2. Transmissions

Ce sont des organes servant à transmettre un mouvement de rotation. Il existe des poulies pour courroies plates (fig. 1), trapézoïdales (fig. 2), plates crantées (fig. 3), des engrenages (fig. 4), des roues à friction (fig. 5), des roues à chaînes, etc.

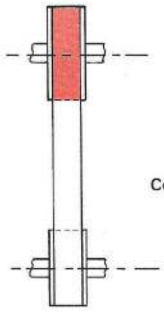


Fig. 1
Courroie plate

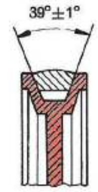


Fig. 2
Courroie trapézoïdale

Courroie crantée Fig. 3

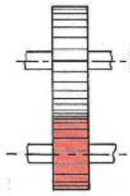


Fig. 4
Engrenages

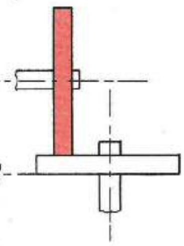


Fig. 5
Roues à friction

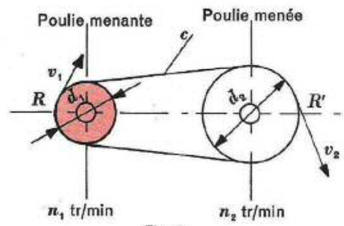


Fig. 6

Poulies

2. 1. Rapport simple

Les indices impairs n_1 d_1 s'appliquent aux organes menants, les indices pairs n_2 d_2 aux organes menés (fig. 6).

La courroie *c* ayant deux repères R et R' chausse les deux poulies; si aucun glissement n'a lieu, les chemins parcourus par ces derniers sont égaux.

$$v_1 = v_2$$
$$\pi \cdot d_1 \cdot n_1 = \pi \cdot d_2 \cdot n_2$$
$$d_1 \cdot n_1 = d_2 \cdot n_2$$

Egalité que l'on peut écrire sous forme de proportion:

$$\boxed{\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}}$$

n_1 n_2 [tr/min] fréquence de rotation
d_1 d_2 [mm] diamètre des poulies

Suivant la formule ci-dessus, on voit que **les diamètres sont inversement proportionnels aux nombres de tours.** Dans les calculs de transmission, on calcule également le rapport des nombres de tours par minute:

$$\boxed{i = \frac{n_1}{n_2}} \quad \frac{\text{nombre de tours poulie menante}}{\text{nombre de tours poulie menée}}$$

ou

$$\boxed{i = \frac{d_2}{d_1}} \quad \frac{\text{diamètre poulie menée}}{\text{diamètre poulie menante}}$$

et l'on obtient: le **rapport de transmission.**

Exemple 1

Un moteur muni d'une poulie de 180 millimètres tourne à 800 tours par minute. Il actionne un compresseur qui fait 200 tours par minute (fig. 7). On demande:

a) le diamètre de la poulie du compresseur;

b) le rapport de transmission i;

c) le diamètre exact de la poulie du compresseur, si la courroie a un glissement de 5% (le glissement des courroies plates varie de 2 à 5%).

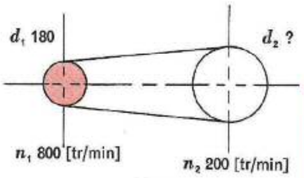


Fig. 7

Solution

[tr/min] [mm]

a) $d_2 = \frac{n_1 \cdot d_1}{n_2} = \frac{800 \times 180}{200} = \mathbf{720\ mm}$

[tr/min]

b) Rapport de transmission

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{800}{200} = \frac{4}{1}$$

c) Diamètre exact $= \frac{720 \times 95}{100} = \mathbf{684\ mm}$

Exemple 2

Deux poulies sont dans le rapport de transmission i de 3,5/1; la poulie menante a un diamètre de 120 millimètres; elle entraîne une scie circulaire tournant à 180 tours par minute (fig. 8).

a) Quel est le diamètre de la poulie montée sur la scie circulaire?

b) Quel est le nombre de tours par minute de la poulie menante?

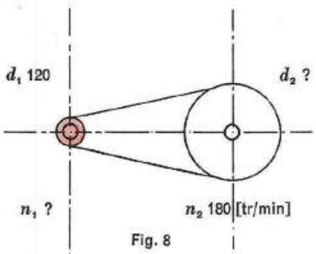


Fig. 8

Solution

a) Diamètre de la poulie (scie)

$$d_2 = d_1 \cdot i = 120 \times \frac{3,5}{1} = \mathbf{420\ mm}$$

b) Nombre de tr/min de la poulie

$$n_1 = \frac{d_2 \cdot n_2}{d_1} = \frac{420 \times 180}{120} = \mathbf{630\ tr/min}$$

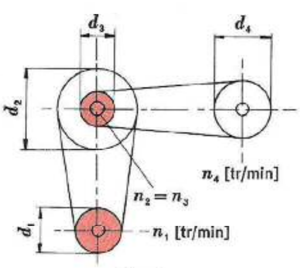


Fig. 9

2. 2. Rapport multiple

Comme pour les rapports simples, les indices impairs n_1 n_3 d_1 d_3 s'appliquent aux organes menants, les indices pairs n_2 n_4 d_2 d_4 aux organes menés.

Le calcul de l'exemple de la figure 9 peut s'effectuer par deux rapports simples, mais le procédé est trop long.

1er rapport simple $\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$

2e rapport simple $\frac{n_3}{n_4} = \frac{d_4}{d_3}$

En multipliant ces deux rapports simples, on obtient:

$$\frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_3}{n_4} = \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{d_4}{d_3}$$

Les poulies d_2 et d_3 étant solidaires, leurs nombres de tours sont identiques; n_2 et n_3 ayant la même valeur, nous pouvons les simplifier.

$$\boxed{\frac{n_1}{n_4} = \frac{d_2 \cdot d_4}{d_1 \cdot d_3}}$$

Exemple 3

Suivant le dessin de la figure 10, calculer le nombre de tours par minute de la dernière poulie d_4.

Solution

a) Avec la formule

$$n_4 = \frac{n_1 \cdot d_1 \cdot d_3}{d_2 \cdot d_4}$$

$$n_4 = \frac{1080 \times 240 \times 150}{480 \times 200} = \mathbf{405\ tr/min}$$

b) Avec la raison du train.

La raison du train ou rapport de transmission i se calcule:

$$i = \frac{\text{produit des diamètres poulies menées}}{\text{produit des diam. poulies menantes}}$$

$$i = \frac{d_2 \cdot d_4}{d_1 \cdot d_3} = \frac{480 \times 200}{240 \times 150} = \frac{8}{3}$$

$$n_4 = \frac{n_1}{i} = \frac{1080}{\frac{8}{3}} = \frac{1080 \times 3}{8} = \mathbf{405\ tr/min}$$

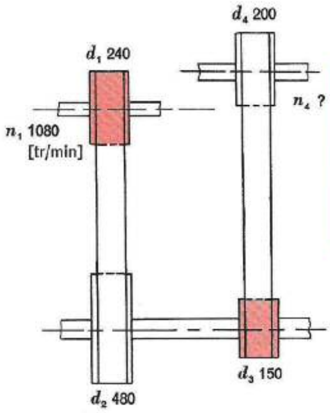


Fig. 10

Les engrenages

Dentures et calculs

2. 3. Engrenages à denture droite (fig. 11)

Lorsqu'on veut transmettre des efforts tangentiels importants en évitant tout glissement, on utilise des roues dentées ou **engrenages**. On appelle train d'engrenages plusieurs roues dentées engrenant ensemble. La petite roue dentée s'appelle **pignon**. Si les dents sont parallèles à l'axe, on dit que la denture est **droite**.

Engrenages droits

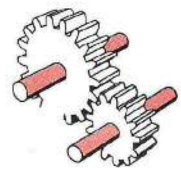


Fig. 11

2. 3. 1. Définitions géométriques de la denture

Développante de cercle (fig. 12)

Parmi les différents profils existant pour obtenir la forme des dents, les constructeurs de machines ont adopté le profil en développante de cercle (courbe décrite par un point d'une droite roulant sur un cercle sans glissement).

Ligne d'action A

C'est la ligne suivant laquelle se déplace le point de contact entre deux dents en prise.

Développante de cercle

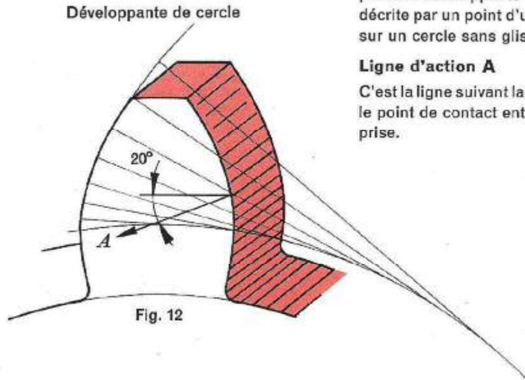


Fig. 12

Angle de pression ∢ 20° (fig. 13)

C'est l'angle formé par la ligne d'action et la tangente du cercle primitif. Cet angle est en général normalisé à 20°.

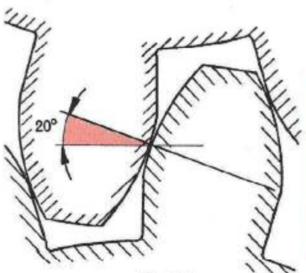


Fig. 13

Module m (fig. 14)

Le **module**, ou **pas diamétral**, pour le système métrique est égal au quotient du diamètre primitif d exprimé en millimètres par le nombre de dents z de la roue dentée.

$$\boxed{m = \frac{d}{z}} \quad \text{ou} \quad m = \frac{p}{\pi}$$

Deux roues dentées en prise ont obligatoirement le même module.

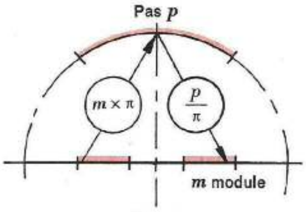


Fig. 14

Pas p (fig. 15)

La longueur d'arc allant d'un flanc d'une dent au même flanc de la dent suivante (1 plein + 1 creux), mesurée sur le diamètre primitif, s'appelle le **pas**.

Le pas doit être le même pour toutes les dents engrenant les unes avec les autres. Dans les pays où le **pouce** (25,4 mm) est utilisé comme mesure de longueur, le calcul des engrenages ne se fait plus à l'aide du module, mais en utilisant un pas spécial appelé **« diamétral pitch »**, qui équivaut au nombre de dents par pouce mesuré sur le **diamètre primitif**. Les figures 16, 17 et 18 représentent trois exemples de transmission par engrenages.

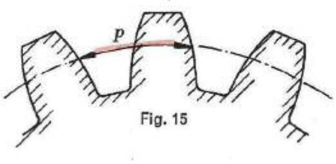


Fig. 15

Roues à denture extérieure (fig. 16)

C'est le cas le plus fréquent; les roues ont un sens de rotation opposé.

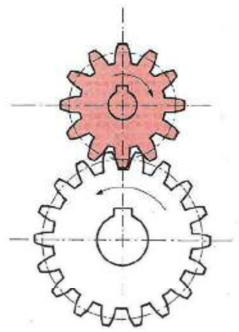


Fig. 16

Roue à denture extérieure et intérieure (fig. 17)

La grande roue possède un taillage intérieur, tandis que le pignon est taillé extérieurement. Le sens de rotation des deux roues est identique.

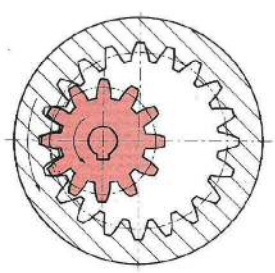


Fig. 17

Roue dentée et crémaillère (fig. 18)

Le mouvement de rotation se transforme en mouvement de translation de même sens ou vice-versa.

