METODIKA VÝPOČTU ČELNÍHO VALIVÉHO OZUBENÍ – PODKLAD PRO KOC 3. ROČNÍK

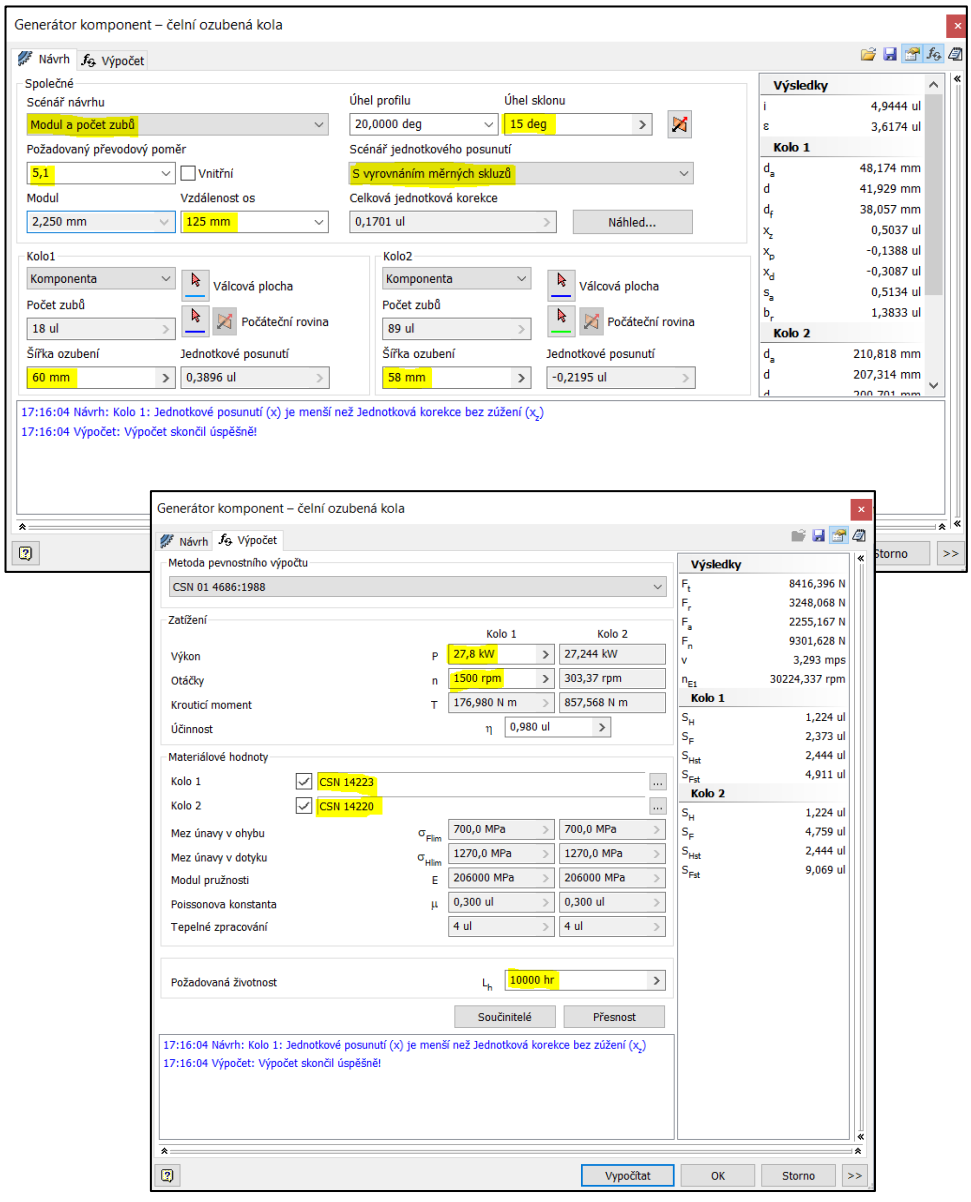
Pomůcka má pomoci zorientovat se v poněkud nepřehledných strojnických tabulkách, obsahuje některá zjednodušení, vyhledaná v literatuře. Tato zjednodušení nejsou na úkor správnosti výpočtu.

