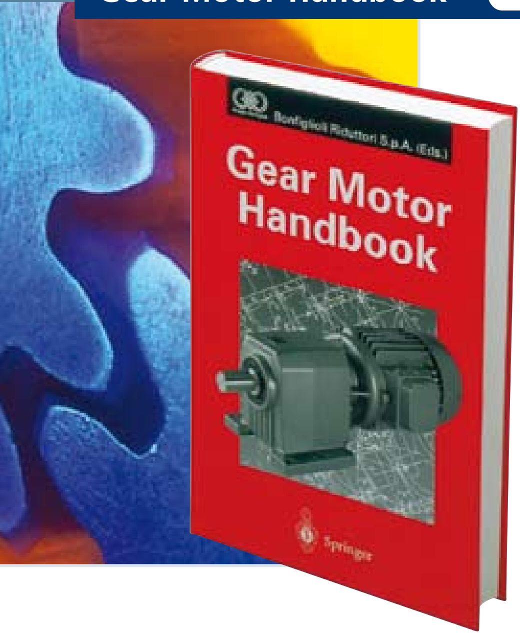

Continua la pubblicazione integrale di parti del "GEAR MOTOR HANDBOOK" Parte III: Gli Ingranaggi

Jaques Sprengers Presidente ISO/TC 60

3.4.1 Elicoide ad Evolvente.

Definizioni. Si considerino z elicoidi ad evolvente omologhe e dal passo p_t misurato sul cilindro primitivo. Per ottenere la dentatura di una ruota cilindrica elicoidale si considerino z elicoidi ad evolvente antiomologhe rispetto alle precedenti e distanti di metà passo. La dentatura risulta costituita dal solido formato dalle evolventi omologhe ed antiomologhe e delimitato dai due cilindri di testa e di piede concentrici a quello primitivo.

Sul piano trasversale si tracci una ruota geometrica elementare con modulo m_t definito da:

$$m_t = \frac{d}{z}$$

(3.026)

Questo modulo prende il nome di modulo trasversale.

Dentiera di Riferimento e Diametri. La ruota dentata di raggio infinito è una dentiera la cui sezione trasversale è il profilo di riferimento trasversale. Le linee del fianco della dentiera formano un angolo β con la normale al piano trasversale (Fig. 3.5).

Il piano perpendicolare a queste linee viene chiamato piano normale e determina un profilo di riferimento che sarà il profilo di riferimento normalizzato di modulo m. Si noti che tra il passo p_t del profilo trasversale e quello p del profilo normale

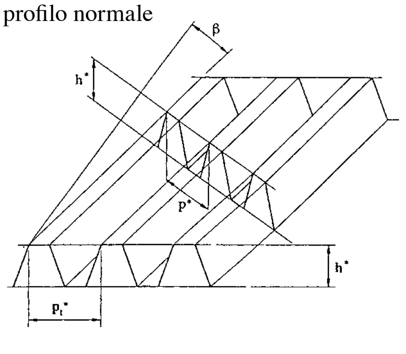

Fig. 3.5. Dentiera di riferimento.

esiste la relazione:

$$p_t = p/\cos\beta$$

(3.027)

o dividendo per ic si avrà:

$$m_t = \frac{m}{\cos\beta}$$

(3.028)

L'altezza di testa del profilo di riferimento normalizzato è h_a^*m, mentre l'altezza di piede è h_f^*m.

In base alle summenzionate regole definite dalla ISO (ISO 701), la ruota dentata elicoidale avrà le seguenti dimensioni:

$$d = \frac{m\,z}{\cos\beta}$$

(3.029)

$$d_b = \frac{m\,z}{\cos\beta}\cos\alpha_t$$

(3.030)

$$d_a = m\left[\frac{z}{\cos\beta} + 2\left(h_a^* + x\right)\right]$$

(3.031)

$$d_f = m\left[\frac{z}{\cos\beta} - 2\left(h_f^* - x\right)\right]$$

(3.032)

Le seguenti equazioni si riferiscono ad una ruota a dentatura interna:

$$d_a = m\left[\frac{z}{\cos\beta} - 2\left(h_a^* - x\right)\right]$$

(3.033)

$$d_f = m\left[\frac{z}{\cos\beta} + 2\left(h_f^* + x\right)\right]$$

(3.034)

Relazioni Angolari. Partendo dalla seguente equazione:

$$\tan\alpha_t = \frac{\tan\alpha}{\cos\beta}$$

(3.035)

e da

$$\tan\beta_b = \tan\beta\ \cos\alpha_t$$

(3.036)

è possibile calcolare le seguenti relazioni angolari:

$$\cos\beta_b = \sqrt{\cos^2\alpha\ \cos^2\beta + \sin^2\alpha}$$

(3.037)

$$\cos\alpha_t\ \cos\beta_b = \cos\alpha\ \cos\beta$$

(3.038)

$$\cos\beta_b = \frac{\sin\alpha}{\sin\alpha_t}$$

(3.039)

Interferenza di taglio. L'applicazione dell'equazione relativa all'interferenza di taglio delle ruote a denti diritti consente di definire le relazioni per le ruote a dentatura elicoidale considerando il piano trasversale. Si avrà quindi:

$$z \geq \frac{2\,(h_f^* - x)\,\cos\beta}{\sin^2\alpha_t}$$

(3.040)

Questa relazione permette di calcolare il numero di denti minimo per evitare l' interferenza per un dato spostamento o lo spostamento limite per evitare l'interferenza per un dato numero di denti. In rapporto a ruote aventi denti diritti il numero di denti limite è più piccolo, a parità di condizioni (o lo spostamento limite è più piccolo per un dato numero di denti). Si fa presente che si deve evitare l'interferenza che dà luogo ad una riduzione di spessore al piede del dente e che provoca pericolosi contatti tra i fianchi coniugati.