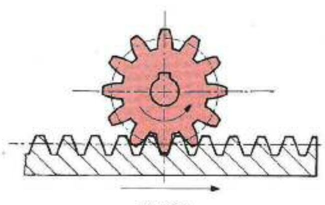


Fig. 18

2.3.2. Modules m fréquemment utilisés en mécanique

(normes VSM 15521)

C'est en fonction du module m que l'on détermine les dimensions des roues dentées. Pour éviter une gamme trop étendue de formes de dents correspondant au nombre de fraises permettant d'exécuter le taillage, on a normalisé les modules:

par 0,10 mm jusqu'à 1 mm
par 0,25 mm de 1 à 3 mm
par 0,50 mm de 3 à 6 mm
par 1,00 mm de 6 à 12 mm
par 2,00 mm de 12 à 22 mm

Les modules qui ne sont pas en caractère gras sont à éviter.

m	m	m	m	m
0,3	**1**	**3**	**6**	**12**
0,4	**1,25**	3,5	7	14
0,5	**1,5**	**4**	**8**	**16**
0,6	1,75	4,5	9	18
0,7	**2**	**5**	**10**	**20**
0,8	2,25	5,5	11	22
0,9	**2,5**			25
	2,75			28
				32
				36
				40

Fraises à profil constant (fig. 19)

Le profil en développante de cercle, variant avec chaque nombre de dents, nécessiterait une fraise différente pour chaque cas et se répéterait pour chaque module; il en résulterait un outillage très coûteux.
Les constructeurs de machines ont choisi:

1^re série de 8 fraises par module jusqu'au module 10 inclus;

2^e série de 15 fraises par module au-dessus du module 10.

Chaque fraise porte les inscriptions suivantes (fig. 20):
module
angle de pression
numéro de la fraise
nombre de dents à tailler
pas
profondeur de fraisage

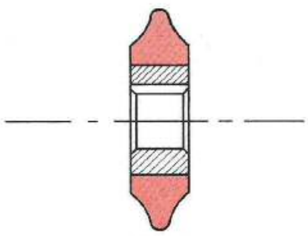


Fig. 19

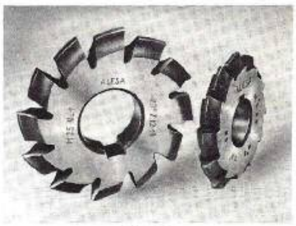


Fig. 20

2.3.3. Formules pour le calcul des dimensions des roues dentées (symbole ISO et VSM)

(fig. 21-23)

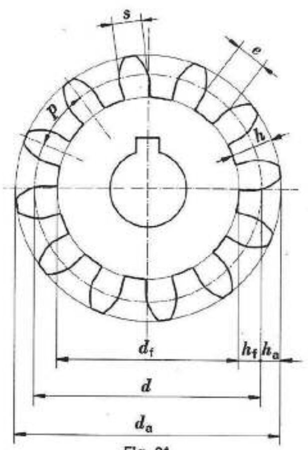


Fig. 21

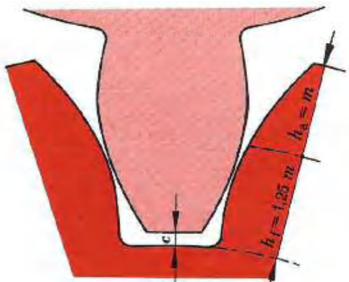


Fig. 22

Diamètre primitif	$d = z \cdot m$
Diamètre extérieur ou diamètre de tête	$d_a = d + 2\,m$ ou $m(z+2)$
Diamètre intérieur ou diamètre de pied	$d_f = d - 2{,}5\,m$ ou $m(z-2{,}5)$
Module	$m = \frac{d}{z}$ ou $\frac{p}{\pi}$ ou $\frac{d_a}{z+2}$
Pas ou pas réel	$p = \pi \cdot m$
Saillie	$h_a = m$
Creux	$h_f = 1{,}25\,m$
Vide au fond de la dent	$c = 0{,}25\,m$ ou $\frac{1}{4}\,m$
Hauteur de la dent	$h = 2\,m + c = 2{,}25\,m$

Epaisseur de la dent ou vide entre deux dents	$s = e = \frac{p}{2}$ ou $\frac{\pi\,m}{2}$
Entraxe	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$ ou $\frac{m(z_1 + z_2)}{2}$
Largeur de la denture ou épaisseur de la roue	$b \approx \frac{\text{effort tangentiel}}{6\,m}$

Cette valeur b peut être augmentée ou diminuée suivant la résistance des matériaux utilisés pour fabriquer la roue dentée.

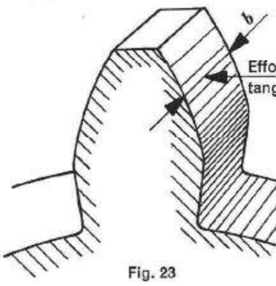


Fig. 23

Tableau de la 1^re série de 8 fraises

Numéro de la fraise	1	2	3	4	5	6	7	8
Nombre de dents de la roue dentée	12 à 13	14 à 16	17 à 20	21 à 25	26 à 34	35 à 54	55 à 134	135 à la crémaillère

Tableau de la 2^e série de 15 fraises, numérotées par demi

Numéro de la fraise	1	1½	2	2½	3	3½	4	4½	5	5½	6	6½	7	7½	8
Nombre de dents de la roue dentée	12	13	14	15 à 16	17 à 18	19 à 20	21 à 22	23 à 25	26 à 29	30 à 34	35 à 41	42 à 54	55 à 80	81 à 134	135 à la crémaillère

Exemple 4

Calculer les dimensions de deux roues dentées de 25 et 52 dents, module 3. Quelle est la distance des axes?

Solution

Roue $z_1 = 25$ dents

$d_1 = z_1 \cdot m = 25 \times 3 = \mathbf{75}$ **mm**

$d_{a1} = d_1 + 2\,m = 75 + 2 \times 3 = \mathbf{81}$ **mm**

$d_{f1} = d_1 - 2{,}5\,m = 75 - 2{,}5 \times 3 = \mathbf{67{,}5}$ **mm**

$p = \pi \cdot m = 3{,}14 \times 3 = \mathbf{9{,}42}$ **mm**

$h = 2{,}25\,m = 2{,}25 \times 3 = \mathbf{6{,}75}$ **mm**

$h_a = 1\,m = 1 \times 3 = \mathbf{3}$ **mm**

$h_f = 1{,}25\,m = 1{,}25 \times 3 = \mathbf{3{,}75}$ **mm**

$s = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2} = \frac{3{,}14 \times 3}{2} = \mathbf{4{,}71}$ **mm**

$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{3(25+52)}{2} = \mathbf{115{,}5}$ **mm**

Solution

Roue $z_2 = 52$ dents

$d_2 = z_2 \cdot m = 52 \times 3 = \mathbf{156}$ **mm**

$d_{a2} = d_2 + 2\,m = 156 + 2 \times 3 = \mathbf{162}$ **mm**

$d_{f2} = d_2 - 2{,}5\,m = 156 - 2{,}5 \times 3 = \mathbf{148{,}5}$ **mm**

$p = \pi \cdot m = 3{,}14 \times 3 = \mathbf{9{,}42}$ **mm**

$h = 2{,}25\,m = 2{,}25 \times 3 = \mathbf{6{,}75}$ **mm**

$h_a = 1\,m = 1 \times 3 = \mathbf{3}$ **mm**

$h_f = 1{,}25\,m = 1{,}25 \times 3 = \mathbf{3{,}75}$ **mm**

$s = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2} = \frac{3{,}14 \times 3}{2} = \mathbf{4{,}71}$ **mm**

$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{75+156}{2} = \mathbf{115{,}5}$ **mm**

Exemple 5

Deux roues ont un entraxe de 108 millimètres. Le pignon a 18 dents, le rapport de transmission i est de 3 à 1.

Calculer:

1) le module m?
2) la profondeur de fraisage h?
3) le pas p?

Solution

Avant de calculer le module, il faut chercher le nombre de dents de z_2.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{3}{1} \qquad \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \text{ d'où}$$

$$z_2 = \frac{n_1 \; z_1}{n_2} = \frac{3 \times 18}{1} = 54 \text{ dents}$$

$$a = \frac{(z_1 + z_2)\, m}{2} \text{ d'où}$$

$$m = \frac{a}{\frac{z_1 + z_2}{2}} = \frac{108}{\frac{18+54}{2}} = 3 \text{ mm}$$

$$h = 2{,}25\ m \quad = 2{,}25 \times 3 = \mathbf{6{,}75\ mm}$$

$$p = \pi \cdot m \quad = 3{,}14 \times 3 = \mathbf{9{,}42\ mm}$$

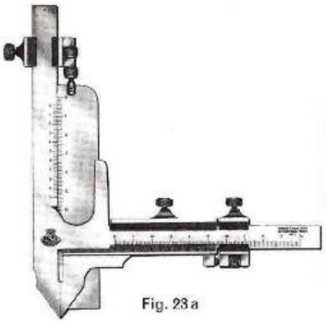


Fig. 23 a

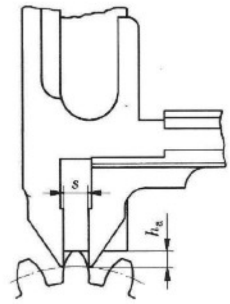


Fig. 23 b

2

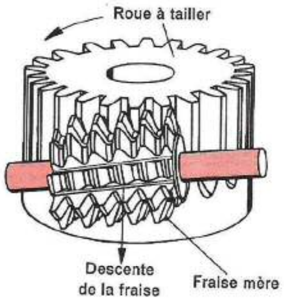


Fig. 24

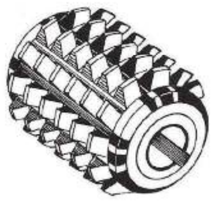


Fig. 25

Fraise mère

2.3.4. Taillage par génération

Dans la fabrication moderne et en série des roues dentées, le taillage se fait par **génération** avec une **fraise mère** (fig. 24).

Principe

La rotation de la fraise mère doit être synchronisée avec la rotation de la roue à tailler. La forme recherchée de la denture en **développante de cercle** est obtenue par la rotation de la roue à tailler sur les flancs de la fraise mère. Cette dernière à la forme d'une vis sans fin pourvue de dents. Le profil de ces dents est le même que celui d'une crémaillère (fig. 25). Pendant que la fraise mère fait un tour, la roue à tailler tourne progressivement d'une dent.

Exemple

Pour tailler une roue de 20 dents, la fraise fait 20 tours pendant que la roue fait seulement un tour.

Précision

Les roues taillées par ce procédé ont un profil de dent exact, ce qui n'est pas le cas dans le taillage dent par dent.
Le taillage par génération s'exécute sur des machines spéciales.

