

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

KONSTRUKČNÍ CVIČENÍ
Dvoustupňová převodovka s čelním soukolím
Technická zpráva



Vypracoval: Ordokov Eldiiar

Akademický rok: 2022/2023

Cvičící: Ing. Jan Kanaval, Ph.D.

Obsah

Zadání	4
Zadané parametry úlohy	4
Návrh elektromotoru	5
Návrh a kontrolní výpočet řemenného převodu	6
Rozdělení převodových poměrů	8
1. Návrh počtu zubů.....	10
Stanovení krouticích momentů, otáček a výkonů na jednotlivých hřídelích	11
Návrh průměrů hřídelů	11
2. Výběr materiálu ozubených kol.....	13
Materiál ozubení.....	13
3. Úhel sklonu zubů	14
Výpočet sil působících v ozubení	17
Soukolí 12.....	17
Soukolí 34.....	18
Návrh ložisek	18
Uvolnění hřídelů	19
Určení sil v ložiskách.....	20
Kontrola ložisek.....	21
Kontrola prostoru mezi ložisky	22
Kontrola spojení hřídelů s náboji.....	22
Vstupní hřídel.....	22
Předlohový hřídel.....	23
Výstupní hřídel.....	23
Kontrola statické pevnosti hřídelů	24
Vstupní hřídel.....	24
Redukované napětí pod pastorkem 1:	25
Předlohový hřídel.....	25
Redukované napětí pod kolem 2:.....	26
Redukované napětí pod pastorkem 3:	26
Výstupní hřídel.....	26
Redukované napětí pod pastorkem 4:	26
Zhodnocení	27
Kontrola ohybové a torzní tuhosti a kontrola na únavu vstupního hřídele	28

Ohybová a torzní tuhost	28
Únava.....	31
Modální analýza.....	31
Popis soustavy.....	32
Výsledek.....	33

Zadání

Navrhnete čelní dvoustupňovou převodovku se šikmými zuby ve variantě B pro pohánění bubnu pásového dopravníku. Asynchronní elektromotor přes řemenový převod je připojen na vstupní hřídel převodovky, na výstupním hřídeli je zubová spojka spojující převodovku s pohaněným zařízením.

Zadané parametry úlohy

Typ zadání:

Den narození: $DN = 29, MN = 8$

Výkon na bubnu: $P_B = (MN + 1,3) = (8 + 1,3) \cdot 2 = 18,6 \text{ kW}$

Obvodová rychlost bubnu: $v_B = 0,45 + 0,03 \cdot DN = 0,45 + 0,03 \cdot 29 = 1,32 \text{ m/s}$

Průměr bubnu: $D_B = 0,4 \text{ m}$

Délka bubnu: $L_B = 1,5 \cdot D_B = 1,5 \cdot 0,4 = 0,6 \text{ m}$

Hmotný moment setrvačnosti bubnu: $I_{rB} = 45 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Životnost ložisek a ozubení: $L_h = 20\,000 \text{ hod}$

Přípustná odchylka celkového převodového poměru od požadované hodnoty: $\Delta i = \pm 4\%$

Účinnost klínového řemenu: $\eta_{\text{Rem}} = 0,92$

Účinnost soukolí: $\eta_{12} = 0,96, \eta_{34} = 0,98$

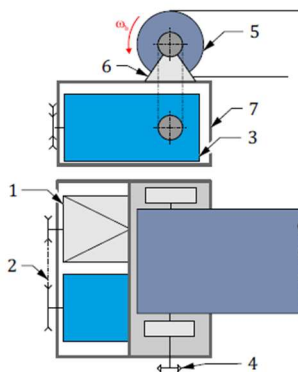
Účinnost zubové spojky: $\eta_{ZS} = 0,995$

Účinnost bubnu: $\eta_B = 0,95$

Účinnost klínového řetězový: $\eta_{\text{řet}} = 0,94$

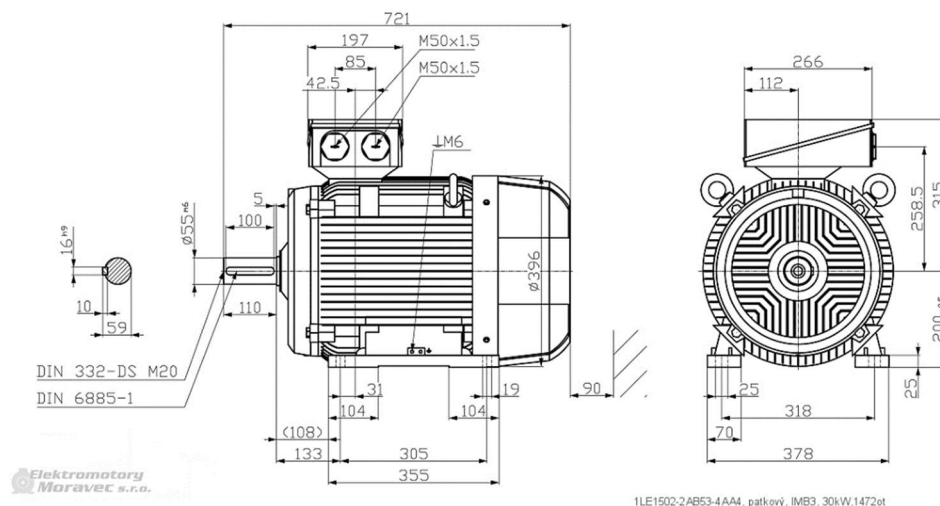
Celková účinnost: $\eta_C = \eta_{\text{Rem}} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{\text{řet}} \cdot \eta_B = 0,92 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,94 \cdot 0,95 = 0,77$

Schéma uspořádání pohonu a převodovky



Obr. 2.1: Schéma PM 1 – 1 - Asynchronní elektromotor, 2 - Řemenový převod, 3 - Kuželovo-čelní převodovka, 4 - Řetězový převod, 5 - Buben dopravníku, 6 - Ložiskové jednotky (např. SKF), 7 - Svařovaný rám pohonu dopravníku

Obrázek 1: Schéma pohonu a převodovky

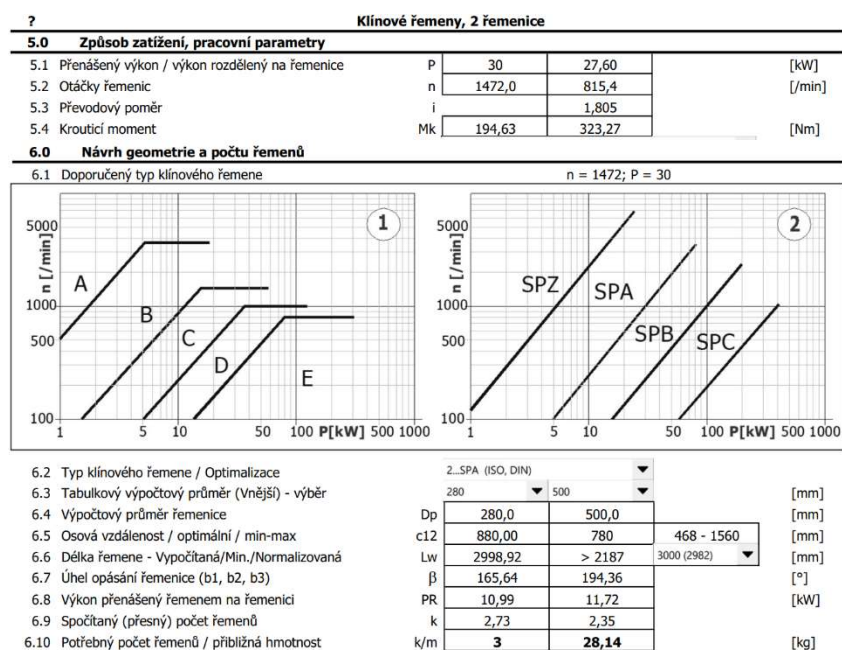


Obr. 1 Parametry a rozměry zvoleného elektromotoru

Návrh a kontrolní výpočet řemenného převodu

Řemenový převod (víc příloha) byl navržen a zkontrolován s využitím výpočtového softwaru „MITCalc” s následujícími kritérii:

- použít úzké klínové řemeny
- volit doporučené výpočtové průměry dle normy
- maximální počet řemenů jsou 4
- volit “rozumnou” osovou vzdálenost převodu



Obr. 2 Parametry řemenného převodu

Na základě získaných výpočtů a dle katalogu výrobce byly navrženy následující klínové řemenice a řemem pro řemenový převod:

- KLÍNOVÁ ŘEMENICE SPA280-3-nevrtaná DIN 2211
- KLÍNOVÁ ŘEMENICE SPA500-3-nevrtaná DIN 2211

Klínové řemenice nevrtané Solid Hub V-Belt Pulleys

SPA

Typ SPA - pro řemeny SPA, XPA, A/13, AX/13 / For belts SPA, XPA, A/13, AX/13

Dm	Dráž. Grooves	Označení / Obj.č. Part.No.	Typ	B [mm]	K [mm]	L [mm]	N [mm]	m [kg]
280	1	SPA280-01 STAND	2	20	24	44	75	3,9
	2	SPA280-02 STAND	2	35	18	53	75	5,3
	3	SPA280-03 STAND	5	50	3	47	80	6,5
	4	SPA280-04 STAND	5	67	7	60	85	8,5
	5	SPA280-05 STAND	5	82	12	70	85	9,9
500	1	SPA500-01 STAND	2	22	28	50	90	10,4
	2	SPA500-02 STAND	2	37	18	55	90	12,9
	3	SPA500-03 STAND	2	52	8	60	100	16,9
	4	SPA500-04 STAND	1	67	-	67	100	19,8
	5	SPA500-05 STAND	1	82	-	82	100	23,1

Obr. 3 Výřez z katalogu: klínové řemenice

- KLÍNOVÝ ŘEMEN SPA 3000 Ld CONTI-V DIN 7753

TYMA

Úzké klínové řemeny CONTI-V SPA

Narrow V-Belts CONTI-V SPA

SPA

TÜV

SUD

certified

SPA

b₀ = 12,7 mm

h = 10 mm

Continental

DIN 7753/1, ISO 4184

Objednací číslo / Part.No.

