



Giornale – Newspaper – Zeitung – Journal n° 05 Juin 2014

Engagement national pour un développement international.

Chaque jour nous sommes assaillis de mauvaises nouvelles ; journaux, magazines, TV et les médias en général nous envahissent uniquement d'informations négatives, comme si seules les mauvaises nouvelles faisaient de l'audience. Je pense que cela est faux. En fait dans le monde réel, tout du moins dans notre secteur, ces dernières années, on note une tendance complètement opposée ; quasi toutes les sociétés avec lesquelles nous avons été en contact ont eu une bonne année 2013 et commencent bien l'année 2014.

Chez **TC2** nous sommes à la fois satisfaits de 2013 et de 2014 ; certains que notre engagement sera toujours plus international, grâce aux avantages que nous accorde l'Union Européenne UE.

Le **Bleu de Europe** a toujours été notre couleur de référence et les **12 étoiles jaunes** nous confèrent chaque jour notre appartenance à ce grand marché qui est aussi notre patrie où tous les jours nos salariés et nos collaborateurs sont en relation avec nos clients et fournisseurs, travaillent et créent de nouvelles idées pour un monde meilleur et plus uni. Alors vive le **bleu de l'Europe** et ses **12 magnifiques étoiles !**



L'Europe c'est la disparition des frontières entre les anciens petits états et l'émergence d'un grand pays à l'origine d'un nouveau marché prospère ; grâce à cela **Tecnidea Cidue** a pu se développer dans de nouveaux secteurs de production.

Grâce à ce gros coup de pouce de **Union Européenne UE** et à ses politiques libérales, nous avons pu faire face aux marchés mondiaux avec énergie ; ce qui nous a permis de rentrer en contact avec de nombreux nouveaux opérateurs commerciaux et nouveaux constructeurs.





Toute cette énergie, nous a permis de développer notre production avec de nouvelles technologies et solutions d'application, mais surtout de dessiner et créer de nouveaux produits et de nouvelles idées d'application pour d'innombrables solutions de travail.

Le BLEU est assurément la couleur à laquelle nous sommes liés ; le BLEU est la couleur de la mécanique, le BLEU est la même la couleur des « bleus de travail » de l'atelier. Et le BLEU et JAUNE sont aussi les couleurs de notre ville "Verone", où TC2 à ses quartiers généraux. C'est ici qu'est née Tecnidea Cidue, ici qu'elle a grandi et dans ce cadre qu'elle continue de produire des millions de produits techniques et mécaniques avec une forte croissance sur le marché mondial.

TC2 exporte environ 70% de sa production. Ce territoire, le mythique Nord-Est, nous a supporté dans notre travail et c'est également grâce à une dizaine

de petites et moyennes entreprises que nous avons pu obtenir ces résultats.

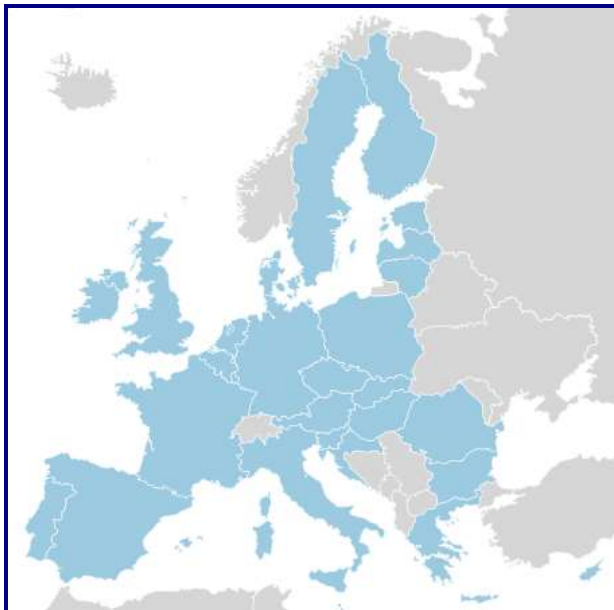
En effet, la plupart des maîtres artisans qui ont fait de l'ingénierie de précision leur raison pour vivre se trouve sur ce territoire ; cela nous a permis d'accroître notre créativité.

Merci aux collaborateurs, aux clients, aux fournisseurs, à Verone, au territoire du Nord-Est, à l'Europe, au BLEU et JAUNE ; vous êtes comme notre drapeau, vous nous gardez unis et chaque jour vous nous apportez de l'énergie pour continuer à faire notre travail avec force et sérénité ce qui sera toujours le cas pour l'avenir.

Franco Canova
Directeur Général



UNION EUROPÉENNE



28 PAYS MEMBRES





DISCOVERING TECNIDEA CIDUE...

LA CHAÎNE. PARTIE II.

TAILLE D'UNE CHAÎNE À TRANSMISSION : FORMULE BASIQUE.