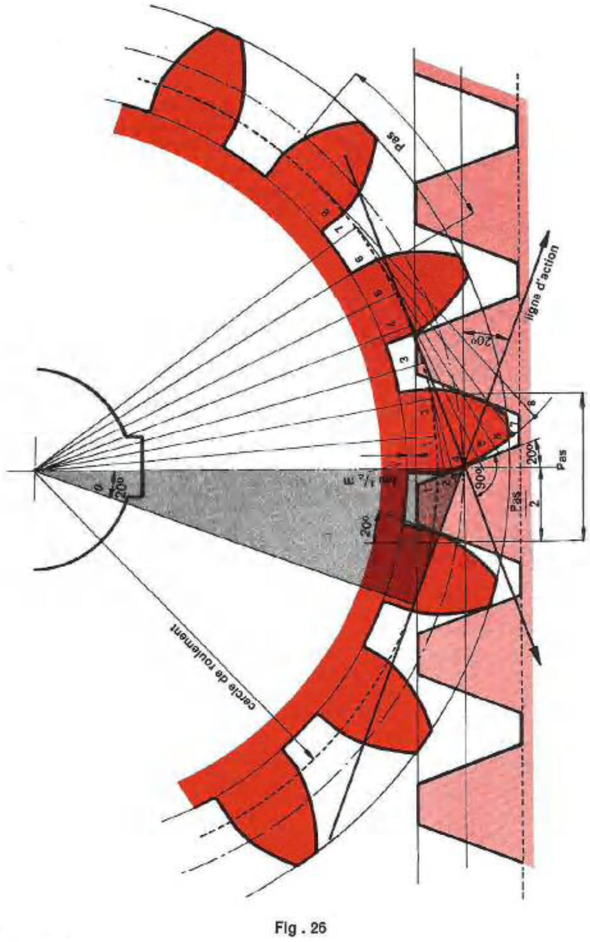


Fig. 26

2

Fig. 27

2. 4. Roues à denture hélicoïdale

(fig. 27)

On appelle roue hélicoïdale une roue dont les dents sont inclinées par rapport à l'axe de rotation. La dent d'une roue hélicoïdale est une portion d'hélice. Ce type de roue est utilisé pour transmettre un mouvement de rotation entre deux arbres non concourants de directions quelconques.

Nous étudierons la transmission entre les arbres parallèles (fig. 28) et orthogonaux (fig. 29). Avec les roues à denture droite, au passage de chaque dent nous avons une prise de contact directe. Avec les roues à denture hélicoïdale, cette prise de contact est progressive.

Roues à denture hélicoïdale

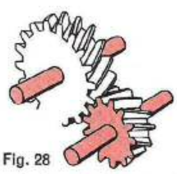


Fig. 28

Transmissions à arbres parallèles

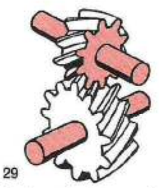


Fig. 29

Transmissions à arbres orthogonaux

2.4.1. Généralités (fig. 30-31)

La plupart des termes définis pour les dentures droites s'appliquent aux dentures hélicoïdales avec quelques expressions nouvelles.

Sur la circonférence primitive, si l'on mesure un arc perpendiculairement à l'axe du cylindre comprenant une dent et un intervalle, on obtient le **pas apparent** p_t. Par contre, si l'on mesure le pas perpendiculairement à la tangente de l'hélice, avec le même intervalle on obtient le **pas réel** p_n. Comme pour les roues à denture droite, le produit du module par π nous donne le pas.

$$\cos\beta = \frac{p_n}{p_t}$$

$$p_t = m_t \cdot \pi$$

$$p_n = m_n \cdot \pi \quad \text{d'où}$$

$$\cos\beta = \frac{p_n}{p_t} = \frac{m_n \cdot \pi}{m_t \cdot \pi} = \frac{m_n}{m_t}$$

$$\boxed{\cos\beta = \frac{m_n}{m_t}} \qquad m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$$

p_n = pas réel

p_t = pas apparent

m_n = module réel

m_t = module apparent

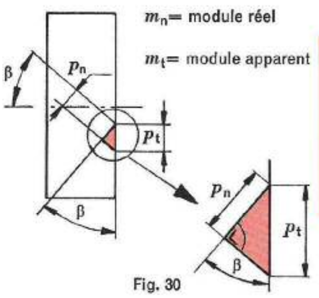


Fig. 30

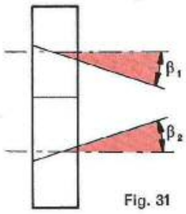
Axes parallèles

Les deux roues ont nécessairement le même module réel, l'angle d'inclinaison des hélices β est le même pour chacune des deux roues. Ces hélices sont de sens contraire.

Axes orthogonaux

Dans ce cas, les deux hélices sont de même sens, soit à droite, soit à gauche; **leurs inclinaisons seront complémentaires.** L'égalité des modules réels n'entraîne pas celle des modules apparents, sauf si l'angle d'inclinaison des hélices est égal à 45°.

Axes parallèles



$\beta_1 = \beta_2$

Fig. 31

Axes orthogonaux

$\beta_1 + \beta_2 = 90°$

2.4.2. Calcul des dimensions des roues à denture hélicoïdale (fig. 32)

Pour calculer une roue à denture hélicoïdale, il est nécessaire de connaître:

m_n = module réel

z = nombre de dents

$\sphericalangle\beta$ = angle de l'hélice

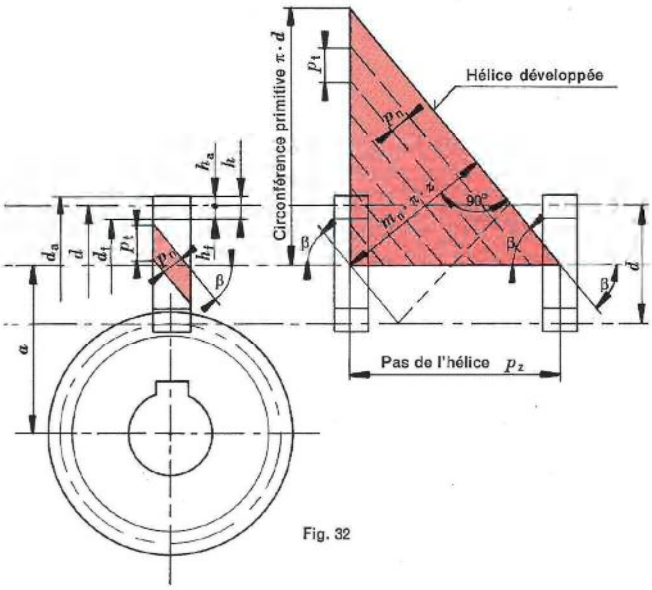


Fig. 32

Eléments	Roues et pignons
Module réel	$m_n = \frac{p_n}{\pi} = m_t \cdot \cos\beta$
Module apparent	$m_t = \frac{p_t}{\pi} = \frac{m_n}{\cos\beta}$
Pas réel	$p_n = m_n \cdot \pi$
Pas apparent	$p_t = m_t \cdot \pi = \frac{p_n}{\cos\beta} = \frac{d \cdot \pi}{z}$
Diamètre primitif	$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos\beta} = m_t \cdot z$
Diamètre extérieur	$d_a = d + 2\,m_n = m_n\left(\frac{z}{\cos\beta} + 2\right)$
Diamètre intérieur	$d_f = d - 2{,}5\,m_n = m_n\left(\frac{z}{\cos\beta} - 2{,}5\right)$
Pas de l'hélice	$p_z = \operatorname{ctg}\beta \cdot \pi \cdot d = \frac{m_n \cdot \pi \cdot z}{\sin\beta}$

Les hauteurs de dents se déterminent comme pour les roues à denture droite, mais en fonction du module réel m_n. Le taillage s'effectue avec une fraise au module, qui correspond au nombre de dents idéal de la roue hélicoïdale.

$$z_i = \frac{z}{\cos^3\beta}$$

Exemple 6

On désire tailler une roue à denture hélicoïdale de 18 dents au module réel 2,5. Quelles sont les dimensions et le pas de l'hélice si l'inclinaison de la denture est de 45°? Quel est le nombre de dents idéal z_i?

Solution

$$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos\beta} = \frac{2{,}5 \times 18}{\cos 45°} = \frac{2{,}5 \times 18}{0{,}7071} = \mathbf{63{,}64\ mm}$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{2{,}5}{\cos 45°} = \frac{2{,}5}{0{,}7071} = \mathbf{3{,}536\ mm}$$

$$p_t = m_t \cdot \pi = 3{,}536 \times 3{,}14 = \mathbf{11{,}10\ mm}$$

$$d_a = d + 2\,m_n = 63{,}64 + 2 \times 2{,}5 = \mathbf{68{,}64\ mm}$$

$$d_f = d - 2{,}5\,m_n = 63{,}64 - 2{,}5 \times 2{,}5 = \mathbf{57{,}39\ mm}$$

$$h = \frac{9}{4} \cdot m_n = 2{,}25\,m_n = 2{,}25 \times 2{,}5 = \mathbf{5{,}625\ mm}$$

$$p_z = \operatorname{ctg}\beta \cdot \pi \cdot d = 1 \times 3{,}14 \times 63{,}64 = \mathbf{199{,}83\ mm}$$

Taillage avec fraise à profil constant

$$z_i = \frac{z}{\cos^3\beta} = \frac{18}{\cos^3 45°} = \frac{18}{0{,}7071^3} = 50{,}91 \approx \mathbf{51\ dents}$$

d'où fraise N° 6.

Exemple 7

(Axes orthogonaux)

Calculer les dimensions de deux roues à denture hélicoïdale dont les axes se coupent à 90°; au module réel 3. Le rapport des nombres de tours i est de 5/3, la petite roue z_1 a 39 dents. Inclinaison de l'hélice $\beta_1 = 35°$.

Solution

Calcul de la roue $z_1 = 39$ dents

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos\beta_1} = \frac{3\times 39}{\cos 35°} = \frac{3\times 39}{0{,}8192}$$

$= \mathbf{142{,}82\ mm}$

$d_{a1} = d_1 + 2\,m_n = 142{,}82 + 2\times 3$

$= \mathbf{148{,}82\ mm}$

$d_{f1} = d_1 - 2{,}5\,m_n = 142{,}82 - 2{,}5\times 3$

$= \mathbf{135{,}32\ mm}$

$$m_{t1} = \frac{m_n}{\cos\beta_1} = \frac{3}{\cos 35°} = \frac{3}{0{,}8192}$$

$= \mathbf{3{,}662\ mm}$

$p_{n1} = m_n \cdot \pi = 3\times 3{,}14 = \mathbf{9{,}42\ mm}$

$p_{t1} = m_{t1} \cdot \pi = 3{,}662\times 3{,}14$

$= \mathbf{11{,}50\ mm}$

$h_1 = 2{,}25\ m_n = 2{,}25\times 3 = \mathbf{6{,}75\ mm}$

$p_{z1} = \text{ctg}\,\beta_1 \cdot \pi \cdot d_1 = 1{,}428\times 3{,}14\times 142{,}82$

$= \mathbf{640{,}39\ mm}$

Remarque

Dans les calculs ci-dessus, on remarque que les pas apparents p_{t1} et p_{t2} ainsi que les modules apparents m_{t1} et m_{t2} sont différents entre la roue z_1 et la roue z_2; ceci provient du fait que l'inclinaison de la denture n'est pas la même ($\beta_1 \neq \beta_2$). Par contre, le module réel est identique pour les deux roues.

Nombre de dents de la roue z_2

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{5}{3} \text{ d'où}$$

$z_2 = i \cdot z_1 = \frac{5}{3}\times 39 = \mathbf{65\ dents}$

$\beta_2 = 90° - \beta_1 = 90 - 35 = 55°$
(axes orthogonaux)

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos\beta_2} = \frac{3\times 65}{\cos 55°} = \frac{3\times 65}{0{,}5736}$$

$= \mathbf{339{,}96\ mm}$

$d_{a2} = d_2 + 2\,m_n = 339{,}96 + 2\times 3$

$= \mathbf{345{,}96\ mm}$

$d_{f2} = d_2 - 2{,}5\,m_n = 339{,}96 - 2{,}5\times 3$

$= \mathbf{332{,}46\ mm}$

$$m_{t2} = \frac{m_n}{\cos\beta_2} = \frac{3}{\cos 55°} = \frac{3}{0{,}5736}$$

$= \mathbf{5{,}230\ mm}$

$p_{n2} = m_n \cdot \pi = 3\times 3{,}14 = \mathbf{9{,}42\ mm}$

$p_{t2} = m_{t2} \cdot \pi = 5{,}23\times 3{,}14 = \mathbf{16{,}42\ mm}$

$h_2 = 2{,}25 \cdot m_n = 2{,}25\times 3 = \mathbf{6{,}75\ mm}$

$p_{z2} = \text{ctg}\,\beta_2 \cdot \pi \cdot d_2 = 0{,}7002\times 3{,}14\times 339{,}96$

$= \mathbf{747{,}45\ mm}$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{142{,}82 + 339{,}96}{2} = \mathbf{241{,}39\ mm}$$

2

2. 5. Roues coniques à denture droite (fig. 33)

Ces roues dentées permettent de transmettre un mouvement de rotation entre deux arbres concourants faisant entre eux un angle quelconque. Nous n'étudierons que les transmissions par roues coniques à denture droite montées sur arbres perpendiculaires.

