## Esercizio 1

*Eseguire il dimensionamento geometrico di un ingranaggio normale a denti diritti di cui sono noti:*
*modulo* $m = 5$ mm
*diametro primitivo del pignone* $d_1 = 100$ mm
*diametro primitivo della ruota* $d_2 = 250$ mm
*velocità angolare albero motore* $\omega_1 = 78{,}54$ rad/s
*La dentatura è di qualità corrente.*

Le grandezze per il calcolo geometrico dell'ingranaggio sono quelle della tab. 12-I.

*Pignone*

Numero di denti:

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{100}{5} = 20$$

Passo:

$$\overline{p} = \widehat{p} = \pi m = 15{,}708 \text{ mm}$$

Spessore del dente sul diametro primitivo:

$$\overline{s} = \widehat{s} = \frac{p}{2} = 7{,}854 \text{ mm}$$

uguale alla larghezza del vano sul primitivo.

Interasse:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = 175 \text{ mm}$$

Addendum:

$$h_a = m = 5 \text{ mm}$$

Dedendum:

$$h_f = 1{,}25\, m = 6{,}25 \text{ mm}$$

Altezza del dente:

$$h = 2{,}25\, m = 11{,}25 \text{ mm}$$

Diametro di testa:

$$d_{a1} = d_1 + 2\, h_a = 110 \text{ mm}$$

Diametro di piede:

$$d_{f1} = d_1 - 2\, h_f = 87{,}5 \text{ mm}$$

Diametro di base:

$$d_{b1} = d_1 \cos 20° = 93{,}969 \text{ mm}$$

essendo l'angolo di pressione $\alpha = 20°$.

Rapporto d'ingranaggio:

$$u = \frac{d_2}{d_1} = 2{,}5$$

*Ruota*

Numero di denti:

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{250}{5} = 50$$

Passo, spessore del dente e larghezza del vano sul primitivo, interasse, addendum, dedendum e altezza del dente sono uguali a quelli calcolati per il pignone.

Diametro di testa:

$$d_{a2} = d_2 + 2\,h_a = 260 \text{ mm}$$

Diametro di piede:

$$d_{f2} = d_2 - 2\,h_f = 237{,}5 \text{ mm}$$

Diametro di base:

$$d_{b2} = d_2 \cos 20° = 234{,}923 \text{ mm}$$

Velocità angolare albero condotto:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u} = 31{,}42 \text{ rad/s}$$

*Giuoco primitivo $j_t'$*

La velocità periferica risulta:

$$v = \omega_1 \frac{d_1}{2} = \omega_2 \frac{d_2}{2} = 3{,}927 \text{ m/s}$$

Poiché si prevedono errori di costruzione sul passo, data la qualità prevista della dentatura, conviene assumere:

$$j_t' = 0{,}05 \text{ m} = 0{,}25 \text{ mm}$$

## Esercizio 2

*Mediante l'ingranaggio riduttore dell'esercizio 1 si vuole ottenere sull'albero condotto un momento $M_2$ = 340 Nm. Sapendo che il rendimento totale della trasmissione è $\eta_T$ = 0,9, calcolare la potenza motrice necessaria e le forze agenti sui denti delle ruote.*

La potenza resistente utile $P_2$, per quanto visto al § 10.1.1, è data dalla relazione:

$$P_2 = \frac{M_2 n_2}{9\,549}$$

nella quale:

$$n_2 = \frac{30\ \omega_2}{\pi} = 300 \text{ giri/min}$$

La potenza motrice necessaria è:

$$P_1 = \frac{M_2 n_2}{9\,549\ \eta_T}$$

Con i valori noti:

$$P_1 = \frac{340 \times 300}{9\,549 \times 0{,}90} = 11{,}87 \text{ kW}$$

Il momento motore risulta allora:

$$M_1 = \frac{P_1}{\omega_1} 10^6 = \frac{11{,}87}{78{,}54} 10^6 = 151\,000 \text{ Nmm}$$

Con riferimento alla fig. 12.25, le forze agenti sui denti sono:

in corrispondenza del diametro primitivo:

$$F_t = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \times 151\,000}{100} = 3\,020 \text{ N}$$

nella direzione della retta d'azione:

$$F = \frac{F_t}{\cos\ \alpha} = \frac{3\,020}{\cos\ 20°} = 3\,214 \text{ N}$$

nella direzione radiale:

$$F_r = F_t \text{ tg } \alpha = 3\,020 \times \text{tg } 20° = 1\,099 \text{ N}$$

