

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ A ČÁSTÍ STROJŮ

KONSTRUKČNÍ CVIČENÍ
PŘEVODOVKA SE ŠNEKOVÝM SOUKOLÍM
Technická zpráva



Vypracoval: Ordokov Eldiiar

Akademický rok: 2022/2023

Cvičící: Ing. Jan Kanaval, Ph.D.

Obsah

Zadání	3
Zadané parametry úlohy	3
Schéma pohonu a převodovky	3
Návrhové výpočty	4
Návrh parametrů šnekové převodovky a kontrola	4
Návrh elektromotoru	4
Návrh pružné spojky	5
Návrh a kontrolní výpočet řetězového převodu	6
Stanovení krouticích momentů, otáček a výkonů na jednotlivých hřídelích	6
Návrh průměrů hřídelů	7
Výpočet sil působících v ozubení	8
Šnek	8
Šnekové kolo	8
Návrh ložisek	9
Uvolnění hřídelů	9
Určení sil v ložiskách	10
Kontrola ložisek	10
Návrh a kontrola některých spojů	11
Spojení vstupního hřídele a pružné spojky	11
Spojení hřídele šnekového kola a řetězového kola	12
Spojení hřídele a náboje šnekového kola	12
Spojení bronzového věnce šnekového kola s nábojem	13
Kontrola závitového pojištění axiálního ložiska	13
Kontrola statické pevnosti hřídelů	14
Hřídel šneku	14
Redukované napětí pod šnekem:	14
Hřídel šnekového kola	15
Redukované napětí pod šnekovým kolem:	15
Redukované napětí pod ložiskem u řetězového kola:	15
Zhodnocení	16
Kontrola šnekové převodovky na oteplení	16
Výsledek	16

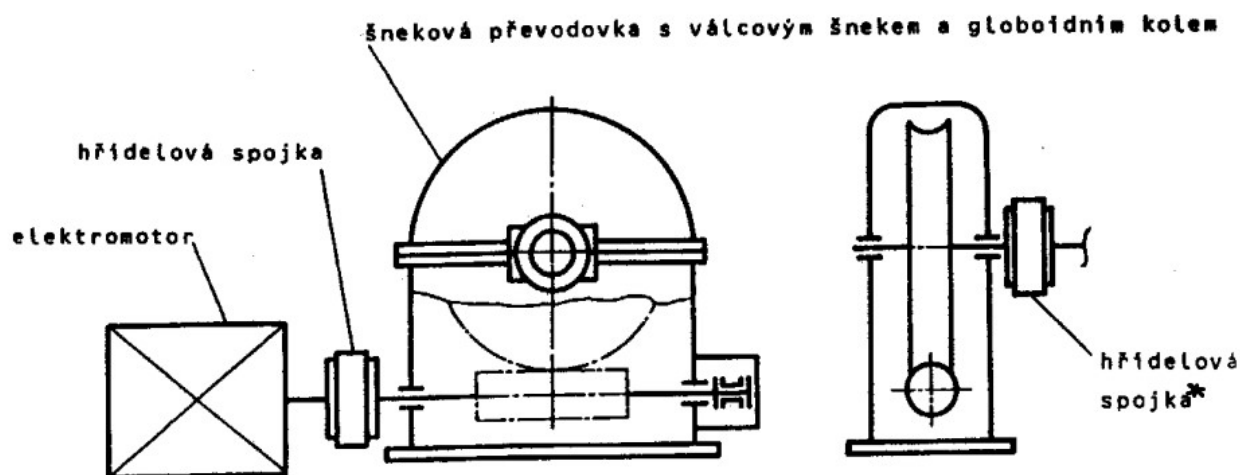
Zadání

Navrhnout převodovku se šnekovým soukolím pro pohánění bubnu pásového dopravníku. Asynchronní elektromotor je připojen přes pružnou spojku na šnekový hřídel převodovky, hřídel šnekového kola je spojen přes řetězový převod s pohaněným zařízením.

Zadané parametry úlohy

Typ zadání:	B
Výkon na bubnu:	$P_B = 18,6 \text{ kW}$
Obvodová rychlost bubnu:	$v_B = 1,32 \text{ m/s}$
Průměr bubnu:	$D_B = 0,4 \text{ m}$
Životnost ložisek a ozubení:	$L_h = 20\,000 \text{ hod}$
Počet vyrobených kusů:	5 ks/rok
Přípustná odchylka převodového poměru od požadované hodnoty:	$\Delta i = \pm 5\%$
Účinnost řetězového převodu:	$\eta_{\text{Ř}} = 0,96$
Účinnost pružné spojky:	$\eta_{PS} = 1$
Účinnost bubnu:	$\eta_B = 0,95$
Celková účinnost:	$\eta_C = \eta_{\text{Ř}} \cdot \eta_{\text{SP}} \cdot \eta_{PS} \cdot \eta_B$

Schéma pohonu a převodovky



Obr. 1 Schéma pohonu a šnekové převodovky (* – místo hřídelové spojky je dle zadání připojen řetězový převod)