Il est convenu de désigner sous le nom de pignon la roue ayant le plus petit diamètre primitif et sous le nom de couronne celle ayant le plus grand diamètre primitif.

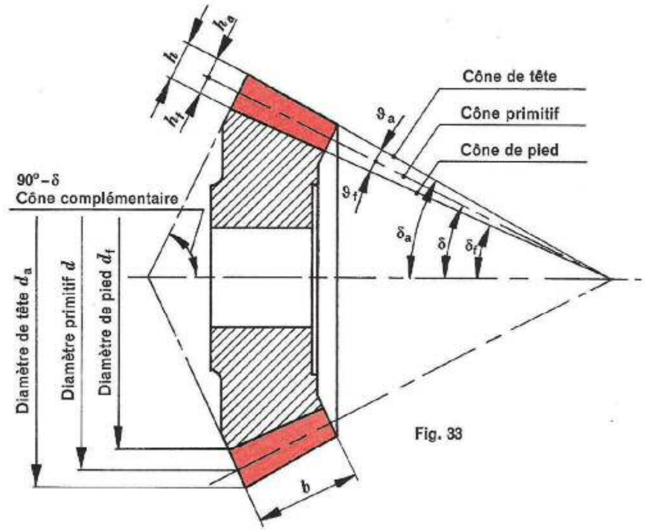


Fig. 33

2. 5. 1. Définitions géométriques d'une roue conique

Le **cône primitif** ou cône de friction est formé par le diamètre primitif (base du cône) et l'angle δ.

Le **cône de tête** ou cône de tournage passe par le sommet des dents; il est formé par le diamètre de tête et l'angle δ_a.

Le **cône de pied** passe par le fond des dents; il est formé par le diamètre de pied et l'angle δ_f.

Le **cône complémentaire** a ses génératrices perpendiculaires aux génératrices du cône primitif. Il a pour valeur 90° moins l'angle δ.

On mesure la hauteur de dent sur la partie la plus grosse de la denture.

Il est indispensable que le sommet des cônes primitifs du pignon et de la couronne se confondent; dans le cas contraire, l'engrènement est impossible.

Par convention, toutes les mesures se font toujours sur les grands diamètres de la denture.

b = largeur de la denture

d = diamètre primitif

d_a = diamètre de tête ou extérieur

d_f = diamètre de pied ou intérieur

h = hauteur de dent

h_a = saillie (valeur du module)

h_f = creux (1,25 module)

p = pas

z = nombre de dents

m = module

δ = angle primitif

δ_a = angle de tête

δ_f = angle de pied

ϑ_a = angle de saillie

ϑ_f = angle de creux

ϑ (thêta)

2

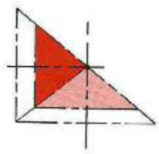


Fig. 34

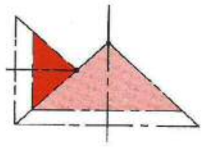


Fig. 35

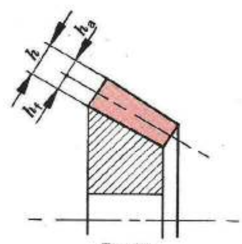


Fig. 36

2. 5. 2. Calcul des éléments de la denture

Axes perpendiculaires

Par définition, le module est égal au diamètre primitif divisé par le nombre de dents.

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

Il doit être choisi dans la série normalisée.

Il est utile de rappeler que le sommet des cônes primitifs du pignon et de la couronne doivent se confondre (fig. 34), sinon l'engrènement est impossible (fig. 35).

Sur les diamètres extérieurs de la denture, la saillie h_a a pour valeur le module, et le creux h_f est égal à 1,25 module. Donc la hauteur de dent h vaut 2,25 module (fig. 36).

Connaissant le module et le nombre de dents de la roue conique menante que nous désignons par z_1 et le nombre de dents de la roue conique menée que nous désignons par z_2, il est possible de calculer les diamètres primitifs des deux roues.

$$m = \frac{d}{z} \qquad d_1 = m \cdot z_1$$

$$d_2 = m \cdot z_2$$

Les diamètres primitifs étant connus, nous constatons par la figure 37 que d_1 et d_2 forment un triangle rectangle. Il est possible de calculer δ_1 de l'angle primitif de z_1.

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\text{côté opposé}}{\text{côté adjacent}} = \frac{d_1}{d_2}$$

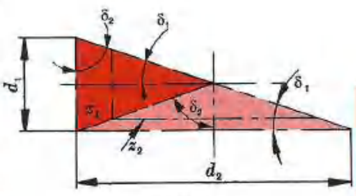


Fig. 37

L'angle δ_2 du cône primitif de z_2 étant complémentaire à l'angle δ_1 du cône primitif de z_1, nous avons:

$$\delta_2 = 90° - \delta_1$$

Le diamètre primitif étant le nombre de dents fois le module

$$d = z \cdot m$$

et le module étant obligatoirement le même pour les deux roues, nous pouvons dire:

$$d_1 = m \cdot z_1 \quad \text{et} \quad d_2 = m \cdot z_2$$

donc, $\operatorname{tg} \delta_1 = \dfrac{d_1}{d_2} = \dfrac{m \cdot z_1}{m \cdot z_2}$

après simplification:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$$

δ_2 étant angle complémentaire

$\delta_2 = 90° - \delta_1$

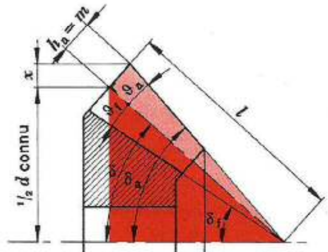


Fig. 38

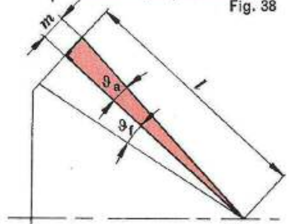


Fig. 39

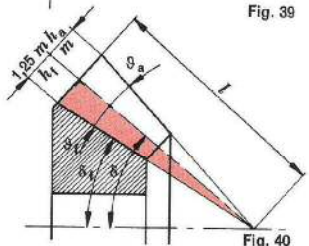


Fig. 40

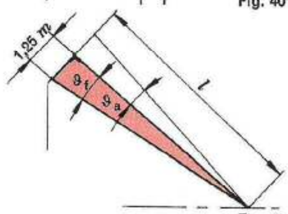


Fig. 41

L'angle de tête δ_a est l'addition des angles δ et ϑ_a (fig. 38).

δ étant connu, il faut calculer ϑ_a.

$$\sin \delta = \frac{\frac{1}{2} d}{l}$$

$$l = \frac{\frac{1}{2} d}{\sin \delta}$$

Et maintenant, connaissant l

$$\operatorname{tg} \vartheta_a = \frac{m}{l} \qquad \text{(fig. 39)}$$

Angle de tête $\delta_a = \delta + \vartheta_a$

L'angle de pied δ_f est la différence entre l'angle δ et l'angle ϑ_f.

Pour calculer ϑ_f nous prenons le triangle formé par le creux de la dent qui est égal à 1,25 module et l déjà connu (fig. 40-41).

$$\operatorname{tg} \vartheta_f = \frac{1{,}25\, m}{l}$$

Connaissant ϑ_f

$$\delta_f = \delta - \vartheta_f$$

Calculons maintenant les valeurs x et y qui nous permettront de déterminer les différents diamètres d'une roue conique (fig. 42).

x = hypoténuse · cos δ
et l'hypoténuse a la valeur du module

$$x = m \cdot \cos \delta \qquad \text{(fig. 43)}$$

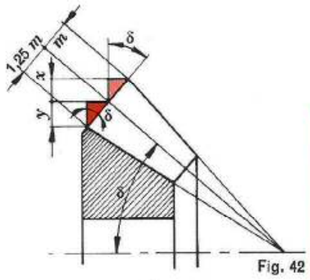


Fig. 42

y = hypoténuse · cos δ
et l'hypoténuse a pour valeur 1,25 module

$$y = 1{,}25\, m \cdot \cos \delta \qquad \text{(fig. 44)}$$

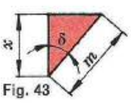


Fig. 43

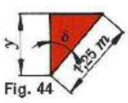


Fig. 44

Pour déterminer les différents diamètres: (fig. 45)

$$x = m \cdot \cos \delta$$

$$y = 1{,}25\, m \cdot \cos \delta$$

$$\begin{aligned} d &= m \cdot z \\ d_a &= d + 2x \\ &= d + 2m \cdot \cos \delta \\ &= m\,(z + 2 \cos \delta) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_f &= d - 2y \\ &= d - 2{,}5m \cdot \cos \delta \\ &= m\,(z - 2{,}5 \cos \delta) \end{aligned}$$

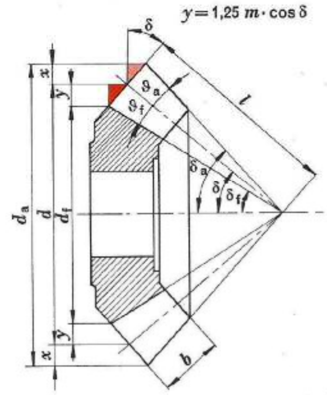


Fig. 45

$$x = m \cdot \cos \delta$$

$$y = 1{,}25\, m \cdot \cos \delta$$

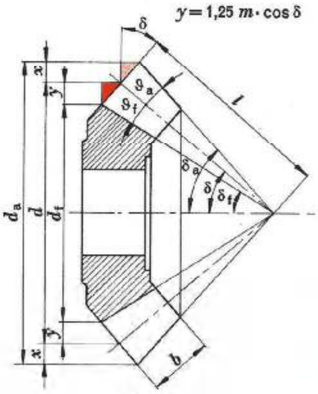


Fig. 45

2.5.3. Récapitulation

$m = \dfrac{d}{z}$ d'où

$d_1 = m \cdot z_1$ et $d_2 = m \cdot z_2$

$\operatorname{tg} \delta_1 = \dfrac{z_1}{z_2}$

$\delta_2 = 90° - \delta_1$ ou $\operatorname{tg} \delta_2 = \dfrac{z_2}{z_1}$

$\operatorname{tg} \vartheta_a = \dfrac{m}{l}$

$\delta_a = \delta + \vartheta_a$

$\operatorname{tg} \vartheta_f = \dfrac{1{,}25\, m}{l}$

$\delta_f = \delta - \vartheta_f$

Pas $= m \cdot \pi$

Largeur de la denture b

$b \approx \dfrac{\text{effort tangentiel}}{4\, m}$ mais

b doit être plus petit que $\dfrac{l}{3}$

Les cônes primitifs sont comparables à deux cônes de friction et, par conséquent, on peut admettre que le mouvement de rotation est transmis par les diamètres. Nous avons déjà vu que

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

et nous savons que, pour le calcul du diamètre primitif d'une roue, nous avons

$$d = m \cdot z$$

Donc, nous pouvons écrire

$\frac{n_1}{n_2} = \frac{m \cdot z_2}{m \cdot z_1}$ et, après simplification,

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Nous avons déjà vu que

$\frac{d_1}{d_2} = \text{tg}\,\delta_1$ ou encore $\frac{z_1}{z_2} = \text{tg}\,\delta_1$

ce qui nous permet de déterminer l'angle δ_1 et son complément δ_2 (fig. 46).