SPA1157Ld

SPA... Profil / profile

1157... Účinná délka / Belt length

b₀

<

Obr. 4 Výřez z katalogu: klínový řemen

Návrh a kontrolní výpočet řetězového převodu

1.6	Krouticí moment	Mk	4662,44	4776,88	[Nm]								
1.7	Typ hnacího stroje (zatížení)		A...Plynulé nebo s malou nerovnoměrností										
1.8	Typ poháněného stroje (zatížení)		B...S malou nerovnoměrností										
1.9	Způsob mazání		B...Dostatečné bez znečištění										
1.10	Počet článků řetězu		Jen sudý										
1.11	Počet zubů kol		Jen lichý	Jen lichý									
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Automatický návrh													
2.1	Typ řetězu												
2.2	D...Válečkové řetězy standardní (EU) / DIN 8187, ISO R-606, BS 228												
2.3	Osová vzdálenost pro 'Automatický návrh'		700,00	Optimální	[mm]								
2.4	Rozsah počtu zubů menšího kola		17	19									
2.5	Automatický návrh - stiskněte tlačítko		Automatický návrh										
2.6	Třídít výsledky podle parametru		Osová vzdálenost										
2.7	Tabulka řešení												
2.8	Type	z1	z2	n2	i	A	Pp	v	SD	p	SP	Pp%	m
2.9	60 - 4	19	47	392.1	2.47	30.19	88.13	1157	18.56	1825	0.99	43	100.6
3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Návrh a výpočet													
3.1	Výběr řetězu - Označení (rozteč)		28B - 3 (44,45)										
3.2	Rozteč řetězu / počet řad řetězu	t	44,450	3									
3.3	Počet zubů řetězového kola / doporučený	z	22	23	21 (min=17)								
3.4	Roztečný průměr	Dp	312,336	326,438	[mm]								
3.5	Požadovaná osová vzdálenost / doporučená	C	700,00	1778	[mm]								
3.6	Skutečná osová vzdálenost / min. - max.	C	700,05	447 - 7112	[mm]								
3.7	Počet článků řetězu	X	54	54	<input checked="" type="checkbox"/>								
3.8	Délka řetězu	L	2400,3		[mm]								
3.9	Rychlost řetězu / max.	v	0,89	< 4,63	[m/s]								

Na základě získaných výpočtů a dle katalogu výrobce byly navrženy následující klinové řemenice a řemem pro řemenový převod:

- **Válečkový Řetěz** dle ČSN 01 4811 volím 3-řadý řetěz 28B s parametry

28B-3-21-P (1 3/4 × 1 1/4) - ploché (ocel)

Řetězové kolo



Cena pro Vás:

14 796,80 Kč

17 904,20 Kč s DPH

Katalogová cena bez DPH:
15 098,00 Kč

1 ks

Objednat

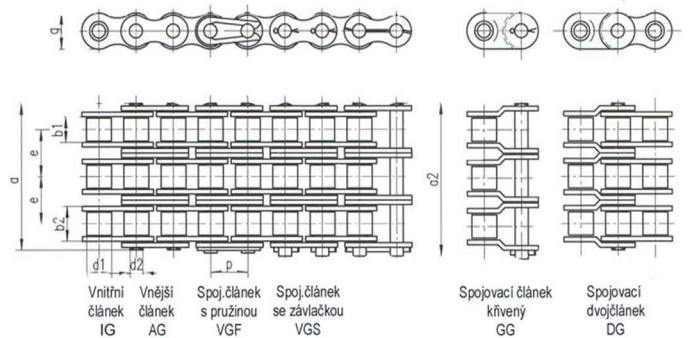
U dodavatele, obvykle odesíláme do 2 týdnů

- Parametry řetězového kola
- Profil řetězového kola
- Oblasti použití řetězového kola
- Materiál řetězového kola
- Soubory ke stažení
- Související produkty
- Dotaz k produktu

Parametry řetězového kola

Profil:	28B-3
Počet drážek/zubů:	z=21
Drážka (mm):	30
Značka:	-
Hmotnost (kg):	76,000
Průměr Dw (mm):	298,24
Šířka (mm):	148,00
Materiál:	Ocel

Válečkové řetězy podle DIN 8187 - trojřadé



ISO	Označení	p	b ₁	b ₂	d ₁	d ₂	a ₁	a ₂	g	e	Plocha článku	Síla k přetřetí	Hmotnost
	v palcích	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm ²	kN	kg/m
06 B - 3	3/8"x5,8mm	9,525	5,72	8,53	6,35	3,28	34,00	37,30	8,20	10,24	0,93	23,6	1,2
08 B - 3	1/2"x5/16"	12,70	7,75	11,30	8,51	4,45	44,90	48,80	11,80	13,92	1,50	47,5	2,0
10 B - 3	5/8"x3/8"	15,875	9,65	13,28	10,16	5,08	52,80	56,90	14,70	16,59	2,02	60	2,8
12 B - 3	3/4"x29/64"	19,05	11,68	15,62	12,07	5,72	61,70	66,30	16,10	19,46	2,68	80	3,8
16 B - 3	1"x17mm	25,40	17,02	25,40	15,88	8,28	99,90	105,30	21,00	31,88	6,32	160	8,0
20 B - 3	1 1/4"x3/4"	31,75	19,56	29,00	19,05	10,19	116,00	122,20	26,40	36,45	8,86	250	11,0
24 B - 3	1 1/2"x1"	38,10	25,40	37,90	25,40	14,63	150,00	156,80	33,40	48,36	16,64	425	21,0
28 B - 3	1 3/4"x1 1/4"	44,45	30,99	46,50	27,94	15,90	184,00	191,70	37,08	59,56	22,21	530	25,0
32 B - 3	2"x1 1/4"	50,80	30,99	45,50	29,21	17,81	184,00	192,40	42,20	58,55	24,34	670	32,0
40 B - 3	2 1/2"x1 1/2"	63,50	38,10	55,70	39,37	22,89	227,00	237,40	52,96	72,29	38,28	950	48,0
48 B - 3	3"	76,20	45,72	70,50	48,26	29,24	281,00	292,10	63,80	91,21	61,89	1500	75,0
56 B - 3	3 1/2"	88,90	53,34	81,30	53,98	34,32	330,00	341,70	77,80	106,60	93,73	2240	105,0

Sprockets		(1 3/4"x1 1/4") 28B	
		<p>Řetěz/Chain 28B (1 3/4"x1 1/4")</p> <p>Rozteč/Pitch 44,5 mm</p> <p>Vnitřní šířka/Internal width 31 mm</p> <p>Průměr válečku/Roller d 27,9 mm</p> <p>Radius/Tooth radius r 44 mm</p> <p>Radius/Chamfer C 5 mm</p>	
Typ 28B - pro řetězy 28B (1 3/4"x1 1/4") / for chains 28B (1 3/4"x1 1/4") DIN 8187 - ISO/R 606			
Z	d ₂	d ₁	
Zubů	[mm]	[mm]	
Teeth	[mm]	[mm]	
8	116,15	132,00	28B-1-08-N
9	129,96	148,40	28B-1-09-N
10	143,85	162,30	28B-1-10-N
11	157,77	176,30	28B-1-11-N
12	171,74	189,30	28B-1-12-N
13	185,75	204,20	28B-1-13-N
14	199,76	218,20	28B-1-14-N
15	213,79	232,30	28B-1-15-N
16	227,84	245,30	28B-1-16-N
17	241,90	260,00	28B-1-17-N
18	255,98	274,00	28B-1-18-N
19	270,06	289,00	28B-1-19-N
20	284,15	303,00	28B-1-20-N
21	298,24	317,00	28B-1-21-N
22	312,34	331,00	28B-1-22-N
23	326,44	345,00	28B-1-23-N
24	340,55	359,00	28B-1-24-N
25	354,66	373,00	28B-1-25-N
26	368,77	387,00	28B-1-26-N
27	382,88	401,00	28B-1-27-N
28	397,00	416,00	28B-1-28-N
29	411,12	430,00	28B-1-29-N
30	425,24	444,00	28B-1-30-N
31	439,37	458,00	28B-1-31-N
32	453,49	472,00	28B-1-32-N
33	467,62	486,00	28B-1-33-N
34	481,75	500,00	28B-1-34-N
35	495,88	514,00	28B-1-35-N
36	510,01	529,00	28B-1-36-N
37	524,13	543,00	28B-1-37-N
38	538,27	557,00	28B-1-38-N
39	552,40	571,00	28B-1-39-N

Obrázek 6: Výřez z katalogu: řetězový převod

Rozdělení převodových poměru

Celkový převodový poměr pohonu:

$$i_{celkový} = \frac{n_M}{n_B} = \frac{1472}{63,06} = 23,34 \in (15 \div 45)$$

Vypočtený převodový poměr řemenu (víc příloha):

$$i_{řemenu} = 1,8 \in (1,5 \div 2)$$

Převodový poměr samotné KCP se vypočítá:

Vypočtený převodový poměr řetězový (víc příloha)

$$i_{řet} = 2 \in (1 \div 2)$$

$$i_{převodovky} = i_{12} \cdot i_{34} = i'_{PŘ} = \frac{i_{CELKOVÝ}}{i_{ŘET} \cdot i_{ŘEM}} = \frac{23,34}{1,8 \cdot 2} = 6,48$$

Předběžné převodové poměry soukolí:

$$i'_{12} \approx 3,15 \text{ (volíme)}$$

$$i'_{34} = \frac{6,48}{i'_{12}} = \frac{6,48}{3,15} = 2,06$$

Předběžné hodnoty převodových poměrů obou soukolí byly nevyhovující, protože po navržení všech parametrů ozubených kol nebyla splněna podmínka korigovatelnosti. Konkrétně výpočtové osové vzdálenosti a_{12} byla daleko od normalizovaných hodnot a_{tw12} dle normy ČSN 03 1014. Pro splnění podmínky byly změněny vstupní parametry ozubených kol. Navržená soukolí s vyhovujícími parametry jsou v přílohách technické zprávy, převodové poměry navržených soukolí:

$$i_{12} = 3,15$$

$$i_{34} = 2,06$$

1. Návrh počtu zubů

Volím počet zubů z_1, z_3 :

$$z_1 = 22 \Rightarrow z'_2 = i'_{12} \cdot z_1 = 3,15 \cdot 22 = 69,3$$

$$z_3 = 19 \Rightarrow z'_4 = i'_{34} \cdot z_3 = 2,06 \cdot 19 = 39,14$$

Volím počet zubů z_2, z_4 :

$$z_2 = 70$$

$$z_4 = 39$$

Z toho vyplývají převodové poměry (skutečné, podle počtu zubů):

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{70}{22} = 3,18$$

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{39}{19} \cong 2,05$$

$$i_{PŘ} = i_{12} \cdot i_{34} = 6,52$$

Kontrola povolené odchylky:

$$\Delta i_{P\check{R}} = \left| \frac{i'_{P\check{R}} - i_{P\check{R}}}{i'_{P\check{R}}} \right| = \left| \frac{6,48 - 3,18 \cdot 2,05}{6,48} \right| = 0,006 = 0,6\% \leq 4\% \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Stanovení krouticích momentů, otáček a výkonů na jednotlivých hřídelích

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

$$\text{Vstupní hřídel: } M_{kI} = M_{kM} \cdot i_{\check{R}} \cdot \eta_{\check{R}} = 194,63 \cdot 1,8 \cdot 0,92 = 322,3 \text{ Nm}$$

$$\text{Předloková hřídel: } M_{kII} = M_{kI} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} = 322,3 \cdot 3,18 \cdot 0,96 = 983,94 \text{ Nm}$$

$$\text{Výstupní hřídel: } M_{kIII} = M_{kII} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34} = 983,94 \cdot 2,05 \cdot 0,98 = 1976,74 \text{ Nm}$$

$$M_{kB} = M_{kIII} \cdot i_{\check{R}ET} \cdot \eta_{\check{R}ET} = 1976,74 \cdot 2 \cdot 0,94 \doteq 3716,26 \text{ Nm}$$