Návrh pružné spojky

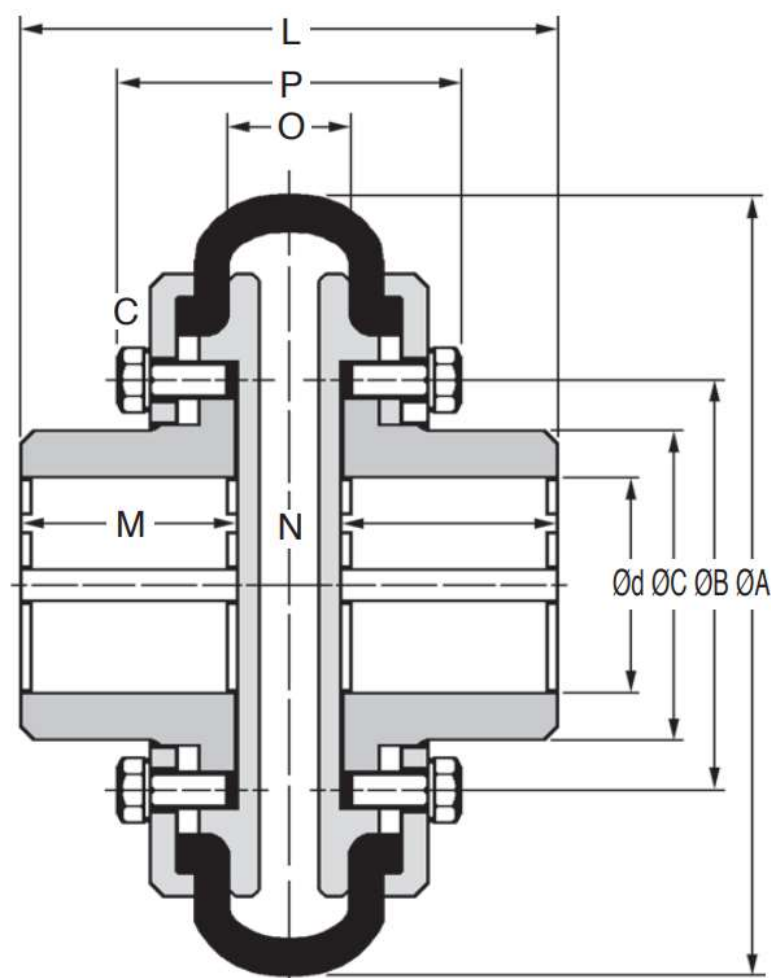
Spojka je připojená na vstupu převodovky a musí přenést moment z motoru M_M (M_N dle katalogu) na hřídel šneku, provozní součinitel $k = 1,7$. Minimální moment, který spojka musí přenést při překonání pasivních odporů, se rovná

$$M_{k_v} = k \cdot M_{kM} = 1,5 \cdot 195 = 331,5 \text{ Nm} \leq M_{k_{spojky}}$$

Dle katalogu výrobce byla zvolená pružná spojka **PNA40-214R PERIFLEX®**

Part number	Nominal torque TCN (Nm)	Max. torque TCmaxi. (Nm)	Max. speed (rpm)	Moment of inertia (kgm ²)	Axial (Nm)	Misalignment Radial (Nm)	Angular (°)
PNA40-214R	400	1 200	4 000	0,035	2,5	1,60	2°

Part number solid coupling	ØA	ØB	ØC	L	M	Ød max.	Ød pre-bore	Ød Standard bores (H7)
PNA40-214R ⁽¹⁾	210	116	92	160	65	65	15	20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65



Obr. 3 Parametry spojky

Návrh a kontrolní výpočet řetězového převodu

Řetězový převod (víc příloha č. 2) byl navržen a zkontrolován s využitím výpočtového softwaru „MITCalc” s následujícími kritérii:

- použít řetěz typu B
- lichý počet zubů na hnací řetězce dle normy
- řetěz jednořadový nebo dvouřadový se sudým počtem článků
- volit “rozumnou” osovou vzdálenost převodu

2.8	Type	z1	z2	n2	i	A	Pp	v	SD	p	SP	Pp%	m
2.9	28B - 2	21	42	54,5	2,00	1782,9	55,47	1,70	19,85	10,22	1,87	91	261,9


3.0 Návrh a výpočet

3.1	Výběr řetězu - Označení (rozteč)	28B - 2 (44,45)	
3.2	Rozteč řetězu / počet řad řetězu	t	44,450 / 2
3.3	Počet zubů řetězového kola / doporučený	z	21 / 42 / 21 (min=17)
3.4	Roztečný průměr	Dp	298,238 / 594,807 [mm]
3.5	Požadovaná osová vzdálenost / doporučená	C	1780,00 / 1778 [mm]
3.6	Skutečná osová vzdálenost / min. - max.	C	1782,92 / 625 - 7112 [mm]
3.7	Počet článků řetězu	X	112 / 112
3.8	Délka řetězu	L	4978,4 [mm]
3.9	Rychlost řetězu / max.	v	1,70 / < 6,76 [m/s]
3.10	Návrhový výkon / tabulkový	Pp	50,74 / < 55,47 [kW]
3.11	Tahová síla / Odstředivá síla	Fu/Fc	15063,7 / 52,1 [N]
3.12	Síla přetržení (tabulka) / Síla na řetěz	FB/Fr	360000 / 15115,8 [N]
3.13	Statický koeficient bezpečnosti proti přetržení	SB	23,82 / > 9,87
3.14	Dynamický koeficient bezpečnosti proti přetržení	SD	19,85 / > 13,44
3.15	Tlak v kloubu řetězu vypočtený / dovolený	p	10,22 / < 19,15 [MPa]
3.16	Míra bezpečnosti kloubu řetězu	SP	1,87 / > 1.00
3.17	Celková hmotnost převodu / řetězu	m	261,91 / 89,61 [kg]