Sachant que $\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$ et

$d_1 = \overline{AB} \cdot \sin\delta_1$ ainsi que

$d_2 = \overline{AB} \cdot \sin\delta_2$

par conséquent nous pouvons écrire

$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\overline{AB} \cdot \sin\delta_2}{\overline{AB} \cdot \sin\delta_1}$ après simplification

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1}$$

Il ne faut pas oublier que

$d_1 = m \cdot z_1$ et

$d_2 = m \cdot z_2$;

donc nous pouvons aussi développer la même théorie en partant de

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

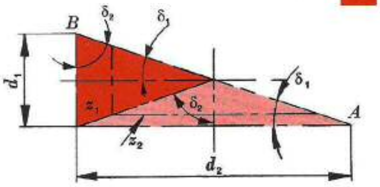


Fig. 46

Exemple 8

Déterminer le nombre de tours de la roue conique menante d'un couple, si la roue menée tourne à 200 tr/min et sachant que $z_1 = 15$; $z_2 = 45$.

Solution

$\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$ $\qquad n_1 = \frac{n_2 \cdot z_2}{z_1}$

$n_1 = \frac{200 \times 45}{15} = \mathbf{600\ tr/min}$

Exemple 9

Calculer le nombre de tours de la roue conique menée d'un couple, si la roue menante tourne à 600 tr/min et que son angle δ_1 est de 18° 30'.

Solution

$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin\,\delta_2}{\sin\,\delta_1}$

Si δ_1 est de 18° 30', son complément δ_2 est de 71° 30'.

sin 18° 30' = 0,31730

sin 71° 30' = 0,94832

$n_2 = \frac{n_1 \cdot \sin\delta_1}{\sin\delta_2}$

$n_2 = \frac{600 \times 0{,}3173}{0{,}94832} \qquad \approx \mathbf{200\ tr/min}$

Exemple 10

Déterminer les caractéristiques d'un pignon conique:

module = 5 mm
z = 22 dents
angle primitif $\delta = 35°$

Solution

$d = m \cdot z = 5 \times 22 = \mathbf{110\ mm}$

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

$h_f = 1{,}25\,m = 1{,}25 \times 5 = \mathbf{6{,}25\ mm}$

$h = h_a + h_f = 5 + 6{,}25 = \mathbf{11{,}25\ mm}$

$d_a = m(z + 2\cos\delta) = 5\,(22 + 2\cos 35°)$

$d_a = 5\,(22 + 2 \times 0{,}819) = \mathbf{118{,}19\ mm}$

$d_f = d - 2{,}5\,m \cdot \cos\delta = 110 - 2{,}5 \times 5 \cos 35°$

$d_f = 110 - 2{,}5 \times 5 \times 0{,}819 = \mathbf{99{,}77\ mm}$

$p = \pi \cdot m = 3{,}14 \times 5 = \mathbf{15{,}70\ mm}$

Exemple 11

Deux roues coniques à 90° engrènent dans un rapport $i = 7/2$.

Calculer les dimensions de la couronne z_2 et du pignon z_1 sachant que ce dernier compte 18 dents au module 3,5 mm.

Solution

$z_1 = \mathbf{18\ dents}$

Nombre de dents de z_2

$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$ d'où $z_2 = i \cdot z_1$

$z_2 = \frac{7}{2} \times 18 = \mathbf{63\ dents}$

$\text{tg}\,\delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{18}{63} = 0{,}2857$

$\delta_1 = \mathbf{15°\,55'}$

$\cos\delta_1\ 15°\,55' = \mathbf{0{,}9615}$

$d_1 = m \cdot z_1 = 3{,}5 \times 18 = \mathbf{63\ mm}$

$h_{a1} = m = \mathbf{3{,}5\ mm}$

$h_{f1} = 1{,}25\,m = 1{,}25 \times 3{,}5 = \mathbf{4{,}38\ mm}$

$h_1 = h_a + h_f = 3{,}5 + 4{,}38 = \mathbf{7{,}88\ mm}$

$d_{a1} = m\,(z_1 + 2\cos\delta_1)$

$d_{a1} = 3{,}5\,(18 + 2 \times 0{,}9615) = \mathbf{69{,}75\ mm}$

$d_{f1} = m\,(z_1 - 2{,}5\cos\delta_1)$

$d_{f1} = 3{,}5\,(18 - 2{,}5 \times 0{,}9615) = \mathbf{54{,}55\ mm}$

$p = \pi \cdot m = 3{,}14 \times 3{,}5 = \mathbf{11\ mm}$

$\delta_2 = 90° - \delta_1 = 90° - 15°\,55' = \mathbf{74°\,05'}$

$\cos\delta_2\ 74°\,05' = \mathbf{0{,}277}$

$d_2 = m \cdot z_2 = 3{,}5 \times 63 = \mathbf{220{,}5\ mm}$

$h_{a2} = m = \mathbf{3{,}5\ mm}$

$h_{f2} = 1{,}25\,m = 1{,}25 \times 3{,}5 = \mathbf{4{,}38\ mm}$

$h_2 = h_a + h_f = 3{,}5 + 4{,}38 = \mathbf{7{,}88\ mm}$

$d_{a2} = m\,(z_2 + 2\cos\delta_2)$

$d_{a2} = 3{,}5\,(63 + 2 \times 0{,}277) = \mathbf{222{,}44\ mm}$

$d_{f2} = m\,(z_2 - 2{,}5\cos\delta_2)$

$d_{f2} = 3{,}5\,(63 - 2{,}5 \times 0{,}277) = \mathbf{218{,}08\ mm}$

$p = \pi \cdot m = 3{,}14 \times 3{,}5 = \mathbf{11\ mm}$

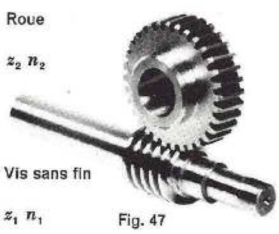


Fig. 47


Fig. 48

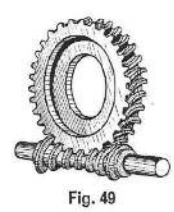


Fig. 49

2. 6. Les engrenages à vis sans fin

Lorsque le rapport de transmission est important, on recourt aux engrenages à vis sans fin (fig. 47–49).

Le système roue et vis sans fin est un cas particulier des engrenages hélicoïdaux à axes orthogonaux. La roue de petit diamètre s'appelle vis sans fin et peut avoir 1, 2, 3, 4 filets et plus, ce qui correspond, pour les calculs de transmission, à z_1 1, 2, 3, 4 dents. La roue de grand diamètre s'appelle roue à vis sans fin (roue tangente).

Les variantes de formes des organes élémentaires de ces engrenages sont représentées par les figures 47 à 49.

On trouve trois principaux types différents, qui sont:

a) **le réducteur à vis sans fin et roue à génératrices rectilignes** (roue hélicoïdale) (fig. 47);

b) **le réducteur à vis sans fin et roue tangente**, le plus employé (fig. 48);

c) **le réducteur à vis sans fin globique et roue tangente** (fig. 49).

2. 6. 1. Rapport des vitesses

Le rapport des vitesses de rotation entre une vis sans fin et la roue est en raison inverse du nombre de dents:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

n_1 = nombre de tours de la vis
n_2 = nombre de tours de la roue
z_1 = nombre de filets de la vis
z_2 = nombre de dents de la roue

Si nous avons une roue $z_2 = 30$ dents, commandée par une vis $z_1 = 1$ filet, la roue fait 1 tour pendant que la vis fait 30 tours. Chaque tour de vis fait avancer la roue d'une dent.

2. 6. 2. Réversibilité ou irréversibilité du système

En général, la vis sans fin commande la roue. Pour une grande réduction de vitesse, la vis n'a qu'un filet et forme, le plus souvent, un **mécanisme irréversible**. Cependant, la commande devient réversible lorsque l'inclinaison d'hélice du filet de la vis γ (gamma) (fig. 50) devient beaucoup plus grande que l'angle de frottement α (alpha). Le coefficient de frottement μ (mu), pour une roue en bronze et une vis en acier avec graissage, est de $\mu \approx 0{,}08$; d'après la loi du frottement (fig. 51):

$$\mu = \frac{T}{N} = \operatorname{tg} \alpha$$

α = angle du plan qui provoque le glissement du corps

L'angle α est appelé « angle de frottement ». Nous constatons que, pour une inclinaison d'hélice du filet de moins de 5°, nous avons un système irréversible, si $\mu = 0{,}08$. A 5°, nous avons le cas limite, la tg de 5° et le coefficient de frottement μ ayant la même valeur 0,08. Pour un angle γ plus grand, par exemple 12°, il est possible, si certaines conditions sont remplies, que le **mouvement soit réversible**; la valeur de la tg de 12° = 0,212 est plus grande que le coefficient de frottement $\mu = 0{,}08$.

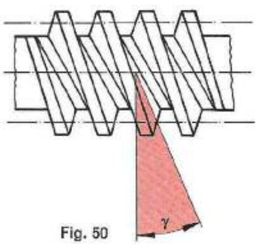


Fig. 50

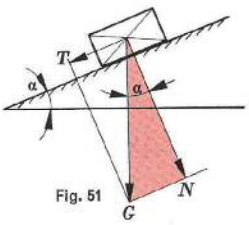


Fig. 51

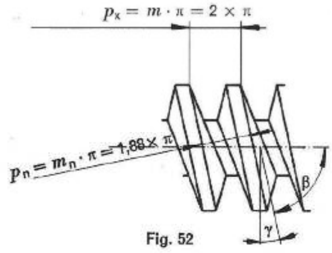


Fig. 52

Exemple d'une vis sans fin avec module axial normalisé

$m = 2$ mm

Inclinaison d'hélice $\gamma = 20°$

Angle d'hélice = β

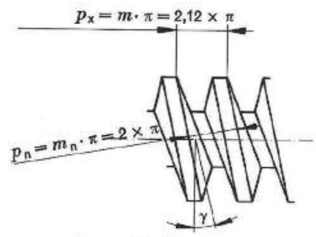


Fig. 53

Exemple d'une vis sans fin avec module réel normalisé

$m_n = 2$ mm

Inclinaison d'hélice $\gamma = 20°$

2. 6. 3. Vis sans fin, les modules

Pour calculer les dimensions des vis sans fin à un filet à faible inclinaison d'hélice $\leqslant 5°$, on admet en général que le module réel ou normal m_n a pratiquement la même valeur que le module axial m.

Si l'on compare, par exemple, un module axial de 2 millimètres au module réel correspondant, on a pour une inclinaison d'hélice de 5°

$m_n = m \cdot \cos \gamma$

$m_n = m \cdot \cos 5°$

$m_n = 2 \times 0{,}99619 = 1{,}992$ mm

La différence est négligeable.

Une vis sans fin a pour module normalisé le module axial de la vis (fig. 52), lequel est égal au module apparent de la roue.

Pour les vis sans fin à pas rapide ou à pas multiple, les dimensions peuvent être calculées en prenant comme base de calcul:

1° le module normalisé, mesuré suivant l'axe de la vis (fig. 52);

2° le même module mesuré perpendiculairement au filet de la vis (fig. 53).

L'avantage du premier cas est d'obtenir un pas axial p_x qui est un multiple ou un sous-multiple de π. Ce pas est facilement réalisé sur des machines courantes, telles que les tours. Ces machines ont des boîtes d'engrenages qui permettent de fileter toute une gamme de pas au module normalisé. Si l'on choisit, sur le tableau des pas de la machine, le module 2, on réalise une vis à module axial m ou pas axial p_x de:

$m \cdot \pi = 2 \times 3{,}14 = 6{,}28$ mm

L'inconvénient est que la valeur du pas normal p_n et le profil des outils, qui servent à tailler le filet de la vis, varient en fonction de l'inclinaison d'hélice γ. Lorsque l'inclinaison γ augmente, la largeur du filet en section normale diminue.

