



---

NOTE TECNICHE CATENE DI TRASPORTO  
CONVEYOR CHAINS ENGINEERING INFORMATION  
INFORMATIONS TECHNIQUES SUR LES CHÂÎNES DE MANUTENTION

© Copyright 1998  
by SIRCATENE S.p.A.  
Via Rossini, 17  
Missaglia (LC) Italy  
Tutti i diritti riservati.

La riproduzione anche parziale è vietata senza preventiva autorizzazione e senza citare la fonte.

Questo catalogo annulla e sostituisce tutte le precedenti edizioni.

Si declina ogni responsabilità per errori e modifiche.

The reproduction, even partial, of this document is strictly forbidden without prior authorization.

This catalogue supersedes all previous issued.

No liability accepted for errors or alterations.

Nous nous réservons tous les droits d'édition, de reproduction et d'adaptation pour tous les pays.

Ce catalogue annule et remplace toute édition précédente.

On décline toute responsabilité pour erreurs et modifications.

## GENERALITÀ

Le catene di trasporto di qualità derivano integralmente dalle catene di trasmissione come principio di funzionamento e mantengono anche nei componenti elevati parametri di precisione, robustezza e alta efficienza meccanica.

Come le catene di trasmissione anche quelle di trasporto sono composte da una serie di maglie interne ed esterne libere di articolarsi su di un piano e prodotte con una tecnica costruttiva tale da permettere la loro piena affidabilità nel tempo per i carichi di lavoro previsti.

Oltre alle caratteristiche tecniche, la qualità base delle catene di trasporto è la loro versatilità legata alla possibilità di equipaggiamento con i più diversi tipi di attacchi e accessori per particolari necessità di trasporto e convogliamento materiali.

Il catalogo della nostra Società comprende la totalità delle catene e degli attacchi per gli impieghi più comuni ma poiché le utilizzazioni possibili e le esigenze operative sono innumerevoli si sono indicati nei seguenti capitoli i criteri e i parametri base per la scelta delle catene di trasporto.

Qualora fattori impiantistici o dimensionali non permettano la precisa individuazione di una catena standard a catalogo i tecnici della Soc. Sircatene sono a completa disposizione per lo studio e la realizzazione della catena speciale più idonea.

## GENERALITIES

Top-grade conveying chains are totally derived from driving chains as for the working principle, and maintain in their components too, precision, sturdiness and high mechanical efficiency.

Not only the driving but also the conveying chains are made of a series of internal and external links free to articulate on one plane, and are produced with a constructive technique that allows their total reliability in time, for the foreseen working loads.

Besides the technical characteristics, the basic quality of the conveying chains is their versatility linked to the possibility of equipping them with the most different types of attachment links and accessories for peculiar transport and material conveying needs. The catalogue of our Company includes all the chains and the attachments for the most common uses, since there are numberless possible utilizations and operation needs, in the following pages we just indicated the criteria and the basic parameters for the selection of the conveying chains.

Should installation or dimensional factors not allow a precise selection on the catalogue of a standard chain, our engineers will be at your complete disposal for the designing and the execution of the most suitable special chain.

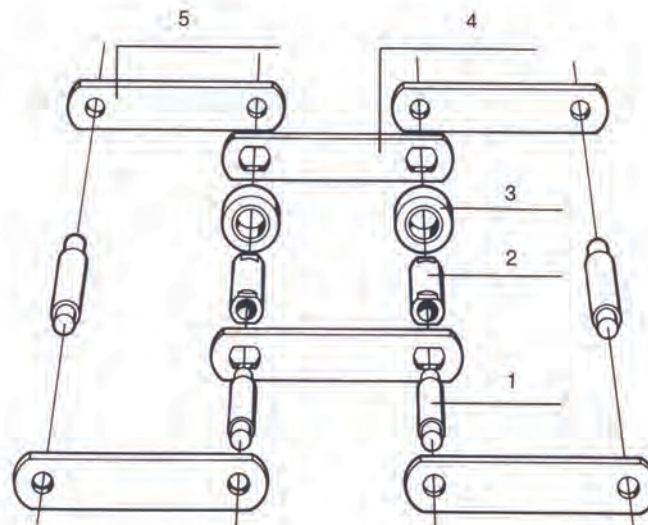
## GÉNÉRALITÉS

Les chaînes de manutention de qualité dérivent complètement des chaînes de transmission comme principe de fonctionnement et elles ont aussi dans les composants des élevés paramètres de précision, force et haute efficacité mécanique.

Comme les chaînes de transmission aussi les chaînes de manutention sont constituées d'une suite d'articulations réunies par des plaques latérales et produites avec une technique constructive telle de permettre la pleine confiance dans le temps pour les charges de travail prévues.

Outre leurs caractéristiques techniques, la qualité fondamentale des chaînes de manutention consiste dans la possibilité de s'équiper de différents type d'attaches et accessoires pour toute application particulière de manutention et convoyage matériels.

Le catalogue de notre Société comprend toute la gamme des chaînes et des attaches pour les utilisations les plus usuelles mais puisque les utilisations possibles et les exigences opératives sont innombrables, on a indiqué dans les chapitres suivants les critères et les paramètres principaux pour le choix des chaînes de manutention. Si des facteurs d'installation ou de dimension du convoyeur ne permettent pas d'individuer une chaîne standard dans le catalogue, les techniciens de la Société Sircatene sont à votre entière disposition pour l'étude et la réalisation de la chaîne spéciale la plus valide.



- 1 - Perno / Pin / Axe
- 2 - Bussola / Bush / Douille
- 3 - Rullo / Roller / Galet
- 4 - Piastra interna / Inner plate / Plaque intérieure
- 5 - Piastra esterna / Outer plate / Plaque extérieure

**Tipi di trasportatori**

Vengono di seguito illustrati alcuni tipi base di trasportatore.

**Trasportatori a tapparelle (fig. 2)**

Realizzati montando delle tapparelle su due catene in parallelo. Il materiale trasportato appoggia sulle tapparelle fissate alle catene tramite attacchi.

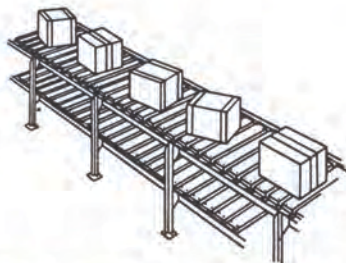


fig. 2

**Trasportatori a barre trasversali (fig. 3)**

Realizzati con due catene in parallelo usualmente a perni forati unite fra loro da barre trasversali a cui si appende il materiale trasportato o che lo sospingono.