## Esercizio 3

*Calcolare il valore del grado di ricoprimento, del passo d'azione, della linea di condotta e il rendimento della dentatura dell'ingranaggio di cui agli esercizi precedenti.*

Per quanto visto al § 12.4.3 il grado di ricoprimento è dato dalla relazione:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_a \qquad 12.15)$$

nella quale:

$$\varepsilon_1 = \frac{\sqrt{(z_1+2)^2 - (z_1 \cos\alpha)^2}}{2\pi\cos\alpha} =$$

$$= \frac{\sqrt{(20+2)^2 - (20\cos 20^\circ)^2}}{2\pi\cos 20^\circ} = 1{,}94$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\sqrt{(z_2+2)^2 - (z_2 \cos\alpha)^2}}{2\pi\cos\alpha} =$$

$$= \frac{\sqrt{(50+2)^2 - (50\cos 20^\circ)^2}}{2\pi\cos 20^\circ} = 3{,}77$$

$$\varepsilon_a = (z_1+z_2)\frac{\text{tg}\,\alpha}{2\pi} = (20+50)\frac{\text{tg}\,20^\circ}{2\pi} = 4{,}06$$

Risulta pertanto:

$$\varepsilon = 1{,}94 + 3{,}77 - 4{,}06 = 1{,}65 > 1{,}25$$

che è un buon valore per dentature correnti.
Il passo d'azione vale:

$$p_\alpha = m\,\pi\cos\alpha = 5\,\pi\cos 20^\circ = 14{,}76 \text{ mm}$$

e la linea di condotta:

$$\overline{E_1E_2} = \varepsilon\, p_\alpha = 1{,}65 \times 14{,}76 = 24{,}35 \text{ mm}$$

Il rendimento della dentatura si ricava dalla formula:

$$\eta = 1 - \pi\ f\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\cdot K \qquad 12.33)$$

Per il coefficiente d'attrito e per il coefficiente $K$ si assumono i valori prudenziali:

$$f = 0{,}10; \quad K = 1$$

Il valore del rendimento risulta:

$$\eta = 1 - \pi \cdot 0{,}10\left(\frac{1}{20} + \frac{1}{50}\right)\cdot 1 =$$
$$= 1 - 0{,}022 = 0{,}978$$

## Esercizio 4

*Eseguire il dimensionamento geometrico dell'ingranaggio a denti diritti con:*
*numero di denti del pignone $z_1 = 10$*
*numero di denti della ruota $z_2 = 20$*
*modulo $m = 8$ mm*
*angolo di pressione $\alpha = 20^\circ$*

Il numero di denti del pignone è inferiore al numero di denti minimo pratico $z_1' = 14$, per cui bisogna ricorrere ad una dentatura corretta. Poiché la somma dei numeri dei denti delle due ruote risulta:

$$z_1 + z_2 > 28$$

si può realizzare un ingranaggio con spostamento uguale e di segno opposto sulle due ruote, positivo sul pignone ($z_1 < 14$) e negativo sulla ruota ($z_2 > 14$):

$$x_1 m = -x_2 m$$

In questo modo l'interasse resta invariato e pari a:

$$a = m\frac{z_1+z_2}{2} = 8\cdot\frac{30}{2} = 120 \text{ mm}$$

Dalla tab. 12-II, per $h_a = m$ e $\alpha = 20°$, il coefficiente di spostamento minimo risulta dato da:

$$x_1 = |x_2| = \frac{14 - z_1}{17} = \frac{14 - 10}{17} = 0{,}2353$$

e lo spostamento vale:

$$x_1\, m = |x_2 m| = 0{,}2353 \times 8 = 1{,}88 \text{ mm}$$

Abbiamo pertanto:

*Pignone*

diametro primitivo di funzionamento:

$$d'_1 = d_1 = m\, z_1 = 80 \text{ mm}$$

diametro primitivo di riferimento:

$$d_1 + 2 x_1\, m = 80 + 3{,}76 = 83{,}76 \text{ mm}$$

diametro di testa:

$$d_{a1} = (d_1 + 2\, x_1\, m) + 2\, h_a = 83{,}76 + 2 \times 8 = 99{,}76 \text{ mm}$$

diametro di piede:

$$d_{f1} = (d_1 + 2\, x_1\, m) - 2\, h_f = 83{,}76 - 2 \times 1{,}25 \times 8 = 63{,}76 \text{ mm}$$

