



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu stavební míchačky

Design of Driving for Concrete Mixer

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.

Michael Dvořák

Praha 2016

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu stavební míchačky“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kříčky, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 08. 06. 2016

Michael Dvořák

Podpis

Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Jaroslavu Kříčkovi, Ph.D. za odborné vedení, za pomoc a rady při zpracování této práce.

Anotační list

- Jméno autora: ***Michael Dvořák***
- Název BP: *Návrh pohonu stavební míchačky*
- Anglický název: Design of Driving for Concrete Mixer
- Rok: 2016
- Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
- Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový
- Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*
- Vedoucí BP: *Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.*
- Konzultant: *Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.*
- Bibliografické údaje: počet stran 55
počet obrázků 27
počet tabulek 8
počet příloh 5
- Klíčová slova: převodový poměr, modul ozubení, hřídel, silové poměry, bezpečnost
- Keywords: gear ratio, tooth system module, shaft, force conditions, safety
- Anotace: Cílem této bakalářské práce bylo vytvořit „Návrh pohonu stavební míchačky“. Práce obsahuje řešení dané problematiky. Poté byl proveden výpočet převodového poměru, rozměry ozubení a modulů. Následně byly řešeny silové poměry na jednotlivých hřídelích. Na konci práce je řešena statická i dynamická bezpečnost. K této práci byl vytvořen 3D model dvoustupňové převodovky a stavební míchačky včetně výkresové dokumentace převodovky.
- Abstract: The object of this bachelor work was to create „Design of driving for concrete mixer“. This theses contains searches the issue. After that was calculations of gear ratio, dimensions of tooth system and modules. Then was solved force conditions on individual shafts. At the end of this work was solved static and dynamic safety. With this work was created 3D model of two-speed transmission and concrete mixer including drawings transmission.

Bibliografická citace mé práce:

DVOŘÁK, Michael. *Návrh pohonu stavební míchačky*. Praha: České vysoké učení technické, Fakulta strojní, 2016. 55 stránek. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.

Obsah

1 Úvod	1
2 Rešerše dané problematiky	2
2.1 Typy stavebních míchaček	2
2.1.1 Spádové míchačky	2
2.1.2 Míchačky s nuceným oběhem	3
2.1.3 Kontinuální míchačky	4
2.1.4 Stroje na dopravu betonových směsí	4
2.2 Údržba stavebních míchaček	5
3 Návrh hlavních rozměrů	6
3.1 Návrh elektromotoru	6
3.2 Výpočet převodového poměru	7
3.3 Návrh počtu zubů	7
3.4 Výpočet krouticích momentů	8
3.5 Otáčky na jednotlivých hřídelích	8
3.6 Návrh velikosti spojky	8
3.7 Stanovení materiálů ozubených kol	9
3.8 Stanovení velikosti modulů ozubených kol	10
3.9 Výpočet osových vzdáleností	11
3.9.1 Korekce osových vzdáleností	11
3.10 Výpočet rozměrů ozubených kol	12
3.10.1 Šířka ozubených kol, pastorku	12
3.11 Návrh průměrů konců hřídelů	13
4 Silové poměry	14
4.1 Výpočet sil působících na ozubená kola	14
4.2 Výpočet reakcí v pravotočivém smyslu otáčení	15
4.2.1 Reakce na hřídeli I	15
4.2.2 Reakce na hřídeli II	17

4.2.3	Reakce na hřídeli III	19
4.3	Výpočet reakcí v levotočivém smyslu otáčení	21
4.4	Výsledné shrnutí reakcí v ložiskách	22
4.4.1	Reakce ložisek v pravotočivém smyslu otáčení	22
4.4.2	Reakce ložisek v levotočivém smyslu otáčení	22
4.4.3	Výběr maximálních sil působících v ložiskách	22
5	Návrh ložisek	23
5.1	Návrh ložisek A, B (I. hřídel)	23
5.1.1	Výpočet celkové radiální a axiální síly	23
5.1.2	Návrh ložiska A	23
5.1.3	Návrh ložiska B	24
5.2	Návrh ložisek C, D (II. hřídel)	24
5.2.1	Výpočet celkové radiální a axiální síly	24
5.2.2	Návrh ložiska C	25
5.2.3	Návrh ložiska D	25
5.3	Návrh ložisek E, F (III. hřídel)	26
5.3.1	Výpočet celkové radiální a axiální síly	26
5.3.2	Návrh ložiska E	26
5.3.3	Návrh ložiska F	27
5.4	Shrnutí návrhů ložisek	28
6	Návrh řemene a řemenic	29
7	Návrh per pro spojení náboje s hřídelem	29
7.1	Pero pro hřídel I	29
7.2	Pero pro hřídel II	29
7.3	Pero pro hřídel III	30
8	Statická bezpečnost	31
8.1	Kontrola hřídele I na ohyb a na krut	31
8.2	Kontrola hřídele II na ohyb a na krut	31

8.3 Kontrola hřídele III na ohyb a na krut	32
9 Dynamická bezpečnost	33
9.1 Únavová pevnost II. hřídele	33
9.1.1 Kontrola v místě drážky pro pero (A)	33
9.1.2 Výsledná dynamická bezpečnost	34
9.1.3 Kontrola v místě osazení (B)	34
9.1.4 Výsledná dynamická bezpečnost	35
9.2 Torzní tuhost II. hřídele	35
9.2.1 Výpočet kvadratických momentů	35
9.2.2 Výpočet úhlů nakroucení	36
10 Návrh stavební míchačky s pohonem	37
11 Závěr	38
12 Seznam použité literatury	39
13 Seznam symbolů a jednotek	40
14 Přílohy	44

1 Úvod

V dnešní době se ve strojírenství nelze obejít bez převodového mechanismu, ať už to jsou obráběcí stroje, dopravníky, automobily a jiné. Existuje velice široké spektrum typů převodovek například jednostupňové, vícestupňové, s konstantním převodem, řaditelné a další. Tento mechanismus slouží ke zvýšení či snížení výsledných otáček a dochází i ke změnám krouticích momentů. Je důležité vybrat správný typ převodovky, aby dané zařízení mohlo pracovat v plném rozsahu, aby docházelo k co nejmenším ztrátám. Výpočet a konstrukce převodového mechanismu patří k časově náročným úkolům. V současnosti jsou dostupné komerční výpočtové programy, které řeší převody mechanismů, průhyby hřídelů a tak dále.

V této bakalářské práci je proveden podrobný návrh převodového mechanismu. Dále je provedena výkresová dokumentace navržené dvoustupňové převodovky.

2 Rešerše dané problematiky

2.1 Typy stavebních míchaček

2.1.1 Spádové míchačky

Spádové míchačky jsou převážně bubnové a jejich největší rozdíl oproti ostatním je ve způsobu vyprazdňování. Vyklápění se provede překlopením míchačky nebo popřípadě zpětným chodem. Míchání směsi se provádí otáčením bubnu, ve kterém jsou umístěny ve většině případů lopatky. Otáčky bubnu jsou pomalé okolo 25-30 otáček za minutu. Přenos síly motoru na buben je většinou prováděno pomocí kovových převodů a zubového věnce okolo bubnu. Důležitá je přesná poloha bubnu z důvodu nalepování směsi na spod bubnu či lopatky, kde dochází ke tvoření chuchvalců, které jsou nežádoucí z důvodu zmenšování objemu výsledného betonu. V dnešní době se vyrábějí spádové míchačky, které jsou napájeny ze sítě 240 V, což lze využít tam, kde není dostupnost 3-fázové sítě na 400V. [4]



Obr. 1: Stavební míchačka HECHT 2180 [5]

Technické parametry spádové míchačky HECHT 2180:

Elektrické napájení: 230/50 V/Hz

Hmotnost: 71 kg

Maximální objem mokré směsi: 135 l

Maximální objem suché směsi: 110 l

Objem bubnu: 180 l

Příkon: 800 W

Typ pohonu: Elektrický motor

[5]

2.1.2 Míchačky s nuceným oběhem

Tento typ míchaček můžeme rozdělit na dva typy horizontální či vertikální. Vertikální míchačky jsou méně typické, existují například dvouhřídelové nebo jednohřídelové. [4] Principem fungování horizontálních míchaček jsou míchající ramena rotující vysokou rychlostí kolem vnitřní osy míchací nádrže, která se nepohybuje. Samotné míchání je prováděno rameny, která zároveň zajišťují stírání směsi z boku, ale i celého dna míchací nádoby. Ramena jsou nastavitelná jak výškově tak do stran. Podle druhu míchaných směsí je možno míchačku vybavit více druhy lopatek. Dále existují vylepšená provedení jako například tzv. virgl, což znamená, že do míchacího prostoru jsou uložena další dvě menší ramena, která se otáčejí protisměru a tím zlepšují promíchávání. Hlavní výhodou tohoto zařízení je, že dochází k dokonalému promíchání směsi za mnohem kratší čas, než je tomu u klasických bubnových míchaček (4-5krát rychleji). [6]



Obr. 2: Míchačka s nuceným oběhem M180 [6]

Technické parametry míchačky s nuceným oběhem M180:

Objem nádrže: 233 l

Maximální užitný objem: 148 l

Výkon elektromotoru: 2,2 kW

Požadované napětí: 400 V

Otáčky míchadla: 47 [ot/min]

Hmotnost: 202 kg

[6]

2.1.3 Kontinuální míchačky

Patří mezi zvláštní druhy stavebních míchaček, jejich konstrukce je nejčastěji bubnová nebo dvouhřídelová. Kontinuálnost zde znamená to, že do násypky míchačky je nepřetržitě přidáván (např. pro přípravu betonu) písek, cement, voda, kde plynule propadává k podávacím lopatkám. Na lopatky navazuje přihrnovací šnek, který směs dopravuje do míchacího prostoru. Poté nám z míchacího prostoru vypadává připravená směs k aplikaci. Míchačka je poháněna elektromotorem, případně může být vybavena frekvenčním měničem pro regulaci výkonu. Hlavní výhodou těchto míchaček je jejich rychlost, nejsou žádné ztráty a jednoduché pro obsluhu. [7]

Technické parametry kontinuální míchačky KM 40:

Technický výkon: 40 [dm³/h]

Jmenovitý příkon: 5,5 kW

Napájecí soustava: 380 V

Tlak vody v přívodním potrubí: 0,35 Mpa

Hmotnost: 271 kg

[7]



Obr. 3: Kontinuální míchačka KM 40 [7]

2.1.4 Stroje na dopravu betonových směsí

Hlavním praktickým přínosem těchto strojů je, že transportují betonové směsi. Tímto způsobem usnadňuje a ulehčuje fyzickou práci například při betonování základových desek, ztraceného bednění a jiné. Přeprava betonu je zajištěna pomocí přetlaku vzduchu. Využívají se dva druhy dopravy zvlhlého betonu. První typem strojů jsou tzv. Mixokrety, které využívají tlak vzduchu vytvořený kompresorem, který transportuje navlhlý beton z míchací nádoby Mixokret do požadovaného místa pomocí hadic. Druhý typ je pomocí pístového čerpadla. Tento typ strojů umožňuje dovést tekoucí beton v domíchávacích. Tato zařízení se obecně nazývají stabilní betonpumpy. [8]



Obr. 4: Dopravník betonových směsí Putzmeister P718 [8]

Technické parametry dopravníku Putzmeister P718:

Přepravené množství materiálu: 4-17 m³/hod

Objem násypky: 290 l

Hmotnost: 2 400 kg

Maximální tlak: 70 bar

[8]

2.2 Údržba stavebních míchaček

Zásadní pro delší životnost míchaček je umytí ihned po práci. Špatnou variantou řešení je zaschlý beton či maltu odstranit mechanicky například gumovou palicí, dochází k poškozování ložisek a následně porušení správného chodu míchačky. Další důležitou součástí je kryt elektromotoru, kde je zespoda chladicí otvor pro nasávání vzduchu a aby se správně chladil, nesmí se tento otvor ucpávat. Dále je zapotřebí dodržovat u míchaček na 400 V směr otáčení bubny. Točí-li se lopatky opačným směrem, než kterým jsou určeny, směs nebude správně promíchávána. [11]