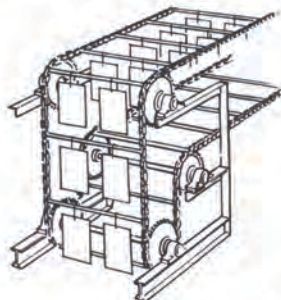


fig. 3

**Trasportatori a catena semplice (fig. 4)**

Realizzati con due o più catene che strisciano o rotolano sulle guide. Il materiale trasportato appoggia direttamente sulle maglie delle catene che possono essere semplici o sagomate a secondo del carico.

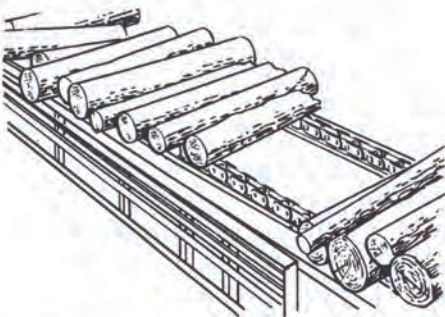


fig. 4

**Trasportatori a tapparelle raschianti (fig. 5)**

Sono trasportatori con una o più catene dotate di elementi raschianti (tapparelle) che spingono il materiale sfuso nel condotto del trasportatore. Il materiale non è quindi supportato dalla catena.

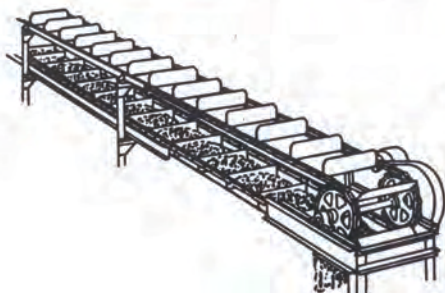


fig. 5

**Conveyor types**

Illustration of basic conveyor types follows.

**Slat conveyor (fig. 2)**

Consists of one or more chains to which non-overlapping slats are attached. Material is carried by slats fixed to the chain by attachments.

**Cross bar conveyor (fig. 3)**

Consists of two chains usually with hollow pin with spaced crossed members from which material can be suspended or pushed.

**Plain chain conveyor (fig. 4)**

Consists of one or more chains which roll or slide and carry material directly on plates that can be simple or shaped.

**Scraper flight conveyor (fig. 5)**

Consists of one or more chains equipped with scrapers that push loose material. Material slides without being carried by the chain.

**Types de convoyeurs**

On peut considérer les suivants types de convoyeurs.

**Convoyeurs à palettes (fig. 2)**

Ils sont réalisés en boulonnant des palettes sur les attaches de deux chaînes en parallèle. Le matériel est supporté par les palettes.

**Convoyeurs à barres (fig. 3)**

Ils sont réalisés avec deux chaînes parallèles, généralement à axes creux, connectées par des barres qui poussent ou soutiennent le matériel.

**Convoyeurs à chaîne simple (fig. 4)**

Ils sont réalisés avec deux ou plusieurs chaînes en parallèle qui transportent directement les charges sur les plaques qui peuvent être standard ou modelées.

**Convoyeurs à raclettes en gaine ouvert (fig. 5)**

Ils sont réalisés avec des raclettes fixées à deux chaînes qui poussent le matériel en vrac. Le matériel glisse sans être supporté par la chaîne.

**Trasportatori a catena raschiante in condotto chiuso (fig. 6)**

Hanno utilizzazione analoga a quelli a tapparelle ma sono più idonei a trasporto di materiale granuloso non abrasivo a secco. La catena lavora completamente immersa nel materiale.

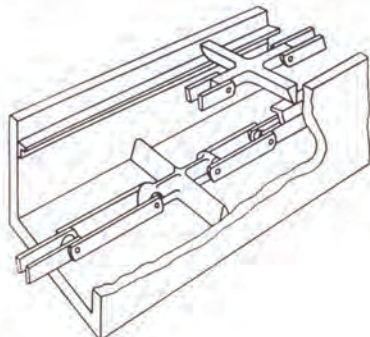


fig. 6

**Box scraper conveyor (fig. 6)**

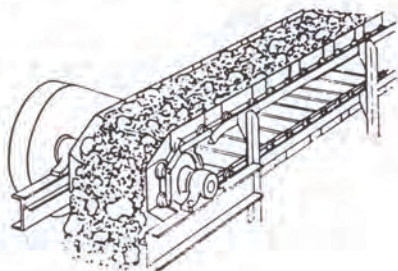
Same utilization of scraper plate conveyor. More useful for conveying non abrasive and free flowing material. The chain works submerged in the material.

**Convoyeurs à raclettes en gaine close (fig. 6)**

Même utilisation des convoyeurs en gaine ouverte mais ils sont plus valides pour la manutention des matériel granuleux non abrasifs et secs. La chaîne travaille plongée dans le matériel.

**Trasportatori a piastre incernierate (fig. 7)**

Il trasportatore è costituito da un insieme di piastre incernierate e ricoprentisi che formano un tappeto continuo. Questi trasportatori sono largamente utilizzati per trasportare materiale sfuso ma risultano anche validi per carichi singoli.



**Apron conveyor (fig. 7)**

Consists of an apron which forms the moving bed. This type of conveyor is especially for handling bulk materials but unit loads can also be handled.

**Convoyeurs à palettes à recouvrement (fig. 7)**

Il est constitué d'une succession de palettes à recouvrement de forme avec les extrémités relevées ou canalisées. Ce type de convoyeur est largement utilisé pour transporter le matériel en vrac mais il peut être aussi valid pour le transport de charges unitaires.

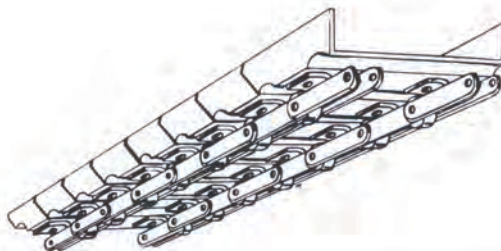


fig. 7

**Elevatori a tazze (fig. 8)**

Realizzati con una serie di tazze equidistanti fissate su una o due catene. L'alimentazione del materiale è assicurata alla base del trasportatore e il riempimento delle tazze avviene per azione dragante.