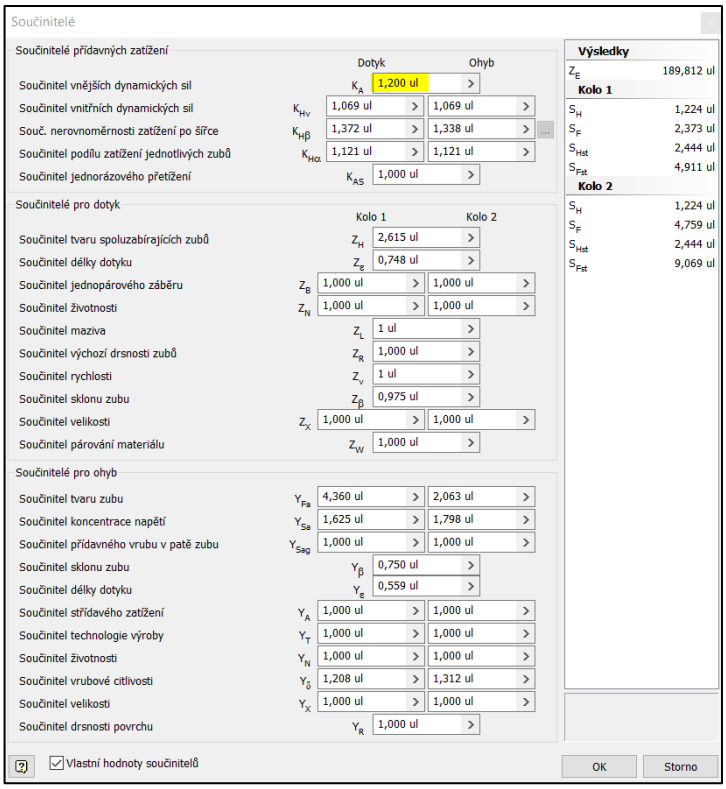
Doporučení k zadání

Zadat výkon P, otáčky n_1, převodový poměr $i_{1,2}$, trvanlivost L_h, popř. osovou vzdálenost a_w (s libovolnou osovou vzdáleností je návrh jednodušší), druh provozu (rázy).

Předběžný návrh bude usnadněn použitím generátoru sestav (Design Accelerator) programu Autodesk Inventor Professional. Doporučený scénář návrhu je Modul a počet zubů. Zadáme zadané hodnoty, materiály kol, zvolíme šířku ozubení a ze součinitelů alespoň součinitel vnějších dynamických sil K_A. Z takto získaných orientačních hodnot modulu, počtu zubů, korekcí aj. lze vycházet v dalším výpočtu. Pro šikmé zuby je nutno zvolit úhel sklonu zubů.

V textu se nelze odvolávat na stránky strojnických tabulek, protože se liší jednotlivá vydání.





Předběžný návrh modulu a výpočet rozměrů soukolí

Při „ručním“ výpočtu a zadané osové vzdálenosti zvolit počet zubů pastorku (přednostně liché číslo), určit počet zubů kola z převodového poměru a vypočítat modul z rovnice pro osovou vzdálenost (je-li zadána):

$$a_w = 0{,}5 \cdot \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot \sum z.$$

U přímých zubů je samozřejmě $\beta = 0$.

Doporučené počty zubů pastorku podle ČSN	Převodový poměr (orientačně)			
	1	2	4	8
Obě kola normalizačně žíhaná	32 - 60	29 - 55	25 - 50	22 - 45
Obě kola zušlechtěná	32 - 60	29 - 55	25 - 50	22 - 45
Pastorek povrchově tvrzený (mimo nitridace)	22 - 40	20 - 36	17 - 32	18 - 29
Obě kola povrchově tvrzená (mimo nitridace)	15 - 24	14 - 21	12 - 18	10 - 16
Obě kola nitridovaná	24 - 40	21 - 35	19 - 31	16 - 26

Ověřit modul předběžným pevnostním výpočtem. Pravěpodobně budeme předpokládat povrchově tvrzená kola, pak použijeme rovnici vycházející z únosnosti v ohybu:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2k_F \cdot M_{k1}}{z_1 \cdot \psi_m \cdot \sigma_{Flim}}},$$

kde k_F je předběžná bezpečnost pro ohyb (či spíše návrhový součinitel), volíme předběžně 4 – 8,

σ_{Flim} – časovaná pevnost (mez únavy) pro ohyb,

z_1 – počet zubů pastorku,

$\psi_m = b_w/m$.

Doporučené hodnoty	$(b_w/d_1)_{MAX}$	b_w/m_n			
		Převodový poměr (orientačně)			
		1	2	4	8
Obě kola normalizačně žíhaná	1,6	51 - 96	46 - 88	40 - 80	35 - 72
Obě kola zušlechtěná	1,4	45 - 84	41 - 77	35 - 70	31 - 63
Pastorek povrchově tvrzený (mimo nitridace)	1,4	31 - 55	28 - 50	24 - 45	21 - 40
Obě kola povrchově tvrzená (mimo nitridace)	1,1	17 - 26	15 - 23	13 - 20	11 - 18
Obě kola nitridovaná	0,8	13 - 21	17 - 28	15 - 25	13 - 21

Vypočítané hodnoty modulů musejí spolu korespondovat. Pokud není požadována přesná osová vzdálenost, postačí uvedená pevnostní rovnice pro modul.