Cinématique d'une chaîne à transmission :

Les maillons de la chaîne forment sur le pignon un polygone (figure 8) **et font, durant l'entraînement, un mouvement en forme de L.**

De cette façon cela modifie les valeurs réelles, avec une rotation uniforme des pignons vous pouvez avoir une vitesse irrégulière de la section de la chaîne (effet polygonal).

La vitesse linéaire de la chaîne varie selon les valeurs limites suivantes :

$$v_{\max} = \frac{p \cdot n \cdot \pi}{6 \cdot 10^4 \cdot \sin \frac{\pi}{z}} \quad [\text{m/s}]$$

$$\text{where } \frac{\tau}{2} = \frac{180^\circ}{z}$$

$$v_{\min} = \frac{p \cdot n \cdot \pi}{6 \cdot 10^4 \cdot \text{tg} \frac{\pi}{z}} \quad [\text{m/s}]$$

La vitesse linéaire moyenne d'une chaîne, aussi utilisée pour le dimensionnement de la chaîne de transmission, est calculée selon l'équation suivante : $v = \frac{p \cdot n \cdot z}{6 \cdot 10^4} \quad [\text{m/s}]$

La durée d'une période d'irrégularité est donnée par : $T = \frac{60}{n \cdot z}$

Les équations ci-dessus nous montrent que l'irrégularité de la vitesse d'une chaîne dépend du nombre de dents des pignons ; plus le nombre de dents est grand plus les irrégularités sont mineurs.

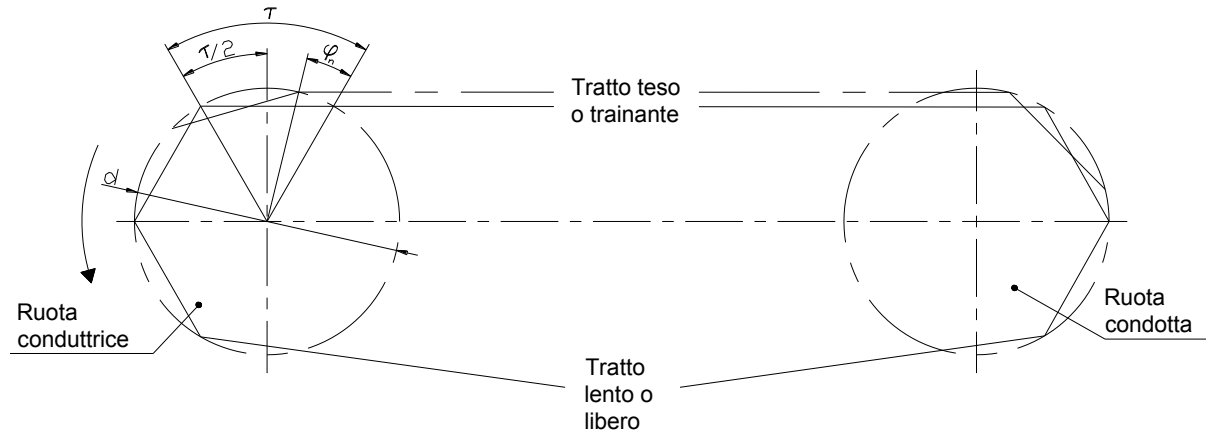


Figure 8

A cause de l'effet polygonal, la chaîne a souffert continuellement des accélérations et freinages. L'accélération maximum a_{\max} est équivalente à :

$$a_{\max} = \frac{2 \cdot 10^4 \cdot v^2}{p \cdot z^2} \quad [\text{m}/(\text{s}^2)]$$

Le freinage maximum f_{\max} est l'opposé de l'accélération maximum de sorte que la vitesse moyenne reste constante.

$$f_{\max} = -\frac{2 \cdot 10^4 \cdot v^2}{p \cdot z^2} \quad [\text{m}/(\text{s}^2)]$$



Dynamique d'une chaîne par transmission.

La force de traction statique d'une chaîne est égal à :

$$F = \frac{P}{v} \text{ [N]}$$

Quand :

P [kW] = puissance absorbée
 v [m/s] = vitesse linéaire moyenne de la chaîne

Nous définissons ainsi les dimensions suivantes servant par la suite au dimensionnement :

- Force de traction centrifuge : F_t ;
- Charge de traction verticale : F_{st} ;
- Les forces d'accélération et de freinage dues aux irrégularités ont des conséquences sur la partie entraînante et sur la partie entraînée.
- La force de traction centrifuge F_t (figure 9) agit comme réaction de force centrifuge radiale dans les 2 parties de la chaîne, dépendant du poids linéaire de la chaîne [kg/m] et du carré de la vitesse moyenne de la chaîne [m/s²].