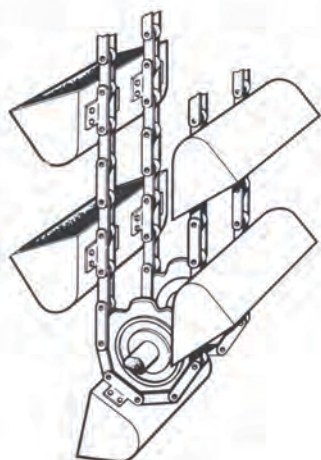


fig. 8

**Bucket elevators (fig. 8)**

Consists of a series of equidistant buckets attached to one or two chains. Material is fed at the bottom of elevator and the filling occurs by dredging.

**Élévateur à godets (fig. 8)**

Ils sont réalisés avec une série de godets équidistants fixés sur une ou deux chaînes. L'alimentation est assurée au pied de l'élevateur et le remplissage des godets s'effectue par dragage.

## Tipi di installazione

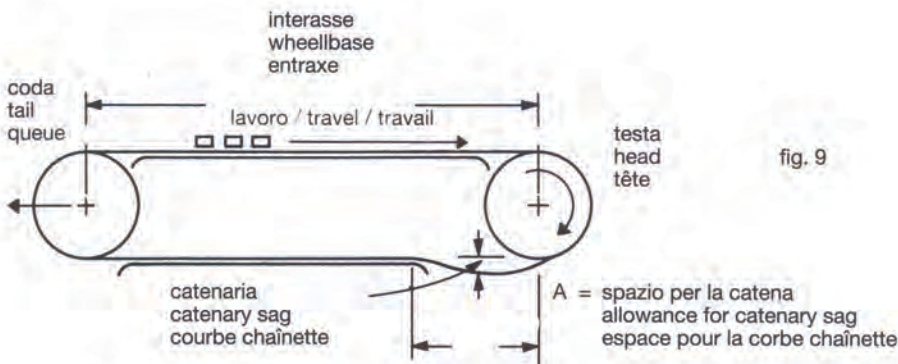
Le installazioni possibili sono molte ma la maggiormente raccomandata è quella di seguito illustrata in cui sia il tratto di lavoro che quello di ritorno sono ben supportati.

## Types of installation

There are several possible installations, but we recommend the type illustrated in which the carrying and return runs are well supported.

## Types d'installation

Les installations possibles sont plusieurs mais on peut conseiller surtout celle présentée dans l'illustration où soit le parcours de travail soit celui de retour sont bien supportés.



La fig. 9 illustra la disposizione della catena all'uscita della ruota conduttrice. Tale disposizione rappresentata geometricamente da una curva denominata "catenaria" presenta il vantaggio che la tensione da essa generata tende a mantenere la catena in presa sulle ruote, mentre l'usura a livello delle giunzioni della catena è assente poiché il tratto di ritorno è sottoposto a una tensione minima e non si ha la flessione nelle giunzioni che sono supportate dalle vie di corsa.

Altri metodi per supportare la catena nella fase di ritorno sono quelli indicati nella fig. 10. Con questi tipi di installazione si va incontro solitamente a una usura più veloce della catena in seguito alle flessioni addizionali indotte.

Note in fig. 9 the so-called "catenary sag" in the return run of the driving sprocket. The illustrated installation offers the advantage that the catenary tension tends to keep the chain engaged on the sprockets, while the wear at the chain joints is absent because the return run is under minimum tension and flexure at the chain joints is reduced by the well-supported return line.

Other methods of supporting the chain in the return run, are shown in fig. 10. These methods of support will result in faster chain wear because of the additional flexures.

La Fig. 9 présente la disposition de la chaîne à la sortie de la roue de commande. Cette disposition qui est représentée géométriquement d'une courbe appelée "courbe chaînette" a l'avantage que la tension tient la chaîne sur les roues tandis que l'usure des articulations est absente car le parcours de retour est soumis à une tension minimale et il n'y a pas de flexion dans les articulations qui sont bien supportées des guides.

Des autres méthodes pour supporter la chaînes dans le retour sont présentées dans la fig. 10. Généralement par ces types d'installation il y a une usure plus rapide de la chaîne causée des flexions additionnelles.



fig. 10



Un'installazione non raccomandata è quella illustrata in fig. 11 con vie di corsa nel tratto di lavoro più basse della linea tangente alle due ruote.

In questo caso si ha una maggiore usura per la flessione presente sotto carico in entrata e in uscita dalla ruota e inoltre ogni eccedenza nella catena tende ad accumularsi nel punto di carico del materiale da trasportare sito all'uscita della ruota condotta con un'azione che può causare l'uscita della catena dai denti della ruota.

The installation shown in fig. 11, where the runways on the carrying run are lower than the tangent to the two sprockets, is not recommended. In this case chain wear is greater because the chain is flexing under load at both the head and tail sprockets; moreover excess tends to accumulate at the material loading point, by the tail sprocket, causing a possible deviation of the chain.

Une installation pas conseillée est présentée en fig. 11 avec brins dans le parcours de travail plus bas que la ligne tangente aux roues.

Das ce cas l'usure est plus rapide pour la flexion sous charge à l'entrée et à la sortie des roues et en plus chaque allongement de la chaîne a la tendance à s'accumuler dans le point de charge du matériel à transporter, à la sortiè de la roue, causant une possible déviation de la chaîne.

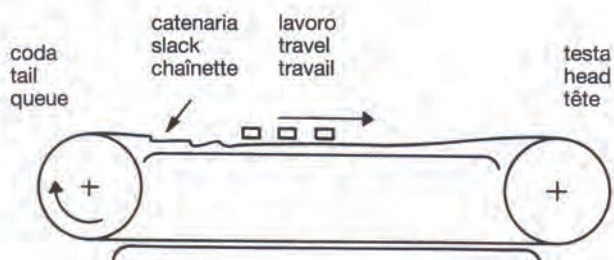


fig. 11

**Disposizione a catenaria**

Il tratto di ritorno della catena si dispone normalmente secondo una curva e presenta una certa freccia. La curva chiamata catenaria, deve essere tale da permettere il corretto funzionamento della catena.

Se il tratto di ritorno è troppo teso (freccia piccola) avremo un carico e un'usura eccessivi sui componenti della catena. Se il tratto di ritorno è invece troppo lento (freccia elevata) avremo un'indesiderata flessione della catena e una tendenza a vibrazioni.

Una catena correttamente installata (fig. 12) dovrà permettere di essere flessa a mano nel tratto di ritorno. Tale flessione forzata misurata dall'ideale linea retta che unisce inferiormente le due ruote non dovrà essere inferiore a circa il 3% dell'interasse fra le ruote.