Obr. 4 Parametry řetězového převodu

Na základě získaných výpočtů a dle katalogu výrobce byly navrženy následující řetězová kola a řetěz:

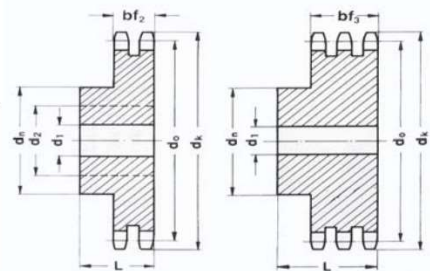
- ŘETĚZOVÉ KOLO 28B-2-21
- ŘETĚZOVÉ KOLO 28B-2-42



Řetězová kola s nábojem
Sprockets

(1 3/4"x1 1/4") 28B

Dvouřadé - Duplex				
Označ.-Obj.č.	bf ₂	dn ₂	d ₁	L ₂
Part.No.	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
28B-2-21-N	88,4	180*	30	120
28B-2-42-N	88,4	20*0*	30	120



Řetěz/Chain 28B (1 3/4"x1 1/4")

Rozteč/Pitch 44,5 mm

Vnitřní šířka/Internal width 31 mm

Průměr válečku/Roller d 27,9 mm

Radius/Tooth radius r 44 mm

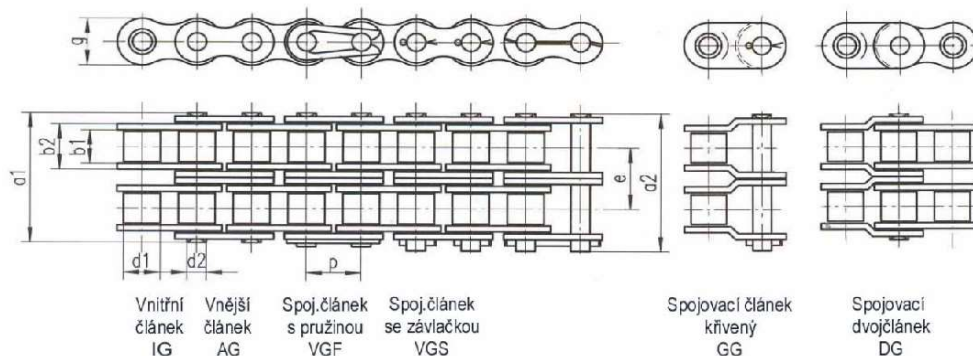
Radius/Chamfer C 5 mm

Typ 28B - pro řetězy 28B (1 3/4"x1 1/4") / for chains 28B (1 3/4x1 1/4") DIN 8187 - ISO/R 606

Obr. 5 Výřez z katalogu: řetězové kolo

– VALEČKOVÝ ŘETĚZ 28B-2 DIN 8187 KÖBO – 5m

Označení		p	b ₁	b ₂	d ₁	d ₂	a ₁	a ₂	g	e	Plocha	Síla k	Hmotnost
ISO	v palcích pxb ₁	mm	min. mm	max. mm	max. mm	mm	max. mm	max. mm	max. mm	rozteč mm	článku cm ²	přetržení kN	kg/m
28 B - 2	1 3/4"x1 1/4"	44,45	30,99	46,50	27,94	15,90	124,00	131,40	37,08	59,56	14,81	360	16,6



Obr. 6 Výřez z katalogu: řetěz

Stanovení krouticích momentů, otáček a výkonů na jednotlivých hřídelích

$$M_{kM} \doteq 9550 \cdot \frac{P_M}{n_M} = 9550 \cdot \frac{30}{1472} = 194,63 \text{ Nm}$$

$$M_{kI} = M_{kM} \cdot \eta_{PS} = 194,63 \cdot 1 = 194,63 \text{ Nm}$$

$$M_{kII} = M_{kšnek} \cdot i_{šP} \cdot \eta_{šP} = 194,63 \cdot 13,50 \cdot 0,858 = 2253,7 \text{ Nm}$$

$$M_{kB} = M_{kII} \cdot i_{Ř} \cdot \eta_{Ř} = 2253,7 \cdot 2 \cdot 0,96 = 4327,1 \text{ Nm}$$

kde $\eta_{šP} = 0,858$ je účinnost navržené šnekové převodovky (zahrnuje účinnost ložisek na šneku a hřídeli šnekového kola)

$$n_I = n_M = 1472 \text{ ot/min}$$

$$n_{II} = \frac{n_M}{i_{šP}} = \frac{1472}{13,50} = 109,04 \text{ ot/min}$$

$$n_B = \frac{n_{II}}{i_{Ř}} = \frac{109,04}{2} = 54,5 \text{ ot/min}$$

$$P_I = P_M \cdot \eta_{PS} = 30 \cdot 1 = 30 \text{ kW}$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{šP} = 30 \cdot 0,858 = 25,74 \text{ kW}$$

$$P_B = P_{II} \cdot \eta_{Ř} = 25,74 \cdot 0,96 = 24,71 \text{ kW}$$

Návrh průměrů hřídelů

Předpokládáme ocel s nízkými hodnotami dovolených napětí, tím vytváříme prostor pro další zatížení a vliv geometrie. Hodnota dovoleného smykového napětí pro hřídele šnekové převodovky se rovná $\tau_{DI} = 25 \text{ N/mm}^2$

