	0.669627	-1511.3	+/- 1676.21
14	2302.77	0.654395	-1506.92	+/- 1741.24
15	1767.56	0.0492737	-87.0943	+/- 1765.42
16	1774.11	0.0474312	-84.1481	+/- 1772.11
17	50583.4	0.999209	-50543.4	+/- 2011.68
18	3442.5	0.766258	-2637.84	+/- 2211.92
19	3393.98	0.741912	-2518.04	+/- 2275.66
20	2818.03	0.582837	-1642.45	+/- 2289.9

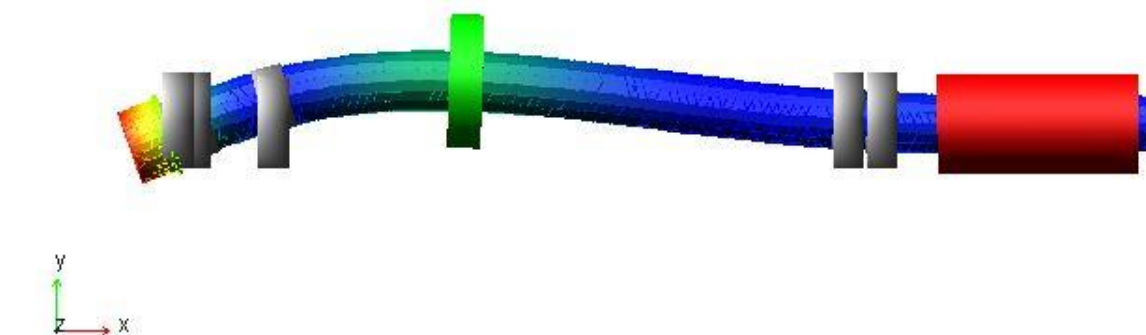
frekvence: 231.993 Hz, tlumení: 4,89357 %



frekvence: 238.22 Hz, tlumení: 5,12561 %



frekvence: 1767.56 Hz, tlumení: 4,92737 %



frekvence: 1774.11 Hz, tlumení: 4,74312 %