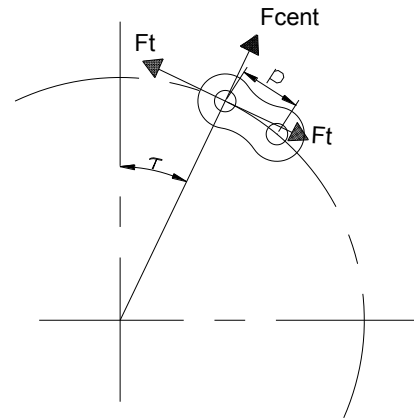


Fig. 9

- La force de traction verticale " F_{st} " (Fig. 10) agit sur la partie entraînante et sur la partie libre. Cela dépend du poids de la partie " $q \times L_r$ " et du " h_d " d'assouplissement, outre l'inclinaison de l'angle δ de cette partie. Pour une chaîne par transmission correctement montée, l'assouplissement doit normalement être égal à 1-2% et ne doit pas avoir d'impact sur la puissance de la traction verticale. Toutefois, celle-ci peut atteindre des valeurs très élevées si la transmission est trop éloignée du centre ou si la chaîne est trop tendue, phénomène également obtenu avec un tendeur. Les forces de traction vertical sur les engrenages supérieurs et inférieurs ($F_{st,s}$ et $F_{st,i}$) sont différentes, excepté quand l'angle d'inclinaison est nul ($\delta=0$). Les forces de traction sont calculées selon les formules suivantes :

$$F_{st,s} = 10^{-3} \cdot g \cdot q \cdot L_r \cdot (\xi + \sin \delta) \text{ [N]}$$

$$F_{st,i} = 10^{-3} \cdot g \cdot q \cdot L_r \cdot \xi \text{ [N]}$$

$$h_r = \frac{h_d}{L_r} \cdot 100 \text{ [%]}$$

q = poids de la chaîne [N]

h_d = assouplissement de la partie libre [N]

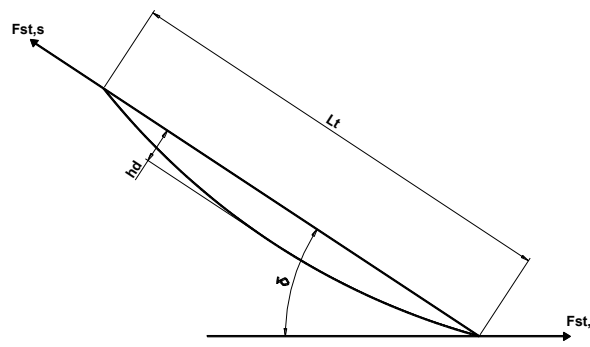
h_r = assouplissement relatif

L_r = longueur de la chaîne [mm]

$g = 9,81$ [m/s²]

δ = inclinaison de l'angle de la chaîne [mm]

ξ = force de traction verticale spécifique



Dis. 10



Dans le cas d'une position horizontale de la partie entraînante et de l'assouplissement relatif " $h_r \leq 10 \%$ ", la tension verticale de la traction peut être calculée approximativement via la formule ci-contre :

$$F_{st} = 9,81 \cdot \frac{q \cdot L_r^2}{8000 \cdot h_d} \quad [\text{N}]$$

Les groupes entraînants et/ou les groupes entraînés génèrent des forces de pulsion et ont un impact dû à des irrégularités.

Ces forces sont prises en compte via le calcul des coefficients d'impact.

Par l'effet polygonal, d'autres forces de pulsion et d'impact se produisent, celles-ci sont prises en compte dans le coefficient du nombre de dent du pignon.

Toujours dû à l'effet polygonal, il se peut, lors de l'engrenage de la chaîne sur le pignon, que les rouleaux de la chaîne heurtent les dents du pignon créant ainsi le son typique d'une chaîne.

- La force d'impact "F_a" limite la durée des rouleaux et des compas en accélérant l'usure des dents.

La force d'impact est calculée selon l'équation suivante :

$$F_a = 1662 \cdot \sqrt{B_1 \cdot q \cdot p} \cdot \frac{v}{z} \cdot \sin\left(\frac{360^\circ}{z} + \gamma\right) \quad [\text{N}]$$

Quand :

B₁ = largeur de la dent [mm]

q = poids de la chaîne par metre linéaire [kg/m]

p = pas de la chaîne [mm]

v = vitesse linéaire [m/s]

z = nombre de dent

γ = angle de pression [°]

Avec une vitesse "v" élevée, "F_a" peut atteindre des valeurs considérables.

- La force de pulsion "F_p" will be reduced from one tooth to another in the set of teeth of the drive gear as following:

$$\frac{F_{pi}}{F_{pi+1}} = \frac{\sin(\tau + \gamma)}{\sin \gamma}$$

Quand :

F_{pi} = force du maillon de la chaîne ;

F_{pi+1} = strength of the link (i+1) gripping ;

z = nombre de dent ;

γ = angle de pression ;

τ = angle du pas : (360°)/2;

z_e = nombre de dent engrenées.