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

$$n_I = \frac{n_M}{i_{\check{R}}} = \frac{1472}{1,8} = 817,78 \text{ ot/min}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{12}} = \frac{817,78}{3,18} = 257,16 \text{ ot/min}$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{34} \cdot i_{12}} = \frac{257,16}{2,05} = 125,45 \text{ ot/min}$$

$$n_B = \frac{n_{III}}{i_{\check{R}ET}} = \frac{125,45}{2} = 62,72 \frac{1}{\text{min}}$$

$$P_M = 30 \text{ kW}$$

$$P_I = P_M \cdot \eta_{\check{R}EM} = 30 \cdot 0,92 = 27,6 \text{ kW}$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{12} = 27,6 \cdot 0,96 = 26,5 \text{ kW}$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{34} = 27,6 \cdot 0,98 = 26,51 \text{ kW}$$

$$P_B = P_{III} \cdot \eta_{\check{R}ET} = 26,51 \cdot 0,94 = 24,92 \text{ kW}$$

$$P_B = P_{III} \cdot \eta_{ZS} = 24,92 \cdot 0,95 = 23,67 \text{ kW}$$

Návrh průměrů hřídelů

Předpokládáme ocel s nízkými hodnotami dovolených napětí, tím vytváříme prostor pro další zatížení a vliv geometrie. Doporučené hodnoty dovolených smykových napětí pro jednotlivé hřídele:

$$\tau_{DI} = 25 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{DII} = 35 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{DIII} = 50 \text{ N/mm}^2$$

Předběžné minimální průměry z podmínky v krutu:

Vstupní hřídel:

$$d'_I = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kI}}{\pi \cdot \tau_{DI}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 322,3 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 40,34 \text{ mm}$$

Předlohový hřídel:

$$d'_{II} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot \tau_{DII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 983,94 \cdot 10^3}{\pi \cdot 35}} = 52,31 \text{ mm}$$

Výstupní hřídel:

$$d'_{III} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kIII}}{\pi \cdot \tau_{DIII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1976,74 \cdot 10^3}{\pi \cdot 50}} = 58,61 \text{ mm}$$

S ohledem na umístění hřídelů do ložisek, nasazení spojky a řemenice na koncích a dodržení podmínky minimálního průměru jádra pod drážkou pro pero (respektive drážkování) byly zvoleny následující průměry hřídelů:

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

$$d_{II} = 60 \text{ mm}$$

$$d_{III} = 70 \text{ mm}$$

Návrh modulů

Velikost modulu bude stanovena výpočtem vycházejícího z napětí v ohybu dle Bacha. Návrhový výpočet modulu je následující:

$$m'_n = f_P \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k_n}}{\left(\frac{b_{WF}}{m_n}\right) \cdot z_n \cdot \sigma_{FP}}}$$

Výpočet pro první soukolí

- $f_P = 15$ pro tvrzené boky zubů.
- $K_A = 1$ – Součinitel vnějších dynamických sil
- $K_{H\beta} = 1,25$ – Součinitel v dotyku
- $K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,25 = 1,25$

	$(b_{WH}/d_1)_{\max}$	b_{WF}/m_n		
		u		
		2	4	8
Obě kola zušlechťená	1, 1	32 – 61	28 – 55	24 – 50
Pastorek povrchově tvrzený (s výjimkou nitridace), kolo povrchově netvrzené	1, 1	24 – 43	21 – 39	18 – 35
Obě kola povrchově tvrzená (s výjimkou nitridace)	0, 9	17 – 26	14 – 23	12 – 20
Obě kola nitridovaná	0, 6	13 – 21	11 – 18	10 – 16

Obrázek 3: Poměrná šířka ozubení pro oboustranně nesymetricky uložená soukolí, převodové číslo je v případy redukční převodovky rovno převodu

$$\frac{b_{WF}}{m_n} = 15 \text{ (volíme)}$$

	u		
	2	4	8
Obě kola zušlechťená	29 – 55	25 – 50	22 – 45
Pastorek povrchově tvrzený (s výjimkou nitridace), kolo povrchově netvrzené	20 – 36	17 – 32	15 – 29
Obě kola povrchově tvrzená (s výjimkou nitridace)	14 – 21	12 – 18	10 – 16
Obě kola nitridovaná	21 – 35	19 – 31	16 – 26

Obrázek 4: Návrh počtu zubů pastorku

2. Výběr materiálu ozubených kol

Konečné parametry obou soukolí a kontrola ozubení (víc přílohy) byly provedeny s využitím výpočtového softwaru „MITCalc” s následujícími kritérii:

- počty zubů pastorků: $z_1 = (19 \div 22)$, $z_3 = (17 \div 19)$
- úhel sklonu zubů $\beta^\circ \in (6 \div 15)$ dle ČSN 01 4610 a zároveň $\beta_{12} > \beta_{34}$
- $m_{n12} < m_{n34}$
- $i_{12skutečný} > i_{34skutečný}$
- dovolená úchylnka převodového poměru $i_{převodovky}$: $\Delta i = \pm 4\%$
- pro všechna kola stejný materiál (charakteristika dle ISO 6336)
- pastorek je cca o 1 modul širší než kolo
- patní průměr d_f pastorku musí být větší než minimální průměr hřídele (z krůtu)
- osové vzdálenosti dle ČSN 03 1014 a splnění podmínky korigovatelnosti
- splnění podmínky realizovatelnosti v převodovce

Materiál ozubení

Pro oba soukolí byl zvolen stejný materiál – 14223.4 (18CrNiMo7-6) s jakostí ME dle ISO 6336 a DIN 3990. (víc příložený materiálový list) s charakteristikami dle ISO 6336:

- tvrdost boků zubů: 63 HV
- kvalita materiálu: ME
- mez únavy v dotyku σ_{Hlim} : 1500 MPa
- mez únavy v ohybu σ_{Flim} : 920 MPa

Přehled vlastností oceli 18CrNiMo7-6									1.6587
Druh oceli	Středně legovaná ušlechtilá chrom-nikl-molybdenová ocel k cementování								
TDP	ČSN EN 10084								
Dřívější označení	17CrNiMo6 podle DIN 17210								
Charakteristika	Velmi namáhané strojní součásti s cementovaným povrchem. Cementovaná vrstva po tepelném zpracování dosahuje na povrchu tvrdosti 62 až 64 HRC, zatímco jádro cementované součásti je i při relativně vysoké pevnosti značně houževnaté. Přísada Mo zvyšuje prokalitelnost. Ocel prokaluje do hloubky přibližně 60 mm. Je vhodná pro dynamicky namáhané součásti.								
Chemické složení v % hmot. (rozbor tavby)	C	Si max.	Mn	P max.	S max.	Cr	Mo	Ni	Al
	0,15 - 0,21	0,40	0,50 - 0,90	0,035	0,035	1,50 - 1,80	0,25 - 0,35	1,40 - 1,70	Při kontrolované velikosti austenitického zrna 0,015-0,050 (informativně, není uvedeno v normě).
Dovolené odchylky ve výrobku od rozboru tavby ³⁾	± 0,02	+ 0,03	± 0,04	+ 0,005	+ 0,005	± 0,05	± 0,03 ⁵⁾	± 0,05	
Mechanické vlastnosti v jádře referenčního vzorku po kalení a popuštění při 150-200 °C (uvedené hodnoty nejsou součástí EN 10084) ¹⁾	Průměr mm		Rp0,2 min MPa		Rm MPa		A min %		Z min %
	d ≤ 11		980		1230 - 1520		9		-
	11 < d ≤ 25		735		980 - 1320		9		-
	25 < d ≤ 50		640		885 - 1080		10		-
	50 < d ≤ 100		490		685 - 980		11		-
	Zpracováno na stříhatelnost			Žhánáno na měkko (A)		Zpracováno na rozmezí tvrdosti (TH)		Zpracováno na feriticko-	

Obr. 5 Charakteristika materiálu na ozubená kola

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_F = 0,6 \cdot 920 = 552 \text{ MPa}$$

$$m'_{n_{12}} = f_P \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{kI} \cdot \cos \beta_{12}}{\pi \cdot \left(\frac{b_{WF}}{m_n}\right) \cdot z_1 \cdot c}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 322,3 \cdot \cos 12}{15 \cdot 22 \cdot \pi \cdot 45}} = 2,4 \text{ mm} \rightarrow m_{n_1} = 2,5 \text{ mm}$$

$$m'_{n_{34}} = f_P \sqrt[3]{\frac{K_{F2} \cdot M_{kII}}{\left(\frac{b_{WF}}{m_n}\right) \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 983,94 \cdot \cos 10}{15 \cdot 19 \cdot \pi \cdot 45}} = 3,64 \text{ mm} \rightarrow m_{n_2} = 4 \text{ mm}$$

<u>0,1</u>	0,11	<u>0,12</u>	0,14	<u>0,15</u>	0,18	<u>0,2</u>	0,22	<u>0,25</u>	0,28
<u>0,3</u>	0,35	<u>0,4</u>	0,45	<u>0,5</u>	0,55	<u>0,6</u>	0,7	<u>0,8</u>	0,9
<u>1</u>	1,125	<u>1,25</u>	1,375	<u>1,5</u>	1,75	<u>2</u>	2,25	<u>2,5</u>	2,75
<u>3</u>	3,5	<u>4</u>	4,5	<u>5</u>	5,5	<u>6</u>	7	<u>8</u>	9
<u>10</u>	11	<u>12</u>	14	<u>16</u>	18	<u>20</u>	22	<u>25</u>	28

Obrázek 5: Normalizované moduly

3. Úhel sklonu zubů

Musí být splněna podmínka, aby sklon zubů $\beta_{12} > \beta_{34}$. Dle ČSN 01 4610 volím sklony zubů

$$\beta_{12} = 12^\circ$$

$$\beta_{34} = 10^\circ$$

β	0°	6°	8°	10°	12°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
---------	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Obrázek 6: Normalizované sklony zubů

První soukolí 12

Roztečná kružnice:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = 2,56 \cdot 22 = 56,32$$

$$d_2 = m_t \cdot z_2 = 2,56 \cdot 70 = 179,2$$

Normální modul:

$$m_n = m_t \cdot \cos \beta \rightarrow m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{2,5}{\cos 12^\circ} = 2,56$$

Hlavová kružnice:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 56 + 2 \cdot 2,5 = 61$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 179 + 2 \cdot 2,5 = 184$$

Patní kružnice:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 56 - 2,5 \cdot 2,5 = 49,75$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 179 - 2,5 \cdot 2,5 = 173$$

Základní kružnice:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 56 \cdot \cos 20^\circ = 52,62$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 179 \cdot \cos 20^\circ = 168,2$$