*Ruota*

diametro primitivo di funzionamento:

$$d'_2 = d_2 = m\, z_2 = 160 \text{ mm}$$

diametro primitivo di riferimento:

$$d_2 - 2\, x_2\, m = 160 - 3{,}76 = 156{,}24 \text{ mm}$$

diametro di testa:

$$d_{a2} = (d_2 - 2\, x_2\, m) + 2\, h_a = 156{,}24 + 2 \times 8 = 172{,}24 \text{ mm}$$

diametro di piede:

$$d_{f2} = (d_2 - 2\, x_2\, m) - 2\, h_f = 156{,}24 - 2 \times 1{,}25 \times 8 = 136{,}24 \text{ mm}$$

## Esercizio 5

*Eseguire il dimensionamento geometrico di una ruota dentata elicoidale con 60 denti, sapendo che deve essere costruita con una fresa a creatore di modulo 2 e che l'angolo d'elica è di 30°.*

Il modulo dell'utensile è il modulo normale $m_n$. Dato pertanto:

$$m_n = 2 \text{ mm}$$

dalla tab. 12-IV si ricava:

modulo trasversale:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{2}{\cos 30°} = 2{,}31 \text{ mm}$$

diametro primitivo:

$$d = m_t\, z = 2{,}31 \times 60 = 138{,}6 \text{ mm}$$

addendum:

$$h_a = m_n = 2 \text{ mm}$$

dedendum:

$$h_f = 1{,}25\, m_n = 2{,}5 \text{ mm}$$

altezza del dente:

$$h = 2{,}25\, m_n = 4{,}5 \text{ mm}$$

diametro di testa:

$$d_a = d + 2\, h_a = 142{,}6 \text{ mm}$$

diametro di piede:

$$d_f = d - 2\, h_f = 133{,}6 \text{ mm}$$

L'angolo di pressione dell'utensile, che si presume sia unificato, è:

$$\alpha_{0n} = \alpha_n = 20°$$

Dal valore del raggio virtuale:

$$r_v = \frac{r}{\cos^2\beta} = \frac{69{,}3}{0{,}75} = 92{,}40 \text{ mm}$$

si ricava in conseguenza:

diametro di base:

$$d_b = d_v \cos \alpha_n = 184{,}80 \ \cos 20° = 173{,}65 \text{ mm}$$

Il calcolo del numero di denti virtuale in questo caso non interessa in quanto i denti vengono tagliati col creatore. Sarebbe invece stato necessario nel taglio col metodo diretto, perché ogni fresa a profilo costante è caratterizzata dal modulo e dal numero di denti che, per le ruote elicoidali, corrisponde al numero di denti virtuale $z_v$.

Stabilita la larghezza di dentatura:

$$b = \lambda\, m_n = 15 \times 2 = 30 \text{ mm}$$

la ruota ha un salto di dentatura:

$$S_d = b \text{ tg } \beta = 30 \text{ tg } 30° = 17{,}32 \text{ mm}$$

che è la quantità di cui risulta virtualmente aumentato l'arco di condotta.

## Esercizio 6

*Calcolare le forze che sollecitano l'albero e i supporti del pignone di un ingranaggio riduttore elicoidale, essendo noti:*

*potenza sull'albero del pignone* $P_1 = 25$ kW
*frequenza di rotazione* $n_1 = 350$ giri/min
*angolo di pressione normale* $\alpha_n = 20°$
*angolo d'elica* $\beta = 10°$
*modulo normale* $m_n = 4$ mm
*numero di denti del pignone* $z_1 = 40$

Si calcola il modulo trasversale:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{4}{\cos 10°} = 4{,}062 \text{ mm}$$

e il diametro primitivo del pignone:

$$d_1 = m_t z_1 = 4{,}062 \times 40 = 162{,}48 \text{ mm}$$

Poiché la sua velocità angolare è:

$$\omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60} = \frac{2\pi\, 350}{60} = 36{,}65 \text{ rad/s}$$

il momento agente sul suo albero vale:

$$M_1 = \frac{P_1}{\omega_1} 10^6 = \frac{25}{36{,}65} 10^6 = 682\,128 \text{ Nmm}$$