En choisissant un module normalisé dans le plan normal à l'hélice, le calcul des vis sans fin correspond au calcul des roues hélicoïdales. La largeur du filet reste constante pour un module donné, indépendamment de l'inclinaison d'hélice. Il en est de même pour le profil de l'outil.

Le choix du module normalisé, mesuré suivant l'axe de la vis ou mesuré perpendiculairement à l'inclinaison d'hélice, peut être fait arbitrairement.

Les normes DIN 3975–76 (actuellement il n'existe pas de norme VSM), pour les engrenages à vis sans fin, recommandent le choix du module normalisé, mesuré suivant l'axe de la vis, et ceci pour des vis jusqu'à 4 filets.

Certains auteurs spécialisés dans ce domaine, tels que H. Pfauter, préconisent de traiter les vis sans fin à plusieurs filets exactement comme des roues hélicoïdales.

Nous adoptons, dans ce chapitre, les recommandations des normes DIN.

Remarque

Pour le calcul des rapports d'engrenages de ces filetages, il faut choisir le pas d'hélice du filet

$p_z = p_x \cdot z_1$

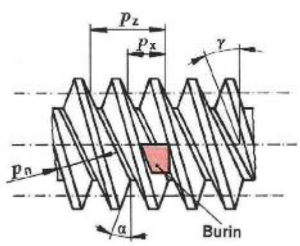


Fig. 54

Vis sans fin à flanc droit dans la section axiale, type A

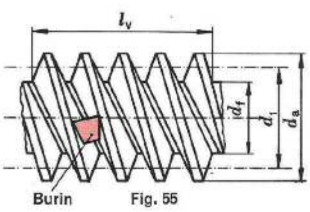


Fig. 55

Vis sans fin à flanc droit dans la section normale, type N

2. 6. 4. Forme des profils

Les normes DIN 3975 indiquent quels sont les principaux profils des flancs du filet d'une vis sans fin.

1° Vis à profil axial, type A

L'usinage est réalisé au moyen d'un outil à flanc droit perpendiculaire à l'axe de la vis (fig. 54). Quand l'inclinaison d'hélice croît, l'usinage donne lieu à des difficultés, parce que les angles de coupe de l'outil ont des valeurs différentes sur les deux flancs.

2° Vis à flanc droit dans la section normale, type N

Cette vis est usinée au moyen d'un outil à flanc droit dans la section normale à l'hélice (fig. 55).

3° Vis à flancs bombés produits par un outil en rotation, type K

L'usinage de cette vis est réalisé au moyen d'une meule disque biconique. Le profil de l'outil est trapézoïdal. Le profil du flanc du filet de la vis est légèrement convexe dans la section axiale.

2. 6. 5. Dimensions géométriques principales

Pour les **vis sans fin**, on distingue (fig. 54–55):

Le pas réel, ou pas normal p_n mesuré perpendiculairement à l'inclinaison d'hélice:

$$p_n = m_n \cdot \pi$$

Le **pas axial** p_x est égal à la distance mesurée suivant l'axe de la vis entre deux filets consécutifs:

$$p_x = m \cdot \pi$$

Le **pas de l'hélice du filet** p_z est un multiple du pas axial. Si le nombre de filets de la vis est z_1 le pas de l'hélice vaut:

$$p_z = p_x \cdot z_1$$

Le **module axial** m est choisi dans la liste des modules normalisés.

Le **module réel** m_n est en relation avec l'inclinaison d'hélice:

$$m_n = m \cdot \cos\gamma$$ (γ gamma)

L'inclinaison d'hélice au cercle primitif γ vaut:

$$\sin\gamma = \frac{m_n \cdot z_1}{d_1}$$ ou

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{m \cdot z_1}{d_1} = \frac{p_x \cdot z_1}{d_1 \cdot \pi}$$

L'angle de pression α est mesuré **perpendiculairement à l'inclinaison d'hélice**; en général, on utilise 15° ou 20°.

La longueur filetée de la vis l_v est approximativement:

$$l_v = 2\,m\,(1 + \sqrt{z_2})$$

Le diamètre primitif d vaut:

$$d_1 = \frac{p_z}{\pi \cdot \operatorname{tg}\gamma} \quad \text{ou} \quad d_1 = d_{a1} - 2\,m$$

Le diamètre de tête d_a vaut:

$$d_{a1} = d_1 + 2\,m$$

Le diamètre de pied d_f vaut:

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5\,m$$

L'inclinaison d'hélice γ de la vis est égal à l'angle d'inclinaison β des dents de la roue.

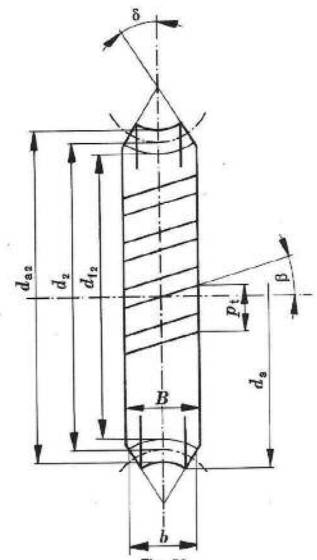


Fig. 56

Roue de vis sans fin z_2

Pour la **roue tangente**, on distingue (fig. 56):

Le **pas apparent** p_t est égal au pas axial p_x de la vis:

$$p_t = m \cdot \pi$$

Le **module apparent** m est égal au module axial m de la vis.

Le diamètre primitif d_2:

$$d_2 = m \cdot z_2$$

Le diamètre de tête d_{a2}:

$$d_{a2} = d_2 + 2\,m$$

Le diamètre de pied d_{f2}:

$$d_{f2} = d_2 - 2{,}5\,m$$

Le diamètre, à la pointe des dents d_s:

$d_s = d_{a2} + (d_1 - 2\,m)\,(1 - \cos\delta)$

Le demi-angle au centre de la phase de contact δ (delta):

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{2\,c \cdot p_x}{d_1 + 1{,}2\,p_x}$$

c est un coefficient qui varie par rapport à z_2:

z_2	20	28	35	45	55	65	75	85
c	1,8	1,9	2,1	2,3	2,5	2,6	2,8	2,9

La largeur b:

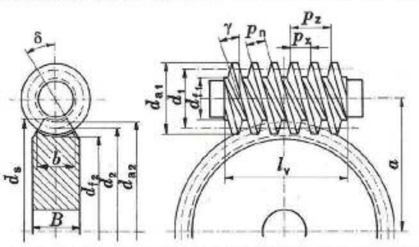
$b = (d_{a1} + 0{,}33\,m)\,\sin\delta$

La largeur de la roue B:

$B = b + 0{,}25\,p_t$ ou $B = 0{,}8 \cdot d_1$

2. 6. 6. Les dimensions de la vis sans fin et roue à vis sans fin

Fig. 57



Symbole	Eléments d'engrenage	Vis sans fin z_1	Roue à vis sans fin z_2
p_x	Pas axial	$p_x = m \cdot \pi$	
p_n	Pas réel (normal)	$p_n = m_n \cdot \pi = p_x \cdot \cos\gamma$	
p_z	Pas de l'hélice du filet	$p_z = p_x \cdot z_1$	
m	Module axial	Module normalisé	
m_n	Module réel (normal)	$m_n = m \cdot \cos\gamma$	
γ	Inclinaison d'hélice au cercle primitif	$\operatorname{tg}\gamma = \frac{m \cdot z_1}{d_1}$	
d	Diamètre primitif	$d_1 = \frac{p_z}{\pi \cdot \operatorname{tg}\gamma} = \frac{m \cdot z_1}{\operatorname{tg}\gamma}$	$d_2 = m \cdot z_2$
d_a	Diamètre de tête	$d_{a1} = d_1 + 2\,m$	$d_{a2} = d_2 + 2\,m$
d_f	Diamètre de pied	$d_{f1} = d_1 - 2{,}5\,m$	$d_{f2} = d_2 - 2{,}5\,m$
l_v	Longueur filetée de la vis	$l_v = 2\,m\,(1 + \sqrt{z_2})$	
δ	Demi-angle au centre de la phase de contact		$\operatorname{tg}\delta = \frac{2\,c \cdot p_x}{d_1 + 1{,}2\,p_x}$
d_s	Diamètre à la pointe des dents		$d_s = d_{a2} + (d_1 - 2\,m)\,(1 - \cos\delta)$
z	Nombre de dents (filets)	z_1 = nombre de filets	$z_2 = \frac{d_2}{m}$
c	Coefficient		z: 20 28 35 45 55 65 75 85 c: 1,8 1,9 2,1 2,3 2,5 2,6 2,8 2,9
B	Largeur de la roue		$B = 0{,}8 \cdot d_1$
a	Entraxe	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$	

Exemple 12

Calculer toutes les dimensions de la vis et de la roue d'un réducteur de vitesse:

Rapport de transmission $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{30}{1}$

Nombre de filets de la vis $z_1 = 1$

Nombre de dents de la roue $z_2 = 30$

Module axial $m = 2$ mm

Diamètre primitif de la vis $d_1 = 30$ mm

Solution

Dimensions de la vis sans fin

$p_x = m \cdot \pi = 2 \times 3{,}14 =$ **6,28 mm**

$\operatorname{tg}\gamma = \frac{m \cdot z_1}{d_1} = \frac{2 \times 1}{30} = 0{,}06666$

$\gamma = 3°\,49'$ forcé à **3° 50'**

$d_{a1} = d_1 + 2\,m = 30 + 2 \times 2 =$ **34 mm**

$d_{f1} = d_1 - 2{,}5\,m = 30 - 2{,}5 \times 2 =$ **25 mm**

$l_v = 2\,m\,(1 + \sqrt{z_2}) = 2 \times 2\,(1 + \sqrt{30})$

$l_v = 2 \times 2\,(1 + 5{,}477) = 25{,}91$

l_v arrondi à **26 mm**

Dimensions de la roue

$d_2 = m \cdot z_2 = 2 \times 30 =$ **60 mm**

$d_{a2} = d_2 + 2\,m = 60 + 2 \times 2 =$ **64 mm**

$d_{f2} = d_2 - 2{,}5\,m = 60 - 2{,}5 \times 2 =$ **55 mm**

$\operatorname{tg}\delta = \frac{2\,c \cdot p_x}{d_1 + 1{,}2\,p_x} = \frac{2 \times 1{,}9 \times 6{,}28}{30 + 1{,}2 \times 6{,}28} = 0{,}635$

$\delta = 32°\,25'$ arrondi à **33°**

$d_s = d_{a2} + (d_1 - 2\,m)\,(1 - \cos\delta)$

$d_s = 64 + (30 - 2 \times 2)\,(1 - \cos 32°\,25')$

$d_s = 64 + (30 - 2 \times 2)\,(1 - 0{,}844) = 68{,}06$ mm

d_s arrondi à **68 mm**

$B = 0{,}8 \cdot d_1 = 0{,}8 \times 30 =$ **24 mm**

Exemple 13

Calculer les dimensions de la vis et de la roue d'un réducteur de vitesse:

Rapport de transmission $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{20}{1}$

Nombre de filets de la vis $z_1 = 3$

Module axial $m = 1{,}5$ mm

Diamètre primitif de la vis $d_1 = 22$ mm

Entraxe $a = 56$ mm

Solution

Dimensions de la vis sans fin

$\mathrm{tg}\,\gamma = \frac{m \cdot z_1}{d_1} = \frac{1{,}5 \times 3}{22} = 0{,}2045$