Šířka kola:

$$b_{W12} = \psi_{m12} * m_{n1} = 15 * 2,5 = 37,5 \text{ mm}$$

$$b_{W3} = \psi_{m34} * m_{n34} = 15 * 4 = 60 \text{ mm}$$

$$b_2 = b_{W12} = 37,5 \text{ mm}$$

$$b_1 = b_{WF/mn} + m_n = 37,5 + 2,5 = 40 \text{ mm}$$

$$b_3 = b_{W34} + m_{n34} = 60 + 4 = 64 \text{ mm}$$

$$b_4 = b_{W34} = 60 \text{ mm}$$

Druhé soukolí 34

Roztečná kružnice:

$$d_3 = m_t \cdot z_3 = 4 \cdot 19 = 76$$

$$d_4 = m_t \cdot z_4 = 4 \cdot 39 = 156$$

Normální modul:

$$m_n = m_t \cdot \cos \beta \rightarrow m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{4}{\cos 10^\circ} = 4,06$$

Hlavová kružnice:

$$d_{a3} = d_3 + 2m_n = 76 + 2 \cdot 4 = 84$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m_n = 156 + 2 \cdot 4 = 164$$

Patní kružnice:

$$d_{f3} = d_3 - 2,5m_n = 76 - 2,5 \cdot 4 = 66$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5m_n = 156 - 2,5 \cdot 4 = 146$$

Základní kružnice:

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha = 76 \cdot \cos 20^\circ = 71,42$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha = 156 \cdot \cos 20^\circ = 146,59$$

Úprava osové vzdálenosti:

Osová vzdálenost nekorigovaného ozubení:

$$a_t = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta} = 117,789 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost korigovaného ozubení (valivá):

$$a_{tw} = a_t \cdot \frac{\cos a_t}{\cos a_{tw}} = 117,79$$
$$\tan a_t = \frac{\tan a_n}{\cos \beta} = 20,28$$

$$\alpha_n = 20$$

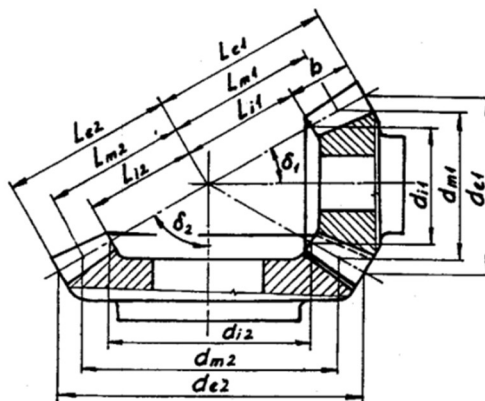
$$\cos a_{tw} = \frac{a_t}{a_{tw}} \cos a_t = \frac{z_1 + z_2}{2 a_{tw} \cos \beta} \cos a_t = 21,37$$

$$\text{inv} a_{tw} = \text{inv} a_t + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \tan a_n = 20$$

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan a_n} (\text{inv} a_{tw} - \text{inv} a_t) = 0,074$$

$$\text{inv} a = \tan a - \frac{\pi}{180} a = 0,0183$$

Kuželová ozubená kola



Obr. 2.8: Schéma kuželového soukolí, [4]

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 17,45 + 72,55 = 90$$

Roztečný průměr vnější d_e a vnitřní d_i :

$$d_e = 2 * L_e * \sin \delta = 278,26 \text{ mm}$$

$$d_i = 2 * L_i * \sin \delta = 206,7$$

$$b = L_e - L_i = 38,6 \text{ mm}$$

$$\tan \delta_1 = \frac{1}{i_{12}} = 17,45 \quad \tan \delta_2 = \frac{1}{i_{12}} = 72,55$$

Kuželová vzdálenost vnější L_e a vnitřní L_i

$$d_m = \frac{d_e + d_i}{2} = d_e - \sin \delta = 262,69 \text{ mm}$$

$$L_m = \frac{L_e + L_i}{2} = L_e - \frac{b}{2} = 135,13 \text{ mm}$$

$$\frac{m_m}{m_e} = \frac{d_e}{d_m} = \frac{L_m}{L_e} = \frac{L_e - 0,5 * b}{L_e} = 1 - 0,5 \psi_L = 0,875$$

$$\psi_L = \frac{b}{L_e} = 0,25$$

Výpočet sil působících v ozubení

Pro výpočet sil byly použity hodnoty z příloh parametrů ozubených kol, které byly navrženy s využitím softwaru "MITCalc" (MITCalc počítal s vyššími hodnoty účinnosti soukolí, než podle zadání, a proto máme nějakou rezervu)

Soukolí 12

$$d_m = \frac{d_e + d_i}{2} = 76,21 \text{ mm}$$

$$F_{t12} = |F_{t21}| = \frac{2 \cdot M_{kI}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 323210}{62,1971} = 8458,18 \text{ N}$$

$$F_{R12} = -F_{A21} \text{ a } F_{R21} = -F_{A12}$$

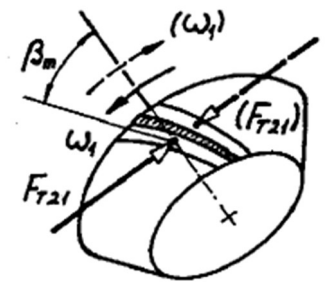
$$F_{A12} = \frac{F_{t12}}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_{nm} \cdot \sin \delta_2 - \sin \beta_m \cdot \cos \delta_2) = 4401,05 \text{ N}$$

$$F_{R12} = \frac{F_{t12}}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_{nm} \cdot \cos \delta_2 + \sin \beta_m \cdot \sin \delta_2) = 3735,65 \text{ N}$$

$$F_{A21} = \frac{F_{t12}}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_{nm} \cdot \cos \delta_1 + \sin \beta_m \cdot \sin \sigma_1) = -3735,65 \text{ N}$$

$$F_{R21} = \frac{F_{t12}}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_{nm} \cdot \cos \delta_1 - \sin \beta_m \cdot \sin \sigma_1) = -4401,05 \text{ N}$$

$$\beta_{w12} = \arctg \left(\frac{d_{w1}}{d_1} \cdot \operatorname{tg} \beta_{12} \right) = \arctg \left(\frac{62,1971}{61,8516} \cdot \operatorname{tg} 12^\circ \right) = 12,065^\circ$$



Soukolí 34

$$F_{t34} = |F_{t43}| = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{w3}} = \frac{2 \cdot 983940}{77,1724} = 25499,78 N$$

$$F_{r34} = F_{t3} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{wt34}}{\cos \beta_w} = 33250,22 \cdot \operatorname{tg} 20,2836^\circ = 9424,34 N$$

$$F_{a34} = F_{t34} \cdot \operatorname{tg} \beta_{w3} = 33250,22 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ = 4496,3 N$$

$$\beta_{w34} = \operatorname{arctg} \left(\frac{d_{w3}}{d_3} \cdot \operatorname{tg} \beta_{34} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{77,1724}{77,1724} \cdot \operatorname{tg} 10^\circ \right) = 10^\circ$$

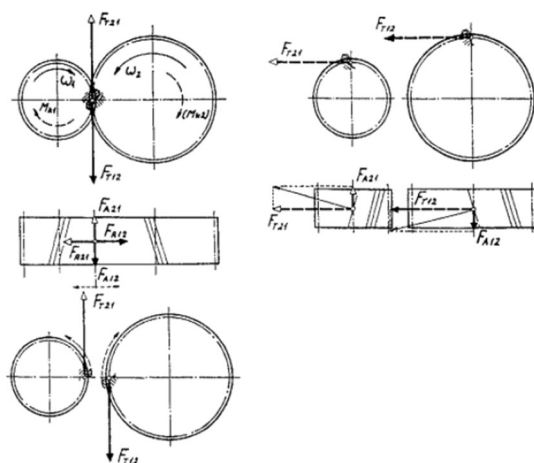
Návrh ložisek

Z předběžných uvolnění hřídelů (uvažovali jsme uložení v kuličkových ložiscích řady 63) byly určeny předběžné síly v podpěrách (více přílohy) a na základě nich byly zvoleny následující jednořadová kuželíková ložiska firmy SKF (parametry v přílohách):