Dans la section libre, reste la force résiduelle "F_r", avec une direction opposée à la tension verticale "F_{st}".

La tension verticale doit être sensiblement supérieure à la force résiduelle, pour ne pas que la chaîne sorte de la dent.

En somme la chaîne doit être tendue.

$$F_r = F_p \cdot \left[\frac{\sin \gamma}{\sin(\tau + \gamma)} \right]^{z_e} \quad [\text{N}]$$

Géométrie d'une chaîne par transmission.

Il est important, pour le réglage d'une chaîne par transmission, que l'entraxe et la taille du maillon de la chaîne (X) correspondent avec un pas spécifique (p) et un nombre de dents spécifique (z_p, z_c).

D'autres paramètres sont à considérer : les angles d'enroulement b₁ e b₂ sur les engrenages et de la partie libre.

Calcul de la longueur de la chaîne

La longueur de la chaîne (tout en considérant le nombre de ses pas) peut être calculée de la façon suivante :

$$x_0 = \frac{2 \cdot a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_0}$$

Le nombre de pas doit être un nombre pair.

Il ne doit pas y avoir de nombre de pas impair, car il faudrait utiliser **un faux pas** qui réduirait la durée de vie de la chaîne.

Le calcul du développement d'une chaîne avec 3 engrenages ou plus est complexe.

Selon le nombre et la disposition des engrenages, les équations correspondantes devraient être traitées au cas par cas.



Calcul de l'entraxe

Pour le réglage d'une chaîne par transmission avec un nombre de pas "X" préétabli, il est impératif de faire un calcul précis afin de définir l'entraxe :

$$a = [2 \cdot X - (z_1 + z_2)] \cdot p \cdot f_4 \text{ [mm]} \text{ avec :}$$

$$f_4 = \frac{1}{4 \cdot \sin \delta (\delta + \cot g \delta)}$$

Et peut être calculé avec :

$$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1} \text{ en utilisant les tableaux techniques.}$$

Choix de la transmission par rapport à des diagrammes de puissance

Les diagrammes de puissance offrent une vue d'ensemble sur les chaînes à rouleau à transmission de puissance, selon la norme DIN 8187-8188 and the compasses chains DIN 8154.

La puissance est schématisée graphiquement selon le nombre de tours du pignon.

Ces diagrammes permettent d'évaluer rapidement le type de chaîne possible, selon la consommation d'énergie maximale.

As acceptable criterion has been considered the contact wear of the joints and the corresponding extension of the chain itself.

Les diagrammes mentionnés ci-dessus, valables pour la plupart des chaînes, sont dignes de confiance avec une grande certitude de fonctionnement.

Engrenages : $z_p, z_c = 19$ dents ;

Longueur : $X = 100$ pas ;

Ratio: $i = 1$;

Durée: $t_h = 15000$ [h] ;

Lubrification : tab.

| Champ de lubrification | 1 | 2 | 3 | 4 |
|------------------------|--------|-----------------|--------------|--------------------|
| Type de lubrification | manuel | Goutte à goutte | Bain d'huile | Circulation forcée |

Un ratio différent de "i = 1" est considéré avec un coefficient moindre (f_i):

| i | 1:1 | 2:1, 1:2 | 3:1, 1:3 | 4:1, 1:4 | 5:1, 1:5 |
|----------------|-----|----------|----------|----------|----------|
| f _i | 1 | 0,87 | 0,82 | 0,79 | 0,77 |

Le coefficient (f_i) dépend du nombre de dents (z) du pignon et des impacts dûs au fonctionnement :

| z | Fonctionnement uniforme | Impacts modérés | Impacts moyens | Impacts forts |
|----|-------------------------|-----------------|----------------|---------------|
| 11 | 0,55 | 0,41 | 0,34 | 0,32 |
| 13 | 0,66 | 0,49 | 0,41 | 0,39 |
| 15 | 0,77 | 0,57 | 0,48 | 0,45 |
| 17 | 0,88 | 0,64 | 0,54 | 0,51 |
| 19 | 1,00 | 0,74 | 0,63 | 0,59 |
| 21 | 1,11 | 0,82 | 0,69 | 0,65 |
| 23 | 1,23 | 0,91 | 0,77 | 0,72 |
| 25 | 1,35 | 1,00 | 0,84 | 0,79 |
| 30 | 1,64 | 1,22 | 1,02 | 0,97 |
| 35 | 1,93 | 1,44 | 1,21 | 1,14 |
| 38 | 2,11 | 1,56 | 1,32 | 1,24 |
| 40 | 2,24 | 1,66 | 1,40 | 1,32 |
| 45 | 2,54 | 1,88 | 1,59 | 1,49 |
| 50 | 2,84 | 2,10 | 1,78 | 1,67 |
| 57 | 3,28 | 2,43 | 2,06 | 1,93 |
| 60 | 3,46 | 2,56 | 2,16 | 2,04 |

L'étirement causé par l'usure de la chaîne est lui-même directement proportionnel à la longueur de la chaîne. Si la longueur de la chaîne est différente de $X=100$ pas, la durée de vie sera également différente de 15000 [h], cela peut être plus ou moins.