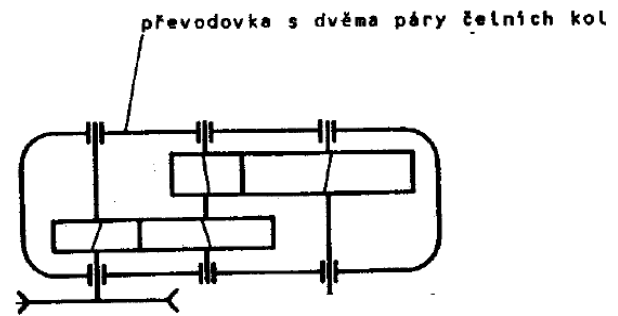
3 Návrh hlavních rozměrů

Vstupní parametry stavební míchačky:

$$n_b = 27 \text{ min}^{-1}$$

$$D_b = 700 \text{ mm}$$

$$P_b = 650 \text{ W}$$



Obr. 5: Schéma dvoustupňové převodovky [2]

3.1 Návrh elektromotoru

$$\omega_b = \frac{\pi \cdot n_b}{30} = \frac{\pi \cdot 27}{30} = 2,827 \text{ s}^{-1}$$

$$v_b = \omega_b \cdot r_b = 2,827 \cdot 0,35 = 0,989 \text{ m/s}$$

- celková účinnost pohonného mechanismu

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{rem} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,884$$

- předběžný výkon hnacího elektromotoru

$$P'_m = \frac{P_b}{\eta_c} = \frac{650}{0,884} = 735,65 \text{ W}$$

P = 0,75 kW				
	Varianta č. 1	Varianta č. 2	Varianta č. 3	Varianta č. 4
Počet pólů	2p	4p	6p	8p
n_{motoru}	2855	1395	915	720
n_{bubnu}	27			
$i_{celk.} = \frac{n_{motoru}}{n_{bubnu}}$	105,741	51,667	<u>33,889</u>	<u>26,667</u>
i_{přidav.}	1,7			
$i_p = \frac{i_{celk.}}{i_{přid.}}$	62,2	30,392	<u>19,9347</u>	<u>15,6865</u>

Tab. 1: Přehled převodových poměrů

Vhodné řešení: varianta č. 3 nebo 4

-volím variantu č. 4

Vhodný elektromotor s parametry:

Typová řada: AL100M-8

Velikost (osová výška): 100 mm

Výkon: 0,75 kW

Otáčky: 720 min⁻¹

Počet pólů: Osmipólový

Napětí: 400 / 690V 50Hz

Krytí: IP 55

Pro teplotu okolí: od -20°C do + 40°C

Třída izolace: F

Pro nadmořskou výšku: do 1000 m

Pro trvalé zatížení: S1

[12]



Obr. 5: Elektromotor AL100M-8 [12]

3.2 Výpočet převodového poměru

- celkový převodový poměr

$$i_c = \frac{n_m}{n_b} = \frac{720}{27} = 26,667$$

- převodový poměr převodovky

$$i_p = \frac{i_c}{i_{př.}} = \frac{26,667}{1,7} = 15,6865$$

$$i_p = 15,6865 \cdot 1,04 = 16,314$$

- hodnota i_p se smí odchylovat v rozmezí $\pm 4\%$

Stanovím: $i_{12} = 4,42$ $i_{34} = 3,549$

Platí: $i_{př.} = i_{12} > i_{34}$

$$i_{př.} = i_{12} \cdot i_{34} = 4,42 \cdot 3,549 = 15,6865$$

3.3 Návrh počtu zubů

$$\text{volím } z_1 = 21; \quad i_{12} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = 92,82 \Rightarrow 93$$

$$\text{volím } z_3 = 19; \quad i_{34} = \frac{z_4}{z_3} \Rightarrow z_4 = 67,431 \Rightarrow 67$$

Výpočet převodu pomocí počtu zubů

$$i_{př} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{93}{21} \cdot \frac{67}{19} = 15,6165$$

Požadovaný poměr

$$i_{př} = 15,6865 \Rightarrow \text{tolerance } \pm 4\% \Rightarrow \text{tj. } \pm 0,6266 \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

3.4 Výpočet krouticích momentů

$$M_{KM} = \frac{P_M}{\omega_M} = \frac{P_M \cdot 30}{\pi \cdot n_m} = \frac{750 \cdot 30}{\pi \cdot 720} = 9,94718 Nm$$

Krouticí momenty na jednotlivých hřídelích

$$M_{KI} = 2 \cdot M_{KM} \cdot \eta_f = 2 \cdot 9\,947,18 \cdot 0,92 = 19\,496,473 Nmm$$

$$M_{KII} = M_{KI} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} = 19\,496,473 \cdot 4,42 \cdot 0,98 = 84\,450,922 Nmm$$

$$M_{KIII} = M_{KII} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34} = 84\,450,922 \cdot 3,5549 \cdot 0,98 = 288\,839,042 Nmm$$

3.5 Otáčky na jednotlivých hřídelích

$$n_I = \frac{n_M}{2} = 360 [1/\text{min}]$$

$$n_{II} = n_I \cdot \frac{z_1}{z_2} = 360 \cdot \frac{21}{103} = 73,4 [1/\text{min}]$$

$$n_{III} = n_{II} \cdot \frac{z_3}{z_4} = 81,29 \cdot \frac{19}{60} = 23,24 [1/\text{min}]$$

3.6 Návrh velikosti spojky

-volím hodnotu provozního součinitele $k = 1,5$

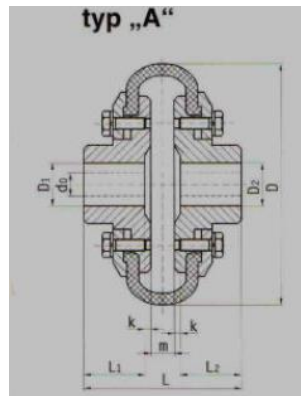
$$M_{KV} = 1,5 \cdot M_{KIII} \leq M_{k_{jmen}} = 1,5 \cdot 288\,839,042 = 433\,258,563 Nmm$$

Volím pružnou spojku typu A-05, kde $M_{k_{jmen}}$ je rovno 618 000 Nmm, což vyhovuje



Velikost	D	M_t kN.m	n_{max} 1/min	D_1, D_2 max	L_1, L_2	L	$d_0^{(1)}$	m	k	I kg.m ²	Hmotnost kg
A-01	125	0,062	3000	28	42	95	-	11	-	0,003	2,8
A-02	160	0,123	3000	35	58	130	-	14	-	0,010	5,6
A-03	178	0,069	3000	35	80	190	-	10	10	0,015	8,3
A-04	200	0,245	2500	45	82	184	-	20	-	0,031	12,2
A-05	250	0,618	2000	60	105	230	-	20	-	0,085	22,5

Tab. 2: Pružné spojky s pryžovou obručí typu „A“ [9]



Obr. 6: Pružná spojka typu „A“ [9]

3.7 Stanovení materiálů ozubených kol

Volím pro všechna kola stejný materiál:

Pastorek 1 12 020

Kolo 1 12 020

Pastorek 2..... 12 020

Kolo 2 12 020

Ozubená kola cementována a kalena (12 020), tvrdost boků zubů $V_{HV} > 650-720$ HV

Označení ČSN	Způsob tepelného nebo chemicko-tepelného zpracování pastorku - kola	Tvrdost		Mez únavy (bázová hodnota)	
		v jádře zubu J_{HV}	na boku zubu V_{HV}	v ohybu σ_{Flimb}^0 [MPa]	v dotyku σ_{Hlimb}^0 [MPa]
12 051	povrchově kaleno po boku	200	600 - 675	390	1140
14 140		250	600 - 675	450	1140
15 241		315	600 - 675	528	1160
15 241	povrchově kaleno mezerově	315	600 - 675	705	1160
16 343		300	600 - 675	705	1160
13 242	nitridováno	250	550	580	930
15 230		250	800	705	1180
15 330		250	800	705	1180
16 343		300	750	730	1180
14 140	nitrocementováno a kaleno	485	615 - 700	740	1288
12 010	cementováno a kaleno	135	650 - 720	500	1210
12 020		150	650 - 720	500	1210
14 220		250	650 - 720	700	1270
14 223		285	650 - 720	700	1270

Tab. 3: Materiály ozubených kol [2]

3.8 Stanovení velikosti modulů ozubených kol

- předběžný návrh modulů podle "Bacha" - z dovoleného namáhání zubu na ohyb

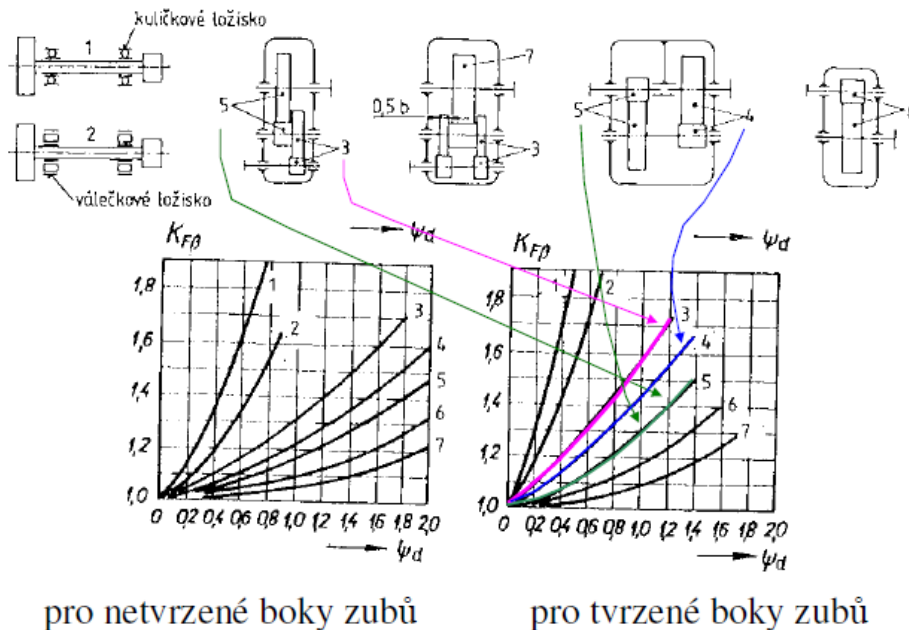
Volím $f_p = 18$

$$K_A = 1$$

$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,5 = 1,5$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimbl} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\psi_m = \left(\frac{b_{WF}}{m_n} \right) = 20$$



Obr. 7: Diagram pro součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce [2]

Výpočet modulů:

$$m_{n12} = f_p \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{KI}}{\left(\frac{b_{WF}}{m_n}\right) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 19,4964}{20 \cdot 21 \cdot 300}} = 1,1062 \Rightarrow 1 \text{ mm}$$

$$m_{n34} = f_p \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{KII}}{\left(\frac{b_{WF}}{m_n}\right) \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 84,45}{20 \cdot 19 \cdot 300}} = 1,8644 \Rightarrow 2 \text{ mm}$$

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

Pozn.: Moduly podtržené jsou přednostní

Tab. 4: Normalizované moduly dle ČSN 01 4608 [2]

3.9 Výpočet osových vzdáleností

Volím úhel skonu zubu na roztečném válci, volí se dle ČSN 01 4610

- pro první soukolí $\beta_{12} = 10^\circ$

- pro druhé soukolí $\beta_{34} = 8^\circ$

$$a_{12} = \frac{m_{12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_{12}} = \frac{1 \cdot (21 + 93)}{2 \cdot \cos 10^\circ} = 57,879 \text{ mm}$$

$$a_{34} = \frac{m_{34} \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos \beta_{34}} = \frac{2 \cdot (19 + 67)}{2 \cdot \cos 8^\circ} = 86,845 \text{ mm}$$

Porovnáváme námi vypočítanou osovou vzdálenost a_{12} (a_{34}) s normalizovanou osovou vzdáleností označenou $a_{tw12\text{ČSN}}$ ($a_{tw34\text{ČSN}}$), které bychom chtěli dosáhnout. Číselný rozdíl mezi vypočítanou osovou vzdáleností a normalizovanou osovou vzdáleností nesmí být větší než 30 procent velikosti modulu.

$$\Delta = |a_{12} - a_{tw\text{ČSN}}| \leq 0,3 \cdot m_{12}$$

Pokud není tato podmínka splněna, musíme: **zvýšit/snížit počet zubů a přepočítat**

1. řada	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400 atd.
2. řada			71	90	112	140	180	224	280	355	450 atd.