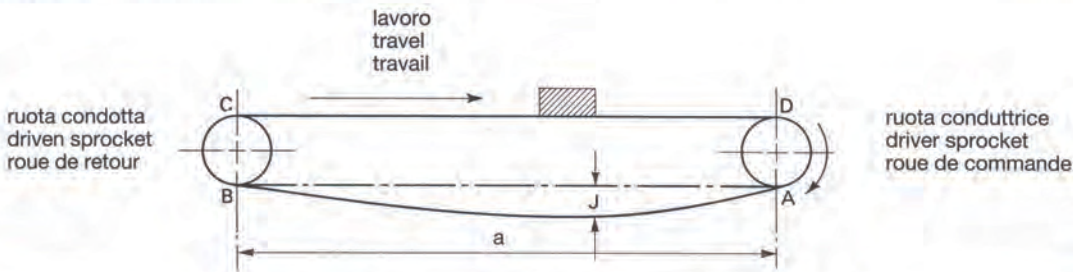
**Catenary arrangement**

The return run of the chain normally has some slack which results in a sag, called catenary sag. This sag must allow a proper chain operating. If the return run is too stressed (too small catenary sag), the load and the wear on the chain components will be excessive. If the return run is too loose (too big catenary sag), vibration and unwanted chain flexure will result.

A chain that is properly installed (see fig. 12) will permit hand - flexing in the return run. This forced flexure, measured from an ideal straight line which joins the two sprockets at the bottom, should not be less than about 3% of the wheelbase.

**Disposizione a curva catenaria**

Le parcours de retour de la chaîne forme une courbe et présente une certaine flèche. Cette courbe doit être telle de permettre un fonctionnement correct de la chaîne. Si le parcours de retour est trop tendu (petite flèche) il y aura une charge et une usure remarquable sur la chaîne; si le parcours est au contraire trop lâche (grande flèche) il y aura une flexion pas désirable et une tendance à vibrations. Une chaîne correctement installée (fig. 12) devra permettre d'être fléchi à la main dans le parcours de retour. Cette flexion forcée mesurée de l'idéale ligne droite qui unit inférieurement les deux roues ne devra pas être inférieure à presque 3% de l'entraxe.



Il valore della freccia J è calcolato con la seguente formula:

The value of catenary sag "J" can be calculated as follows:

La valeur de la flèche J est calculée à l'aide de la suivante formule:

$$J = \sqrt{0,375 a \cdot E}$$

ove a = interasse (in pollici)  
E = lunghezza in eccedenza della catena (L-a) (in pollici)  
L = lunghezza della catena nel tratto di ritorno (in pollici)

where a = wheelbase (inches)  
E = excess chain (L-a) (inches)  
L = return run length (inches)

où a = entraxe (en pouces)  
E = longueur en surplus de la chaîne (L-a) (en pouces)  
L = longueur de la chaîne dans le parcours de retour (en pouces)

La tabella 1 permette di calcolare direttamente i valori di J per un dato interasse "a" e una data eccedenza "E".  
I valori posizionati a destra al di sopra della linea in grassetto rappresentano valori di freccia pari o superiori al 3%.

The catenary sag "J" resulting from this excess chain "E" for various sprocket center distance "a", is given in table no. 1.  
Values at the right and over the heavy-faced line represent value of catenary sag equal or superior to 3%.

Le tableau (1) permet de calculer directement les valeurs de J pour un entraxe "a" et un surplus "E".  
Les valeurs à droite ou dessus de la ligne en caractères gra représentent des valeurs de flèche égales ou supérieures à 3%.

**Tavola - Table - Tableau 1**

a	E																	
	.063	.125	.188	.250	.313	.375	.438	.500	.625	.750	.875	1.00	1.50	2.00	2.50	3.00	3.50	4.00
10	0.5	0.7	0.8	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.7	1.8	1.9	2.4	2.7	3.1	3.4	3.6	3.9
20	0.7	1.0	1.2	1.4	1.5	1.7	1.8	1.9	2.2	2.4	2.6	2.7	3.4	3.9	4.3	4.7	5.1	5.5
30	0.8	1.2	1.5	1.7	1.9	2.1	2.2	2.4	2.7	2.9	3.1	3.4	4.1	4.7	5.3	5.8	6.3	6.7
40	1.0	1.4	1.7	1.9	2.2	2.4	2.6	2.7	3.1	3.4	3.6	3.9	4.7	5.5	6.1	6.7	7.2	7.7
50	1.1	1.5	1.9	2.2	2.4	2.7	2.9	3.1	3.4	3.8	4.1	4.3	5.3	6.1	6.8	7.5	8.1	8.7
60	1.2	1.7	2.1	2.4	2.7	2.9	3.1	3.4	3.8	4.1	4.4	4.7	5.8	6.7	7.5	8.2	8.9	9.5
70	1.3	1.8	2.2	2.6	2.9	3.1	3.4	3.6	4.1	4.4	4.8	5.1	6.3	7.2	8.1	8.9	9.6	10.2
80	1.4	1.9	2.4	2.7	3.1	3.4	3.6	3.9	4.3	4.7	5.1	5.5	6.7	7.7	8.7	9.5	10.2	11.0
90	1.5	2.1	2.5	2.9	3.2	3.6	3.8	4.1	4.6	5.0	5.4	5.8	7.1	8.2	9.2	10.1	10.9	11.6
100	1.5	2.2	2.7	3.1	3.4	3.8	4.1	4.3	4.8	5.3	5.7	6.1	7.5	8.7	9.7	10.6	11.5	12.2
110	1.6	2.3	2.8	3.2	3.6	3.9	4.2	4.5	5.1	5.6	6.0	6.4	7.9	9.1	10.2	11.1	12.0	12.8
120	1.7	2.4	2.9	3.4	3.8	4.1	4.4	4.7	5.3	5.8	6.3	6.7	8.2	9.5	10.6	11.6	12.5	13.4
130	1.7	2.5	3.0	3.5	3.9	4.3	4.6	4.9	5.5	6.0	6.5	7.0	8.6	9.9	11.0	12.1	13.1	14.0
140	1.8	2.6	3.1	3.6	4.1	4.4	4.8	5.1	5.7	6.3	6.8	7.2	8.9	10.2	11.5	12.5	13.6	14.5
150	1.9	2.7	3.2	3.8	4.2	4.6	5.0	5.3	5.9	6.5	7.0	7.5	9.2	10.6	11.9	13.0	14.0	15.0
160	1.9	2.7	3.4	3.9	4.3	4.7	5.1	5.5	6.1	6.7	7.2	7.7	9.5	11.0	12.2	13.4	14.5	15.5
170	2.0	2.8	3.5	4.0	4.5	4.9	5.3	5.6	6.3	6.9	7.5	8.0	9.8	11.3	12.6	13.8	14.9	16.0
180	2.1	2.9	3.6	4.1	4.6	5.0	5.4	5.8	6.5	7.1	7.7	8.2	10.1	11.6	13.0	14.2	15.4	16.4
190	2.1	3.0	3.7	4.2	4.7	5.2	5.3	6.0	6.7	7.3	7.9	8.4	10.3	11.9	13.3	14.6	15.8	16.9
200	2.2	3.1	3.8	4.3	4.8	5.3	5.7	6.1	6.8	7.5	8.1	8.7	10.6	12.2	13.7	15.0	16.2	17.3