Calcul de la durée de vie d'une chaîne par transmission.

Il y a deux critères fondamentaux à considérer pour calculer la durée de vie d'une chaîne par transmission :

• La résistance à l'usure :

La durée de vie d'une chaîne par transmission est déterminée par le rendement de la chaîne elle-même.

Les chaînes sont très soumises aux vibrations provoquant un mouvement oscillant sur les joints avec pour conséquence l'abrasion des pivots et des compas.

Ce qui entraîne une augmentation du jeu et de l'élongation de la chaîne.

Pour déterminer la longueur de la chaîne, nous avons besoin des données suivantes :

Du nombre de maillons interne et externes, des jeux se créant en les pivots et les compas.

L'allongement maximal admissible dû à l'usure est de 3% par rapport à longueur d'origine de la chaîne.

Δl_{max} = allongement maximal admissible ;

l_0 = longueur d'origine de la chaîne ;

l_{costr} = longueur de construction admissible de la chaîne.

$$\Delta l_{max} = l_{costr} - l_0 \leq 3\%(l_0)$$

La friction qui se produit dans les joints de la chaîne est déterminée par l'angle de friction, par la compression de la surface de jonction et par la lubrification.

L'angle de friction est déterminé par l'angle oscillant ($t = 360^\circ/z$), par le radius oscillant $d_2/2$ (avec d_2 =diamètre du pivot de la chaîne).

La durée de vie d'une chaîne, avec un allongement maximal admissible de 3% peut être traduite par l'équation suivante :

$$t_h = 2744 \cdot \left(\frac{f_c \cdot f_m \cdot f_k}{p_r} \right)^3 \cdot \frac{X}{v} \cdot \frac{z_p}{z_c + 1} \cdot \frac{p}{\pi \cdot d_2} \quad [h]$$

Si la chaîne a 3 engrenages ou plus, la durée de vie de chaque partie $t_{h,i}$ doit être calculée individuellement avec le nombre de dents correspondant, de même que doit être spécifié le nombre total de maillons de la chaîne.

$$t_h = \frac{1}{\sum_i \frac{1}{t_{hi}}} \quad [h]$$

L'usure de la chaîne, quel que soit la durée de rodage, est proportionnelle aux heures de fonctionnement de la chaîne.

Si, pour des raisons particulières, l'allongement maximal admissible doit être inférieur à 0,03- l_0 , cela devient :

$$t_{hx} = t_h \cdot \frac{\Delta l_x}{\Delta l_{max}}$$

• Résistance du fonctionnement à l'usure :

La résistance à l'usure des composants, qui forment la transmission de la chaîne, a un impact certain sur la durée de vie de la chaîne en elle-même.

Le concept de la résistance à l'usure décrit l'ampleur des charges dynamiques sollicitant les composants jusqu'à un certain nombre de variations de la charge sans interruption :

Durée de résistance à la fatigue des plaques et des pivots :

Quand la vitesse de la chaîne est inférieure à 1 m/s, dans des conditions de lubrification suffisante, la durée est conditionnée avant tout par la fatigue des plaques et des rouleaux de chaîne.

$$t = \frac{X}{n} \cdot f_z \cdot \left(f_y \cdot \frac{F_b \cdot y}{F} \right)^{10} \quad [h]$$

Rollers and compasses duration in the field of operational fatigue resistance:

Pendant l'enroulement de la chaîne sur le pignon, les rouleaux et les compas se frottent aux dents.

La force de l'impact (F_a) peut atteindre des valeurs élevées dues à la vitesse de la chaîne et au nombre de dents.

C'est pourquoi l'usure des compas et des rouleaux peut limiter la durée de vie d'une chaîne par transmission, en cas de vitesse supérieure ou égale à 10 m/s et un nombre de dents peu élevé.

La durée de vie d'une chaîne peut être calculée selon l'équation suivante :

$$t_h = 2,9 \cdot 10^4 \cdot \frac{X \cdot z}{n} \cdot f_v \cdot 3 \sqrt{\left[\frac{y}{P} \cdot \frac{(d_1 - d_2) \cdot b_1}{p} \right]^2} \quad [h]$$

Avec : $P = \frac{F \cdot v}{1000}$ e $F_d = \frac{F}{y}$



Exemple de calculs.