Tab. 5: Osové vzdálenosti dle ČSN 03 1014 [2]

3.9.1 Korekce osových vzdáleností

Postupným řešením jsem zjistil, že nejvhodnějším řešením je přepočítat zuby tak, že přidám **z_1+10 zubů** a odečtu **z_3-7 zubů**, poté vypočítám osové vzdálenosti.

$$a_{12} = \frac{m_{12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_{12}} = \frac{1 \cdot (21 + 103)}{2 \cdot \cos 10^\circ} = 62,956 \text{ mm}$$

$$a_{34} = \frac{m_{12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_{12}} = \frac{2 \cdot (19 + 60)}{2 \cdot \cos 8^\circ} = 79,776 \text{ mm}$$

- musí platit podmínka:

$$\Delta_{12} = |a_{12} - a_{twCSN}| \leq 0,3 \cdot m_{12}$$

$$\Delta_{34} = |a_{34} - a_{twCSN}| \leq 0,3 \cdot m_{34}$$

$$\Delta_{12} = |62,956 - 70| \leq 0,3 \cdot 1$$

$$\Delta_{34} = |79,776 - 80| \leq 0,3 \cdot 2$$

$$\Delta_{12} = 0,044 \leq 0,3$$

$$\Delta_{34} = 0,224 \leq 0,6$$

podmínka splněna pro oba případy

- převodový poměr:

$$i_{př} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{93}{21} \cdot \frac{67}{19} = 15,6165$$

Po korekci osových vzdáleností:

$$i_{př} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{103}{21} \cdot \frac{60}{19} = 15,4887 \quad \text{Splněno}$$

3.10 Výpočet rozměrů ozubených kol

Viz. Příloha 1, 2

3.10.1 Šířka ozubených kol, pastorku

$$b_2 = m_{12} \cdot \psi_m = 1 \cdot 20 = 20 \text{ mm}$$

$$b_1 = b_2 + m_{12} = 20 + 1 = 21 \text{ mm}$$

$$b_4 = m_{34} \cdot \psi_m = 2 \cdot 20 = 40 \text{ mm}$$

$$b_3 = b_4 + m_{34} = 40 + 2 = 42 \text{ mm}$$

3.11 Návrh průměrů konců hřídelů

Dovolené napětí ve smyku τ_D se volí pro

I. hřídel $\tau_{DI} = 25 \text{ Nmm}^{-2}$

II. hřídel $\tau_{DII} = 35 \text{ Nmm}^{-2}$

III. hřídel $\tau_{DIII} = 50 \text{ Nmm}^{-2}$

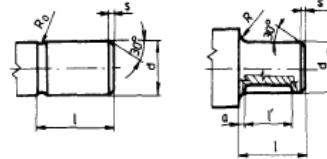
$$d_I = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{KI}}{\pi \cdot \tau_{DI}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 19496,473}{\pi \cdot 25}} = 15,837 \text{ mm} \Rightarrow 16 \text{ mm}$$

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{KII}}{\pi \cdot \tau_{DII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 84450,922}{\pi \cdot 35}} = 23,076 \text{ mm} \Rightarrow 24 \text{ mm}$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{KIII}}{\pi \cdot \tau_{DIII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 288839,042}{\pi \cdot 50}} = 30,87 \text{ mm} \Rightarrow 32 \text{ mm}$$

- volím normalizované průměry podle Tab. 6

VÁLCOVÉ KONCE HŘÍDELŮ



Výběr z ČSN 01 4990
Účinnost od 1. 8. 1988

Rozměry v mm

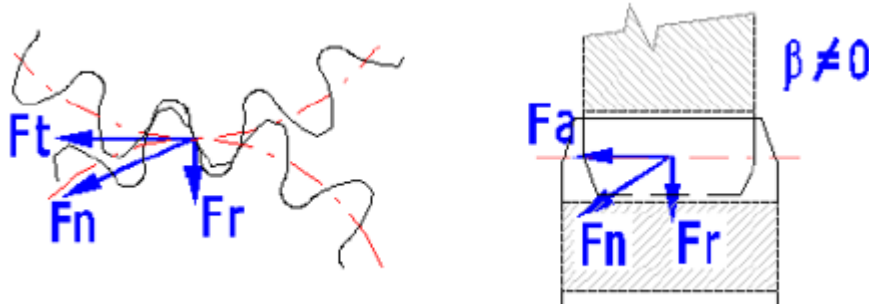
Průměr d		Toleranční pole	Délka l		s	R ['])
Řada 1	Řada 2		dlouhá	krátká		
6		js6	16		0,25	0,6
7						
8			20		0,6	1,0
9			23	20		
10			30	25		
12			40	28	1,0	1,6
14						
16			50	36		
18	19					
20			60	42	2,5	
22	24					
25		80	58			
28						
30		k6				
32						
35	38					

Tab. 6: Normalizované konce hřídelů [1]



4 Silové poměry

4.1 Výpočet sil působících na ozubená kola



Obr. 8: Rozložení spojitého zatížení v ozubení [2]

Síly působící z pastorku 1 na kolo 2:

$$\text{Tečná síla: } F_{t12} = \frac{2 \cdot M_{KI}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 19\,496,47}{23,411} = 1\,665,58 \text{ N}$$

$$\text{Axiální síla: } F_{a12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \beta_{12} = 1\,665,58 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ = 293,69 \text{ N}$$

$$\text{Radiální síla: } F_{r12} = F_{t12} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_{12}} = 1\,665,58 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 615,57 \text{ N}$$

Síly působící z pastorku 3 na kolo 4:

$$\text{Tečná síla: } F_{t34} = \frac{2 \cdot M_{KII}}{d_{w3}} = \frac{2 \cdot 84450,922}{38,481} = 4\,389,23 \text{ N}$$

$$\text{Axiální síla: } F_{a34} = F_{t34} \cdot \operatorname{tg} \beta_{34} = 4\,389,23 \cdot \operatorname{tg} 8^\circ = 616,866 \text{ N}$$

$$\text{Radiální síla: } F_{r34} = F_{t34} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_{34}} = 4\,389,23 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 8^\circ} = 1\,613,25 \text{ N}$$

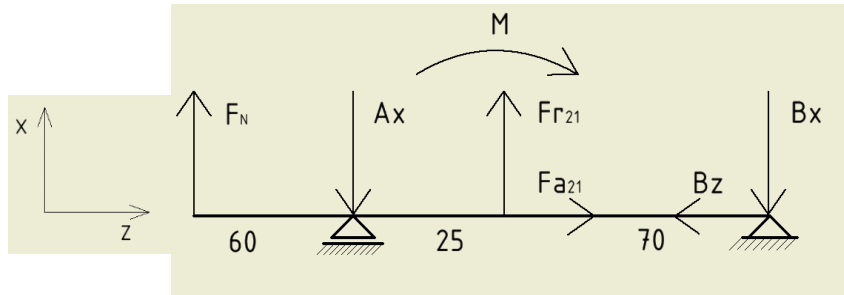
Pozn.: Pro přesnější výpočty lze přepočítat úhly na valivé úhly. Dále platí, že neuvažují ztráty v ozubení.

$$\begin{aligned} F_{t12} &\approx -F_{t21} & F_{t34} &\approx -F_{t43} \\ F_{a12} &\approx -F_{a21} & F_{a34} &\approx -F_{a43} \\ F_{r12} &\approx -F_{r21} & F_{r34} &\approx -F_{r43} \end{aligned}$$

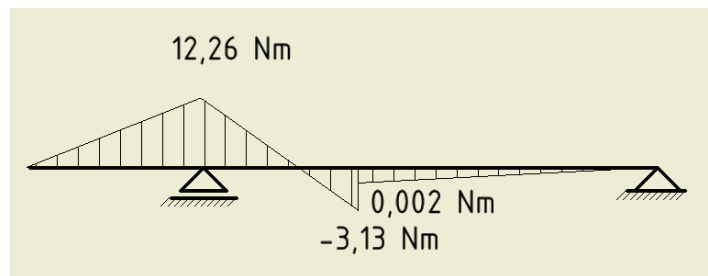
4.2 Výpočet reakcí v pravotočivém smyslu otáčení

Hřídel řeším jako staticky určitý nosník s dvěma podporami (pevná, posuvná), volím kartézský souřadnicový systém (x, y, z)

4.2.1 Reakce na hřídeli I



Obr. 9: Rovina radiálních a axiálních sil



Obr. 10: Momentové zatížení pro radiální a axiální síly

Výpočet reakcí:

$$F = \frac{2 \cdot M_{kn}}{d_{rem}} = \frac{2 \cdot 9947,18}{112} = \underline{\underline{177,628 N}}$$

$$F_N = 1,15 \cdot F = 1,15 \cdot 177,628 = \underline{\underline{204,27 N}}$$

$$M = F_{a21} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = 293,687 \cdot \frac{0,021339}{2} = \underline{\underline{3,13 Nm}}$$

$$Z: -B_z + F_{a21} = 0 \rightarrow B_z = F_{a21} = \underline{\underline{293,69 N}}$$

$$X: F_N - A_x + F_{r21} - B_x = 0 \rightarrow A_x = F_N + F_{r21} - B_x = 204,27 + 615,57 - 0,03 = \underline{\underline{819,8 N}}$$

$$M_A: -F_N \cdot 0,06 + F_{r21} \cdot 0,025 - B_x \cdot (0,07 + 0,025) - M = 0$$

$$\rightarrow B_x = \frac{-F_N \cdot 0,06 + F_{r21} \cdot 0,025 - M}{0,07 + 0,025} = \frac{-204,27 \cdot 0,06 + 615,57 \cdot 0,025 - 3,13}{0,095} = \underline{\underline{0,03 N}}$$

Výpočet momentů:

$$x \in \langle 0; 0,06 \rangle$$

$$M_0 = F_N \cdot x = 204,27 \cdot 0,06 = \underline{\underline{12,26 \text{ Nm}}}$$

$$x \in \langle 0,06; 0,085 \rangle$$

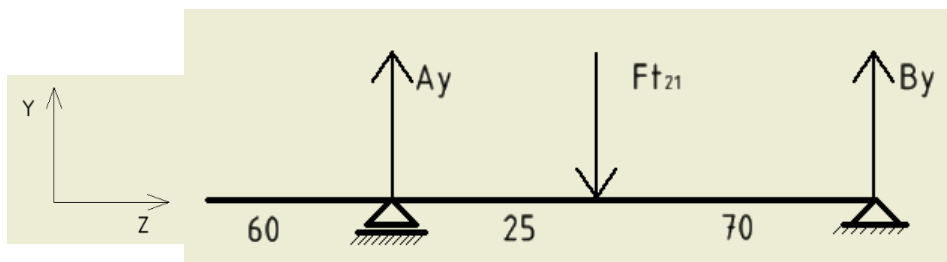
$$M_0 = F_N \cdot x - A_x \cdot (x - 0,06) = 204,27 \cdot 0,085 - 819,8 \cdot (0,085 - 0,06) = \underline{\underline{-3,13 \text{ Nm}}}$$

$$x \in \langle 0,085; 0,155 \rangle$$

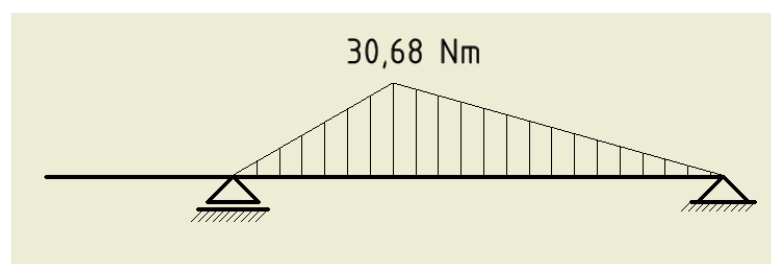
$$M_0 = F_N \cdot x - A_x \cdot (x - 0,06) + F_{r21} \cdot (x - 0,085) + M = 204,27 \cdot 0,155 - 819,8 \cdot (0,155 - 0,06) + 615,57 \cdot (0,155 - 0,085) + 3,13 \approx \underline{\underline{0 \text{ Nm}}}$$

$$\bar{x} \in \langle 0; 0,07 \rangle$$

$$M_0 = -B_x \cdot \bar{x} = -0,03 \cdot 0,07 = \underline{\underline{-2,1 \cdot 10^{-3} \text{ Nm} \approx 0 \text{ Nm}}}$$