La forza tangenziale:

$$F_t = \frac{2\ M_1}{d_1} = \frac{2 \times 682\,128}{162{,}48} = 8\,396 \text{ N}$$

la forza assiale:

$$F_a = F_t \text{ tg } \beta = 8\,396 \text{ tg } 10° = 1\,480 \text{ N}$$

la forza radiale:

$$F_r = F_t \frac{\text{tg } \alpha_n}{\cos \beta} = 8\,396 \frac{\text{tg } 20°}{\cos 10°} = 3\,103 \text{ N}$$

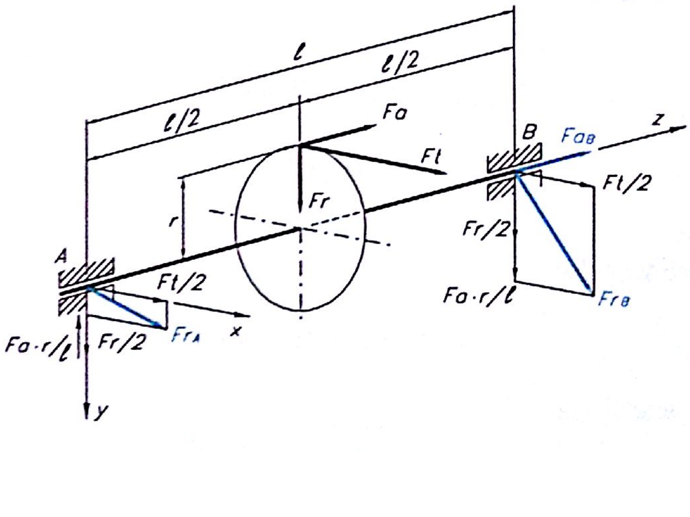
sono le forze agenti.

Per determinare le azioni che esse esercitano sull'albero e sui cuscinetti si suppone che il pignone sia sopportato da ambedue i lati, assumendo per la distanza dei supporti il valore:

$$\ell = 0{,}5\, d_1 = 80 \text{ mm}$$

**1 - Forze agenti sui supporti**

Con riferimento allo schema della figura, supposto reggispinta il cuscinetto $B$, le azioni esercitate dalle tre forze $F_t$, $F_a$, $F_r$ sono:



*Cuscinetto A*

$$\frac{F_t}{2} = \frac{8\,396}{2} = 4\,198 \text{ N}$$

$$\frac{F_r}{2} - F_a \frac{r}{\ell} = \frac{3\,103}{2} - 1480 \frac{81{,}24}{80} = 1\,551 - 1\,503 = 48$$

La forza radiale agente vale quindi:

$$F_{rA} = \sqrt{4\,198^2 + 48^2} \approx 4\,198 \text{ N}$$

*Cuscinetto B*

$$\frac{F_t}{2} = 4\,198 \text{ N}$$

$$\frac{F_r}{2} + F_a \frac{r}{\ell} = 1\,551 + 1\,503 = 3\,054 \text{ N}$$

Forza radiale agente:

$$F_{rB} = \sqrt{4\,198^2 + 3\,054^2} = 5\,191 \text{ N}$$

Forza assiale agente:

$$F_{aB} = F_a = 1\,480 \text{ N}$$

**2 - Forze agenti sull'albero**

La forza tangenziale:

$$F_t = 8\,396 \text{ N}$$

sollecita l'albero a torsione e a flessione e taglio sul piano *xz*.
La forza radiale:

$$F_r = 3\,103 \text{ N}$$

sollecita l'albero a flessione e taglio sul piano *yz*. La forza assiale:

$$F_a = 1\,480 \text{ N}$$

sollecita a compressione il tratto di albero compreso tra il pignone e il cuscinetto reggispinta *B*.
Si lascia al lettore, come esercizio proposto, il compito di analizzare come si modificano le azioni sui supporti e le caratteristiche di sollecitazione sull'albero disponendo il pignone in varie posizioni asimmetriche.