Následuje výpočet rozměrů soukolí (zde není uveden).

Pevnostní kontrola

Zub je namáhán na ohyb a stykovým tlakem. Hrozí únavový lom, případně vylomení statickým přetížením, pitting (poškození povrchu povrchovou únavou) a jednorázové zatížení statickým měrným tlakem. Cílem pevnostní kontroly je získat 4 hodnoty pro každé kolo:

1. Bezpečnost proti únavovému lomu S_F.
2. Statická bezpečnost v ohybu S_{FS}.
3. Bezpečnost proti vzniku pittingu S_H.
4. Ověření statické únosnosti v dotyku: $\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$.

Součinitele: K – ohyb i dotyk, Y – ohyb, Z – dotyk.

Ohyb

Ohybové napětí:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{Fs} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon.$$

Provozní součinitel:

$$K_F = K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}.$$

Součinitel vnějších dynamických sil K_A – orientační hodnoty ve strojnických tabulkách (dále ST).

Součinitel rychlosti (vnitřních dynamických sil) K_v – některá vydání ST uvádějí odkaz na chybnou stránku, jinde je uveden výpočet podle poměrně složitého vztahu, pro naše potřeby postačí zvolit:

$$K_{F\alpha} \cdot K_v = 1{,}2.$$

(Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů $K_{F\alpha}$).

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení $K_{F\beta}$ – volíme pro zjednodušení stejný jako součinitel $K_{H\beta}$ (diagramy v ST). Rozhoduje hodnota ψ_d:

$$\psi_d = \frac{b_w}{d_1}.$$

Součinitel tvaru zubu Y_{FS} – podle počtu zubů (u šikmých zubů porovnávacího kola) a jednotkového posunutí vybereme z diagramu v ST.

Součinitel sklonu zubu Y_β – u přímých zubů 1, u šikmých podle diagramu v ST.

Součinitel vlivu záběru Y_ε – podle velikosti součinitele záběru.

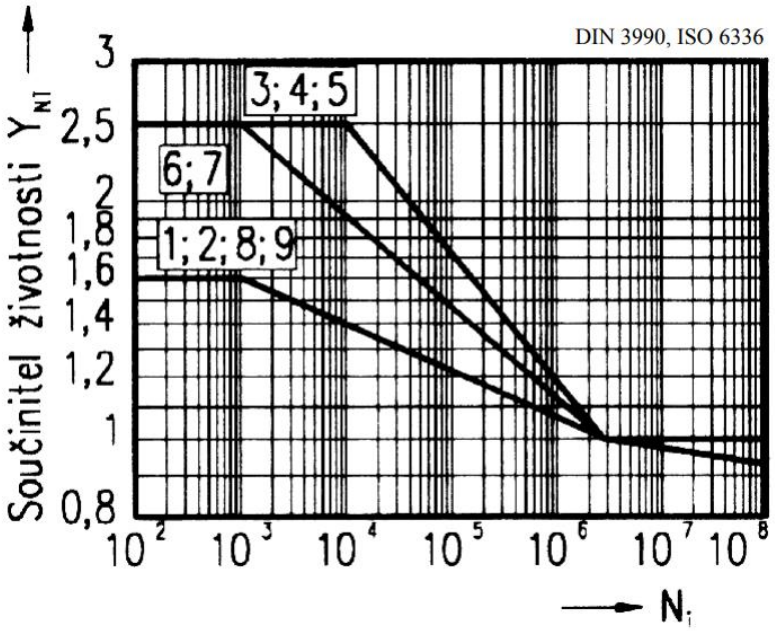
$$Y_\varepsilon = \varepsilon_\alpha^{-1}, event. 0{,}2 + 0{,}8/\varepsilon_\alpha \; pro \; \varepsilon_\alpha < 1.$$

Bezpečnost proti únavovému lomu

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N Y_\delta Y_x}{\sigma_F} \geq 1{,}4.$$

σ_{Flim} – viz výše (volí se podle ST).

Y_N – součinitel životnosti, v ST uveden výpočet, pro usnadnění použijeme diagram (Ústav konstruování VUT Brno):



1. konstrukční oceli normalizačně žíhané nebo tepelně nezpracované
2. šedé litiny
3. tvárné litiny
4. uhlíkové oceli zušlechtěné, tvářené nebo lité
5. slitinové oceli tvářené nebo lité
6. povrchově kalené oceli
7. slitinové oceli cementované
8. oceli pro zušlechtění nitridované
9. nitridační oceli nitridované

Výpočet počtu cyklů z provozních hodin (analogicky – výpočet u valivých ložisek):

$$N = 60 \cdot L_h \cdot n$$

Y_δ – součinitel vrubové citlivosti (v mechanice – pružnosti a pevnosti značen pravděpodobně η). Volí se podle diagramů v ST.