Vstupní hřídel: 33208*

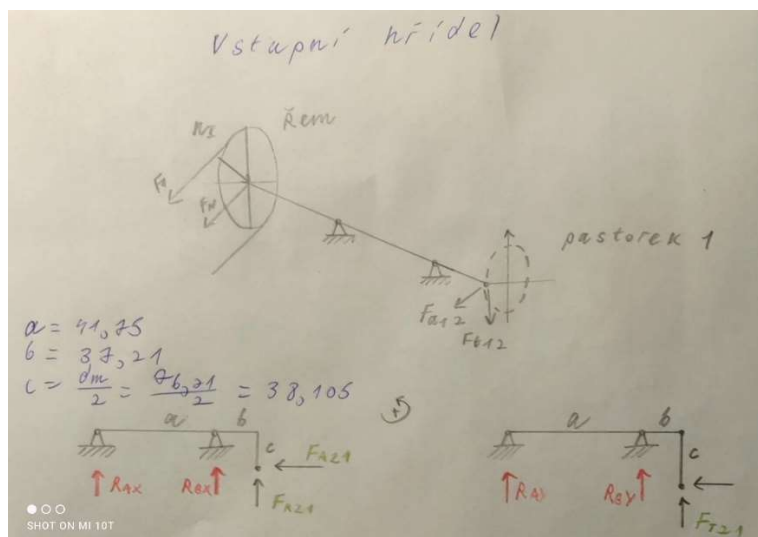
Předlohový hřídel: 33012X*

Výstupní hřídel: 32014X/Q

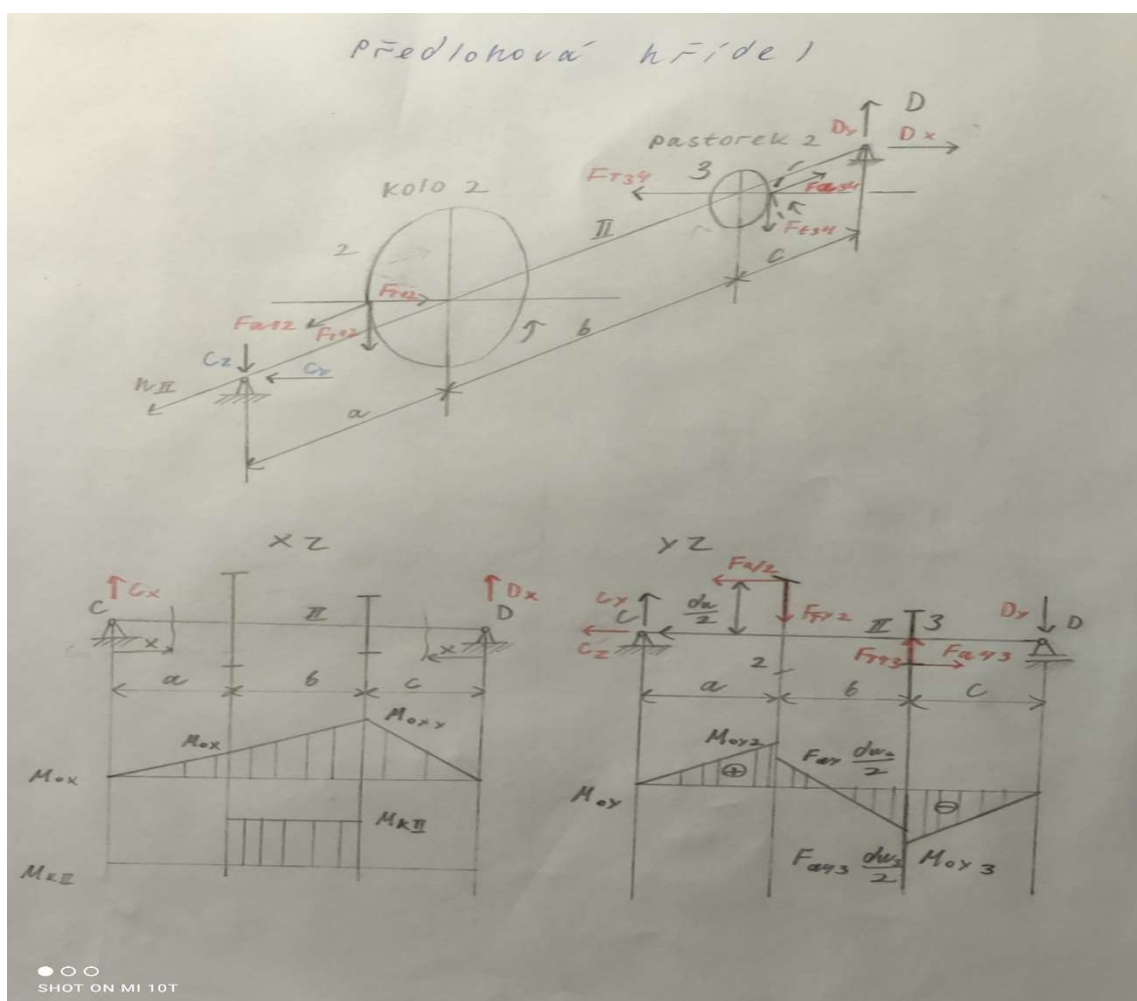


Obr. 2.22: Silové poměry v čelním ozubení se šikmými zuby, [4]

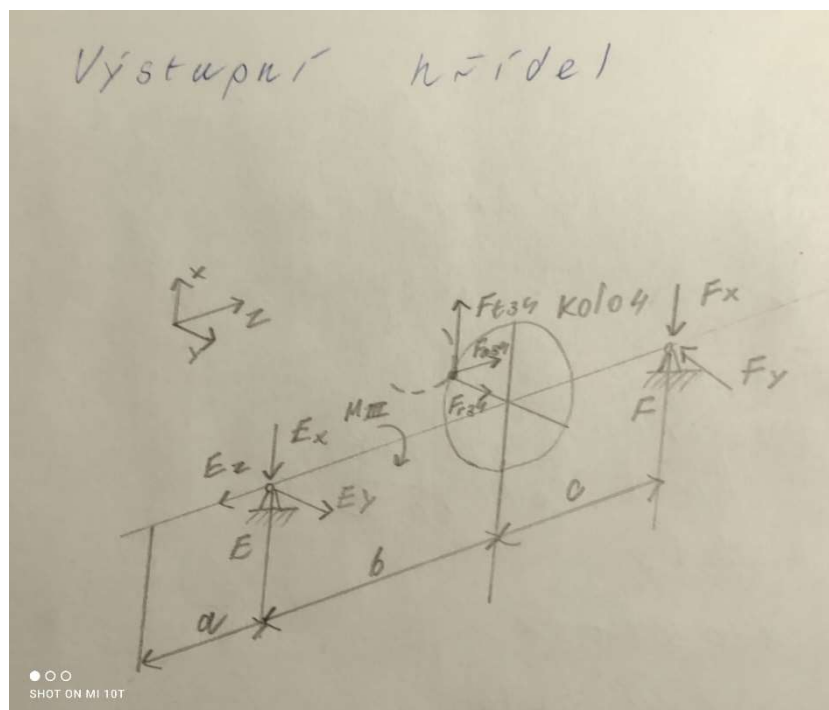
Uvolnění hřídelů



Obr. 6 Axonometrické zobrazení vstupního hřídele zatíženého vnějšími silami z hnané řemenice a ozubení 12



Obr. 7 Axonometrické zobrazení předlohového hřídele zatíženého vnějšími silami z ozubení 12 a 34



Obr. 8 Axonometrické zobrazení výstupního hřídele zatíženého vnějšími silami z ozubení 34 a momentem ze spojky

Určení sil v ložiskách

Hřídele byly považovány jako statický určité nosníky na dvou podpěrách (jedná pevná a druhá posuvná). S využitím programu “MITCalc” byly vypočteny reakce v ložiskách pro finální geometrie hřídelů (a -axiální, r -radiální; označení ložisek písmeny A_i a B_i se používá pro rychlou orientaci při výpočtu ekvivalentního dynamického zatížení dle katalogu SKF):

hřídel I:

$$A_x = 687,92 \text{ N}, A_y = 7538,42 \text{ N} \Rightarrow A_r = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = 7569,74 \text{ N}$$

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

$$B_x = 3047,73 \text{ N}, B_y = 15996,6 \text{ N} \Rightarrow B_r = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = 16284,34 \text{ N}$$

$$B_z = B_a = 4401,05 \text{ N}$$

hřídel II:

$$C_x = 4081,85 \text{ N}, C_y = 4560,55 \text{ N} \Rightarrow C_r = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} = 6120,47 \text{ N}$$

$$C_z = C_a = 4496,3 \text{ N}$$

$$D_x = 12\,459,75 \text{ N}, D_y = 8216,37 \text{ N} \Rightarrow D_r = \sqrt{D_x^2 + D_y^2} = 14924,95 \text{ N}$$

$$F_z = F_a = 0 \text{ N}$$

hřídel III:

$$E_x = 15610,44 \text{ N}, E_y = 17858,59 \text{ N} \Rightarrow E_r = \sqrt{E_x^2 + E_y^2} = 23719,51 \text{ N}$$

$$E_z = E_a = 6074,44 \text{ N}$$

$$F_x = 9889,34 \text{ N}, F_y = 3521,24 \text{ N} \Rightarrow F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = 10497,53 \text{ N}$$

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

Kontrola ložisek

Parametry navržených ložisek			
Hřídel	vstupní	předlohový	výstupní
Ložisko	SKF 33208* SKF (A ₁ , B ₁)	33012X*/Q SKF (A ₂ , B ₂)	32014X/Q SKF (A ₃ , B ₃)
<i>d</i> [mm]	40	60	70
<i>D</i> [mm]	80	95	110
<i>B</i> [mm]	32	23	25
<i>C</i> [N]	128000	101000	125000
<i>C</i> ₀ [N]	132000	122000	153000
<i>e</i>	0,4	0,4	0,3
<i>m</i>	3,33	3,33	3,33

Výpočet ekvivalentních zatížení a kontrola sestav kuželíkových ložisek na dynamickou únosnost byla provedená v programu “MITCalc” s doporučeními z katalogu výrobce ložisek SKF. Vypočtené trvanlivosti ložisek v hodinách (více přílohy k ložiskům):

$$L_{hA1} = 15\,209 \text{ h}$$

$$L_{hB1} = 11\,431 \text{ h}$$

$$L_{hA2} = 20\,292 \text{ h}$$

$$L_{hB2} = 22\,067 \text{ h}$$

$$L_{hA3} = 19\,655 \text{ h}$$

$$L_{hB3} = 17\,492 \text{ h}$$

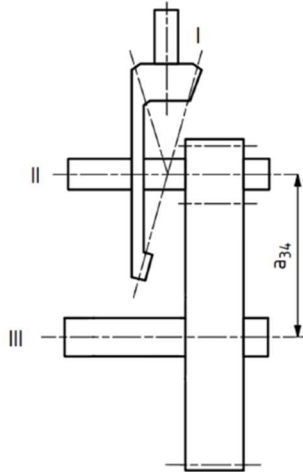
Všechna navržená ložiska mají trvanlivost více minimální $L_h = 10\,000 \text{ h}$ a tedy splňují podmínku trvanlivosti.

Kontrola prostoru mezi ložisky

Prostor kolem ložisek musí být dostatečně tuhý a zároveň musí být dost místa na umístění šroubů, které spojují obě poloviny skříňe převodovky v dělicí rovině. Dle parametrů navržených ložisek a osových vzdáleností mezi hřídeli $a_{w34} = 180 \text{ mm}$ vůle se rovnají:

$$v_{34} = a_{34} - \frac{1}{2}(D_{33212} + D_{33017}) = 180 - \frac{1}{2}(95 + 110) = 22,5 \text{ mm}$$

\Rightarrow vůle jsou dostatečné na umístění spojovacích šroubů



Obr. 9 Potřebná vůle mezi dírou pro šrouby a ložisky

Kontrola spojení hřídelů s náboji

Pastorky jsou v jednom kuse s hřídeli, a proto nemusíme je kontrolovat.

Vstupní hřídel

Spoj "hnací řemenice – hřídel I" prostřednictvím pera:

$d_I = 38 \text{ mm} \Rightarrow$ bylo zvoleno 2xPERO 10e7x6x32 ISO 2491

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

předběžná funkční délka pera:

$$l'_a \geq \frac{4 \cdot M_{kI}}{d_I \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 322210}{38 \cdot 6 \cdot 80} = 70,7 \text{ mm}$$

zvolená celková délka pera:

$$l' = l'_a + b = 70,7 + 10 \doteq 80,7 \text{ mm}$$

skutečná funkční délka pera:

$$l_a = l - b = 32 - 10 = 22 \text{ mm}$$

kontrola na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{kI}}{d_I \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 322210}{2 \cdot 38 \cdot 6 \cdot 22} = 77,1 \text{ MPa} < p_D$$

kontrola na stříh:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kI}}{d_I \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 322210}{2 \cdot 38 \cdot 10 \cdot 22} = 38,54 < \tau_D$$

\Rightarrow spojení je vyhovující

Předlohový hřídel

Spoj “ozubené kolo 2 – hřídel II“ prostřednictvím nalisování:

Návrh a kontrola lisovacího spoje byly provedeny v softwaru “MITCalc” ve variantách nalisování za studena a nalisování za tepla (více přílohy ke spojení). Hlavní parametry návrhu:

Spojení	za studena	za tepla	
Uložení	H7/u6	H8/u7	
Potřebná lisovací síla	156,3 kN	Teplota ohřevu náboje	212,6 °C

Výstupní hřídel

Spoj “ozubené kolo 4 – hřídel III“ prostřednictvím nalisování:

Návrh a kontrola lisovacího spoje byly provedeny v softwaru “MITCalc” ve variantách nalisování za studena a nalisování za tepla (více přílohy ke spojení). Hlavní parametry návrhu:

Spojení	za studena	za tepla	
Uložení	H7/u6	H8/u7	
Potřebná lisovací síla	243,1 kN	Teplota ohřevu náboje	260,6 °C

Spoj “hřídel III – řetěz “ prostřednictvím pera:

$d_{III} = 70 \text{ mm} \Rightarrow$ bylo zvoleno 2xPERO 20e7x8x56 ISO 2491

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

předběžná funkční délka pera:

$$l'_a \geq \frac{4 \cdot M_{kIII}}{d_{III} \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 1976740}{70 \cdot 8 \cdot 120} = 109,82 \text{ mm}$$

požadovaná a zvolená celková délka pera:

$$l' = l'_a + b = 109,82 + 22 = 212,14 \text{ mm}$$

$$l = 56 \text{ mm}$$

skutečná funkční délka pera:

$$l_a = l - b = 56 - 20 = 36 \text{ mm}$$

kontrola na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{k_{III}}}{d_{III} \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 1976740}{70 \cdot 8 \cdot 36} = 366 \text{ MPa} > p_D$$

kontrola na střih:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{k_{III}}}{d_{III} \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 1976740}{70 \cdot 20 \cdot 36} = 73,21 > \tau_D$$

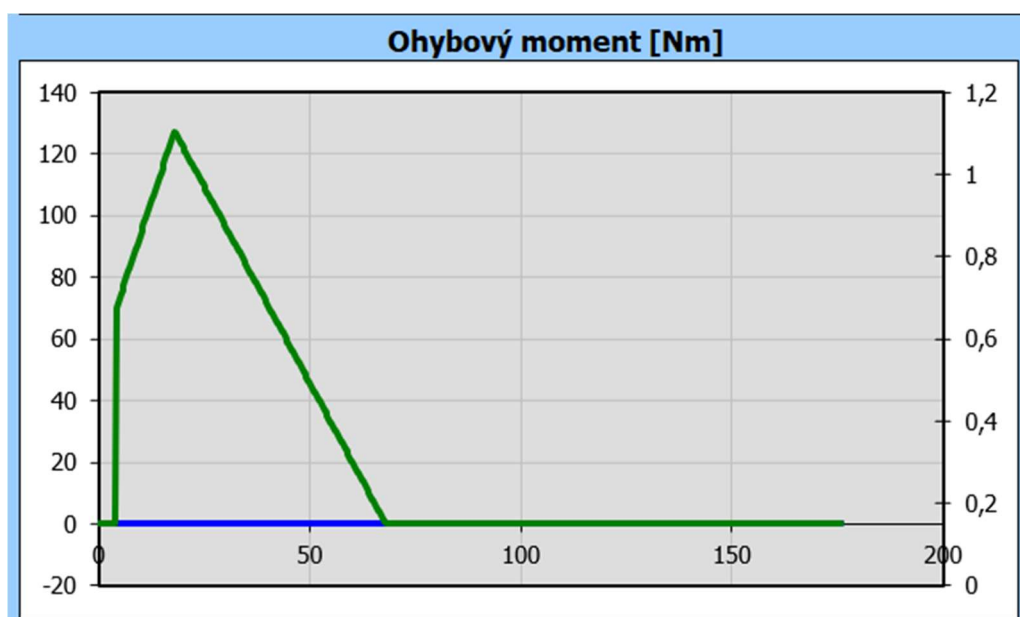
\Rightarrow spojení je nevyhovující

Zvolené pero pro spojení výstupního hřídele se řetězem je velice krátké pro přenos krouticího momentu. Bohužel spojení nebylo zkontrolováno a ostatní navržené rozměry a části pohonu jsou vázaný na nevyhovující válcový konec hřídele III. Řešením je výměnná perového spoje na drážkování.

Kontrola statické pevnosti hřídelů

Všechny tři hřídele jsou namáhaný kombinaci prostorového ohybu a krutu (namáhání tlakem od axiálních sil je zanedbatelné). 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 stanovený s využitím softwaru "MITCalc".

Vstupní hřídel



Obr. 10 Průběh ohybových momentů podél hřídele I (modrá – "xz", zelená – "yz")

krouticí moment na hřídeli I: $M_{k_I} = 322,2 \text{ Nm}$

ohybové momenty pod ložiskem A_1 : $M_{oxL} = 0 \text{ Nm}$, $M_{oyL} = 206,8 \text{ Nm}$

ohybové momenty pod pastorkem 1: $M_{ox1} = -247,5 \text{ Nm}$, $M_{oy1} = 107,5 \text{ Nm}$

Redukované napětí pod ložiskem:

$$M_{redL} = \sqrt{M_{oxL}^2 + M_{oyL}^2 + 1 \cdot M_{kI}^2} = \sqrt{0 + 206,8^2 + 322,2^2} = 383,7 \text{ Nm}$$

$$W_{oL} = \frac{\pi \cdot d_L^3}{32} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} = 12\,271,8 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{redL} = \frac{M_{redL}}{W_{oL}} = \frac{383\,700}{12\,271,8} = 31,3 \text{ N/mm}^2$$

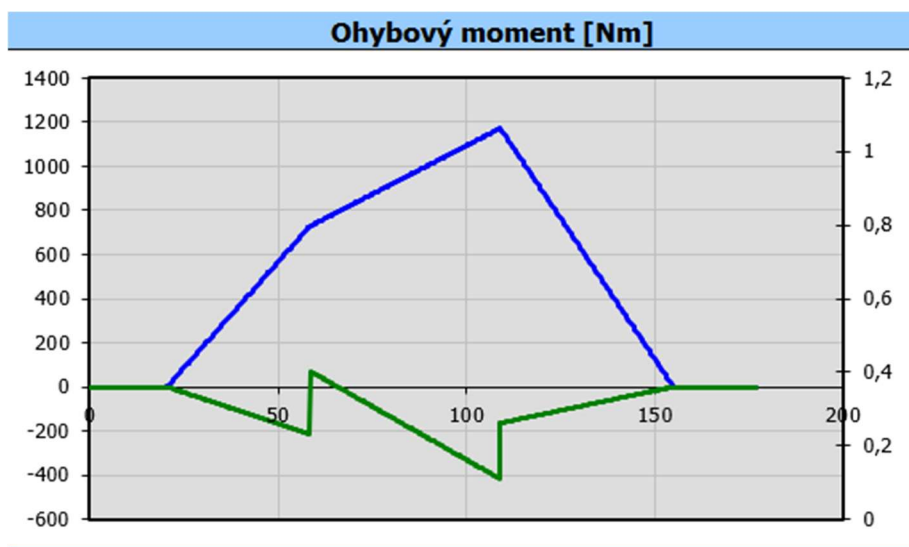
Redukované napětí pod pastorkem 1:

$$M_{red1} = \sqrt{M_{ox1}^2 + M_{oy1}^2 + 1 \cdot M_{kI}^2} = \sqrt{247,5^2 + 107,5^2 + 322,2^2} = 421,1 \text{ Nm}$$

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 56,8806^3}{32} = 18\,067,3 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{red1} = \frac{M_{red1}}{W_{o1}} = \frac{421\,100}{18\,067,3} = 23,3 \text{ N/mm}^2$$

Předlohový hřídel



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

krouticí moment na hřídeli II: $M_{kII} = 983,94 \text{ Nm}$

ohybové momenty pod ozubeným kolem 2: $M_{ox2} = 712,6 \text{ Nm}$, $M_{oy2} = -209,9 \text{ Nm}$

ohybové momenty pod pastorkem 3: $M_{ox} = 1160,8 \text{ Nm}$, $M_{oy} = -414,3 \text{ Nm}$

Redukované napětí pod kolem 2:

$$M_{red2} = \sqrt{M_{ox2}^2 + M_{oy2}^2 + 1 \cdot M_{kII}^2} = \sqrt{712,6^2 + 209,9^2 + 983,94^2} = 1522,9 \text{ Nm}$$

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 26\,961,3 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{red2} = \frac{M_{red2}}{W_{o2}} = \frac{1\,522\,900}{26\,961,3} = 56,5 \text{ N/mm}^2$$

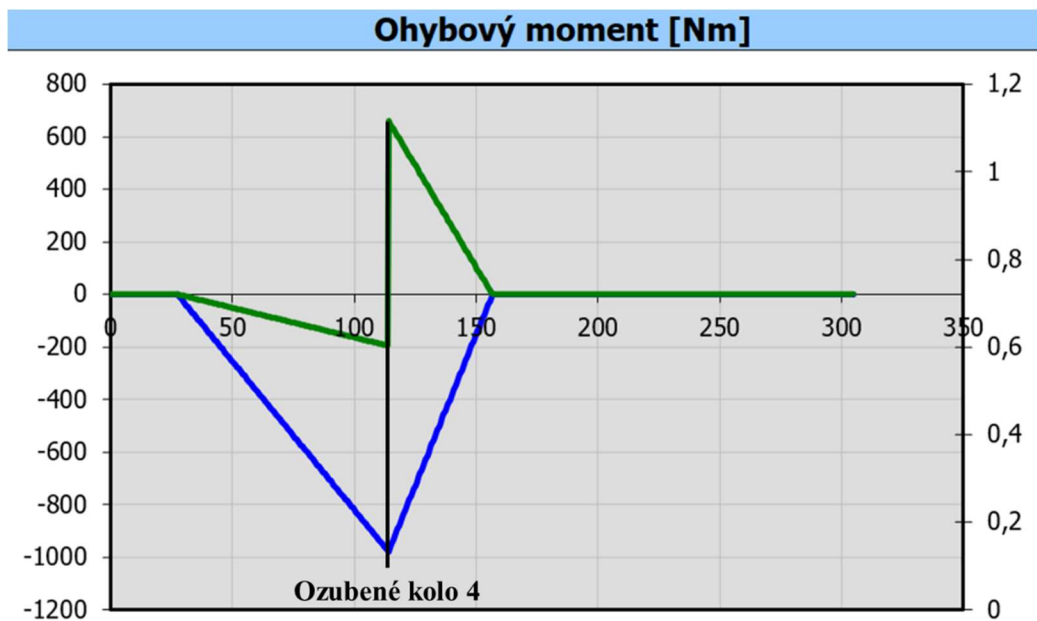
Redukované napětí pod pastorkem 3:

$$M_{red3} = \sqrt{M_{ox3}^2 + M_{oy3}^2 + 1 \cdot M_{kII}^2} = \sqrt{1160,8^2 + 414,3^2 + 1329,4^2} = 1812,9 \text{ Nm}$$

$$W_{o3} = \frac{\pi \cdot d_{f3}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 70,1198^3}{32} = 33\,847,2 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{red3} = \frac{M_{red1}}{W_{o1}} = \frac{1\,812\,900}{18\,067,3} = 53,6 \text{ N/mm}^2$$

Výstupní hřídel



Obr. 12 Průběh ohybových momentů podél hřídele III (modrá – “xz”, zelená – “yz”)

krouticí moment na hřídeli III: $M_{kIII} = 1976,74 \text{ Nm}$

ohybové momenty pod ozubeným kolem 4: $M_{ox4} = -972,5 \text{ Nm}$, $M_{oy4} = -650 \text{ Nm}$

Redukované napětí pod pastorkem 4:

$$M_{red4} = \sqrt{M_{ox4}^2 + M_{oy4}^2 + 1 \cdot M_{kIII}^2} = \sqrt{972,5^2 + 650^2 + 1976,74^2} = 2296,9 \text{ Nm}$$

$$W_{o4} = \frac{\pi \cdot d_4^3}{32} = \frac{\pi \cdot 70^3}{32} = 33673,95 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{red4} = \frac{M_{red4}}{W_{o4}} = \frac{2296902}{33673,95} = 68 \text{ N/mm}^2$$

Zhodnocení

V odborné literatuře uvedeno doporučení, že velikost dovoleného napětí musí být v rozmezí $\sigma_{dov} = 60 \div 80 \text{ N/mm}^2$ aby byly splněny požadavky malých pružných deformací pro správný záběr boků zubů ozubených kol. Pro hřídele vyrobené z legovaných ocelí s CHTZ je možné uvažovat vyšší hodnoty dovoleného napětí.

$$\sigma_{redL} = 31,3 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{red1} = 23,3 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{red2} = 56,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{red3} = 53,6 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{red4} = 68,0 \text{ N/mm}^2$$

Všechny hřídele jsou vyrobeny ze středně legované ušlechtilé 18CrNiMo7-6 oceli k nitridování, a proto můžeme uvažovat vyšší hodnoty σ_{dov} . V takovém případě je splněná statická pevnost u všech hřídelů (v přílohách ze softwaru “MITCalc” velikosti σ_{red} jsou trochu větší, protože program uvažuje námi zanedbatelná axiální zatížení).