## Esercizio 7

*Calcolare gli elementi geometrici primitivi e quelli fittizi del pignone di un ingranaggio conico a denti diritti, atto a realizzare la trasmissione di potenza tra due alberi a 90° con rapporto d'ingranaggio $u$ = 3,5, essendo dati:*
*modulo $m$ = 3 mm*
*numero di denti del pignone $z_1$ = 15*

Dalla tab. 12-V, per $\Sigma = 90°$, risulta:

$$u = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1}$$

dalla quale si ricava:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u} = \frac{1}{3{,}5} = 0{,}2857142$$

$$\delta_1 = 15° \, 57'$$

Essendo:

$$d_1 = m\, z_1 = 3 \times 15 = 45 \text{ mm}$$

si ottiene:

generatrice:

$$R = \frac{d_1}{2 \operatorname{sen} \delta_1} = \frac{45}{2 \operatorname{sen} 15° \, 57'} = 81{,}90 \text{ mm}$$

larghezza dentatura:

$$b \approx \frac{R}{3} = 27 \text{ mm}$$

diametro primitivo medio:

$$d_{m1} = d_1 \left(1 - \frac{b}{2R}\right) = 45 \left(1 - \frac{27}{163{,}8}\right) = 37{,}58 \text{ mm}$$

addendum:

$$h_a = m = 3 \text{ mm}$$

dedendum:

$$h_f = 1{,}2m = 3{,}6 \text{ mm}$$

altezza del dente:

$$h = 2{,}2m = 6{,}6 \text{ mm}$$

diametro esterno:

$$d_{a1} = d_1 + 2m \cos \delta_1 = 45 + 6 \cos 15°57' =$$
$$= 45 \times 5{,}77 = 50{,}77 \text{ mm}$$

numero di denti fittizio:

$$z_{r1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{15}{\cos 15°57'} = 15{,}6$$

diametro primitivo di riferimento della ruota fittizia:

$$d_{r1} = \frac{d_1}{\cos \delta_1} = \frac{45}{\cos 15°57'} = 46{,}8 \text{ mm}$$

diametro primitivo della ruota fittizia media:

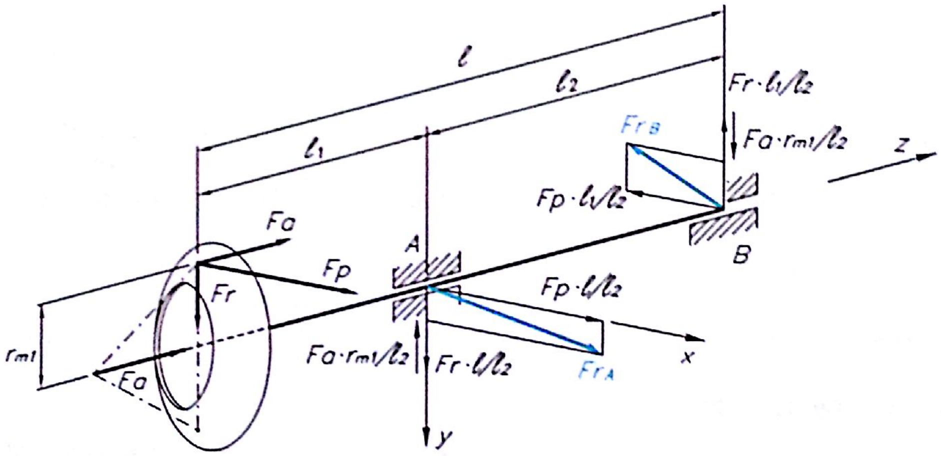
$$d_{mr1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{37{,}58}{\cos 15°57'} = 39{,}08 \text{ mm}$$

angolo del cono complementare:

$$\delta_{r1} = 90° - \delta_1 = 90° - 15°57' = 74°03'$$

## Esercizio 8

*Calcolare le forze agenti sui supporti del pignone dell'esercizio 7, montato a sbalzo come indicato in figura, sapendo che il momento motore massimo è* $M_1 = 3\,200$ Nmm. *Dati:* $\ell_1 = 45$ mm; $\ell_2 = 115$ mm




La forza periferica utile è data dalla relazione:

$$F_p = \frac{2M_1}{d_{m1}} = \frac{2 \times 3\,200}{37{,}58} = 170 \text{ N}$$

Le forze radiale e assiale valgono rispettivamente:

$$F_r = F_p \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 170 \operatorname{tg} 20° \cos 15°57' = 59{,}5 \text{ N}$$

$$F_a = F_p \operatorname{tg} \alpha \operatorname{sen} \delta_1 = 170 \operatorname{tg} 20° \operatorname{sen} 15°57' = 17 \text{ N}$$

*Forze sui supporti*

Il carico assiale gravante sui supporti corrisponde alla forza assiale $F_a$. I carichi radiali $F_{rA}$ ed $F_{rB}$ vanno invece calcolati in base alle tre forze $F_p$, $F_r$, $F_a$.