La tensione generata dall'effetto catenaria nel tratto di ritorno non supportato di una catena può essere calcolata con la seguente formula:

ove  $q$  = peso della catena [N/m].

**TECNICA DELLE CATENE**

Prima di procedere alla selezione e scelta di una catena di trasporto introdurremo alcuni concetti e formulazioni generali che riguardano le principali grandezze dimensionali, cinematiche e meccaniche che intervengono in una trasmissione a catena.

**Effetto poligonale**

Esaminiamo in primo luogo "l'effetto poligonale" presente in una trasmissione a catena. Tale effetto, dovrà essere valutato e ridotto al minimo poiché può provocare vibrazioni con sforzi supplementari nelle articolazioni ed urti sulla dentatura.

Consideriamo una catena tipo posizionata su una ruota di diametro  $d_0$  con angolo di divisione  $2\alpha$  dipendente ovviamente dal passo della catena. Quando la ruota effettua una rotazione pari ad  $\alpha$  la catena passerà dalla posizione illustrata in fig. 13 a quella illustrata in fig. 14. I centri delle articolazioni si troveranno sempre su una circonferenza stabile di diametro  $d_0$  ma essendo fra loro uniti da elementi rigidi e rettilinei la catena si disporrà sopra la ruota in forma poligonale. Tale disposizione fa sì che durante la rotazione le maglie della catena passino da una istanza minima dal centro ruota pari a  $1/2d_0 \cos \alpha$  a una distanza max pari a  $1/2d_0$ .

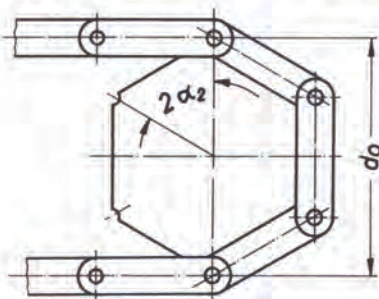


fig. 13

Definiti con  
 $V$  = Velocità catena [m/s]  
 $n$  = Numero di giri ruota [giri min]  
 abbiamo:

ma poiché la distanza varia da un minimo a un massimo in tale senso varierà la velocità e avremo quindi una  $V_{max} = V$  e una  $V_{min} = V \cos \alpha$  con un andamento pulsante evidenziato in fig. 15  
 (Vedere tabella 2 per valori di  $V$ ).

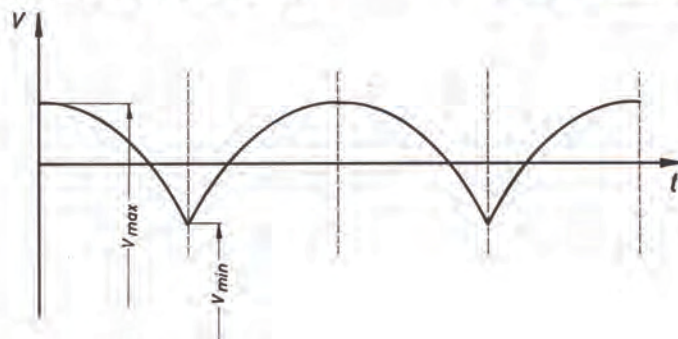


fig. 15

The tension in the chain, caused by the catenary sag of the unsupported chain, can be calculated from the following formula:

$$F_2 = \frac{a^2 q}{8J} + qJ \quad [N]$$

where  $q$  = weight of chain [N/m]

**CHAIN TECHNIQUE**

Before selecting conveying chains, we will introduce some concepts and general formulas regarding the main dimensional, kinematic and mechanical sizes, that intervene in a chain transmission.

**Polygonal effect**

First of all let's take into consideration the "polygonal effect". This effect must be evaluated and reduced to the minimum because it can cause vibrations with additional stress in the joints and impacts on the teeth.

Let's consider a standard chain mounted on a sprocket diameter  $d_0$  with pitch angle  $2\alpha$ . When the sprocket makes an  $\alpha$  rotation, the chain moves from the position shown in fig. 13, to the one shown in fig. 14.

The pin centers always remain on a constant circle with diameter  $d_0$ , but being linked by rigid and straight elements, the chain will draw round the sprocket in polygonal form. During the rotation, the links of the chain will have a minimum distance from the sprocket center of  $1/2 d_0 \cos \alpha$  to a maximum distance of  $1/2 d_0$ .

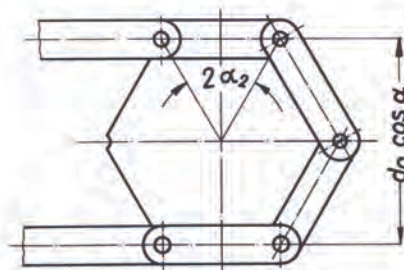


fig. 14

Fixed  
 $V$  = chain speed (m/s)  
 $n$  = number of revolutions of the sprocket (rpm), we have

$$V = \frac{d_0 \pi n}{60 \cdot 1000}$$

but since the distance varies from a minimum to a maximum value, the speed too will vary in the same direction. This will result in fluctuating speed with  $V_{max} = V$  and  $V_{min} = V \cos \alpha$  as shown in fig. 15.  
 (See table 2 from the "V" values).

La tensione due à l'effet de la courbe chaînette dans le parcours de retour pas supporté peut être calculée à l'aide de la suivante formule:

où  $q$  = poids de la chaîne [N/m]

**TECHNIQUE DES CHAÎNES**

Pour procéder à la sélection et au choix d'une chaîne de manutention, il faudra prendre connaissance des considérations et formules générales relatives aux principales grandeurs dimensionnelles, cinématiques et mécaniques présentes dans une transmission par chaîne.