Réglage d'une chaîne par transmission avec les données suivantes :

1. $P_M = 145$ [kW] = Puissance Moteur ;
2. $n_d = 800$ [1/min] = n° de tours de l'arbre d'entraînement;
3. $n_{a.c.} = 200$ [1/min] = n° de tours de l'arbre entraîné;
4. $i = 4 = \text{ratio}$;
5. facteur d'impact : $Y = 2$ (from tab. 8 l extract: $y = 0,73$);
6. Lubrification on forced movement and chain tensioners on the free section;
7. Durée demandée : $t = 20000$ [h];
The architectural area is limited;
L'obstruction du pignon, y compris l'enroulement de la chaîne = 1000 [mm];
8. Entraxe = 1200/1300 [mm]

Procédure:

Facteur ratios : $i = 4$ so $f_i = 0,79$;
N° de dente du pignon moteur :
 $z = 19$;
Coefficient de service (f_1 per $z = 19$): $f_1 = 0,74$.

Puissance requise :

$$P_n = P \cdot \frac{f_i}{f_1} = 154,8 \quad [\text{kW}]$$

Les chaîne sélectionnée (selon le diagramme de puissance) est :

24 B-3 DIN 8187 (1"1/2 chaîne triple avec un **taux** correspondant à 38.1 mm).

Données :

- a. Charge de rupture minimum : $F_b = 425000$ [kN];
 - b. Taux : $p = 38,1$ [mm];
 - c. Surfaces d'articulation : $f = 16,63$ [cm²];
 - d. Poids de la chaîne/m: $q = 21,0$ [kg/m];
 - e. Largeur interne : $b_1 = 25,4$ [mm];
 - f. Diamètre des rouleaux : $d_1 = 25,4$ [mm];
 - g. Diamètre des pivots : $d_2 = 14,63$ [mm];
 - h. Hauteur des plaques : $h = 33,4$ [mm];
 - i. Pignon : $z_p = 19$ dents;
 - j. Roue : $z_c = 76$ dents.
- Tendeur d'engrenage de la chaîne : $z_i = 17$ dents

Calcul de la longueur du nombre de pas de la chaîne, selon un entraxe approximatif (a_0) de $a_0 = 1250$ [mm]:

$$X_0 = \frac{2 \cdot a_0}{p} + \frac{z_p + z_c}{2} + \left(\frac{z_c - z_p}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_0} = 115,63 \quad [\text{maglie}]$$

La valeur obtenue sera d'environ 116 [pas].

L'entraxe exact, en considérant les 116 pas, est :

$$a = [2 \cdot X - (z_c + z_p)] \cdot p \cdot f_4 = 1256,95 \quad [\text{mm}]$$

"f₄" déterminé à partir de .

coefficient "f₄" = 0,24081.

$$\frac{X - z_p}{z_c - z_p} = 1,70$$

La valeur de "a" est d'environ 1257 [mm]

L'obstruction totale de la roue avec l'enroulement de la chaîne peut être calculée ainsi :

$$D_c = d_c + h = 92196 + 33,4 = 95536 \quad [\text{mm}]$$

Le diamètre de la roue "d_c" est calculé de la façon suivante :

$$d_c = \frac{p}{\sin \frac{\tau}{2}} = \frac{p}{\sin \frac{360}{2 \cdot 76}} = 92196 \quad [\text{mm}]$$

On peut noter que "d_c" est plus petit que l'obstruction maximum autorisée, estimée à 1000 [mm]. Par conséquent, il a été vérifié que la chaîne par transmission choisie peut être placée dans l'espace prévu à cet escient.

Vérifier la durée de vie prévue avec un allongement de la chaîne à hauteur de 3% :

$$t_h = 2744 \cdot \left(\frac{f_c \cdot f_m \cdot f_k}{p_s} \right)^3 \cdot \frac{X}{v} \cdot \frac{z_p}{z_c + 1} \cdot \frac{p}{\pi \cdot d_c} \quad [\text{h}]$$

Quand :

- f_c = facteur d'usure ;
- f_m = facteur taux ;
- f_k = facteur nombre de dents ;
- p_s = compression sur la surface de jonction.



La vitesse linéaire "v" de la chaîne est calculée selon la formule suivante :

$$v = \frac{p \cdot z \cdot n}{60000} = \frac{38,1 \cdot 19 \cdot 800}{60000} = 9,65 \text{ [m/s]}$$

Pour déterminer "p_s" l'équation suivante a été utilisée :

$$p_s = \frac{F'}{f}$$

Avant de déterminer "p_s", la force de traction totale de la chaîne est requise et s'obtient par :

$$F' = \frac{F}{y} + F_t$$

Quand :

- F = force de traction de la chaîne (static);
- F_t = force centrifuge.

$$F = \frac{1000 \cdot P}{v} = 15026 \text{ [N]}$$

$$F_t = q \cdot v^2 = 19556 \text{ [N]}$$

La force de traction totale est égale à :

$$F' = 22539 \text{ [N]}$$

La compression de la jonction de surface est :

$$p_s = 1355 \text{ [N/(cm}^2\text{)]}$$

Selon le diagramme de puissance, la chaîne par transmission choisie est incluse dans le champ de lubrification n°4.