Con riferimento allo schema di calcolo della figura si ottiene:

*Cuscinetto A*

$$F_p \cdot \frac{\ell}{\ell_2} = 170 \frac{160}{115} = 236{,}5 \text{ N}$$

$$F_r \frac{\ell}{\ell_2} - F_a \frac{r_{m1}}{\ell_2} = 59{,}5 \frac{160}{115} - 17 \frac{18{,}79}{115} = 80 \text{ N}$$

Forza radiale agente:

$$F_{rA} = \sqrt{236{,}5^2 + 80^2} = 250 \text{ N}$$

Cuscinetto B

$$F_p \cdot \frac{\ell_1}{\ell_2} = 170\,\frac{45}{115} = 66{,}5\ \text{N}$$

$$F_r\,\frac{\ell_1}{\ell_2} - F_a\,\frac{r_{m1}}{\ell_2} = 59{,}5\,\frac{45}{115} - 17\,\frac{18{,}79}{115} = 20{,}5\ \text{N}$$

Forza radiale agente:

$$F_{rB} = \sqrt{66{,}5^2 + 20{,}5^2} \approx 70\ \text{N}$$

## Esercizio 9

*Si vuole realizzare una trasmissione tra due alberi ad angolo retto, con rapporto di ingranaggio $u = 2{,}5$, mediante due ruote elicoidali di modulo normale $m_n = 3$ mm con diametri primitivi uguali. Sapendo che la frequenza di rotazione dell'albero motore è $n_1 = 600$ giri/min, calcolare:*

- *gli angoli d'elica $\beta_1$ e $\beta_2$*
- *i diametri primitivi $d_1$ e $d_2$*
- *il rendimento $\eta$ della dentatura*
- *la velocità di strisciamento*

Per ingranaggi riduttori con $\Sigma = 90°$ e $d_1 = d_2$ gli angoli d'elica si ricavano dalla relazione 12.63') che in questo caso diventa:

$$i = u \operatorname{tg} \beta_1$$

Da essa si ricava:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = 2{,}5$$

$$\beta_1 = 68°12'$$

ed essendo gli angoli d'elica complementari:

$$\beta_2 = 90° - 68°12' = 21°48'$$

Fissato un numero di denti:

$$z_1 = 14$$

risulta:

$$z_2 = u\,z_1 = 2{,}5 \times 14 = 35$$

I moduli trasversali risultano:

$$m_{t1} = \frac{m_n}{\cos \beta_1} = \frac{3}{\cos 68°12'} = 8{,}078\ \text{mm}$$

$$m_{t2} = \frac{m_n}{\cos \beta_2} = \frac{3}{\cos 21°48'} = 3{,}231\ \text{mm}$$

ed i diametri primitivi:

$$d_1 = m_{t1}\,z_1 = 8{,}078 \times 14 = 113\ \text{mm}$$

$$d_2 = m_{t2}\,z_2 = 3{,}231 \times 35 = 113\ \text{mm}$$

Assunto un coefficiente d'attrito $f = 0{,}1$ (buona lubrificazione), il rendimento della dentatura è dato dalla relazione 12.69) che in questo caso si scrive:

$$\eta = \frac{1 - f \operatorname{tg} \beta_2}{1 + f \operatorname{tg} \beta_1} = \frac{1 - 0{,}1 \operatorname{tg} 21°48'}{1 + 0{,}1 \operatorname{tg} 68°12'} = \frac{0{,}96}{1{,}25} = 0{,}77$$

La velocità di strisciamento si calcola con la relazione 12.62) che diventa:

$$W = \frac{V_{p1} \operatorname{sen} \Sigma}{\cos \beta_2}$$

La velocità periferica vale:

$$V_{p1} = \frac{\pi\, d_1\, n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}113 \cdot 600}{60} = 3{,}55\ \text{m/s}$$

e quindi:

$$W = \frac{3{,}55 \cdot \operatorname{sen} 90°}{\cos 21°48'} = 3{,}82\ \text{m/s}$$

### Esercizio 10

*Calcolare le forze agenti sulla vite, e il rendimento $\eta_1$ del suo albero, di un ingranaggio riduttore a vite avente le seguenti caratteristiche:*