Předběžné minimální průměry z podmínky v krutu:

$$d'_I = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kI}}{\pi \cdot \tau_{DI}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 194,63 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 34,1 \text{ mm}$$

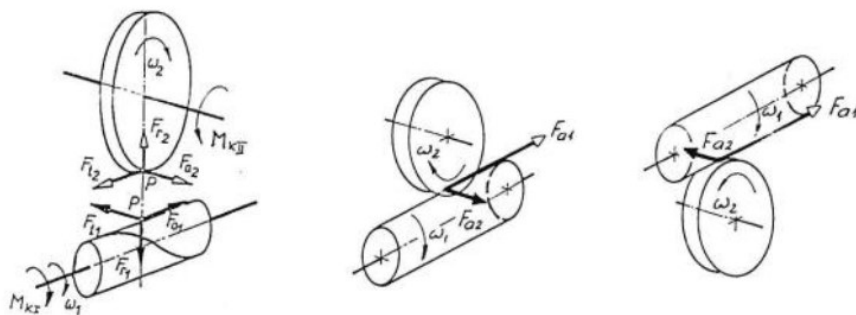
$$d'_{II} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot \tau_{DII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2253,7 \cdot 10^3}{\pi \cdot 35}} = 77,15 \text{ mm}$$

S ohledem na umístění hřídelů do ložisek, nasazení spojky a řetězového kola na koncích a dodržení podmínky minimálního průměru jádra pod drážkou pro pero byly zvoleny následující průměry hřídelů:

$$d_I = 50 \text{ mm}$$

$$d_{II} = 85 \text{ mm}$$

Výpočet sil působících v ozubení



Obr. 7 Silové účinky na šneku a šnekovém kole

Šnek

tečná $F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{kI}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 194,63 \cdot 10^3}{81,15} = 4797,2 \text{ N}$

axiální $F_{a1} = \frac{F_{t12}}{\tan(\gamma + \varphi')} = \frac{4797,2}{\tan(14,48^\circ + 2,12^\circ)} = 16096,4 \text{ N}$

radiální $F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha_n}{\sin \gamma + \cos \gamma \cdot \tan \varphi'} = \frac{4797,2 \cdot \tan 20^\circ}{\sin 14,48^\circ + \cos 14,48^\circ \cdot \tan 2,12^\circ} = 6109,1 \text{ N}$

Šnekové kolo

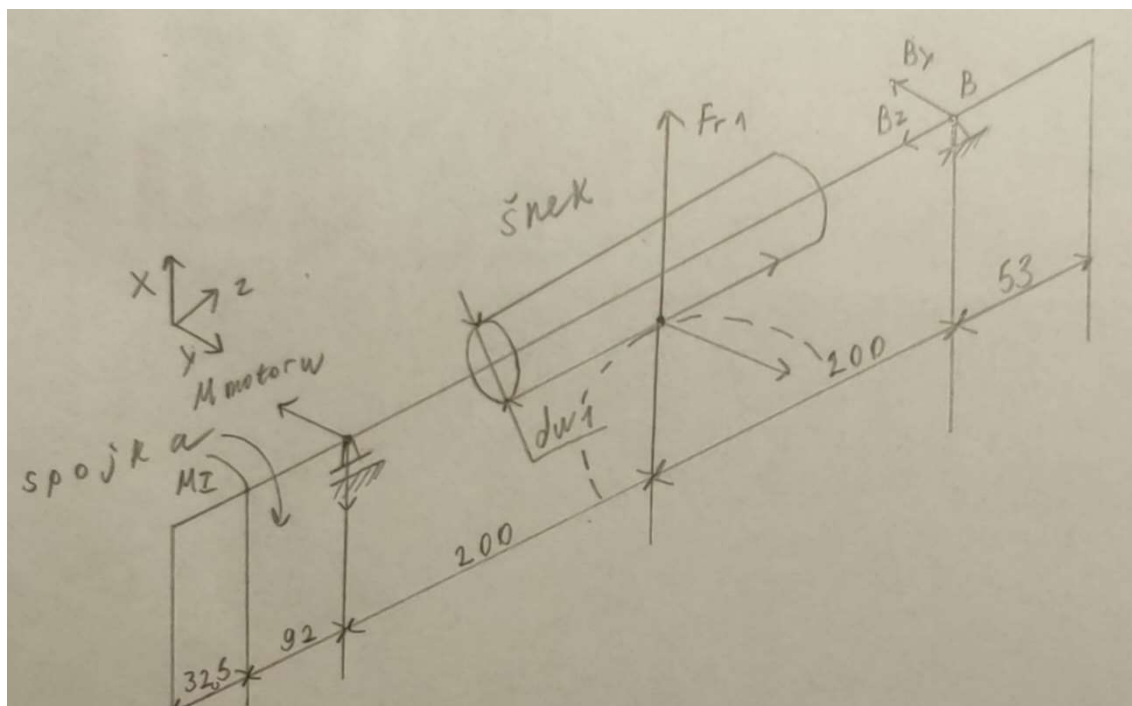
tečná $F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 2253,7 \cdot 10^3}{278,85} = 16164 \text{ N}$

axiální $F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') = 16164 \cdot \tan(14,48^\circ + 2,12^\circ) = 4817,3 \text{ N}$