$\gamma = 11°\,33'$ arrondi à $\mathbf{11°\,30'}$

$p_x = m \cdot \pi = 1{,}5 \times 3{,}14 = \mathbf{4{,}71\ mm}$

$p_z = p_x \cdot z_1 = 4{,}71 \times 3 = \mathbf{14{,}13\ mm}$

$d_{a1} = d_1 + 2m = 22 + 2 \times 1{,}5 = \mathbf{25}$ mm

$d_{f1} = d_1 - 2{,}5m = 22 - 2{,}5 \times 1{,}5 = \mathbf{18{,}25\ mm}$

$l_v = 2\,m\,(1 + \sqrt{z_2}) = 2 \times 1{,}5\,(1 + \sqrt{60})$

$l_v = 2 \times 1{,}5\,(1 + 7{,}746) = 26{,}24$ mm

l_v arrondi à **27** mm

Dimensions de la roue

$z_2 = z_1 \cdot i = 3\,\frac{20}{1} = \mathbf{60}$

$d_2 = m \cdot z_2 = 1{,}5 \times 60 = \mathbf{90}$ mm

$d_{a2} = d_2 + 2m = 90 + 2 \times 1{,}5 = \mathbf{93}$ mm

$d_{f2} = d_2 - 2{,}5m = 90 - 2{,}5 \times 1{,}5 = \mathbf{86{,}25\ mm}$

$\mathrm{tg}\,\delta = \frac{2\,c \cdot p_x}{d_1 + 1{,}2\,p_x}$

$\mathrm{tg}\,\delta = \frac{2 \times 2{,}55 \times 4{,}71}{22 + 1{,}2 \times 4{,}71} = 0{,}8686$

$\delta = 40°\,59'$ arrondi à $\mathbf{41°}$

$d_s = d_{a2} + (d_1 - 2\,m)\,(1 - \cos\delta)$

$d_s = 93 + (22 - 2 \times 1{,}5)\,(1 - \cos 40°\,59')$

$d_s = 93 + (22 - 3)\,(1 - 0{,}7583) = \mathbf{97{,}60\ mm}$

$B = 0{,}8 \cdot d_1 = 0{,}8 \times 22 = \mathbf{17{,}6\ mm}$

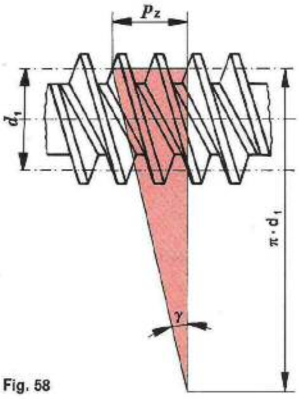


Fig. 58

p_z = pas de l'hélice

d_1 = diamètre primitif

γ = inclinaison d'hélice

2. 6. 7. Calculs relatifs à l'usinage de la vis

Pour l'usinage de la vis sans fin, au moyen d'un burin ou d'une fraise, il est nécessaire de savoir calculer:

1° l'inclinaison d'hélice γ (inclinaison de l'outil);

2° la largeur L de la pointe de l'outil;

3° la mesure M sur trois piges (fils, chevilles).

1° Calcul de l'inclinaison d'hélice γ (fig. 58)

$$\mathrm{tg}\,\gamma = \frac{p_z}{\pi \cdot d_1} = \frac{\pi \cdot m \cdot z_1}{\pi \cdot d_1} = \frac{m \cdot z_1}{d_1}$$

$$\boxed{\mathrm{tg}\,\gamma = \frac{m \cdot z_1}{d_1}}$$

z_1 = nombre de filets de la vis

2° Calcul de la largeur du burin L (fig. 59)

$$L = \frac{p_n}{2} - 2\,e = \frac{\pi \cdot m_n}{2} - 2\,e$$

$e = 1{,}25\,m \cdot \mathrm{tg}\,\alpha$

$$\boxed{L = \frac{\pi \cdot m_n}{2} - 2{,}5\,m \cdot \mathrm{tg}\,\alpha}$$

$L = 1{,}57\,m_n - 2{,}5\,m \cdot \mathrm{tg}\,\alpha$

Pour une vis à un filet, on admet que $m_n \approx m$ et on obtient:

$$L = m\left(\frac{\pi}{2} - 2{,}5 \cdot \mathrm{tg}\,\alpha\right)$$

et pour un angle de pression de 15° $L = 0{,}9009\,m$

pratiquement $\boxed{L = 0{,}9\,m}$

et pour un angle de pression de 20° $L = 0{,}6609\,m$

pratiquement $\boxed{L = 0{,}66\,m}$

Pour une vis à plusieurs filets, il résulte que pour un angle de pression

de 15° $L = 1{,}57\,m_n - 0{,}6698\,m$

pratiquement $\boxed{L = 1{,}57\,m_n - 0{,}67\,m}$

de 20° $L = 1{,}57\,m_n - 0{,}9099\,m$

pratiquement $\boxed{L = 1{,}57\,m_n - 0{,}91\,m}$

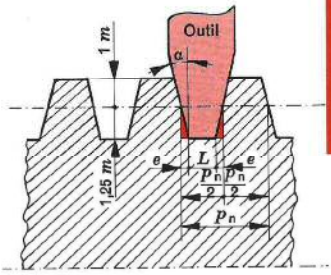


Fig. 59

Coupe dans le plan perpendiculaire à l'inclinaison d'hélice

L = largeur du burin

p_n = pas réel

α = angle de pression

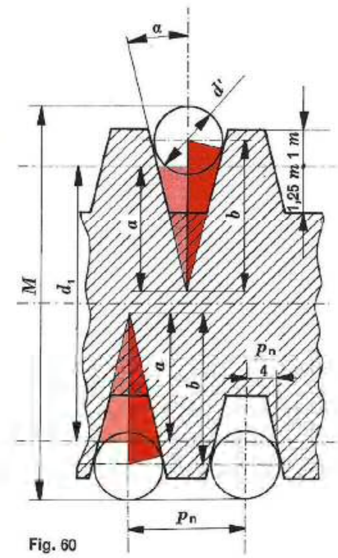


Fig. 60

Coupe dans le plan perpendiculaire à l'inclinaison d'hélice

3° La mesure M sur 3 piges (fig. 60)

$$a = \frac{\frac{p_n}{4}}{\mathrm{tg}\,\alpha} = \frac{p_n}{4 \cdot \mathrm{tg}\,\alpha} = \frac{\pi \cdot m_n}{4 \cdot \mathrm{tg}\,\alpha}$$

$$b = \frac{\frac{d'}{2}}{\sin\alpha} = \frac{d'}{2 \cdot \sin\alpha}$$

$$M = d_1 - 2\,a + 2\,b + d'$$

$$M = d_1 - \frac{2\,\pi \cdot m_n}{4 \cdot \mathrm{tg}\,\alpha} + \frac{2\,d'}{2 \cdot \sin\alpha} + d'$$

$$M = d_1 - \frac{\pi}{2 \cdot \mathrm{tg}\,\alpha} \cdot m_n + \frac{d'}{\sin\alpha} + d'$$

$$\boxed{M = d_1 - \frac{\pi}{2 \cdot \mathrm{tg}\,\alpha} \cdot m_n + \left(1 + \frac{1}{\sin\alpha}\right) \cdot d'}$$

Il résulte que pour un angle de pression

de 15°: $\boxed{M = d_1 - 5{,}862 \cdot m_n + 4{,}864 \cdot d'}$

de 20°: $\boxed{M = d_1 - 4{,}316 \cdot m_n + 3{,}924 \cdot d'}$

Exemple 14

On désire fileter une vis sans fin à 1 filet trapézoïdal ayant les dimensions suivantes:

diamètre extérieur $d_{a1} = 42$ millimètres
module axial m = 3 millimètres
angle de pression α = 15°
diamètre des piges d' = 5 millimètres

Calculer les dimensions suivantes:
1° l'inclinaison d'hélice γ;
2° la largeur L de l'outil;
3° la mesure M sur les 3 piges.

Solution

La vis n'ayant qu'un filet, on a $p_z = p_x$ et on admet que $m_n = m$
Si la vis avait plusieurs filets, on devrait calculer m_n.

$$d_1 = d_{a1} - 2m = 42 - 2 \times 3 = 36 \text{ mm}$$

$$1° \ \operatorname{tg} \gamma = \frac{m \cdot z_1}{d_1} = \frac{3 \times 1}{36} = 0{,}0833$$

$$\gamma \approx \mathbf{4°45'}$$

$$2° \ L = 0{,}9\, m = 0{,}9 \times 3 = \mathbf{2{,}7} \text{ mm}$$

$$3° \ M = d_1 - 5{,}862\, m_n + 4{,}864\, d'$$

$$M = 36 - 5{,}862 \times 3 + 4{,}864 \times 5$$

$$M = 36 - 17{,}586 + 24{,}320 = \mathbf{42{,}734 \text{ mm}}$$

Exemple 15

On désire fileter une vis sans fin à 3 filets trapézoïdaux ayant les dimensions suivantes:

diamètre extérieur d_{a1} = 30 millimètres
module axial m = 2 millimètres
angle de pression α = 20°
diamètre des piges d' = 3,5 millimètres

Calculer les dimensions suivantes:
1° l'inclinaison d'hélice γ;
2° la largeur L de l'outil;
3° la mesure M sur les 3 piges.

Solution

$$d_1 = d_{a1} - 2m = 30 - 2 \times 2 = 26 \text{ mm}$$

$$1° \ \operatorname{tg} \gamma = \frac{m \cdot z_1}{d_1} = \frac{2 \times 3}{26} = \frac{6}{26} = 0{,}23076$$

$$\gamma = 12°59'38'' \text{ arrondi à } \mathbf{13°}$$

$$2° \ m_n = m \cdot \cos \gamma = 2 \times \cos 12°59'38''$$

$$m_n = 2 \times 0{,}97439 = 1{,}949 \text{ mm}$$

$$L = 1{,}57 m_n - 0{,}91\, m$$

$$L = 1{,}57 \times 1{,}949 - 0{,}91 \times 2$$

$$L = 3{,}06 - 1{,}82 = \mathbf{1{,}24 \text{ mm}}$$

$$3° \ M = d_1 - 4{,}316 \cdot m_n + 3{,}924 \cdot d'$$

$$M = 26 - 4{,}316 \times 1{,}949 + 3{,}924 \times 3{,}5$$

$$M = 26 - 8{,}412 + 13{,}734 = \mathbf{31{,}32 \text{ mm}}$$

2. 6. 8. Vis sans fin - Mesure sur 3 piges

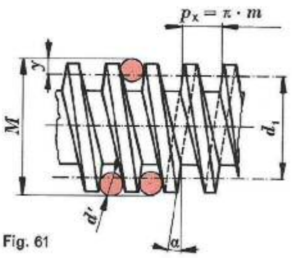


Fig. 61

$$M = d_1 + 2y$$

Pour les vis de précision, ajouter la correction C

On aura:

$$M = d_1 + 2y + C$$

$$C = \frac{d'}{2} \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{cotg} \alpha$$

γ = inclinaison d'hélice de la vis

		α = 15°		α = 20°	
Module	**Pas**	⌀ d'	$2y$	⌀ d'	$2y$
0,5	1,5708	0,85 0,90	1,2029 1,4461	0,84 0,90	1,1379 1,3734
1,0	3,1416	1,70 —	2,4058 —	1,70 1,80	2,3542 2,7466
1,25	3,9270	2,10 2,30	2,8858 3,8584	2,10 2,30	2,8446 3,6294
1,50	4,7124	2,50 2,60	3,3656 3,8520	2,50 2,60	3,3352 3,7276
2,0	6,2832	3,30 3,50	4,3254 5,2981	3,30 3,50	4,3160 5,1008
2,5	7,854	4,20 4,30	5,7715 6,2579	4,20 4,30	5,6894 6,0818
3,0	9,4248	5,0 5,20	6,7314 7,7040	5,0 5,20	6,6704 7,4552
4,0	12,5664	6,50 7,0	8,1644 10,5962	6,50 7,0	8,2398 10,2018
5,0	15,7080	8,20 8,50	10,5704 12,0294	8,50 9,0	11,7712 13,7332
6,0	18,8496	10,0 10,50	13,4626 15,8944	10,0 10,50	13,3406 15,3026
8,0	25,1328	13,0 14,0	16,3290 21,1926	13,0 14,0	16,4796 20,4036
10,0	31,4160	16,50 17,0	21,6272 24,0590	16,50 17,0	21,5804 23,5424