*numero filetti della vite $z_1 = 1$*
*numero denti della ruota $z_2 = 70$*
*frequenza di rotazione della vite $n_1 = 3\,000$ giri/min*
*frequenza di rotazione della ruota $n_2 = 42{,}8$ giri/min*
*angolo dell'elica della vite $\gamma_m = 3°51'$*
*angolo di pressione normale $\alpha_n = 20°$*
*angolo d'attrito $\varphi = 2°$*
*modulo assiale $m_x = 1{,}66$ mm*
*potenza sull'albero motore $P_1 = 0{,}45$ kW*
*momento sull'albero condotto $M_2 = 61$ Nm*
*rendimento dell'albero condotto $\eta_2 = 0{,}98$*

**1 - Calcolo delle forze agenti**

Poiché la vite è ad un filetto, i passi elicoidale $p_z$ ed assiale $p_x$ della vite e il passo circonferenziale $p_2$ della ruota coincidono ed il loro valore è:

$$p_z = p_x = p_2 = m_x\,\pi$$

Il diametro primitivo della ruota risulta perciò:

$$d_2 = z_2\,m_x = 70 \times 1{,}66 = 116{,}2 \text{ mm}$$

Dalla relazione:

$$F_{p2} = \frac{2M_2}{d_2\eta_2} \qquad 12.76)$$

con i valori noti si ottiene:

$$F_{p2} = \frac{2 \times 61\,000}{116{,}2 \times 0{,}98} = 1\,071 \text{ N}$$

Poiché la forza periferica della ruota $F_{p2}$ è uguale alla forza assiale della vite $F_a$, si ha:

$$F_a = 1\,071 \text{ N}$$

La forza periferica della vite risulta allora:

$$F_{p1} = F_a \text{ tg } (\gamma_m + \varphi) = 1\,071 \text{ tg } 5°51' = 109{,}7 \text{ N}$$

La forza radiale $F_r$ si ricava dalla relazione:

$$F_r = F \text{ sen } \alpha_n \qquad 12.76)$$

nella quale compare la forza $F$ normale al filetto della vite che si può ricavare dalla:

$$F_{p1} = F\,(\cos \alpha_n \text{ sen } \gamma_m + f \cos \gamma_m)$$

Poiché è:

$$f = \text{tg } \varphi = \text{tg } 2° = 0{,}035$$

si ottiene:

$$F = \frac{109{,}7}{\cos\ 20° \text{sen}\ \ 3°51' + 0{,}035\ \cos\ \ 3°51'} =$$

$$= \frac{109{,}7}{0{,}0542 + 0{,}0349} = \frac{109{,}7}{0{,}089} = 1\,232 \text{ N}$$

e quindi la forza radiale è:

$$F_r = 1\,232 \text{ sen } 20° = 421 \text{ N}$$

**2 - Calcolo del rendimento $\eta_1$**

Il rendimento totale del riduttore è:

$$\eta_T = \eta \cdot \eta_1 \cdot \eta_2$$

dove:

$\eta$ = rendimento della dentatura
$\eta_1$ = rendimento dell'albero motore
$\eta_2$ = rendimento dell'albero condotto

Essendo noto $\eta_2$ basta ricavare i rendimenti $\eta_T$ ed $\eta$ per ottenere:

$$\eta_1 = \frac{\eta_T}{\eta \cdot \eta_2}$$

Sappiamo che:

$$P_1 = 0{,}45 \text{ kW}$$

Ricaviamo la velocità angolare $\omega_2$:

$$\omega_2 = \frac{2\,\pi\,n_2}{60} = \frac{2\,\pi\,42{,}8}{60} = 4{,}48 \text{ rad/s}$$

La potenza $P_2$ vale perciò:

$$P_2 = M_2\omega_2 10^{-3} = 61 \times 4{,}48 \times 10^{-3} = 0{,}2734 \text{ kW}$$

Il rendimento totale risulta:

$$\eta_T = \frac{P_2}{P_1} = \frac{0{,}2734}{0{,}45} = 0{,}61$$

Il rendimento della dentatura è:

$$\eta = \frac{\text{tg } \gamma_m}{\text{tg }(\gamma_m + \varphi)} = \frac{\text{tg } 3°51'}{\text{tg } 5°51'} = 0{,}657$$

e il rendimento dell'albero motore risulta:

$$\eta_1 = \frac{0{,}61}{0{,}657 \cdot 0{,}98} = 0{,}95$$