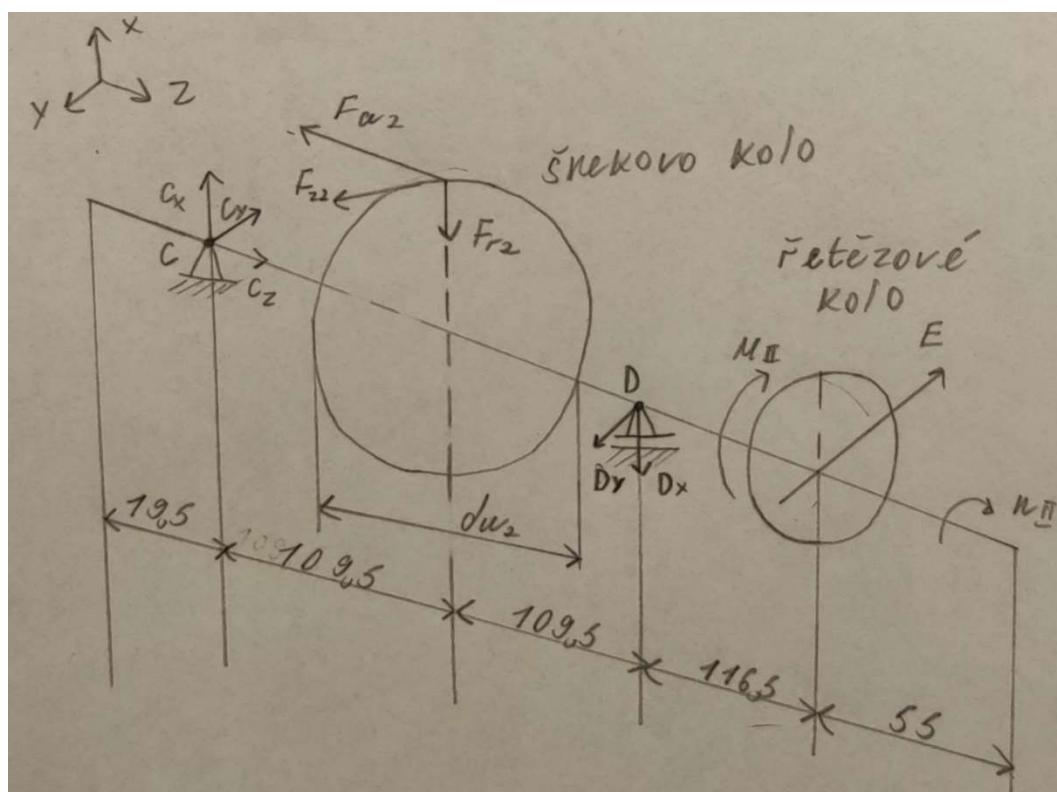
radiální $F_{r2} = F_{r1} = 6109,1 \text{ N}$

Návrh ložisek

Uvolnění hřídelů



Obr. 8 Axonometrické zobrazení hřídele šneku zatíženého vnějšími silami z ozubení a spojky



Obr. 9 Axonometrické zobrazení hřídele šnekového kola zatíženého vnějšími silami z ozubení a hnací řemenice

Určení sil v ložiskách

Hřídele byly považovány jako statický určité nosníky na dvou podpěrách (jedná pevná a druhá posuvná; axiální ložisko na šneku nemá žádných složek radiální reakce). S využitím programu “MITCalc” byly vypočteny reakce v ložiskách pro finální geometrie hřídelů (a -axiální, r -radiální)

hřídel I:

$$A_x = 1421,85 \text{ N}, A_y = 2400 \text{ N} \Rightarrow A_r = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = 2789,56 \text{ N}$$

$$A_z = A_a = 0 \text{ N}$$

$$B_x = 4688,15 \text{ N}, B_y = 2400 \text{ N} \Rightarrow B_r = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = 5266,759 \text{ N}$$

$$B_z = B_a = 16170 \text{ N}$$

hřídel II:

$$C_x = 6122,3516 \text{ N}, C_y = 15430,014 \text{ N} \Rightarrow C_r = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} = 16600,256 \text{ N}$$

$$C_z = C_a = 4818 \text{ N}$$

$$D_x = 12,3516 \text{ N}, D_y = 14376,01 \text{ N} \Rightarrow D_r = \sqrt{D_x^2 + D_y^2} = 14376,019 \text{ N}$$

$$D_z = D_a = 0 \text{ N}$$

Kontrola ložisek

Návrh a kontrola ložisek na dynamickou únosnost byly provedeny v softwaru “MITCalc” (více příloha č. 3).