La lubrification attendue (avec la circulation forcée) est dans le degré de lubrification requis.

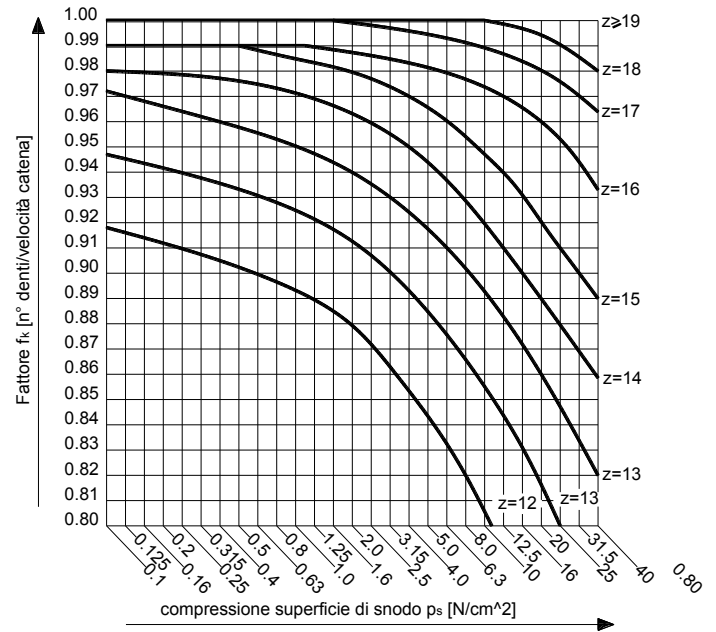
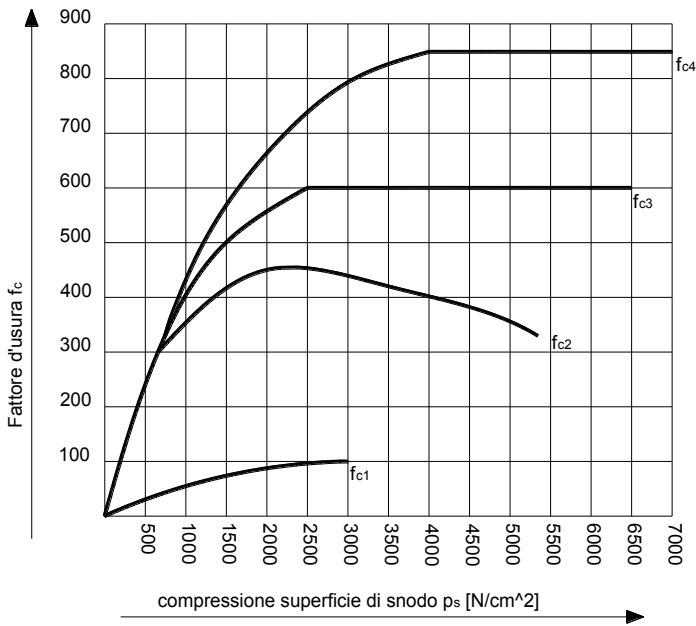
Les facteurs "f_c" , "f_m" , "f_k" sont des coefficients empiriques obtenus avec des diagrammes spéciaux.

Le facteur f_m (facteur du pas de la chaîne) est obtenu avec les données suivantes :

| | | | | | | | | |
|------------------------|------|------|------|------|------|-------|------|--------|
| Pas de la chaîne (mm) | 4 | 5 | 6 | 6.35 | 8 | 9.525 | 12.7 | 15.875 |
| Facteur f _m | 1.64 | 1.57 | 1.54 | 1.53 | 1.49 | 1.48 | 1.44 | 1.39 |

| | | | | | | | |
|------------------------|-------|------|-------|------|-------|------|------|
| Pas de la chaîne (mm) | 19.05 | 25.4 | 31.75 | 38.1 | 44.45 | 50.8 | 63.5 |
| Facteur f _m | 1.34 | 1.27 | 1.23 | 1.19 | 1.15 | 1.11 | 1.03 |

Le facteur f_c (facteur d'usure) peut être trouvé avec les diagrammes suivants :



En considérant :

f_{c1} = pour le fonctionnement à sec ;

f_{c2} = pour la lubrification insuffisante ;

f_{c3} = avec niveau de lubrification prescrit ;

f_{c4} = avec un niveau de lubrification supérieur à celui prescrit.

f_k = facteur obtenu selon les diagrammes ci-dessus et dépendant du n° de dents "z" et de la vitesse linéaire "v" [m/s].