**Effet polygonal**

Dans la transmission par chaîne il y a un "effet polygonal" qui doit être évalué et réduit au minimum car peut provoquer des vibrations avec des efforts supplémentaires dans les articulations et des chocs sur la denture.

Considérons une chaîne typique qui travaille sur une ruote de diamètre  $d_0$  avec angle entre les dents  $2\alpha$  qui dépend du pas de la chaîne. Après une rotation égale à  $\alpha$  la chaîne ne se trouvera plus dans la position de fig. 13 mais dans celle de fig. 14. Les centres des articulations restent toujours sur une circonférence de diamètre  $d_0$  mais étant unis par des éléments rigides et droits, la forme de la chaîne sur la roue est une forme polygonale.

Suite à cette disposition les composants de la chaîne sont alternativement à une distance min. du centre de la roue de  $1/2 d_0 \cos \alpha$  et à une distance max. de  $1/2 d_0$ .

Si  $v$  = vitesse de la chaîne m/s  
 Si  $n$  = tours de la roue tr/min  
 nous aurons

mais puisque la distance change d'un minimum à un maximum même la vitesse changera et on aura  $V_{max} = V$  et  $V_{min} = V \cos \alpha$  avec un cours pulsatoire indiqué en fig. 15.  
 (Voir table 2 pour les valeurs de  $V$ ).



Tavola - Table - Tableau 2

α d <sub>0</sub>	n											
	10	12	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90
75	0,039	0,047	0,059	0,078	0,098	0,118	0,157	0,196	0,235	0,274	0,314	0,353
80	0,042	0,050	0,063	0,084	0,105	0,125	0,167	0,209	0,251	0,293	0,335	0,377
85	0,045	0,053	0,067	0,089	0,111	0,134	0,178	0,222	0,267	0,311	0,356	0,400
90	0,047	0,056	0,071	0,094	0,118	0,141	0,188	0,235	0,282	0,329	0,376	0,423
95	0,050	0,060	0,075	0,100	0,124	0,149	0,198	0,248	0,298	0,348	0,398	0,448
100	0,05	0,08	0,06	0,10	0,13	0,16	0,21	0,26	0,31	0,37	0,42	0,47
125	0,06	0,10	0,08	0,13	0,16	0,20	0,26	0,33	0,39	0,46	0,52	0,59
150	0,08	0,12	0,09	0,16	0,20	0,23	0,31	0,39	0,47	0,55	0,63	0,71
175	0,09	0,14	0,11	0,18	0,23	0,27	0,37	0,46	0,55	0,64	0,73	0,82
200	0,10	0,16	0,13	0,21	0,26	0,31	0,42	0,52	0,63	0,73	0,84	0,94
250	0,13	0,20	0,16	0,26	0,33	0,39	0,52	0,65	0,78	0,91	1,04	1,17
300	0,16	0,23	0,19	0,31	0,39	0,47	0,63	0,78	0,94	1,10	1,26	1,41
350	0,18	0,28	0,22	0,37	0,46	0,55	0,73	0,92	1,10	1,28	1,46	1,65
400	0,21	0,31	0,25	0,42	0,52	0,63	0,84	1,04	1,25	1,46	1,67	1,88
450	0,24	0,35	0,28	0,47	0,59	0,71	0,94	1,17	1,41	1,64	1,88	2,12
500	0,26	0,39	0,32	0,52	0,65	0,78	1,04	1,32	1,57	1,83	2,09	2,35
550	0,29	0,43	0,35	0,58	0,72	0,86	1,15	1,44	1,73	2,01	2,30	2,59
600	0,31	0,47	0,38	0,63	0,78	0,94	1,25	1,57	1,88	2,19	2,51	2,83
650	0,34	0,51	0,41	0,68	0,85	1,02	1,36	1,70	2,04	2,38	2,73	3,06
700	0,37	0,55	0,44	0,73	0,92	1,10	1,46	1,83	2,20	2,56	2,93	3,29
750	0,39	0,59	0,47	0,78	0,98	1,18	1,57	1,96	2,35	2,74	3,14	3,53
800	0,42	0,63	0,50	0,84	1,05	1,25	1,67	2,09	2,51	2,93	3,35	3,77
850	0,45	0,67	0,53	0,89	1,11	1,34	1,78	2,22	2,67	3,11	3,56	4,00
900	0,47	0,71	0,56	0,94	1,18	1,41	1,88	2,35	2,82	3,29	3,76	4,23
950	0,50	0,75	0,60	1,00	1,24	1,49	1,98	2,48	2,98	3,48	3,98	4,48
1000	0,52	0,79	0,63	1,05	1,30	1,57	2,09	2,62	3,14	3,66	4,18	4,71
1100	0,58	0,86	0,69	1,15	1,44	1,73	2,30	2,88	3,46	4,03	4,61	5,18
1200	0,63	0,94	0,76	1,26	1,57	1,88	2,51	3,14	3,77	4,39	5,02	5,65
1300	0,68	1,02	0,82	1,36	1,70	2,04	2,72	3,40	4,08	4,76	5,44	6,12
1400	0,73	1,10	0,88	1,47	1,83	2,20	2,93	3,66	4,40	5,13	5,86	6,60