Obr. 11: Rovina tečných sil



Obr. 12: Momentové zatížení pro tečné síly

Výpočet reakcí:

$$Y : A_y - F_{t21} + B_y = 0 \rightarrow A_y = F_{t21} - B_y = 1665,58 - 438,31 = \underline{\underline{1227,27 \text{ N}}}$$

$$M_A : -F_{t21} \cdot 0,025 + B_y \cdot (0,025 + 0,07) = 0$$

$$\rightarrow B_y = \frac{F_{t21} \cdot 0,025}{0,025 + 0,07} = \frac{1665,58 \cdot 0,025}{0,095} = \underline{\underline{438,31 \text{ N}}}$$



Výpočet momentů:

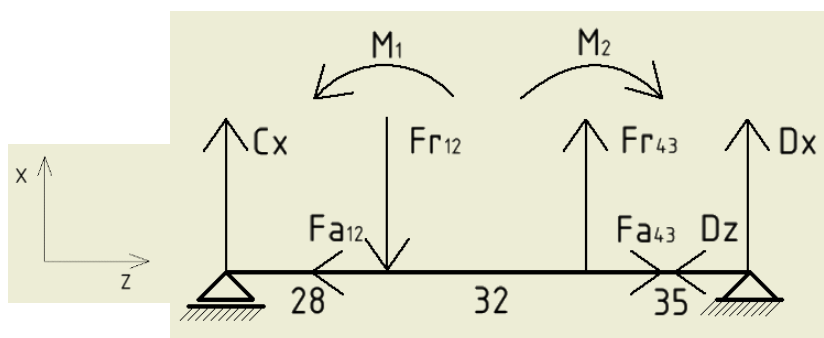
$$x \in \langle 0,06; 0,085 \rangle$$

$$M_0 = A_y \cdot (x - 0,06) = 1\,227,27 \cdot (0,085 - 0,06) = \underline{\underline{30,68 \text{ Nm}}}$$

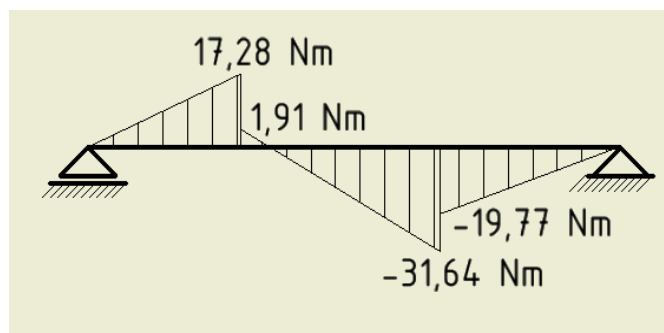
$$\bar{x} \in \langle 0; 0,07 \rangle$$

$$M_0 = B_y \cdot \bar{x} = 438,31 \cdot 0,07 = \underline{\underline{30,68 \text{ Nm}}}$$

4.2.2 Reakce na hřídeli II



Obr. 13: Rovina radiálních a axiálních sil



Obr. 14: Momentové zatížení pro radiální a axiální síly

Výpočet reakcí:

$$M_1 = F_{a12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 293,687 \cdot \frac{0,104661}{2} = \underline{\underline{15,37 Nm}}$$

$$M_2 = F_{a43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} = 616,866 \cdot \frac{0,03848}{2} = \underline{\underline{11,87 Nm}}$$

$$X : C_x - F_{r12} + F_{r43} + D_x = 0 \rightarrow D_x = +F_{r12} - F_{r43} - C_x = 1665,58 - 1613,25 - 617,16 = \underline{\underline{-564,83 N}}$$

$$Z : -D_z - F_{a12} + F_{a43} = 0 \rightarrow D_z = -F_{a12} + F_{a43} = -293,69 + 616,87 = \underline{\underline{323,2 N}}$$

$$M_D : M_1 + F_{r12} \cdot 0,067 - M_2 - F_{r43} \cdot 0,035 - C_x \cdot (0,095) = 0$$

$$\rightarrow C_x = \frac{+M_1 + F_{r12} \cdot 0,067 - M_2 - F_{r43} \cdot 0,035}{0,095} = \frac{15,37 + 1665,58 \cdot 0,067 - 11,87 - 1613,25 \cdot 0,035}{0,095} =$$

$$= \underline{\underline{617,16 N}}$$

Výpočet momentů:

$$x \in \langle 0; 0,028 \rangle$$

$$M_0 = C_x \cdot x = 617,16 \cdot 0,028 = \underline{\underline{17,28 Nm}}$$

$$x \in \langle 0,028; 0,06 \rangle$$

$$M_0 = C_x \cdot x - F_{r12} \cdot (x - 0,028) - M_1 = 617,16 \cdot 0,06 - 1665,58 \cdot (0,06 - 0,028) - 15,37 = \underline{\underline{-31,64 Nm}}$$

$$x \in \langle 0,06; 0,095 \rangle$$

$$M_0 = C_x \cdot x - F_{r12} \cdot (x - 0,028) - M_1 + F_{r43} \cdot (x - 0,06) + M_2 = 617,16 \cdot 0,095 - 1665,58 \cdot (0,095 - 0,028) - 15,37 + 1613,25 \cdot (0,095 - 0,06) + 11,87 \approx \underline{\underline{0 Nm}}$$

$$\bar{x} \in \langle 0; 0,035 \rangle$$

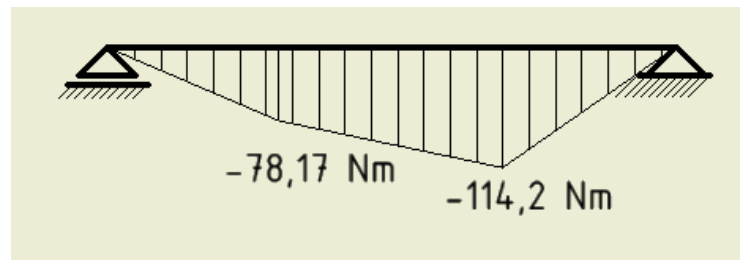
$$M_0 = D_x \cdot \bar{x} = -564,83 \cdot 0,035 = \underline{\underline{-19,77 Nm}}$$

$$\bar{x} \in \langle 0,035; 0,067 \rangle$$

$$M_0 = D_x \cdot \bar{x} + F_{r43} \cdot (\bar{x} - 0,035) - M_2 = -564,83 \cdot 0,067 + 1613,25 \cdot (0,067 - 0,035) - 11,87 = \underline{\underline{1,91 Nm}}$$



Obr. 15: Rovina tečných sil



Obr. 16: Momentové zatížení pro tečné síly

Výpočet reakcí:

$$Y: -C_y + F_{t12} + F_{t43} - D_y = 0 \rightarrow D_y = F_{t12} + F_{t43} - C_y = 1665,58 + 4389,23 - 2791,76 = \underline{\underline{3263,05 \text{ N}}}$$

$$M_D: -F_{t12} \cdot (0,035 + 0,032) - F_{t43} \cdot 0,035 + C_y \cdot 0,095 = 0$$

$$\rightarrow C_y = \frac{F_{t12} \cdot 0,067 + F_{t43} \cdot 0,035}{0,095} = \frac{1665,58 \cdot 0,067 + 4389,23 \cdot 0,035}{0,095} = \underline{\underline{2791,76 \text{ N}}}$$

Výpočet momentů:

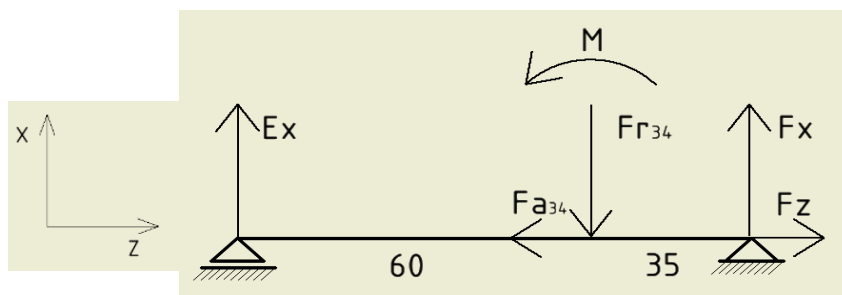
$$x \in \langle 0; 0,028 \rangle$$

$$M_0: -C_y \cdot x = -2791,76 \cdot 0,028 = \underline{\underline{-78,17 \text{ Nm}}}$$

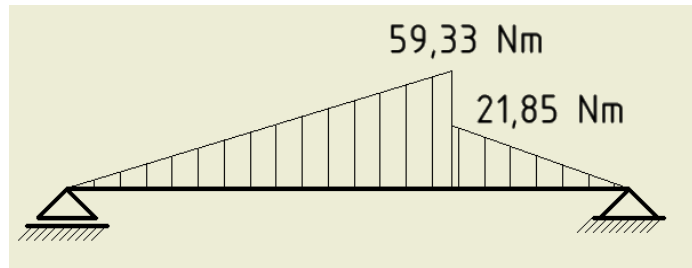
$$x \in \langle 0,028; 0,06 \rangle$$

$$M_0: -C_y \cdot x + F_{t12} \cdot (x - 0,028) = -2791,76 \cdot 0,06 + 1665,58 \cdot (0,06 - 0,028) = \underline{\underline{-114,2 \text{ Nm}}}$$

4.2.3 Reakce na hřídeli III



Obr. 17: Rovina radiálních a axiálních sil



Obr. 18: Momentové zatížení pro radiální a axiální síly

Výpočet reakcí:

$$M = F_{a34} \cdot \frac{d_{w4}}{2} = 616,866 \cdot \frac{0,121519}{2} = \underline{\underline{37,48 \text{ Nm}}}$$

$$Y : E_x - F_{r34} + F_x = 0 \rightarrow F_x = +F_{r34} - E_x = 1\,613,25 - 988,9 = \underline{\underline{624,37 \text{ N}}}$$

$$Z : F_z - F_{a34} = 0 \rightarrow F_z = F_{a34} = \underline{\underline{616,87 \text{ N}}}$$

$$M_F : M + F_{r34} \cdot 0,035 - E_x \cdot 0,095 = 0 \rightarrow E_x = \frac{F_{r34} \cdot 0,035 + M}{0,095} = \frac{1\,613,25 \cdot 0,035 + 37,48}{0,095} = \underline{\underline{988,9 \text{ N}}}$$