Maintenant calculons la durée par rapport à la résistance à la fatigue des plaques et des pivots :

• Facteur pas (résistance à la fatigue) pour $p = 38,1$ [mm] :

$$f_y = 0,2014$$

• Facteur n° de dents (résistance à la fatigue) pour $z = 19$:

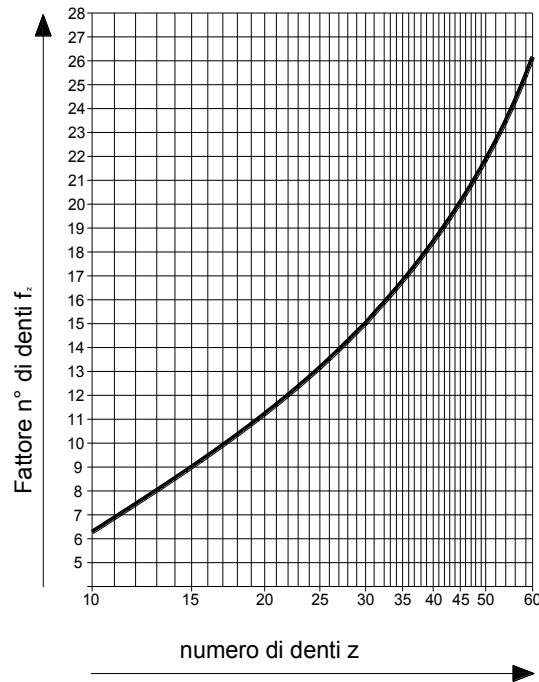
$$f_z = 10,7.$$

| | | | | | | | |
|-----------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Pas de la chaîne (mm) | 5.0 | 6.0 | 6.35 | 8.0 | 9.525 | 12.7 | 15.875 |
| Facteur f_y | 0.2152 | 0.2151 | 0.2151 | 0.2150 | 0.2149 | 0.2145 | 0.2136 |

| | | | | | | | |
|-----------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Pas de la chaîne (mm) | 19.05 | 25.4 | 31.75 | 38.1 | 44.45 | 50.8 | 63.5 |
| Facteur f_y | 0.2525 | 0.2096 | 0.2058 | 0.2014 | 0.1964 | 0.1909 | 0.1780 |



Concernant le facteur f_z , il s'agit du diagramme suivant :



Durée de vie prévue :

$$t_{hr} = \frac{X}{n_{a.m.}} \cdot f_z \cdot \left(f_y \cdot \frac{F_b \cdot y}{F} \right)^{10} = 0,145 \cdot 10,7 \cdot \left(0,2014 \cdot \frac{425000 \cdot 0,73}{15026} \right)^{10} = 2399001 \text{ [h]}$$

Ce n'est qu'après des heures de fonctionnement, que la rupture des plaques et des pivots, due à l'usure, peut se produire.

Nous pouvons à présent voir la durée escomptée de résistance à la fatigue des rouleaux et des douilles .

On peut remarquer à partir du diagramme de puissance que les coordonnées $n = 800$ [tours/min] croisent la courbe de puissance de la chaîne choisie dans la partie droite.

Cela signifie que la durée de vie de la chaîne est probablement limitée par la rupture du rouleau.

Le nombre de rouleaux de la chaîne (triple) est défini par le tableau suivant et est égale à " $f_n = 2,5$ ".

| N° de rouleaux | Chaîne simple | Chaîne double | Chaîne triple | Chaîne quadruple |
|----------------|---------------|---------------|---------------|------------------|
| " f_n " | 1,0 | 1,7 | 2,5 | 3,3 |

La durée de vie escomptée de la chaîne est calculée selon l'équation suivante :

$$t_{hr} = 2,9 \cdot 10^4 \cdot \frac{X \cdot z}{n_{a.m.}} \cdot f_n \cdot \sqrt[3]{\left[\frac{y}{p} \cdot \frac{(d_1 - d_2) \cdot b_1}{p} \right]^2} = 2,9 \cdot 10^4 \cdot \frac{116 \cdot 19}{800} \cdot 2,5 \cdot \sqrt[3]{\left[\frac{0,73}{145} \cdot \frac{(25,4 - 14,63) \cdot 25,4}{38,1} \right]^2}$$

$$t_{hr} = 21736 \text{ [h]} \text{ nombre d'heures de la durée effective de la chaîne}$$

On peut noter que la durée de transmission est conditionnée par la résistance à la fatigue des rouleaux, ce qui garantit une durée de vie de la chaîne supérieure à 20000 [h] requise par la conception.

Ing. Marco Canova
e Giorgio Canova



TECNIDEA CIDUE S.r.l.

TECNIDEA CIDUE SRL

Via Apollo XI, 12

37057 San Giovanni Lupatoto (Verona) - ITALY

TEL: +0039 045 8750250 FAX: +0039 0458750288

E-MAIL: sales@tecnideacidue.com

WEB SITE: www.tecnideacidue.com