Kontrola ohybové a torzní tuhosti a kontrola na únavu vstupního hřídele

Ohybová a torzní tuhost

Vypočet průhybu a natočení vstupního hřídele byl proveden v softwaru "MITCalc". Rozměry hřídele I odpovídají finální geometrie ve výkresové dokumentaci, jenom v místě pastorku 1 byl uvažován roztečný průměr d_1 .

2.0 ☒ Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítko průměru zobrazeného hřídele 1:1 ☒ Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

2.2

Tabulka	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	5,00	23,00	65,00	83,00	105,00	211,00	211,00	211,00	211,00
L	5,000	18,000	42,000	18,000	22,000	106,000				
Da	45,000	40,000	38,000	40,000	38,000	38,000				
Db	45,000	40,000	38,000	40,000	38,000	38,000				
da	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000				
db	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000				
R	1,200	0,000	0,000	0,000	1,200	0,000				

2.3 35

2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska) Volná 14,00 [mm]

2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska) Pevná 74,00 [mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra) C...Broušeno (0,8)

Obr. 13 Schéma zadávání parametrů hřídele, definice poloh podpěr

i Výpočet bez chyb.

4.1 Zatížení

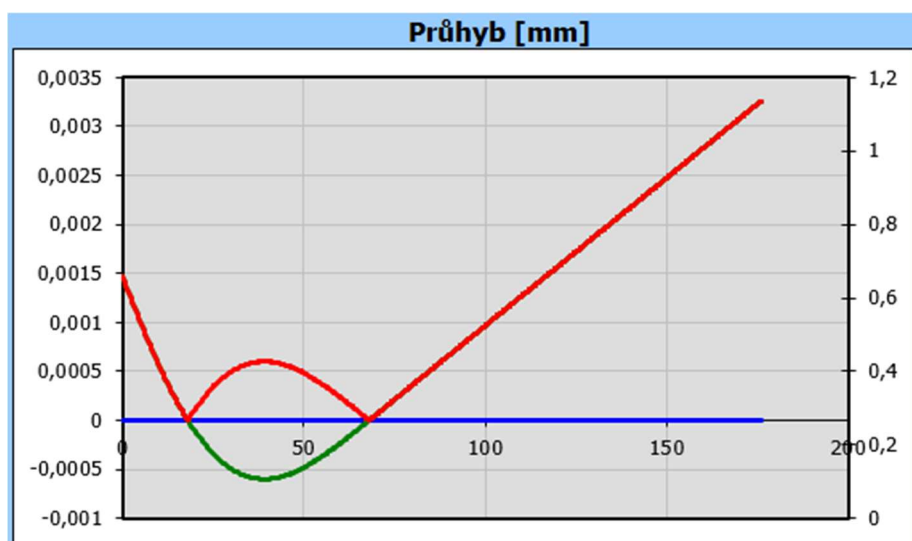
	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]		[°]	[Nm]		[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	0,00	0,0	0,0	180	322,21	0,00	0			
2	0,00	0,0	3735,0	90	0,00	0,00	0			
3	180,00	0,0	8458,0	0	-322,21	0,00	0			
4	0,00	4401,0	0,0	90	0,00	69,10	90			

Obr. 14 Schéma zadávání poloh a velikostí vnějších zatížení působících na hřídel I

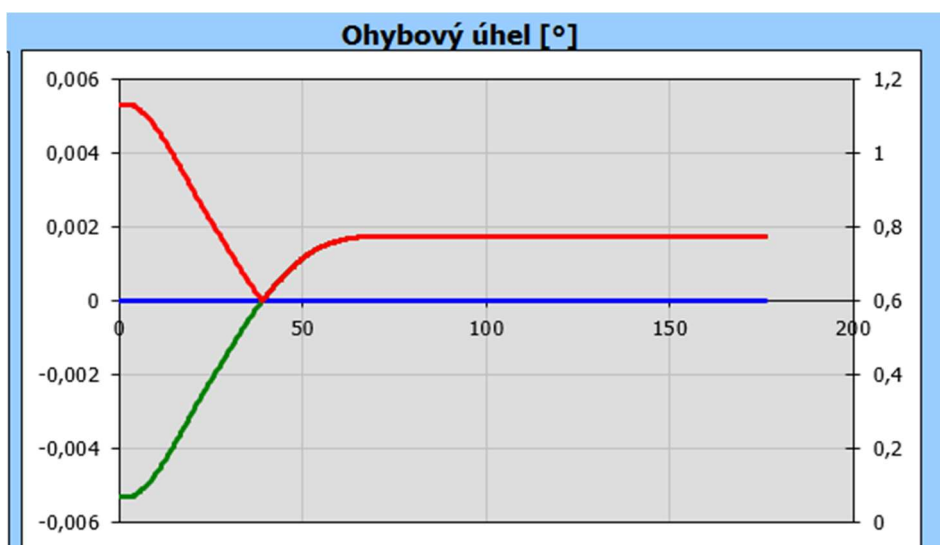
Tabulka 2 Průběh ohybových a torzních parametrů podél hřídele

x [mm]	0	28	118,2	124	130,5	150,5	170,5	241,8
y_c [mm]	0,02121	0,01523	0	0,00045	0,00095	0,00208	0,00259	0
ϑ_c [°]	0,01232	0,01232	0,00511	0,00445	0,00392	0,00242	0,00060	0,00346
φ_c [°]	0	0	0,03452	0,03672	0,03838	0,04163	0,04163	0,041634

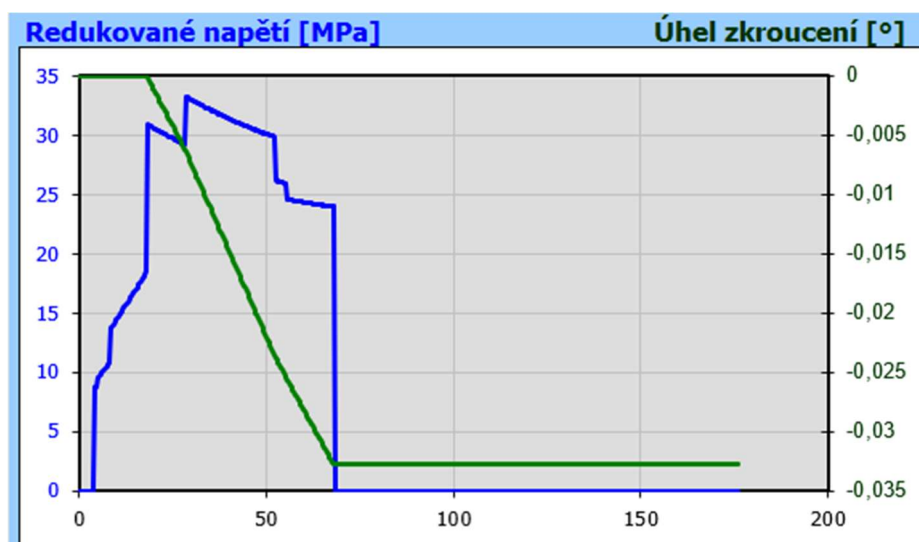
(poznámky: y_c – absolutní hodnota celkového průhybu, ϑ_c – celkové natočení průřezu, φ_c – nakroucení)



Obr. 15 Průhybová křivka, vlevo velikost průhybu (modrá – “xz“, zelená – “yz“, červená – celkový průhyb)



Obr. 16 Průběh natočení hřídele, vlevo velikost natočení (modrá – “xz“, zelená – “yz“, červená – celkové natočení)



Obr. 17 Průběh redukovaného napětí a uhlu zkroucení

Tabulka 3 Vyhodnocení ohybové a torzní tuhosti hřídele I

Deformace	Vypočtená hodnota	Dovolená hodnota	Stanovení dovolené hodnoty	Stav
y_{cmax} [mm]	0,0212	0,0412	$l_{A1B1}/3000$ $123,6/3000$	vyhovuje
y_{c1} [mm]	0,00208	0,0275	$0,01 \cdot m_{n12}$ $0,01 \cdot 2,75$	vyhovuje
$y_{cŘ}$ [mm]	0,01523	-	-	-
ϑ_{c1} [°]	0,00242	0,05	$(0,05 \div 0,117)^\circ$	vyhovuje
$\vartheta_{cŘ}$ [°]	0,01232	-	-	-
ϑ_{cA1} [°]	0,0051	0,03	-	vyhovuje
ϑ_{cB1} [°]	0,0035	0,03	-	vyhovuje
φ_c [°]	0,0416	0,0	$0,25^\circ/m \cdot l$ $0,25 \cdot 0,1225$	nevyhovuje

(poznámky: y_{cmax} – maximální hodnota celkového průhybu, y_{c1} , $y_{cŘ}$ – průhyb hřídele pod pastorkem a řemenici, ϑ_{c1} , $\vartheta_{cŘ}$ – natočení průřezu hřídele pod pastorkem a řemenici, ϑ_{cA1} , ϑ_{cB} - natočení průřezu hřídele pod ložisky A_1 a B_1 , φ_c – nakroucení hřídele)

Dle vyhodnocovací tabulky hřídel I splňuje všechny dovolené hodnoty průhybu a natočení. Pro hnanou řemenici nejsou známy dovolené hodnoty. Podmínka nakroucení není splněná.

Únava

Hřídel je namáhán kombinací souměrně střídavého prostorového ohybu a stálého krutu. Výrazný vliv na únavovou pevnost mají konstrukční vruby, pro vstupní hřídel jsou to drážka pro pero a zápichy. Kontrola dynamické pevnosti byla provedena v softwaru “MITCalc”.