Výpočet momentů:

$$x \in \langle 0; 0,06 \rangle$$

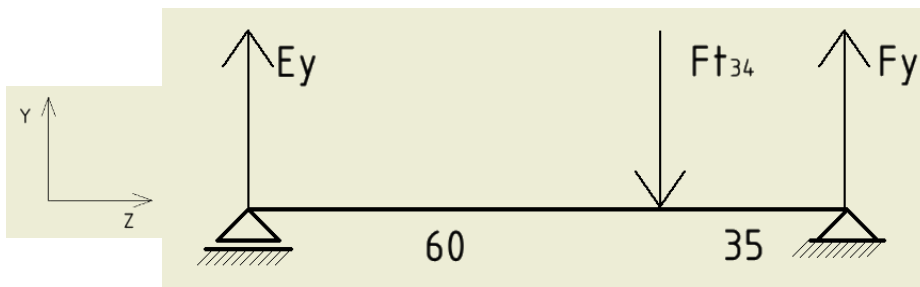
$$M_0 : E_x \cdot x = 988,9 \cdot 0,06 = \underline{\underline{59,33 \text{ Nm}}}$$

$$x \in \langle 0,06; 0,095 \rangle$$

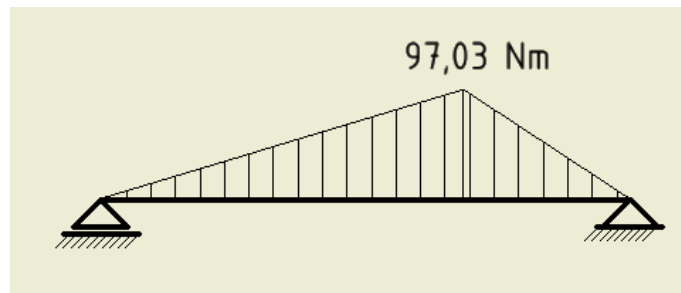
$$M_0 : E_x \cdot x - F_{r34} \cdot (x - 0,095) - M = 988,9 \cdot 0,095 - 1\,613,25 \cdot (0,095 - 0,06) - 37,48 \approx \underline{\underline{0 \text{ Nm}}}$$

$$\bar{x} \in \langle 0; 0,035 \rangle$$

$$M_0 : F_x \cdot \bar{x} = 624,37 \cdot 0,035 = \underline{\underline{21,85 \text{ Nm}}}$$



Obr. 19: Rovina tečných sil



Obr. 20: Momentové zatížení pro tečné síly

Výpočet reakcí:

$$Y : E_y - F_{r23} + F_y = 0 \rightarrow F_y = F_{r34} - E_y = 4\,389,23 - 1\,617,08 = \underline{\underline{2\,772,15\text{ N}}}$$

$$M_F : F_{r34} \cdot 0,035 - E_y \cdot 0,095 = 0 \rightarrow E_y = \frac{F_{r34} \cdot 0,035}{0,095} = \frac{4\,389,23 \cdot 0,035}{0,095} = \underline{\underline{1\,617,08\text{ N}}}$$

Výpočet momentů:

$$x \in \langle 0; 0,06 \rangle$$

$$M_0 = E_y \cdot 0,06 = 1\,617,08 \cdot 0,06 = \underline{\underline{97,03\text{ Nm}}}$$

$$\bar{x} \in \langle 0; 0,035 \rangle$$

$$M_0 = F_y \cdot \bar{x} = 2\,772,15 \cdot 0,035 = \underline{\underline{97,03\text{ Nm}}}$$

4.3 Výpočet reakcí v levotočivém smyslu otáčení

- konečné reakce v levotočivém smyslu

$$A_x = 753,9\text{ N} \quad C_x = 543,48\text{ N} \quad E_x = 199,83\text{ N}$$

$$A_y = 1\,227,27\text{ N} \quad C_y = 2\,791,76\text{ N} \quad E_y = 1\,617,08\text{ N}$$

$$B_x = 65,93\text{ N} \quad D_x = -491,15\text{ N} \quad F_x = 1\,413,42\text{ N}$$

$$B_y = 438,31\text{ N} \quad D_y = 3\,263,05\text{ N} \quad F_y = 2\,772,15\text{ N}$$

$$B_z = -293,687\text{ N} \quad D_z = -323,2\text{ N} \quad F_z = -616,866\text{ N}$$

4.4 Výsledné shrnutí reakcí v ložiskách

4.4.1 Reakce ložisek v pravotočivém smyslu otáčení

$$\begin{array}{lll}
 A_x = 819,8 \text{ N} & C_x = 617,16 \text{ N} & E_x = 988,9 \text{ N} \\
 A_y = 1\,227,27 \text{ N} & C_y = 2\,791,76 \text{ N} & E_y = 1\,617,08 \text{ N} \\
 \\
 B_x = 0,03 \text{ N} & D_x = -564,83 \text{ N} & F_x = 624,37 \text{ N} \\
 B_y = 438,31 \text{ N} & D_y = 3\,263,05 \text{ N} & F_y = 2\,772,15 \text{ N} \\
 B_z = 293,687 \text{ N} & D_z = 323,2 \text{ N} & F_z = 616,866 \text{ N}
 \end{array}$$

4.4.2 Reakce ložisek v levotočivém smyslu otáčení

$$\begin{array}{lll}
 A_x = 753,9 \text{ N} & C_x = 543,48 \text{ N} & E_x = 199,83 \text{ N} \\
 A_y = 1\,227,27 \text{ N} & C_y = 2\,791,76 \text{ N} & E_y = 1\,617,08 \text{ N} \\
 \\
 B_x = 65,93 \text{ N} & D_x = -491,15 \text{ N} & F_x = 1\,413,42 \text{ N} \\
 B_y = 438,31 \text{ N} & D_y = 3\,263,05 \text{ N} & F_y = 2\,772,15 \text{ N} \\
 B_z = -293,687 \text{ N} & D_z = -323,2 \text{ N} & F_z = -616,866 \text{ N}
 \end{array}$$

4.4.3 Výběr maximálních sil působících v ložiskách

$$\begin{array}{lll}
 A_x = 819,8 \text{ N} & C_x = 617,16 \text{ N} & E_x = 988,9 \text{ N} \\
 A_y = 1\,227,27 \text{ N} & C_y = 2\,791,76 \text{ N} & E_y = 1\,617,08 \text{ N} \\
 \\
 B_x = 65,93 \text{ N} & D_x = -564,83 \text{ N} & F_x = 1\,413,42 \text{ N} \\
 B_y = 438,31 \text{ N} & D_y = 3\,263,05 \text{ N} & F_y = 2\,772,15 \text{ N} \\
 B_z = 293,687 \text{ N} & D_z = 323,2 \text{ N} & F_z = 616,866 \text{ N}
 \end{array}$$

5 Návrh ložisek

Trvanlivost volím menší $L_H = 15\,000$ hod z důvodu opotřebovávání ložisek při používání stavebních míchaček, které nejsou tak vytěžovány jako například dopravníky.

5.1 Návrh ložisek A, B (I. hřídel)

$$n = 360 \text{ min}^{-1}$$

$$\phi d = 15 \text{ mm}$$

5.1.1 Výpočet celkové radiální a axiální síly

Ložisko A:

$$F_{rA} = \sqrt{(A_x^2 + A_y^2)} = \sqrt{(819,8^2 + 1\,227,27^2)} = 1\,475,9 \text{ N}$$

$$F_{aA} = A_z = 0 \text{ N}$$

Ložisko B:

$$F_{rB} = \sqrt{(B_x^2 + B_y^2)} = \sqrt{(65,93^2 + 438,31^2)} = 443,24 \text{ N}$$

$$F_{aB} = B_z = 293,687 \text{ N}$$

5.1.2 Návrh ložiska A

Předběžně volím **kuličkové ložisko 6302-RSL** od firmy **SKF**.

Dynamická únosnost: **$C_r = 11\,900 \text{ N}$**

Statická únosnost: **$C_o = 5\,400 \text{ N}$**

Rotační obvodový součinitel: $V = 1$

Ložisko s bodovým stykem: $m = 3$

$$F_{eA} = F_{rA} = 1\,475,9 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C_r}{F_{eA}} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_l} = \left(\frac{11\,900}{1\,475,9} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 360} = 24\,267 \text{ hod}$$

Vypočtená hodnota je větší než navržená hodnota L_h , tudíž navržený typ ložiska vyhovuje.

5.1.3 Návrh ložiska B

Předběžně volím kuličkové ložisko **6002** od firmy **SKF**.

Dynamická únosnost: **$C_r=5\ 850\ N$**

Statická únosnost: **$C_o=2\ 850\ N$**

Rotační obvodový součinitel: $V=1$

Ložisko s bodovým stykem: $m=3$

Axiální síla v poměru s radiální silou působící v ložisku:

$$\frac{F_{aB}}{V \cdot F_{rB}} = \frac{293,687}{1 \cdot 443,24} = 0,66$$

$$\frac{f_o \cdot F_{aB}}{C_o} = \frac{14,5 \cdot 293,687}{2\ 850} = 1,49 \rightarrow e \approx 0,32$$

-hodnota e odečtena z tabulky, hodnota f_o odečtena z **obr. 21**

- e je menší než hodnota poměru, musím volit $X=0,56$ $Y=1,4$

$$F_{eB} = V \cdot X \cdot F_{rB} + Y \cdot F_{aB} = 1 \cdot 0,56 \cdot 443,24 + 1,4 \cdot 293,687 = 659,4\ N$$

$$L_h = \left(\frac{C_r}{F_{eB}} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_l} = \left(\frac{5850}{659,4} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 360} = 32\ 327,1\ \text{hod}$$

Vypočtená hodnota je větší než navržená hodnota L_h , tudíž navržený typ ložiska vyhovuje.

5.2 Návrh ložisek C, D (II. hřídel)

$$n_{II} = 73,4\ \text{min}^{-1}$$

$$\phi d = 22\ \text{mm}$$

5.2.1 Výpočet celkové radiální a axiální síly

Ložisko C:

$$F_{rC} = \sqrt{(C_x^2 + C_y^2)} = \sqrt{(617,16^2 + 2\ 791,76^2)} = 2\ 859,16\ N$$

$$F_{aC} = C_z = 0\ N$$

Ložisko D:

$$F_{rD} = \sqrt{(D_x^2 + D_y^2)} = \sqrt{((-564,83)^2 + 3\,263,05^2)} = 3\,311,6 \text{ N}$$

$$F_{aD} = D_z = 323,2 \text{ N}$$

5.2.2 Návrh ložiska C

Předběžně volím kuličkové ložisko **62/22** od firmy **SKF**.

Dynamická únosnost: **$C_r=14\,000 \text{ N}$**

Statická únosnost: **$C_o=7\,650 \text{ N}$**

Rotační obvodový součinitel: $V=1$

Ložisko s bodovým stykem: $m=3$

$$F_{eC} = F_{rC} = 2\,859,16 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C_r}{F_{eC}} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = \left(\frac{14\,000}{2\,859,16} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 73,4} = 26\,657,6 \text{ hod}$$

Vypočtená hodnota je větší než navržená hodnota L_h , tudíž navržený typ ložiska vyhovuje.

5.2.3 Návrh ložiska D

Předběžně volím kuličkové ložisko **62/22** od firmy **SKF**.

Dynamická únosnost: **$C_r=14\,000 \text{ N}$**

Statická únosnost: **$C_o=7\,650 \text{ N}$**

Rotační obvodový součinitel: $V=1$

Ložisko s bodovým stykem: $m=3$

Axiální síla v poměru s radiální silou působící v ložisku:

$$\frac{F_{aD}}{V \cdot F_{rD}} = \frac{323,2}{1 \cdot 3\,311,6} = 0,098$$

$$\frac{f_o \cdot F_{aD}}{C_o} = \frac{14 \cdot 323,2}{9\,300} = 0,486 \rightarrow e \approx 0,23$$

-hodnota e odečtena z tabulky, hodnota f_0 odečtena z **obr. 21**
- e je větší než hodnota poměru, volím $X=1$, $Y=0$

$$F_{eD} = V \cdot X \cdot F_{rD} + Y \cdot F_{aD} = 1 \cdot 1 \cdot 3\,311,6 + 0 \cdot 374,42 = 3\,311,6 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C_r}{F_e} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = \left(\frac{14\,000}{3\,311,6} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 73,4} = 17\,156,3 \text{ hod}$$

Vypočtená hodnota je větší než navržená hodnota L_h , tudíž navržený typ ložiska vyhovuje.