Parametry navržených ložisek			
Hřídel	vstupní		výstupní
Ložisko	6312 SKF (A)	31312/DF SKF (B)	6318 SKF (C, D)
Typ	kuličkové	dvojice kuželíkových	kuličkové
Zatížení	radiální	radiální a axiální	radiální a axiální
d [mm]	60	60	90
D [mm]	130	130	190
B [mm]	31	67	43
C [N]	85200	303000	151000
C_0 [N]	52000	335000	108000
L_h [h]	20838	24392	43840

Na jedné straně hřídele šneku bylo zvoleno kuličkové ložisko pro zachycení radiální síly, na druhé straně je použita dvojice kuželíkových ložisek pro zachycení axiálních sil v obou směrech a současně i síly radiální na této straně. Nejčastější uložení, tj. použití obousměrného axiálního

kuličkového ložiska, bylo nerealizovatelné kvůli velkým axiálním silám a otáček na šneku, proto byla volena dvojice kuželíkových ložisek. Pro uložení hřídele šnekového kola jsou použita obyčejná kuličková ložiska.

Všechna navržená ložiska mají trvanlivost více minimální $L_h = 20\,000\,h$ a tedy splňují podmínku trvanlivosti.

Návrh a kontrola některých spojů

Spojení vstupního hřídele a pružné spojky

Spoj realizujeme prostřednictvím perového spojení:

$d_I = 50\,mm \Rightarrow$ dle ČSN 02 2562 je přiřazeno pero o rozměrech 14x7

$p_D = 80 - 120\,MPa$, $\tau_D = 60\,MPa$

předběžná funkční délka pera:

$$l'_a \geq \frac{4 \cdot M_{kI}}{d_I \cdot h \cdot p_D \cdot i} = \frac{4 \cdot 195000}{50 \cdot 9 \cdot 80 \cdot 1} = 21,67\,mm$$

předběžná celková délka pera:

$$l' = l'_a + b = 21,67 + 14 = 35,67\,mm$$

zvolená délka pera dle řady délek:

$$l = 40\,mm$$

skutečná funkční délka pera:

$$l_a = l - b = 40 - 14 = 26\,mm$$

kontrola na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{kI}}{d_I \cdot h \cdot l_a \cdot i} = \frac{4 \cdot 195000}{50 \cdot 9 \cdot 26 \cdot 1} = 66,67\,MPa < p_D$$

kontrola na střih:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kI}}{d_I \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 195000}{50 \cdot 14 \cdot 36} = 21,43\,MPa < \tau_D$$

\Rightarrow spojení je vyhovující a bylo zvoleno PERO 14h9x9x40 ČSN 02 2562 A

Spojení hřídele šnekového kola a řetězového kola

Spoj realizujeme prostřednictvím perového spojení:

$d_{II} = 85 \text{ mm} \Rightarrow$ dle ČSN 02 2562 je přiřazeno pero o rozměrech 22x14

$p_D = 80 - 120 \text{ MPa}, \tau_D = 60 \text{ MPa}$

předběžná funkční délka pera:

$$l'_a \geq \frac{4 \cdot M_{kII}}{d_{II} \cdot h \cdot p_D \cdot i} = \frac{4 \cdot 2254000}{85 \cdot 14 \cdot 80 \cdot 2} = 47,35 \text{ mm}$$

předběžná celková délka pera:

$$l' = l'_a + b = 47,35 + 22 = 69,35 \text{ mm}$$

zvolená délka pera dle řady délek:

$$l = 90 \text{ mm}$$

skutečná funkční délka pera:

$$l_a = l - b = 90 - 22 = 68 \text{ mm}$$

kontrola na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{kII}}{d_{II} \cdot h \cdot l_a \cdot i} = \frac{4 \cdot 2254000}{85 \cdot 14 \cdot 68 \cdot 2} = 55,71 \text{ MPa} < p_D$$

kontrola na stříh:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{II} \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 2254000}{85 \cdot 22 \cdot 68} = 35,45 \text{ MPa} < \tau_D$$

\Rightarrow spojení je vyhovující a bylo zvoleno 2x PERO 22h9x14x90 ČSN 02 2562 A

Spojení hřídele a náboje šnekového kola

Spoj realizujeme prostřednictvím perového spojení:

$d_H = 92 \text{ mm} \Rightarrow$ dle ČSN 02 2562 je přiřazeno pero o rozměrech 25x14

$p_D = 80 - 120 \text{ MPa}, \tau_D = 60 \text{ MPa}$

předběžná funkční délka pera:

$$l'_a \geq \frac{4 \cdot M_{kII}}{d_H \cdot h \cdot p_D \cdot i} = \frac{4 \cdot 2254000}{92 \cdot 14 \cdot 80 \cdot 2} = 43,75 \text{ mm}$$

předběžná celková délka pera:

$$l' = l'_a + b = 43,75 + 25 = 68,75 \text{ mm}$$

zvolená délka pera dle řady délek:

$$l = 80 \text{ mm}$$

skutečná funkční délka pera:

$$l_a = l - b = 80 - 25 = 55 \text{ mm}$$

kontrola na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{kII}}{d_H \cdot h \cdot l_a \cdot i} = \frac{4 \cdot 2254000}{92 \cdot 14 \cdot 55 \cdot 2} = 63,64 \text{ MPa} < p_D$$

kontrola na střih:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_H \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 2254000}{92 \cdot 25 \cdot 55} = 35,63 \text{ MPa} < \tau_D$$

⇒ spojení je vyhovující a bylo zvoleno 2x PERO 25h9x14x80 ČSN 02 2562 A

Spojení bronzového věnce šnekového kola s nábojem

Ocelový náboj je spojen s bronzovým věncem nalisováním, výpočet a kontrola byly provedeny v softwaru "MITCalc" ve variantech nalisování za studena a nalisování za tepla (více příloha č. 4). Hlavní parametry návrhu:

Spojení	za studena	za tepla	
Uložení	H7/s6	H7/t6	
Potřebná lisovací síla	145,013 kN	Teplota ohřevu náboje	134 °C

Kontrola závitového pojištění axiálního ložiska

Na jedné straně hřídele šneku používáme dvojici kuželíkových ložisek k zachycení radiálních a hlavně axiálních sil. K zajištění ložisek používáme podložku MB 12 a matici KM 12. Parametry spojení:

- závit M60x2
- výška $h = 11 \text{ mm}$ (šířka KM matice)
- průměr $d_2 = 58,701 \text{ mm}$

nosná výška matice:

$$H_1 = \frac{h}{d_2} \cdot P = \frac{11}{58,701} \cdot 2 = 0,374781 \text{ mm}$$

počet závitů:

$$z = \frac{h}{P} = \frac{11}{2} = 5,5$$

dovolený tlak závitů na otláčení (dle pomocné literatury):

$$p_D = 50 \text{ MPa}$$

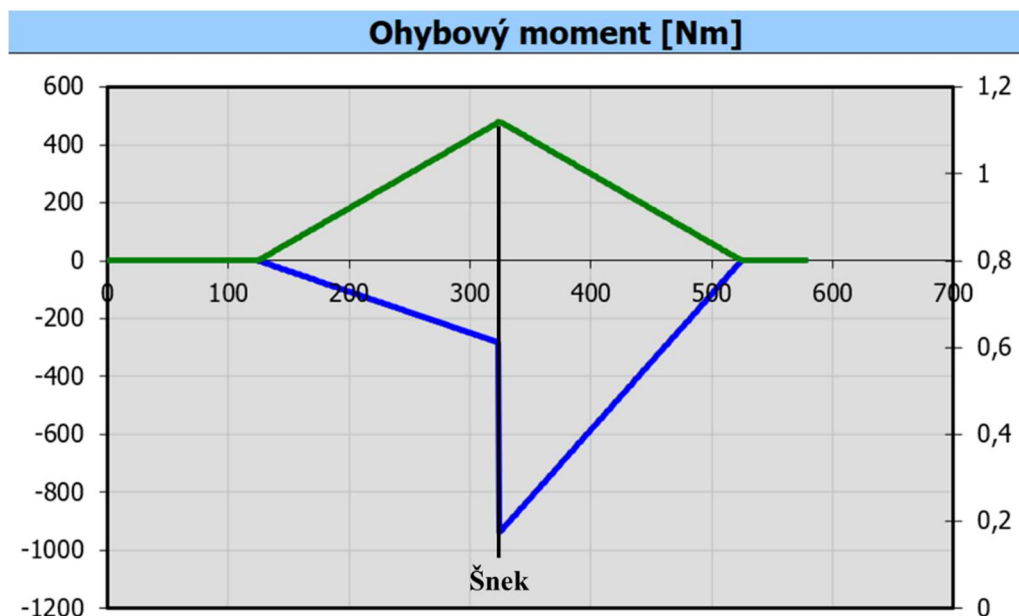
tlak v závitech KM matice:

$$p = \frac{F_A}{\pi \cdot z \cdot H_1 \cdot d_2} = \frac{16170}{\pi \cdot 5,5 \cdot 0,3748 \cdot 58,701} = 42,54 \text{ MPa} < p_D$$

Kontrola statické pevnosti hřídelů

Hřídel šneku a hřídel šnekového kola jsou namáhaný kombinací krutu a ohybu. Z vypočtených reakcí v hřídelích lze stanovit průběh ohybových momentů $M_{ox}(z)$ a $M_{oy}(z)$ v jednotlivých navzájem kolmých rovinách “xz” a “yz” v každém hřídeli. Průběhy ohybových momentů a velikosti redukovaných napětí byly stanoveny s využitím softwaru “MITCalc” (více přílohy č. 5.1 a č. 5.2).

Hřídel šneku



Obr. 10 Průběh ohybových momentů podél hřídele šneku (modrá – “xz“, zelená – “yz”)

krouticí moment na hřídeli I: $M_{kI} = 194,63 \text{ Nm}$

ohybové momenty pod středem šneku: $M_{ox\check{s}} = -937,37 \text{ Nm}$, $M_{oy\check{s}} = 479,87 \text{ Nm}$