Y_x – součinitel velikosti (obdobně v mechanice ε_m – kapitola snížená mez únavy). Diagram v ST.

Statická bezpečnost v ohybu

Podle strojnických tabulek (jde o jednoduchý výpočet). Jednorázové maximální zatížení zubu se musí odhadnout (např. jako dvojnásobek provozní síly F_t).

Dotyk

Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů:

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_w d_1} \cdot \frac{u+1}{u}}.$$

Součinitel tvaru zubů Z_H – diagram v ST.

Součinitel mechanických vlastností materiálů Z_E – tabulka v ST.

Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů Z_ε – diagram v ST.

Převodové číslo u: mezi převodovým poměrem i a převodovým číslem u je následující rozdíl.

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(= \frac{\text{hnací člen}}{\text{hnaný člen}} \right).$$

$$u_{1,2} = \frac{D_{1,2}}{D_{2,1}} = \frac{z_{1,2}}{z_{2,1}} \left(= \frac{\text{větší kolo}}{\text{menší kolo}} \right).$$

Tedy pro převod dopomala platí:

$$i_{1,2} = u_{1,2} > 1,$$

pro převod dorychla:

$$i_{1,2} = \frac{1}{u_{1,2}} < 1.$$

Převodové číslo je tedy vždy větší než jedna.

Výpočtové napětí v dotyku (zahrnuje nepřesnosti v zatížení zubů):

$$\sigma_H = \sigma_{H0}\sqrt{K_H}.$$

Součinitel přídavných zatížení K_H:

$$K_H = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}.$$

Součinitele K_A, K_v viz výše (výpočet provozního součinitele u ohybového napětí), pro součin $K_{H\alpha} \cdot K_v$ můžeme použít stejné pravidlo jako u ohybu (= 1,2), součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky $K_{H\beta} \approx K_{F\beta}$.

Bezpečnost proti tvorbě pittingu

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} Z_L Z_R Z_V \geq 1{,}1 \div 1{,}2.$$

σ_{Hlim} – mez únavy v dotyku (ST).

Pro zjednodušení můžeme dosadit následující hodnoty:

$Z_L Z_R Z_V$ = 0,85 ÷ 0,95 pro netvrzená kola, popř. 1 pro tvrzená a broušená kola.

V případě, že chceme výsledek korigovat přesněji:

Součinitel maziva Z_L je závislý na kinematické viskozitě maziva v (hodnotu musíme vyhledat), součinitel jakosti povrchu Z_R má pro 6. stupeň přesnosti hodnotu 1, při vyšší přesnosti klesá, součinitel rychlosti Z_V se uplatňuje při obvodové rychlosti nad 15 až 20 m/s, jinak stačí dosadit hodnotu 1.

Statická únosnost v dotyku

Největší napětí v dotyku:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0}\sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot k_H}{F_t}}.$$

Jednorázové maximální zatížení můžeme volit stejně jako pro ohyb ($2F_t$). Soukolí je provozuschopné, pokud platí:

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} .$$

Dovolené napětí σ_{HPmax} volíme podle ST na základě tvrdosti boku zubu HV (Vickers). Platí, že zuby pastorku by měly mít větší povrchovou tvrdost než zuby kola asi o 10 až 20 stupňů.

Literatura:

LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky.* Vyd. 4. Úvaly : Albra – pedagogické nakladatelství, 2008.

KŘÍŽ, R., MARTINISKO, C., WEIGNER, K. *Strojírenská konstrukce I*. Vyd. 1. Praha : SNTL, 1986.

BOLEK, A., KOCHMAN, J. aj. *Části strojů 2. svazek, Technický průvodce 6*. Vyd. 5. Praha : SNTL, 1990.

SOUČINITELE POUŽITÉ PŘI VÝPOČTU

K_A	součinitel vnějších dynamických sil
k_F	předběžná bezpečnost pro ohyb
$K_{F\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení
K_H	součinitel přídavných zatížení
k_H	součinitel přetížení pro dotyk.
$K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů na dotyk
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky
Kv	součinitel vnitřních dynamických sil (souč. rychlosti)
Y_{FS}	součinitel tvaru zubu
Y_N	součinitel životnosti
Y_x	součinitel velikosti
Y_β	součinitel sklonu zubu
Y_δ	součinitel vrubové citlivosti
Y_ε	součinitel vlivu záběru
Z_E	součinitel mechanických vlastností materiálů
Z_H	součinitel tvaru zubu
Z_L	součinitel maziva
Z_R	součinitel jakosti povrchu
Z_V	součinitel rychlosti
Z_ε	součinitel součtové délky dotykových křivek zubů

J. Gruber, SPŠ strojnická a SOŠ prof. Švejcara, Plzeň, 2021.