5.3 Návrh ložisek E, F (III. hřídel)

$$n = 23,24 \text{ min}^{-1}$$

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

5.3.1 Výpočet celkové radiální a axiální síly

Ložisko E:

$$F_{rE} = \sqrt{(E_x^2 + E_y^2)} = \sqrt{(988,9^2 + 1\,617,08^2)} = 1\,895,5 \text{ N}$$

$$F_{aE} = E_z = 0 \text{ N}$$

Ložisko F:

$$F_{rF} = \sqrt{(F_x^2 + F_y^2)} = \sqrt{(1\,413,42^2 + 2\,772,15^2)} = 3\,111,7 \text{ N}$$

$$F_{aF} = 616,866 \text{ N}$$

5.3.2 Návrh ložiska E

Předběžně volím kuličkové ložisko **61908** od firmy **SKF**.

Dynamická únosnost: **$C_r=13\,800 \text{ N}$**

Statická únosnost: **$C_o=10\,000 \text{ N}$**

Rotační obvodový součinitel: $V=1$

Ložisko s bodovým stykem: $m=3$

$$F_{eE} = F_{rE} = 1\,895,5 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C_r}{F_{eE}} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = \left(\frac{13\,800}{1\,895,5} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 23,24} = 276\,744,2 \text{ hod}$$

Vypočtená hodnota je větší než navržená hodnota L_h , tudíž navržený typ ložiska vyhovuje.

5.3.3 Návrh ložiska F

Předběžně volím kuličkové ložisko **61908** od firmy **SKF**.

Dynamická únosnost: **$C_r=13\,800 \text{ N}$**

Statická únosnost: **$C_o=10\,000 \text{ N}$**

Rotační obvodový součinitel: $V=1$

Ložisko s bodovým stykem: $m=3$

Axiální síla v poměru s radiální silou působící v ložisku:

$$\frac{F_{aF}}{V \cdot F_{rF}} = \frac{616,87}{1 \cdot 3\,111,7} = 0,2$$

$$\frac{f_o F_{aF}}{C_o} = \frac{14,3 \cdot 616,87}{10\,000} = 0,88 \rightarrow e \approx 0,27$$

-hodnota e odečtena z tabulky, hodnota f_o odečtena z **obr. 21**

- e je větší než hodnota poměru, volím $X=1$, $Y=0$

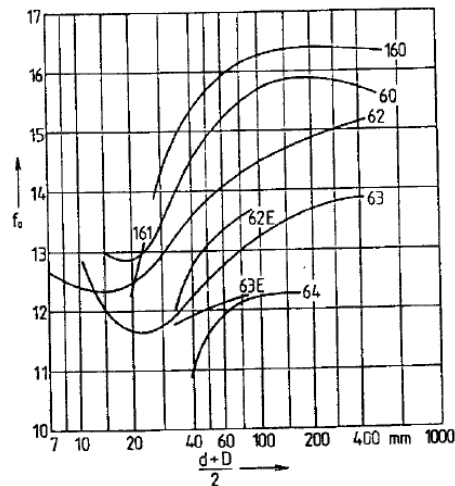
$$F_e = V \cdot X \cdot F_{rE} + Y \cdot F_{aE} = 1 \cdot 1 \cdot 2\,097,58 + 0 \cdot 374,417 = 2\,097,58 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C_r}{F_e} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = \left(\frac{13\,800}{3\,111,7} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 23,24} = 62\,554,2 \text{ hod}$$

Vypočtená hodnota je větší než navržená hodnota L_h , tudíž navržený typ ložiska vyhovuje.

Typ ložiska	„Relativní axiální zatížení“ ^{1), 2)}	Jednořadá ložiska				Dvouřadá ložiska				e
		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Radiální kuličková ložiska	$\frac{F_a}{C_{0r}}$									
	0,014				2,30				2,30	0,19
	0,025				1,99				1,99	0,22
	0,04				1,8				1,8	0,24
	0,07	1	0	0,56	1,6	1	0	0,56	1,6	0,27
	0,13				1,4				1,4	0,31
	0,25				1,2				1,2	0,37
0,5				1				1	0,44	

Tab. 7: Hodnoty X a Y pro radiální kuličková ložiska [1]



Obr. 21: Součinitel f_0 pro radiální kuličková ložiska [2]

5.4 Shrnutí návrhů ložisek

-vybírám pro každou hřídel stejné únosnější ložiska

Hřídel	Výrobce	Označení	Hlavní rozměry		
			d	D	B
1. hřídel	SKF	6002	15	42	13
2. hřídel	SKF	62/22	22	50	14
3. hřídel	SKF	61908	40	62	12

Tab. 8: Přehled výsledných radiálních kuličkových ložisek

6 Návrh řemene a řemenic

Viz. Příloha 3

7 Návrh per pro spojení náboje s hřídelem

7.1 Pero pro hřídel I

$d_H=14$ mm

Volím PERO podle průměru hřídele 5 x 5 x 20 ČSN 02 2562

činná délka pera $l_a = l - b = 20 - 5 = 15$ mm

Kontrola na otláčení

$$p = \frac{4 \cdot M_{KI}}{d_H \cdot h \cdot l_a} \leq p_D$$

$$\frac{4 \cdot 19\,496,473}{14 \cdot 5 \cdot 15} \leq p_D$$

$$\underline{\underline{74,27 \leq 120\text{MPa}}}$$

pero vyhovuje

7.2 Pero pro hřídel II

$d_H=26$ mm

Volím PERO podle průměru hřídele 8 x 7 x 20 ČSN 02 2562

činná délka pera $l_a = l - b = 20 - 8 = 15$ mm

Kontrola na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{KII}}{d_H \cdot h \cdot l_a} \leq p_D$$

$$\frac{4 \cdot 84\,450,922}{26 \cdot 7 \cdot 15} \leq p_D$$

$$123,7 \geq 120\text{MPa}$$

... **jedno pero nevyhovuje**

Použij dvě pera vzájemně pootočená o 120°

$$p = \frac{4 \cdot M_{KII}}{2 \cdot d_H \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 84\,450,922}{2 \cdot 26 \cdot 7 \cdot 15} = \underline{\underline{61,9\text{MPa} \leq 120\text{MPa}}}$$

7.3 Pero pro hřídel III

$d_H=44$ mm

Volím 2 PERA 12 x 8 x 32 ČSN 02 2562

činná délka pera $l_a = l - b = 32 - 12 = 20$ mm

Kontrola na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{KIII}}{d_H \cdot h \cdot l_a} \leq p_D$$

$$\frac{4 \cdot 288839,042}{44 \cdot 8 \cdot 20} \leq p_D$$

$$164,11 \geq 120 \text{ MPa}$$

... jedno pero nevyhovuje

Použiji dvě pera vzájemně pootočená o 120°

$$p = \frac{4 \cdot M_{KIII}}{2 \cdot d_H \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 288839,042}{2 \cdot 44 \cdot 8 \cdot 20} = \underline{\underline{82,055}} \leq 120 \text{ MPa}$$

Rozměry v mm

Průměr hřídele d	Rozměry				Hloubka drážky				Poloměr drážky R_1
	b	h	f	l	t	mezní úchytky	t_1	mezní úchytky	
6 až 8	2	2	0,25	8 až 20	1,1	+0,1 0,0	0,9		0,2
8 až 10	3	3		8 až 36	1,7		1,3		
10 až 12	4	4		10 až 45	2,4		1,6		
12 až 17	5	5	0,5	12 až 56	2,9		2,1	+0,2 +0,1	0,4
17 až 22	6	6		16 až 70	3,5		2,5		
22 až 30	8	7		20 až 90	4,1		2,9		
30 až 38	10	8		25 až 110	4,7		3,3		
38 až 44	12	8		32 až 110	4,9		3,1		
44 až 50	14	9		40 až 140	5,5		3,5		
50 až 58	16	10	0,7	45 až 180	6,2	+0,2 0,0	3,8	+0,4 +0,2	0,6
58 až 65	18	11		50 až 200	6,8		4,2		
65 až 75	20	12		56 až 220	7,4		4,6		
75 až 85	22	14	1,2	63 až 250	8,5		5,3		
85 až 95	25	14		70 až 280	8,7		5,5		
95 až 110	28	16		80 až 315	9,9		6,1		

t – hloubka drážky v hřídeli, t_1 – hloubka drážky v náboji.

Obr. 22: Pera těsná ČSN 02 2562 [1]

8 Statická bezpečnost

-vybírám ložiskový průměr hřídelí, které budu kontrolovat na ohyb a na krut

8.1 Kontrola I hřídele na ohyb a na krut

Kontrolovaný průměr hřídele:

$$d = 17 \text{ mm}$$

OHYB:

$$M_o = \sqrt{M_{oY}^2 + M_{oX}^2} = \sqrt{30,68^2 + 12,26^2} = 33,04 \text{ Nm}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 17^3}{32} = 482,33 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{3303891}{482,33} = 68,5 \text{ Nmm}^{-2}$$

KRUT:

$$M_{KI} = 24\,236 \text{ Nmm}$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 17^3}{16} = 964,67 \text{ mm}^3$$

$$\tau_K = \frac{M_{KI}}{W_K} = \frac{19\,496,5}{964,67} = 20,21 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\sigma_{RED} \leq \sigma_D \rightarrow \sigma_D = 80 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau_K)^2} = \sqrt{68,5^2 + 3 \cdot 20,21^2} = 76,93 \text{ Nmm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

8.2 Kontrola II hřídele na ohyb a na krut

Kontrolovaný průměr hřídele:

$$d = 28 \text{ mm}$$

OHYB:

$$M_o = \sqrt{M_{oY}^2 + M_{oX}^2} = \sqrt{(-114,2)^2 + (-31,64)^2} = 118,5 \text{ Nm}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 28^3}{32} = 2\,155,13 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{118\,502}{2\,155,13} = 54,99 \text{ Nmm}^{-2}$$

KRUT :

$$M_{KII} = 84450,922 \text{ Nmm}$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 28^3}{16} = 4\,310,27 \text{ mm}^3$$

$$\tau_K = \frac{M_{KII}}{W_K} = \frac{84\,450,922}{4\,310,27} = 19,6 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\sigma_{RED} \leq \sigma_D \rightarrow \sigma_D = 80 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau_K)^2} = \sqrt{54,99^2 + 3 \cdot 19,6^2} = 64,6 \text{ Nmm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

8.3 Kontrola III hřídele na ohyb a na krut

Kontrolovaný průměr hřídele:

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

OHYB :

$$M_O = \sqrt{M_{OY}^2 + M_{OX}^2} = \sqrt{97,03^2 + 59,33^2} = 113,7 \text{ Nm}$$

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} = 6283,19 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{113\,731,6}{6\,283,19} = 18,1 \text{ Nmm}^{-2}$$

KRUT :

$$M_{KIII} = 288\,839,042 \text{ Nmm}$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 40^3}{16} = 12\,566,4 \text{ mm}^3$$

$$\tau_K = \frac{M_{KIII}}{W_K} = \frac{288\,839,042}{12\,566,4} = 22,985 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\sigma_{RED} \leq \sigma_D \rightarrow \sigma_D = 80 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau_K)^2} = \sqrt{18,1^2 + 3 \cdot 22,985^2} = 43,73 \text{ Nmm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

9 Dynamická bezpečnost

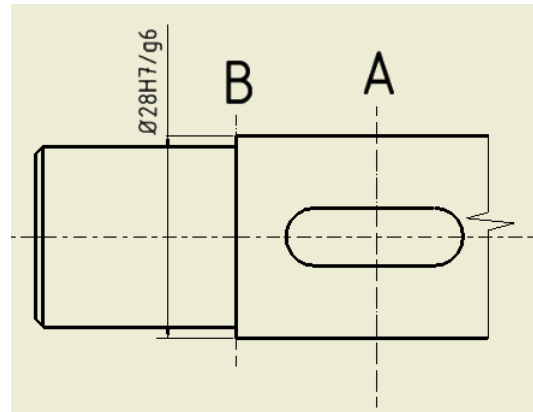
9.1 Únavová pevnost II. hřídele

Budu kontrolovat II. hřídel v místě drážky pro pero (A) a v místě osazení hřídele (B), viz Obr. 23.