3.0 Vrubby a zápichy na hřídeli

3.1 Mez pevnosti v tahu (S_u, R_m) 950,0 [MPa]

3.2 Koeficient citlivosti materiálu (q) 0,6

3.3 A. Průchozí díra

X[mm]	d[mm]	β_c	β_b	β_t
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

3.4 B. Zápich

X[mm]	d[mm]	r[mm]	β_c	β_b	β_t
5,00	40,00	1,20	1,00	1,00	1,00
5,00	38,00	1,20	2,00	1,91	1,48
83,00	39,00	2,50	1,00	1,00	1,00

3.5 C. Obecný vrub

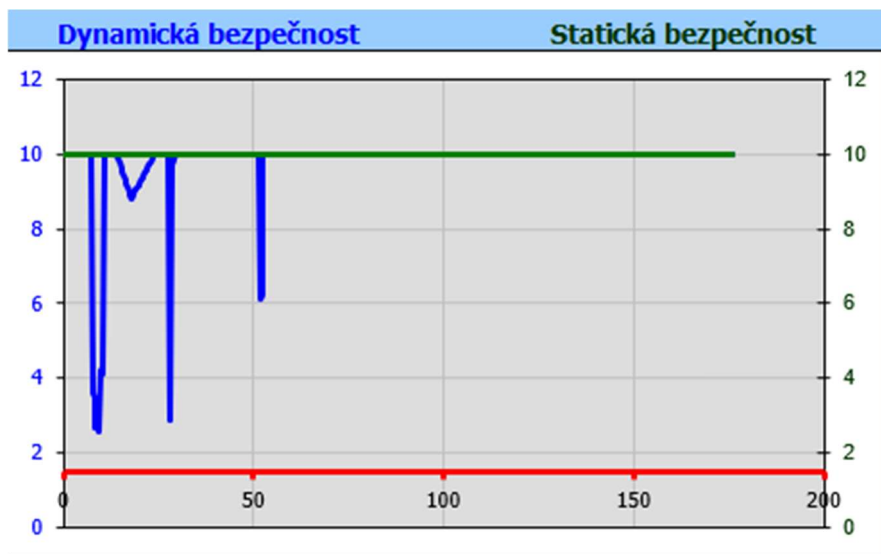
X[mm]	b[mm]	β_c	β_b	β_t
170,00	32,00	2,14	2,14	2,05
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

3.6 D. Zaoblení mezi válcovými úseky hřídele

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β_c	1,82	3,99	3,99	3,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Obr. 18 Schéma zadávání parametrů vrubů a odhad součinitelů (viz přílohy)

x [mm]	0	28	118,2	124	130,5	150,5	170,5	241,8
k_d [–]	10	10	10	9,94	5,35	10	5,711	10



Obr. 19 Průběh koeficientu dynamické bezpečnosti

Z průběhu jsou nejvíc nebezpečnými místy levý okraj pastorku, ale levý okraj má hodnotu dynamické bezpečnosti více minimální $k_d = 1,8$ (pro nepřesný výpočet) a minimální dynamickou bezpečnost $SF_D = 2,56$. Lze konstatovat, že vstupní hřídel splňuje kontrolu na únavu.

Modální analýza

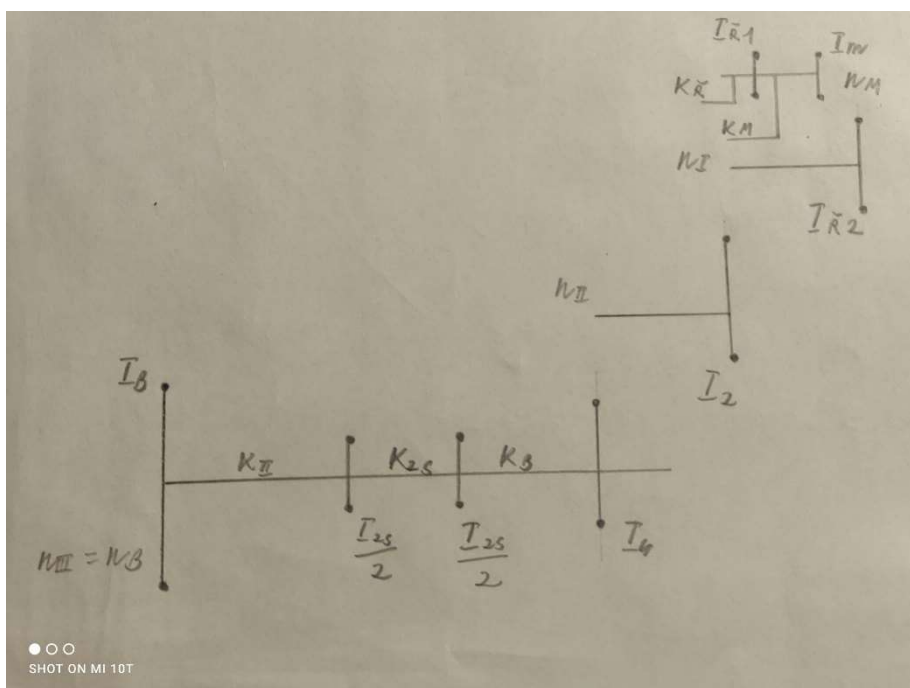
Cílem analýzy je zjištění vlastních frekvencí f_i pohonu s n členy a kontrola, že jsou mimo budící frekvence $f_b = 15 \pm 3$ Hz, při které může dojít k rezonanci a havárii pohonu. Pohon je řešen jako torzní kmitající soustava – rotující kotouče pospojované torzními pružinami. Platí následující zjednodušení:

- malé hmotnostní momenty zanedbáváme (např. pastorky a hřídele)
- pracujeme pouze v úsecích, na kterých je přenášén krouticí moment
- velké tuhosti považovat za nekonečné

Popis soustavy

Tabulka 4 Torzní soustava před redukcí a zjednodušení

Momenty setrvačnosti [kgm^2]		Převod i [–]	Torzní tuhosti [Nm/rad]	
motor	$I_M = 0,2$	1	hřídel motoru	$k_M = 689\,170,29$
řemenice 1	$I_{\check{R}1} = 0,06495$		řemen	$k_{\check{R}} = 2033,52$
řemenice 2	$I_{\check{R}2} = 0,46114$	1,8	vstupní hřídel	$k_I = 489\,595,034$
ozubené kolo 2	$I_2 = 0,082825$	7,4645	předlohový hřídel	$k_{II} = 4\,160\,249,52$
ozubené kolo 4	$I_4 = 0,18$		výstupní hřídel	$k_{III} = 3\,200\,388,5$
řetězec 1	$I_{\check{r}et/2} = 0,0904$		řetězec	$k_{\check{r}et} = 53\,198\,440,52$
řetězec 2	$I_{\check{r}et/2} = 0,0904$		hřídel bubnu	$k_B = 1\,376\,571,22$
buben	$I_B = 45$			



Obrázek 24: Náhradní torzní soustava před redukcí

Pro zjednodušení soustavy byly sečtený sousední členy I_M a $I_{\check{R}1}$, $I_{ZS/2}$ a $I_{ZS/2}$. Tuhosti k_M a $k_{\check{R}}$, k_{III} a k_{ZS} byly nahrazený odpovídajícími tuhostmi při sériové kombinace:

$$I_{M\check{R}} = I_M + I_{\check{R}1} = 0,2 + 0,06495 = 0,26495$$

$$I_{ZS} = 2 \cdot \frac{I_{ZS}}{2} = 0,1808$$

$$\frac{1}{k_{M\ddot{R}}} = \frac{1}{k_M} + \frac{1}{k_{\ddot{R}}} \Rightarrow k_{M\ddot{R}} = \frac{k_M \cdot k_{\ddot{R}}}{k_M + k_{\ddot{R}}} = \frac{689\,170,29 \cdot 2033,52}{689\,170,29 + 2033,52} = 2027,54 \text{ Nm/rad}$$

$$\frac{1}{k_{ZSIII}} = \frac{1}{k_{ZS}} + \frac{1}{k_{III}} \Rightarrow k_{ZSIII} = \frac{k_{ZS} \cdot k_{III}}{k_{ZS} + k_{III}} = \frac{53\,198\,440,52 \cdot 3\,200\,388,5}{53\,198\,440,52 + 3\,200\,388,5} = 3\,018\,780,35 \text{ Nm/rad}$$

Tabulka 5 Torzní soustava před redukcí ale zjednodušená do 6-ti členů

Momenty setrvačnosti [kgm^2]		Převod i [–]	Torzní tuhosti [Nm/rad]	
motor+ řemenice 1	$I_{M\ddot{R}} = 0,26495$	1	rotor+řemen	$k_{M\ddot{R}} = 2027,54$
řemenice 2	$I_{\ddot{R}2} = 0,46114$	1,8	vstupní hřídel	$k_I = 489\,595,034$
ozubené kolo 2	$I_2 = 0,082825$	7,4645	předlokový hřídel	$k_{II} = 4\,160\,249,52$
ozubené kolo 4	$I_4 = 0,18$	27,11	spojka+hřídel III	$k_{ZSIII} = 3\,018\,780$
spojka	$I_{ZS} = 0,1808$		hřídel bubnu	$k_B = 1\,376\,571,22$
buben	$I_B = 45$			

Redukce soustavy a výsledky modální analýzy

Tabulka 6 Torzní soustava po redukcí na hřídel motoru

Redukované momenty setrvačnosti [kgm^2]		Redukované torzní tuhosti [Nm/rad]	
motor+ řemenice 1	$I_{M\ddot{R}} = 0,26495$	rotor+řemen	$k_{M\ddot{R}} = 2027,54$
řemenice 2	$I_{\ddot{R}2} = 0,142372$	vstupní hřídel	$k_I = 151\,110$
ozubené kolo 2	$I_2 = 0,001487$	předlokový hřídel	$k_{II} = 74\,665,1$
ozubené kolo 4	$I_4 = 0,000245$	řetěz+hřídel III	$k_{ZSIII} = 4107,45$
řetěz	$I_{ZS} = 0,000246$	hřídel bubnu	$k_B = 1873,02$
buben	$I_B = 0,061226$		

S využitím pomocného souboru “all_Dynamická analýza” byla odhadnutá jedná z šesti vlastní frekvence $f = 13,87 \text{ Hz}$. Zjištěná frekvence je v oblasti budících frekvencí a musíme uvažovat vznik rezonančních jevů.

Výsledek

Podle zadaných parametrů a požadavků byl navržen pohon s kuželočelní převodovkou. Byly provedeny výpočty pro návrh elektromotoru, řemenného převodu, řetězového převodu, ozubených kol, ložisek, hřídelů atd. Zároveň byly provedeny požadované kontrolní výpočty. Hlavní chybou při návrhu převodovky je válcový konec výstupního hřídele, na který je nasazená řetězové kolo pro přenos krouticího momentu na buben. Zvolené spojení pomocí pera je nevyhovující z hlediska kontroly spojů, řešením je změna na drážkování. Ve statické pevnosti vstupního hřídele je nevyhovující celkové zkroucení, dynamická pevnost je splněná. Další nevýhodou pohonu je jeho vlastní frekvence, která je v intervalu nebezpečných hodnot a při provozu možný vznik havárie.