α d <sub>0</sub>	n											
	100	110	120	130	140	150	175	200	225	250	275	300
75	0,393	0,432	0,471	0,510	0,549	0,588	0,686	0,784	0,882	0,980	1,079	1,177
80	0,418	0,460	0,502	0,544	0,586	0,628	0,732	0,837	0,940	1,047	1,151	1,256
85	0,445	0,488	0,533	0,577	0,622	0,667	0,780	0,890	1,001	1,112	1,223	1,334
90	0,471	0,518	0,564	0,610	0,658	0,706	0,824	0,941	1,006	1,177	1,295	1,413
95	0,497	0,548	0,596	0,646	0,695	0,745	0,870	0,994	1,119	1,243	1,367	1,491
100	0,52	0,58	0,63	0,68	0,73	0,78	0,92	1,05	1,17	1,32	1,43	1,57
125	0,65	0,72	0,78	0,85	0,92	0,98	1,14	1,31	1,47	1,64	1,80	1,96
150	0,78	0,86	0,94	1,02	1,10	1,17	1,37	1,57	1,77	1,96	2,16	2,35
175	0,92	1,01	1,10	1,19	1,28	1,37	1,60	1,83	2,06	2,29	2,52	2,74
200	1,05	1,15	1,25	1,36	1,46	1,57	1,83	2,09	2,36	2,62	2,87	3,14
250	1,31	1,43	1,57	1,70	1,83	1,96	2,29	2,62	2,94	3,27	3,59	3,92
300	1,57	1,72	1,88	2,04	2,20	2,34	2,74	3,13	3,52	3,91	4,30	4,70
350	1,83	2,01	2,19	2,38	2,56	2,75	3,20	3,66	4,12	4,58	5,04	5,50
400	2,09	2,30	2,51	2,72	2,93	3,14	3,66	4,18	4,71	5,25	5,75	6,28
450	2,35	2,59	2,82	3,06	3,29	3,53	4,12	4,71	5,30	5,89	6,48	7,06
500	2,62	2,88	3,14	3,40	3,66	3,92	4,58	5,24	5,90	6,53	7,18	7,85
550	2,88	3,16	3,46	3,75	4,03	4,32	5,04	5,76	6,49	7,20	7,90	8,65
600	3,14	3,45	3,77	4,08	4,40	4,72	5,49	6,28	7,06	7,84	8,63	9,42
650	3,40	3,74	4,08	4,43	4,76	5,10	5,96	6,80	7,64	8,50	9,35	10,20
700	3,66	4,03	4,40	4,76	5,13	5,50	6,42	7,32	8,25	9,15	10,07	10,99
750	3,93	4,32	4,71	5,10	5,49	5,88	6,86	7,84	8,82	9,80	10,79	11,77
800	4,18	4,60	5,02	5,44	5,86	6,28	7,32	8,37	9,40	10,47	11,51	12,56
850	4,45	4,88	5,33	5,78	6,22	6,67	7,80	8,90	10,01	11,12	12,23	13,34
900	4,71	5,18	5,64	6,12	6,58	7,06	8,24	9,41	10,06	11,77	12,95	14,13
950	4,97	5,48	5,96	6,36	6,95	7,45	8,70	9,94	11,19	12,43	13,67	14,91
1000	5,23	5,75	6,28	6,80	7,32	7,84	9,16	10,47	11,77	13,08	14,39	15,70
1100	5,75	6,32	6,90	7,48	8,05	8,63	10,07	11,51	12,95	14,39	15,82	17,27
1200	6,28	6,90	7,56	8,16	8,80	9,41	10,99	12,56	14,13	15,70	17,27	18,84
1300	6,80	7,48	8,15	8,84	9,51	10,20	11,91	13,61	15,31	17,01	18,71	20,41
1400	7,33	8,06	8,80	9,53	10,26	10,99	12,82	14,65	16,48	18,32	20,15	21,98

All'andamento pulsante della velocità viene a corrispondere un andamento pulsante della Coppia M relativa alla trasmissione che anch'essa varierà fra una M min e una M max pari a:

$$M_{max} = F \frac{d_0}{D} [N \cdot m]$$

$$M_{min} = M_{max} \cos \alpha [N \cdot m]$$

ove F = forza di tensione agente sulla catena [N]  
 Considerando a titolo esemplificativo una trasmissione a catena dimensionata con:

$d_0 = 272,2 \text{ mm.}$	$z = 5 \text{ denti}$
$n = 105 \text{ giri/min.}$	$p = 160 \text{ mm.}$
$F = 100.000 \text{ N}$	avremo:
$\alpha = 360^\circ/2$	$Z = 36^\circ$
$\cos \alpha = 0,809$	e quindi
$V_{max} = 1,5 \text{ m/s}$	$M_{max} = 13610 \text{ N} \cdot \text{m}$
$V_{min} = 1,2 \text{ m/s}$	$M_{min} = 11010 \text{ N} \cdot \text{m}$

Abbiamo quindi oscillazioni di velocità pari a 0,3 m/s e oscillazioni di coppia pari a 2600 N.m possibilmente da evitarsi.  
 Il principale parametro che influenza l'effetto poligonale è il numero dei denti della ruota poiché "quanto minore è Z tanto maggiore sarà l'effetto di oscillazione dei valori di coppia e velocità". Come si può notare nel grafico (fig. 16) l'effetto diventa trascurabile con numero di denti Z maggiore di 19. Questo non significa che non debbano essere montate ruote con numero di denti inferiore ma solo che si deve tener conto delle differenze di velocità che si possono produrre.

A fluctuating torque "M" related to the transmission will correspond to the fluctuating speed, with a Mmin and a Mmax equal to:

where F = tension force acting on the chain (N)  
 Considering as an example a chain transmission:

$d_0 = 272,2 \text{ mm.}$	$z = 5 \text{ tooth}$
$n = 105 \text{ r/min.}$	$p = 160 \text{ mm.}$
$F = 100.000 \text{ N}$	we have:
$\alpha = 360^\circ/2$	$Z = 36^\circ$
$\cos \alpha = 0,809$	therefore
$V_{max} = 1,5 \text{ m/s}$	$M_{max} = 13610 \text{ N} \cdot \text{m}$
$V_{min} = 1,2 \text{ m/s}$	$M_{min} = 11010 \text{ N} \cdot \text{m}$

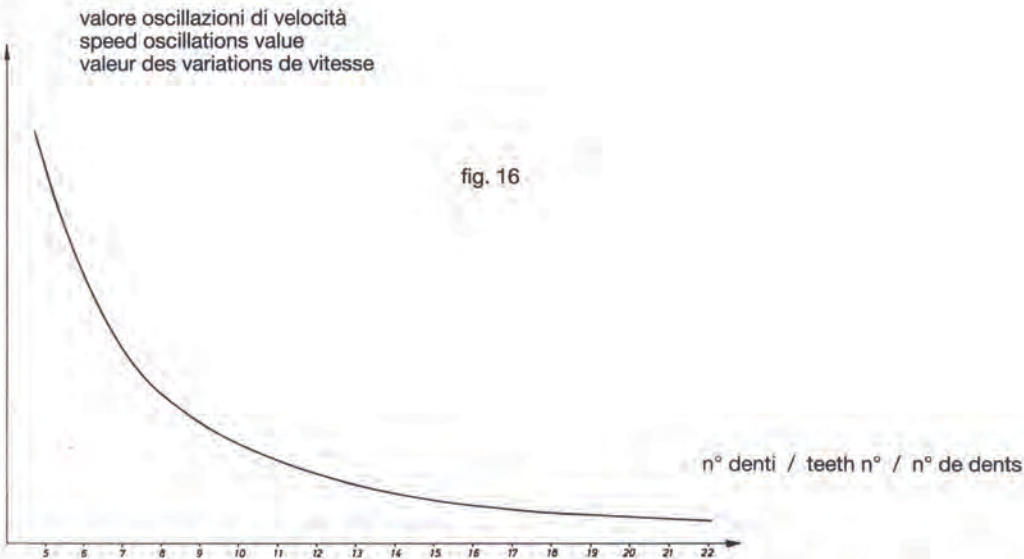
we will have speed oscillations of 0,3 m/s and torque oscillations of 2600 N·m, that should both be possibly avoided.  
 The most important parameter that affects the polygonal effect is the tooth number of the sprocket because "the smaller "Z" is, the bigger the oscillation effect on torque and speed will be".  
 As you can see in the diagram (fig. 16) the effect becomes negligible with a tooth number higher than 19.  
 This does not mean that sprockets with tooth number lower than that should not be mounted, but only that speed differences that can occur, must be taken into consideration.