II. hřídel je vyroben z oceli **15 230.7**:

$$R_m = 1050 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$R_e = 835 \text{ Nmm}^{-2}$$



Obr. 23: II. hřídel (únavová pevnost)

9.1.1 Kontrola v místě drážky pro pero (A)

Součinitel velikosti součásti: $\varepsilon_{vo} = 0,9$

Součinitel povrchu součásti: $\eta_{po} = 0,83$

Součinitel vrubu pro drážku: $\beta_o = 2$

$$\sigma_{co(-1)} = 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 1050 = 367,5 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\sigma_{co(-1)}^* = \sigma_{co(-1)} \frac{\varepsilon_{vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} = 367,5 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,83}{2} = 137,26 \text{ Nmm}^{-2}$$

Výpočet na ohyb:

$$M_{ox} = -31,64 \text{ Nm}$$

$$M_{oy} = -114,2 \text{ Nm}$$

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{(-31,64)^2 + (-114,2)^2} = 118,5 \text{ Nm}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 28^3}{32} = 2155,13 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{118502}{2155,13} = 54,99 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{c(-1)}^*}{\sigma_o} = \frac{137,26}{54,99} = 2,5$$

Výpočet na krut:

$$M_{KII} = 84\,450,922 \text{ Nm}$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 28^3}{16} = 4\,310,27 \text{ mm}^3$$

$$\tau_K = \frac{M_{KII}}{W_K} = \frac{84\,450,922}{4\,310,27} = 19,59 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$R_{ek} = 0,58 \cdot 835 = 484,3 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$k_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_K} = \frac{484,3}{19,59} = 24,72$$

9.1.2 Výsledná dynamická bezpečnost

Dynamická bezpečnost K při kombinovaném namáhání střídavým ohybem a krutem:

$$k_d = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \frac{2,5 \cdot 24,72}{\sqrt{2,5^2 + 24,72^2}} = \frac{61,8}{24,846} = 2,49 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

9.1.3 Kontrola v místě osazení (B)

Souč. velikosti součásti: $\varepsilon_{vo} = 0,9$

Souč. povrchu součásti: $\eta_{po} = 0,83$

Souč. vrubu pro skutečné zhuštění napětí: $\beta_o = 3$

$$\sigma_{co(-)} = 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 1050 = 367,5 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\sigma_{co(-)}^* = \sigma_{co(-)} \frac{\varepsilon_{vo} \eta_{po}}{\beta_o} = 367,5 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,83}{3} = 91,51 \text{ Nmm}^{-2}$$

Výpočet na ohyb:

$$M_{ox} = -31,64 \text{ Nm}$$

$$M_{oy} = -114,2 \text{ Nm}$$

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{(-31,64)^2 + (-114,2)^2} = 118,5 \text{ Nm}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 28^3}{32} = 2\,155,13 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{ao} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{118\,502}{2\,155,13} = 54,99 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{C(-1)}^*}{\sigma_o} = \frac{91,51}{54,99} = 1,66$$

Výpočet na krut:

$$M_{KH} = 84\,450,922 \text{ Nm}$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 28^3}{16} = 4310,27 \text{ mm}^3$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{84450,922}{4\,310,27} = 19,59 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$R_{ek} = 0,58 \cdot 835 = 484,3 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$k_{\tau} = \frac{R_{ek}}{\tau_K} = \frac{484,3}{19,59} = 24,72$$

9.1.4 Výsledná dynamická bezpečnost

Dynamická bezpečnost K při kombinovaném namáhání střídavým ohybem a krutem:

$$k_d = \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} = \frac{1,66 \cdot 24,72}{\sqrt{1,66^2 + 24,72^2}} = \frac{41,04}{24,78} = 1,66 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

9.2 Torzní tuhost hřídele II

9.2.1 Výpočet kvadratických momentů

$$I_{p1} = \frac{\pi \cdot d_1^4}{32} = \frac{\pi \cdot 22^4}{32} = 22\,998,03 \text{ mm}^4$$

$$I_{p2} = \frac{\pi \cdot d_2^4}{32} = \frac{\pi \cdot 30^4}{32} = 79521,56 \text{ mm}^4$$

$$I_{p3} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{32} = \frac{\pi \cdot 28^4}{32} = 60\,343,71 \text{ mm}^4$$

$$I_{p4} = \frac{\pi \cdot d_4^4}{32} = \frac{\pi \cdot 22^4}{32} = 22\,998,03 \text{ mm}^4$$

9.2.2 Výpočet úhlů nakroucení

$$\varphi_1 = \frac{M_{KII} \cdot l_1}{G \cdot I_{p1}} = \frac{84\,450,922 \cdot 20}{8 \cdot 10^4 \cdot 22\,998,03} = 0,000918 \text{ rad}$$

$$\varphi_2 = \frac{M_{KII} \cdot l_2}{G \cdot I_{p2}} = \frac{84\,450,922 \cdot 52}{8 \cdot 10^4 \cdot 79\,521,56} = 0,00069 \text{ rad}$$

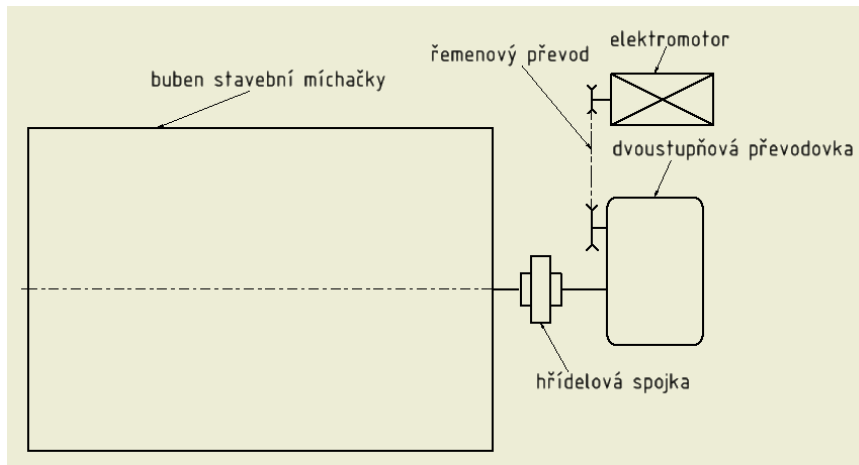
$$\varphi_3 = \frac{M_{KII} \cdot l_3}{G \cdot I_{p3}} = \frac{84\,450,922 \cdot 18}{8 \cdot 10^4 \cdot 60\,343,71} = 0,000315 \text{ rad}$$

$$\varphi_4 = \frac{M_{KII} \cdot l_4}{G \cdot I_{p4}} = \frac{84\,450,922 \cdot 20}{8 \cdot 10^4 \cdot 22\,998,03} = 0,000918 \text{ rad}$$

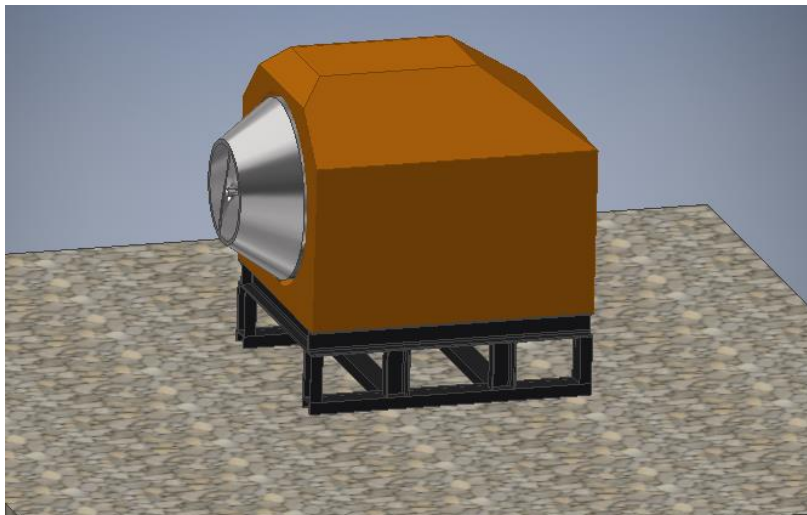
$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 = 0,000918 + 0,00069 + 0,000315 + 0,000918 = 0,002841$$

$$\varphi^\circ = \frac{180}{\pi} \cdot \varphi = \frac{180}{\pi} \cdot 0,002841 = 0,163^\circ$$

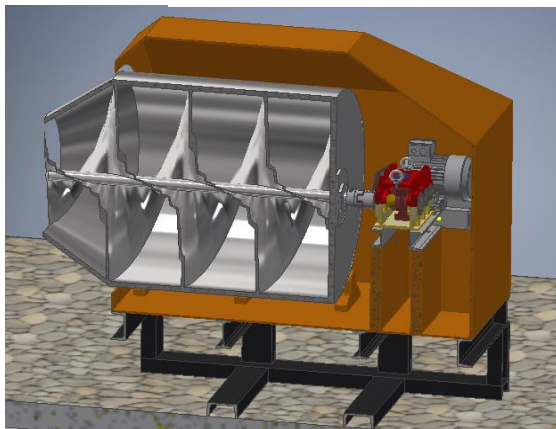
10 Návrh stavební míchačky s pohonem



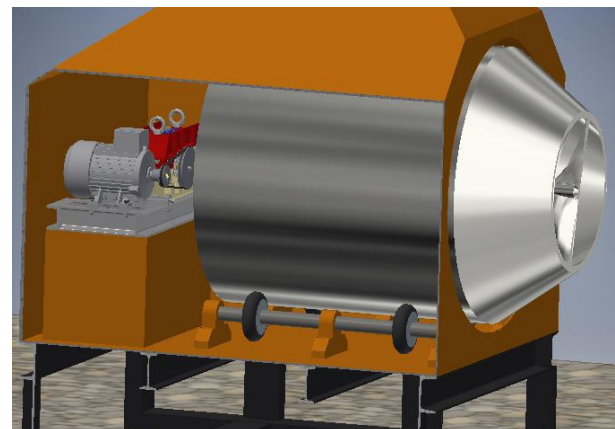
Obr. 24: Schéma stavební míchačky



Obr. 25: Stavební míchačka



Obr. 26: Řez stavební míchačkou



Obr. 27: Otáčení bubnu

11 Závěr

V úvodní části jsem vytvořil rešerši, v níž představuji základní typy stavebních míchaček. V další části bakalářské práce, na základě navržených parametrů byl proveden podrobný výpočet dvoustupňové převodovky. Byl navržen například převodový poměr, elektromotor, osové vzdálenosti, rozměry a moduly čelních ozubených kol se šikmými zuby. Dále byly podrobně vypočteny silové poměry na jednotlivých hřídelích. Z vypočtených reakcí jsem navrhl odpovídající ložiska, která mají větší trvanlivost, než bylo požadováno v zadání. K závěru bakalářské práce se věnuji statické a dynamické bezpečnosti. Ve statické bezpečnosti kontroluji hřídele na ohyb a na krut. V dynamické bezpečnosti byla vypočtena únavová pevnost a torzní tuhost vybrané hřídele.

Největším problémem této práce bylo, najít způsob, jak spojit převodový mechanismus se stavební míchačkou. Ke klasické spádové míchačce tento typ nelze použít z důvodu naklopení převodovky, k čemuž není navržena. Navrhl jsem jiný typ stavební míchačky, nenaklápí se a je zde zajištěno vysypávání směsi pomocí šnekové hřídele.

Výrobní dokumentace, tzn. výkres sestavy dvoustupňové převodovky s kusovníkem, jsou vloženy do bakalářské práce.