Spessore del Dente. Le equazioni relative alle dentature diritte sono valide anche sul piano trasversale.

Spessore primitivo trasversale:

$$s_t = \left(\frac{\pi}{2}\,m_t \pm 2\,x\,\tan\alpha_t\right)$$

(3.041)

$$s_t = m_t\left(\frac{\pi}{2} \pm 2\,x\,\tan\alpha\right)$$

(3.042)

Full publication contnues of our "GEAR MOTOR HANDBOOK" Part III: Mechanical Gears

3.4.1 Helical Wheel

Definition. *By forming a closed solid by means of z non corresponding involute helixes (the involute having originated on the transverse plane and are corresponding involutes); we cut the reference cylinder across a point at a distance equal to half the value of the pitch or module of the first helixes drawn and we consider two cylinders concentric with the reference cylinders known as the tip cylinder and the root cylinder: we are defining an helical gear.*

On the transverse plane we draw an elementary geometric wheel having a module m_t which is defined by the following equation:

$$m_t = \frac{d}{z}$$

(3.026)

This module is called the transverse module.

Reference Rack and Diameters. *The wheel characterized by an infinite diameter is a rack whose transverse section is the transverse profile. The rack is characterized by edges delimiting its profile that form together with the transverse plane an angle β (Fig. 3.5).*

The plane perpendicular to such edges is called the normal plane. It determines the reference normalized tooth profile of the module m which is also normalized. We notice that there is a relation between the pitch of the transverse profile p, and the pitch of the real profile:

$$p_t = p/\cos\beta$$

(3.027)

dividing by 7t we obtain:

$$m_t = \frac{m}{\cos\beta}$$

(3.028)

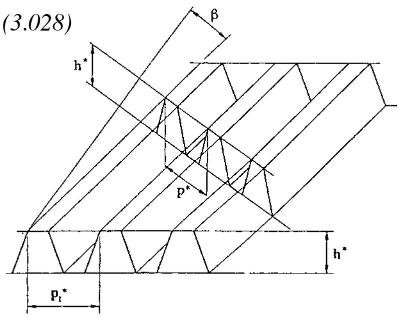

Fig.-3.5. *Basic rack.*

The head height of the reference normalized tooth profile is h_a^* m while the foot height of the base is h_f^*m.

On the basis of the am. rules defined by the ISO (ISO 701), the dimensions of the helical wheel are the following:

$$d = \frac{m\,z}{\cos\beta}$$

(3.029)

$$d_b = \frac{m\,z}{\cos\beta}\cos\alpha_t$$

(3.030)

$$d_a = m\left[\frac{z}{\cos\beta} + 2\left(h_a^* + x\right)\right]$$

(3.031)

$$d_f = m\left[\frac{z}{\cos\beta} - 2\left(h_f^* - x\right)\right]$$

(3.032)

The following equations are for an internal gear wheel:

$$d_a = m\left[\frac{z}{\cos\beta} - 2\left(h_a^* - x\right)\right]$$

(3.033)

$$d_f = m\left[\frac{z}{\cos\beta} + 2\left(h_f^* + x\right)\right]$$

(3.034)

Angular Relations. *Starting from the following equation:*

$$\tan\alpha_t = \frac{\tan\alpha}{\cos\beta}$$

(3.035)

$$\tan\beta_b = \tan\beta\,\cos\alpha_t$$

(3.036)

it is possible to calculate the following angular relations:

$$\cos\beta_b = \sqrt{\cos^2\alpha\,\cos^2\beta + \sin^2\alpha}$$

(3.037)

$$\cos\alpha_t\,\cos\beta_b = \cos\alpha\,\cos\beta$$

(3.038)

$$\cos\beta_b = \frac{\sin\alpha}{\sin\alpha_t}$$

(3.039)

Undercut. *The application of the equations for the interference in spur wheels allows equation for the helical gear to be defined taking into consideration the transverse plane. It is then to be obtained:*

$$z \geq \frac{2\,(h_f^* - x)\,\cos\beta}{\sin^2\alpha_t}$$

(3.040)

Given a determinate rack shift factor, such a relation enables us to calculate the maximum number of teeth in order to avoid interference and, given the number of teeth, it enables us to define the maximum allowable value of the rack shift factor to avoid cut interference. The maximum allowable number of teeth is lower than that of teeth in spur wheels, while the other conditions are the same (also the value of the rack shift factor is lower for a given number of teeth). The undercut resulting in drilling the tooth root dimishing the degree of resistence to stresses and producing a harmful contact between mating flanks (diminishing the degree of resistence to stress) must be avoided.

Tooth Thickness. *The equations for spur gear teeth are also valid on a transverse plane.*

Transverse reference thickness:

$$s_t = \left(\frac{\pi}{2}\,m_t \pm 2\,x\,\tan\alpha_t\right)$$

(3.041)

$$s_t = m_t\left(\frac{\pi}{2} \pm 2\,x\,\tan\alpha\right)$$

(3.042)