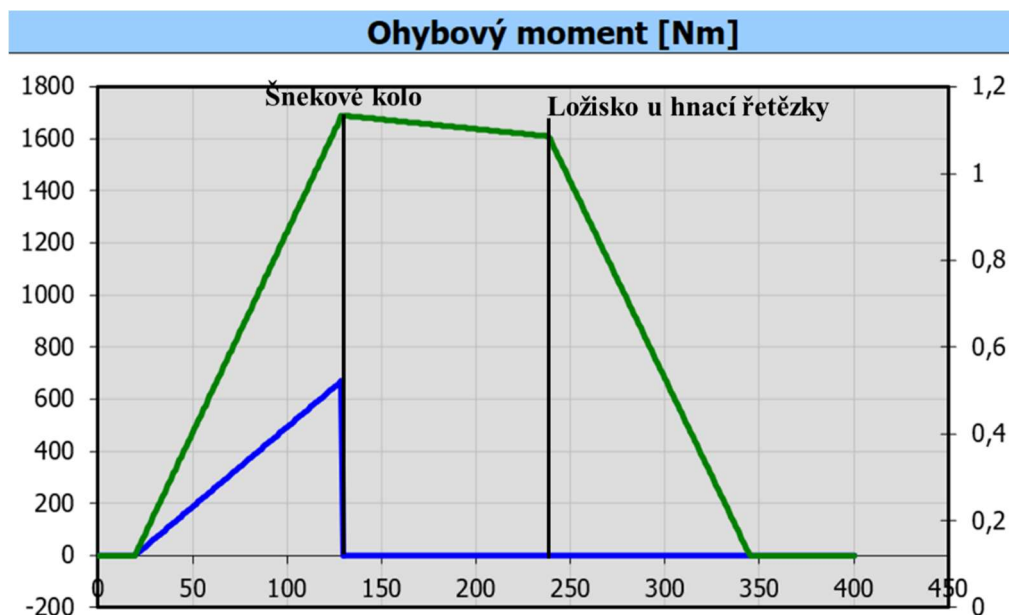
Redukované napětí pod šnekem:

$$M_{red\check{s}} = \sqrt{M_{ox\check{s}}^2 + M_{oy\check{s}}^2 + 1 \cdot M_{kI}^2} = \sqrt{937,37^2 + 479,87^2 + 194,63^2} = 1070,896 \text{ Nm}$$

$$W_{o\check{s}} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 55^3}{32} = 16333,837 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{red\dot{S}} = \frac{M_{red\dot{S}}}{W_{o\dot{S}}} = \frac{1070896}{16333,83} = 65,56 \text{ N/mm}^2$$

Hřídel šnekového kola



Obr. 11 Průběh ohybových momentů podél hřídele šnekového kola (modrá – “xz“, zelená – “yz”)

krouticí moment na hřídeli II: $M_{kII} = 2253,50 \text{ Nm}$

ohybové momenty pod šnekovým kolem: $M_{ox\dot{S}K} = 669,173 \text{ Nm}$, $M_{oy\dot{S}K} = 1686,5 \text{ Nm}$

ohybové momenty pod ložiskem u hnací řetězky: $M_{oxL} = 0 \text{ Nm}$, $M_{oyL} = 1609,288 \text{ Nm}$

Redukované napětí pod šnekovým kolem:

$$M_{red\dot{S}K} = \sqrt{M_{ox\dot{S}K}^2 + M_{oy\dot{S}K}^2 + 1 \cdot M_{kII}^2} = \sqrt{669,173^2 + 1686,5^2 + 2253,5^2} = 2892,571 \text{ Nm}$$

$$W_{o\dot{S}K} = \frac{\pi \cdot d_H^3}{32} = \frac{\pi \cdot 92^3}{32} = 76447,52 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{red\dot{S}K} = \frac{M_{red\dot{S}K}}{W_{o\dot{S}K}} = \frac{2892571}{76447,52} = 37,84 \text{ N/mm}^2$$

Redukované napětí pod ložiskem u řetězového kola:

$$M_{redL} = \sqrt{M_{oxL}^2 + M_{oyL}^2 + 1 \cdot M_{kII}^2} = \sqrt{0^2 + 1609,288^2 + 2253,5^2} = 2769,128 \text{ Nm}$$

$$W_{oL} = \frac{\pi \cdot d_L^3}{32} = \frac{\pi \cdot 90^3}{32} = 71569,41 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{redL} = \frac{M_{redL}}{W_{oL}} = \frac{2769128}{71569,41} = 38,69 \text{ N/mm}^2$$

Zhodnocení

V pomocné literatuře jsou hodnoty dovolených napětí pro užívané oceli v rozmezí $\sigma_D = (50 \div 80) \text{ MPa}$.

$$\sigma_{red\dot{s}} = 65,56 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{red\dot{s}K} = 37,84 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{redL} = 38,69 \text{ N/mm}^2$$

Podle vypočtených redukovaných napětí je splněná statická pevnost u všech hřídelů.

Kontrola šnekové převodovky na oteplení

Navržená převodovka přenáší velký výkon $P_1 = 30 \text{ kW}$ a kvůli horší účinnosti $\eta_{\dot{s}P} = 0,825$ vzniká velký ztrátový mechanický výkon $Z = (1 - 0,825) \cdot 30000 = 4260 \text{ W}$. Tepelný výkon skříně $Q = 1177 \text{ W}$ není dostatečný pro přirozený odvod ztrátového výkonu, a proto byl navržen chladicí systém s chladicími trubky, které jsou umístěny ve skříní. Pro kompenzaci vznikajícího tepla dle přibližných výpočtů potřebujeme 6 metrů trubek o průměru $d = 20 \text{ mm}$ (více příloha č. 6).

Výsledek

Podle zadaných parametrů a požadavků byl navržen pohon se šnekovou převodovkou a řetězovým převodem. Byly provedeny výpočty pro návrh parametrů šnekového soukolí, elektromotoru, pružné spojky, řetězového převodu, ložisek, variant chlazení atd. Zároveň byla provedena kontrola požadovaných spojů a statické pevností hřídelů. Hlavním problémem navržené převodovky je její chlazení. Pro odvod vznikajícího ztrátového výkonu potřebujeme velký chladicí systém, což zvětšuje rozměry skříně.