12 Seznam použité literatury

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-736-1033-7.
- [2] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-010-3205-1.
- [3] POSPÍCHAL, Jaroslav. *Technické kreslení*. 4., přeprac. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2014. ISBN 9788001055953.
- [4] https://cs.wikipedia.org/wiki/Stavebn%C3%AD_m%C3%ADcha%C4%8Dka. <https://cs.wikipedia.org>. [online]. [cit. 2016-05-02].
- [5] <http://cz.hecht.cz/hecht-2180-stavebni-michacka/>. <http://cz.hecht.cz>. [online]. [cit. 2016-05-02].
- [6] <http://www.filamos.cz/stavebni-stroje/michacky/michacky-s-nucenym-obechem/>. <http://www.filamos.cz>. [online]. [cit. 2016-05-02].
- [7] <http://www.filamos.cz/stavebni-stroje/michacky/kontinualni-michacka-km-40/>. <http://www.filamos.cz>. [online]. [cit. 2016-05-02].
- [8] <http://www.pumevek.cz/2-dopravnik-betonovych-smesi-betonpumpa-typ-putzmeister-p-718.htm>. <http://www.filamos.cz>. [online]. [cit. 2016-05-02].
- [9] <http://www.unzeitigperiflex.cz/spojky.html>. <http://www.unzeitigperiflex.cz>. [online]. [cit. 2016-05-02].
- [10] SKF [online]. [cit. 2016-04-29].
- [11] <http://digiprofi.cz/jak-vybrat-stavebni-michacku>. <http://digiprofi.cz>. [online]. [cit. 2016-05-02].
- [12] <http://www.elektro-motor.cz/obchod/elektromotor-0-75-kw-720t-aa90m-8/>. <http://www.elektro-motor.cz>. [online]. [cit. 2016-05-02].

13 Seznam symbolů a jednotek

Značka	Název	Jednotka
n_b	Otáčky na bubnu	1/min
D_b	Průměr bubnu	mm
P_b	Výkon bubnu	W
ω_b	Úhlová rychlost bubnu	1/s
v_b	Obvodová rychlost bubnu	m/s
η_c	Celková účinnost	-
η_{12}	Účinnost prvního soukolí	-
η_{34}	Účinnost druhého soukolí	-
$\eta_{řem}$	Účinnost řemenice	-
P_m	Výkon motoru	W
n_m	Otáčky motoru	1/min
i_c	Celkový převodový poměr	-
i_p	Poměr převodovky	-
$i_{př.}$	Přídavný převod	-
i_{12}	Převod na prvním soukolí	-
i_{34}	Převod na druhém soukolí	-
z_1	Počet zubů na pastorku 1	-
z_2	Počet zubů na kole 2	-
z_3	Počet zubů na pastorku 3	-
z_4	Počet zubů na kole 4	-
M_{KM}	Krouticí moment motoru	Nmm
M_{KI}	Krouticí moment na první hřídeli	Nmm
M_{KII}	Krouticí moment na druhém hřídeli	Nmm
M_{KIII}	Krouticí moment na třetím hřídeli	Nmm
n_I	Otáčky na prvním hřídeli	1/min

n_{II}	Otáčky na druhém hřídeli	1/min
n_{III}	Otáčky na třetím hřídeli	1/min
M_{KV}	Krouticí moment na spojce	Nmm
f_p	Pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení	-
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	-
K_F	Součinitel přídavného zatížení	-
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů	-
Ψ_m	Poměrná šířka ozubeného kola	-
b_{WF}	Pracovní šířka ozubení	mm
m_n	Normální modul	mm
σ_{FP}	Přípustné napětí v ohybu	Nmm^{-2}
σ_{Flimb}	Mez únavy v ohybu materiálu	Nmm^{-2}
m_{12}	Normalizovaný modul pro první soukolí	mm
m_{34}	Normalizovaný modul pro druhé soukolí	mm
a_{12}	Osová vzdálenost prvního soukolí	mm
a_{34}	Osová vzdálenost druhého soukolí	mm
β_{12}	Úhel sklonu zubů prvního soukolí	°
β_{34}	Úhel sklonu zubů prvního soukolí	°
d	Průměr roztečné kružnice	mm
d_a	Průměr hlavové kružnice	mm
d_b	Průměr základní kružnice	mm
d_f	Průměr patní kružnice	mm
d_w	Průměr valivé kružnice	mm
b	Šířka ozubení	mm
d_I	Průměr konce vstupního hřídele	mm
d_{II}	Průměr konce předlohového hřídele	mm
d_{III}	Průměr konce výstupního hřídele	mm

T_D	Dovolené napětí ve smyku	Nmm^{-2}
F_t	Tečná síla působící v ozubení	N
F_a	Axiální síla působící v ozubení	N
F_r	Radiální síla působící v ozubení	N
F_N	Výsledná síla působící v řemenici	N
$A_{x,y}$	Síly působící v ložisku A	N
$B_{x,y,z}$	Síly působící v ložisku B	N
$C_{x,y}$	Síly působící v ložisku C	N
$D_{x,y,z}$	Síly působící v ložisku D	N
$E_{x,y}$	Síly působící v ložisku E	N
$F_{x,y,z}$	Síly působící v ložisku F	N
C_r	Dynamická únosnost ložiska	N
C_o	Statická únosnost ložiska	N
V	Rotační součinitel	-
m	Exponent trvanlivosti	-
L_h	Trvanlivost ložiska	hod
F_e	Dynamické ekvivalentní zatížení	N
f_o	Součinitel pro kuličková ložiska	-
p	Tlak	Mpa
h	Výška pera	mm
l_a	Činná délka pera	mm
W_o	Modul průřezu v ohybu	mm^3
M_o	Ohybový moment	Nm
σ_o	Napětí v ohybu	Nmm^{-2}
W_k	Modul průřezu v krutu	mm^3
T_K	Napětí v krutu	Nmm^{-2}
σ_{RED}	Výsledné redukované napětí	Nmm^{-2}
ε_{vo}	Součinitel velikosti	-

η_{po}	Součinitel povrchu	-
β_o	Součinitel vrubu	-
$\sigma_{co(-1)}$	Mez únavy pro střídavé napětí	Nmm^{-2}
$\sigma^*_{co(-1)}$	Mez únavy v místě vrubu	Nmm^{-2}
R_m	Pevnost v tahu	Nmm^{-2}
k_σ	Dynamická bezpečnost v ohybu	-
R_{ek}	Mez kluzu ve smyku	Nmm^{-2}
k_τ	Dynamická bezpečnost v krutu	-
k_d	Výsledná dynamická bezpečnost	-
I_p	Kvadratický moment průřezu	mm^4
φ	Úhel nakroucení	rad
G	Modul pružnosti ve smyku	Nmm^{-2}
l	Délka hřídele	mm

14 Přílohy

Příloha 1

Kontrola prvního soukolí

Kontrola ozubení dle ISO 6336

jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s⁻¹

		Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	21	d	21,32396	104,5889	σ_{Flim}	500	500
z_2	103	d_a	23,41106	106,5887	σ_{Hlim}	1210	1210
m_n	1	d_f	18,91128	102,0889	Y_{Fa}	2,659962	2,185865
x_1	0,04366	d_b	20,00163	98,10322	Y_{sa}	1,590056	1,802825
x_2	0	d_w	21,33871	104,6613	Y_ε	0,689436	0,689436
α_n	20	h_a	1,04355	0,99989	Y_β	0,916667	0,916667
β	10	h_f	1,20634	1,25	F_β	6	6
a_w	63	h	2,24989	2,24989	$Y_{N,x}$	1	1
b_1	21	s_n	1,602578	1,570796	Z_H	2,456332	2,456332
b_2	20	s_t	1,627301	1,595028	Z_E	189,8	189,8
P	0,75	v_n	1,539014	1,570796	Z_ε	0,775849	0,775849
n_1	360	v_t	1,562756	1,595028	Z_β	0,992375	0,992375
M_{k1}	19894,37	α_w	20,39046		Z_B	1	1
v	0,401947				$Z_{R,T}$	1	1
u	4,904762				K_A	1,1	1,1

Kontrolní rozměry

	1	2		$K_{F\alpha}$	1	1
h_k	0,786021	0,747468		$K_{F\beta}$	1,28632	1,284441
s_k	1,415112	1,415112	konst. tloušťka	$K_{H\alpha}$	1	1
z'	3	12		$K_{H\beta}$	1,325317	1,325317
M/z	7,717448	35,45652	přes zuby			
d	1,476066	1,476066		S_F	1,471034	1,505841
M/d	22,76965	106,007	přes kuličky	S_H	1,209577	1,209577

Příloha 2

Kontrola druhého soukolí

Kontrola ozubení dle ISO 6336

jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s⁻¹

		Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	19	d	38,37345	121,1793	σ_{Flim}	500	500
z_2	60	d_a	42,82069	125,1747	σ_{Hlim}	1210	1210
m_n	2	d_f	33,82529	116,1793	Y_{Fa}	2,632775	2,278646
x_1	0,11296	d_b	36,01766	113,74	Y_{sa}	1,604229	1,732642
x_2	0	d_w	38,48101	121,519	Y_ε	0,70969	0,70969
α_n	20	h_a	2,223621	1,997702	Y_β	0,944495	0,944495
β	8	h_f	2,27408	2,5	F_β	6	6
a_w	80	h	4,497702	4,497702	$Y_{N.X}$	1	1
b_1	42	s_n	3,306049	3,141593	Z_H	2,446224	2,446224
b_2	40	s_t	3,338539	3,172467	Z_E	189,8	189,8
P	0,75	v_n	2,977137	3,141593	Z_ε	0,808034	0,808034
n_1	73,4	v_t	3,006395	3,172467	Z_β	0,995122	0,995122
M_{k1}	97574,56	α_w	20,61209		Z_B	1	1
v	0,147477				$Z_{R.T}$	1	1
u	3,157895				K_A	1,1	1,1

Kontrolní rozměry

	1	2			$K_{F\alpha}$	1	1
h_k	1,69235	1,492858			$K_{F\beta}$	1,352709	1,350339
s_k	2,919314	2,919314	konst. tloušťka		$K_{H\alpha}$	1	1
z'	3	7			$K_{H\beta}$	1,402037	1,402037
M/z	15,46248	40,10597	přes zuby				
d	2,952131	2,952131			S_F	1,955085	1,995409
M/d	41,55851	124,0156	přes kuličky		S_H	1,247811	1,247811

Příloha 3

Návrh a kontrola klínového převodu (ČSN 02 3111)

<input type="text"/>	vstupní údaje	
Přenášený výkon P		<input type="text"/> 0,75 kW
otáčky malé řemenice n_I		<input type="text"/> 720 min^{-1}
otáčky velké řemenice n_{II}		<input type="text"/> 360 min^{-1}
předběžně osová vzdálenost a		<input type="text"/> 117,6 mm
průměr malé řemenice d_1		<input type="text"/> 56 mm
průměr velké řemenice d_2		<input type="text"/> 112 mm
obvod. rychlost řemene v		<input type="text"/> 2,11115 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
zvolený profil řemene		<input type="text"/> A
min. průměr řemenice		<input type="text"/> 56 mm
úhel opásání malé řemenice α		<input type="text"/> 2,660784
součinitel úhlu opásání C_α		<input type="text"/> 0,96
souč. dyn. zat. a pr. rež. C_p		<input type="text"/> 1,2
součinitel délky řemene C_L		<input type="text"/> 0,95
součinitel počtu řemenů C_k		<input type="text"/> 1
výkon přenášený 1 řem. P_1		<input type="text"/> 0,9 kW
potřebný počet řemenů z		<input type="text"/> 1,096491
výpočtová délka řemene L_p		<input type="text"/> 505,7925 mm
zvolená délka řemene L_p		<input type="text"/> 1100 mm
skutečná osová vzdálenost a		<input type="text"/> 417,1133 mm
převod		<input type="text"/> 2
krout.mom. M_{kl} [Nmm]		<input type="text"/> 9947,184
obvod. síla F [N]		<input type="text"/> 355,2566
souč. tření f		<input type="text"/> 0,35
tah v řemenu S_1 [N]		<input type="text"/> 586,2815
tah v řemenu S_2 [N]		<input type="text"/> 231,0249
předpětí [N]		<input type="text"/> 630,1575

Příloha 4

Výkres sestavy – vložený samostatný list A1

Příloha 5

Kusovník sestavy