2. 6. 9. Filetage trapézoïdal - Mesure sur 3 piges

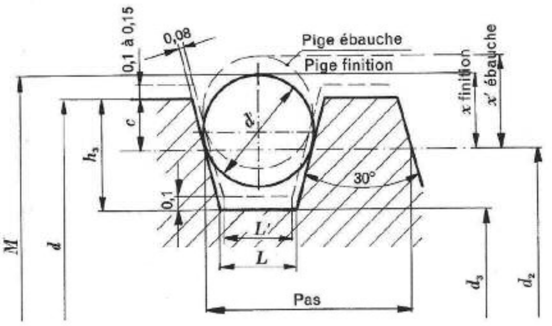


Fig. 61 a $M = d_2 + 2x$

Pas	c	h_3	d' ébauche	d' finition	x' ébauche	x finition	L' ébauche	L finition
2	0,5	1,25	1,0	1,2 1,0	0,87	1,052 0,566	0,49	0,598
3	0,75	1,75	1,5	1,7	1,15	1,335	0,86	0,964
4	1,0	2,25	2,0	2,3 2,0	1,44	1,88 1,132	1,22	1,33
5	1,25	2,75	2,5	2,5	1,71	1,414	1,59	1,696
6	1,5	3,25	3,0	3,2 3,0	2,0	2,185 1,698	1,96	2,062
7	1,75	3,75	3,5	3,5	2,28	1,98	2,32	2,428
8	2,0	4,25	4,0	4,0	2,57	2,264	2,69	2,794

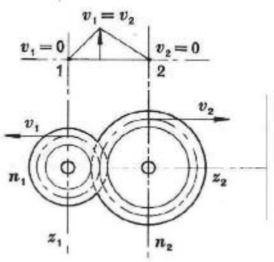


Fig. 62

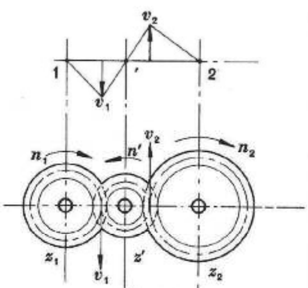


Fig. 63

2. 7. Rapport simple

Engrenages

Les engrenages peuvent être comparés à des poulies munies de dents; les rapports de transmissions se calculent comme pour les poulies. On prend comme base de calcul le diamètre primitif d, il n'y a aucun glissement. Les chemins parcourus sont égaux. Les symboles avec indices impairs n_1 z_1 s'appliquent aux organes menants, et ceux avec indices pairs n_2 z_2 aux organes menés (fig. 62).

$$d_1 = z_1 \cdot m \qquad d_2 = z_2 \cdot m$$

$$v_1 = v_2$$

$$v_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 \quad \text{ou} \quad \pi \cdot z_1 \cdot m \cdot n_1$$

$$v_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n_2 \quad \text{ou} \quad \pi \cdot z_2 \cdot m \cdot n_2$$

Les valeurs de π et du module étant les mêmes pour les deux pignons, nous pouvons simplifier:

$$z_1 \cdot n_1 = z_2 \cdot n_2$$

Egalité que l'on écrit sous forme de proportion:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Suivant la formule, on voit que **les nombres de dents sont inversement proportionnels aux nombres de tours.**

Si la distance entre deux arbres recevant des pignons est trop grande, on peut placer entre les deux arbres un pignon intermédiaire, ceci sans changer le rapport de transmission. **Par contre, chaque roue que l'on ajoute change le sens de rotation** de la dernière roue (fig. 63).

La roue intermédiaire est à la fois menée et menante:

1er rapport $\dfrac{n_1}{n'} = \dfrac{z'}{z_1}$

2e rapport $\dfrac{n'}{n_2} = \dfrac{z_2}{z'}$

En multipliant ces égalités:

$$\frac{n_1}{n'} \cdot \frac{n'}{n_2} = \frac{z'}{z_1} \cdot \frac{z_2}{z'}$$

après simplification par n' et z', il nous reste:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Exemple 16

Un pignon de 30 dents tourne à 500 tours par minute. Il entraîne une roue de 60 dents. Quel est le nombre de tours de cette dernière?

Solution

$$n_2 = \frac{n_1 \cdot z_1}{z_2} = \frac{500 \times 30}{60} = \mathbf{250\ tr/min}$$

Exemple 17

Suivant la figure 64, quelle est la vitesse en mètres par minute d'élévation de la charge G?

Solution

Nombre de tours par minute de la roue dentée de 80 dents:

$$n_2 = \frac{n_1 \cdot z_1}{z_2} = \frac{60 \times 20}{80} = 15 \text{ tr/min}$$

Vitesse d'élévation de la charge G:

$v = \pi \cdot d \cdot n$

[m/min] [m] [tr/min]

$v = 3{,}14 \times 0{,}2 \times 15 \quad = \mathbf{9{,}42\ m/min}$

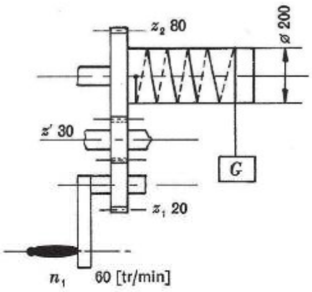


Fig. 64

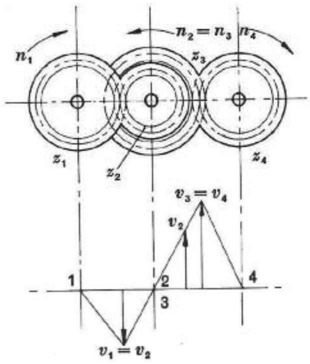


Fig. 65

2. 8. Rapport multiple

Comme pour les rapports simples, les symboles avec indices impairs n_1 n_3 z_1 z_3 s'appliquent aux organes menants, ceux avec indices pairs n_2 n_4 z_2 z_4 aux organes menés.

Le calcul de l'exemple peut s'effectuer en utilisant deux rapports simples, mais le procédé est trop long.

1er rapport simple $\dfrac{n_1}{n_2} = \dfrac{z_2}{z_1}$

2e rapport simple $\dfrac{n_3}{n_4} = \dfrac{z_4}{z_3}$

En multipliant nos deux rapports simples, on obtient:

$$\frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_3}{n_4} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$$

Les pignons z_2 et z_3 étant solidaires, leur nombre de tours est identique, n_2 égale n_3; nous pouvons simplifier, d'où

$$\frac{n_1}{n_4} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$$

Exemple 18

Suivant la figure 66, calculer le nombre de tours par minute de la roue dentée de 100 dents, ainsi que le rapport de transmission i.

Solution

a) Avec la formule:

$$n_6 = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}$$

$$= \frac{1000 \times 20 \times 96 \times 50}{80 \times 48 \times 100} = \mathbf{250\ tr/min}$$

Rapport de transmission

$$i = \frac{n_1}{n_6} = \frac{1000}{250} = \frac{\mathbf{4}}{\mathbf{1}}$$

b) Par la raison du train.

La raison du train, ou rapport de transmission, se calcule:

$$\frac{\text{produit nombres de dents roues menées}}{\text{produit nombres dents roues menantes}}$$

$$= \frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5} = \frac{80 \times 48 \times 100}{20 \times 96 \times 50} = \frac{\mathbf{4}}{\mathbf{1}}$$

Nombre de tours

$$n_6 = \frac{n_1}{i} = \frac{1000}{\frac{4}{1}} = \frac{1000 \times 1}{4} = \mathbf{250\,tr/min}$$

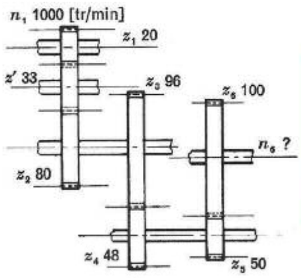


Fig. 66

2. 9. Transmission combinée

Ce sont des transmissions où l'on peut avoir indifféremment des poulies, des roues à friction, à chaînes, des engrenages droits, hélicoïdaux, coniques et à vis sans fin.

On peut calculer indifféremment avec les diamètres ou les nombres de dents, puisque ces derniers, multipliés par le module, nous donnent également les diamètres primitifs. Comme pour les rapports multiples des poulies ou des engrenages, la formule est:

$$\frac{n_1}{n_f} = \frac{z_2 \cdot z_4 \cdot d_6 \cdot d_8}{z_1 \cdot z_3 \cdot d_5 \cdot d_7}$$

n_f = nombre de tours final (dernière roue ou dernière poulie menée)

Cas particuliers

1. La vis sans fin est considérée suivant son nombre de filets comme un pignon à 1, 2, 3 ou 4 dents, etc.

2. Pour les roues coniques à denture droite, le rapport de transmission i dépend du nombre de dents ou des fonctions trigonométriques, et non pas de la valeur des angles exprimée en degrés (voir chapitre 2.5).

Exemple 19

Calculer, dans l'exemple de la figure 67, la vitesse d'élévation en mètres par minute de la charge G.

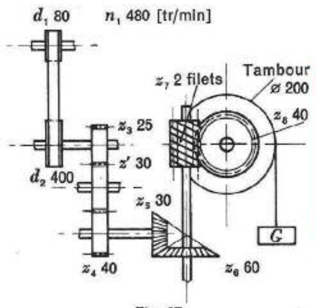


Fig. 67

Solution

Nombre de tours du tambour

$$n_8 = \frac{n_1 \cdot d_1 \cdot z_3 \cdot z_5 \cdot z_7}{d_2 \cdot z_4 \cdot z_6 \cdot z_8}$$

$$= \frac{80 \times 480 \times 25 \times 30 \times 2}{400 \times 40 \times 60 \times 40} = 1{,}5 \text{ tr/min}$$

Vitesse d'élévation de la charge G

$v = \pi \cdot d \cdot n$

$v = 3{,}14 \times 0{,}2 \times 1{,}5 \quad = \mathbf{0{,}942\ m/min}$

Exemple 20

Selon la figure 68, calculer le nombre de tours par minute de la roue tangente.

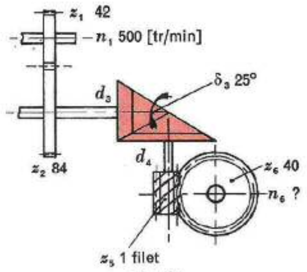


Fig. 68

Solution

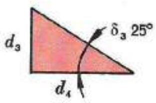
Nous admettons pour d_3 une valeur de 1 et par trigonométrie nous cherchons la dimension de d_4.

$$\text{Cotangente } \delta_3 = \frac{\text{côté adjacent}}{\text{côté opposé}} = \frac{d_4}{d_3}$$

Côté adjacent = ctg δ_3 · côté opposé

$d_4 = \text{ctg } 25° \cdot d_3 = \text{ctg } 25° \cdot 1 = 2{,}1445$

$$\text{Rapport de transmission } i = \frac{d_3}{d_4} = \frac{1}{2{,}1445}$$



$$n_6 = \frac{n_1 \cdot z_1}{z_2} \cdot i \cdot \frac{z_5}{z_6} = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot d_3 \cdot z_5}{z_2 \cdot d_4 \cdot z_6}$$

$$= \frac{500 \times 42 \times 1 \times 1}{84 \times 2{,}1445 \times 40} = \mathbf{2{,}9\ tr/min}$$