Au cours pulsatoire de la vitesse correspond un cours pulsatoire du couple M de transmission qui varie entre un M min. et un M max. égal à:

où F est la tension présente dans la chaîne (N)  
 On pourra faire un exemple en considérant une transmission par chaîne avec les suivantes données:

$d_0 = 272,2 \text{ mm.}$	$z = 5 \text{ dents}$
$n = 105 \text{ tours/min.}$	$p = 160 \text{ mm.}$
$F = 100.000 \text{ N}$	aurons:
$\alpha = 360^\circ/2$	$Z = 36^\circ$
$\cos \alpha = 0,809$	et donc
$V_{max} = 1,5 \text{ m/s}$	$M_{max} = 13610 \text{ N} \cdot \text{m}$
$V_{min} = 1,2 \text{ m/s}$	$M_{min} = 11010 \text{ N} \cdot \text{m}$

Il y a donc des variations de vitesse égales à 0,3 m/s et des variations de couple égales à 2600 Nxm.  
 Le paramètre qui a influence sur l'effet polygonal est le nombre des dents de la roue car "plus le nombre z est petit at plus l'effet de variation de couple et vitesse sera grand".  
 Comme on peut voir dans le diagramme de fig. 16 l'effet est trascurable avec un nombre de dents supérieur à 19. Cela ne signifie pas qu'on ne peut pas monter des roues avec un nombre de dents inférieur mais seulement qu'il faut considerer les différences de vitesse qui peuvent se produire.



Un altro parametro importante è l'interasse "a" fra le ruote. In particolare è sconsigliata la disposizione indicata in fig. 17 dove l'interasse è pari a un multiplo dispari di metà passo mentre è consigliata la disposizione indicata in fig. 18 dove l'interasse è pari a un multiplo intero del passo.

Another important parameter is the wheelbase "a" between the sprockets. In particular the arrangement of fig. 17, where the wheelbase is equal to an odd multiple of half pitch is not advisable; the correct arrangement is the one shown in fig. 18, where the wheelbase is equal to an even multiple of the pitch.

Un autre paramètre important est l'entraxe "a" entre les roues. En particulier on déconseille la disposition indiquée en fig. 17 où l'entraxe est égal à un multiple impair de la moitié du pas; la disposition de fig. 18 où l'entraxe est égal à un multiple pair due pas est correcte.

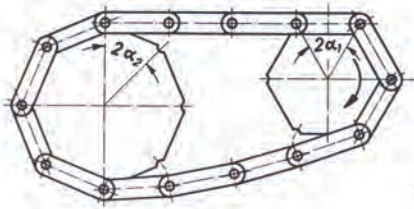


fig. 17

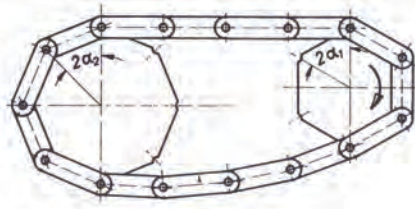
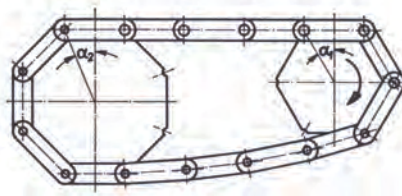
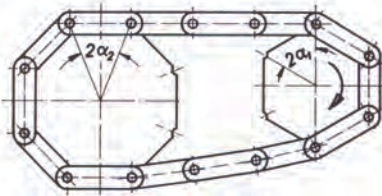


fig. 18



**Lunghezza della catena**

Vengono di seguito date alcune formulazioni per il calcolo della lunghezza della catena relative a una installazione prefissata.

Indichiamo con:

- a = interasse fra le ruote [mm]
- p = passo catena [mm]
- z = numero denti ruota
- x = numero dei passi

**Chain Length**

The following are some formulas for the calculation of the length of the chain.

Let's indicate:

- a = Sprocket wheelbase [mm]
- p = chain pitch [mm]
- z = no. of sprocket teeth
- x = no. of pitches

**Longeur de la chaîne**

On donne des formulation pour le calcul de la longueur de la chaîne relative à une certaine installation.

Indiquons avec:

- a = entraxe entre les roues [mm.]
- p = pas de la chaîne [mm.]
- z = nombre de dents
- x = nombre de pas

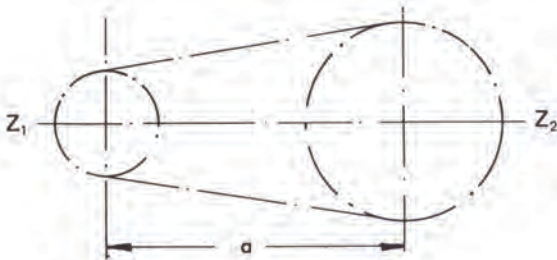


fig. 19

Se le due ruote indicate in figura 19 hanno numero di denti uguale (z) avremo:

If the two sprockets shown in fig. 19 have the same tooth number (z), we will have:

$$x = 2 \frac{a}{p} + z$$

Si les deux roues de fig. 19 ont le même nombre de dents:

Se le due ruote hanno numero di denti differente (Z₁ e Z₂) avremo:

If the two sprockets have two different numbers of teeth (Z₁ and Z₂) we will have:

$$x = 2 \frac{a}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + K \cdot \frac{p}{a}$$

$$K = \left( \frac{Z_1 - Z_2}{2\pi} \right)^2$$

Si les deux roues ont un nombre différent de (Z₁ et Z₂):

Esempio: ipotizziamo Z₁ = 21 Z₂ = 72  
a = 500 mm P = 40 mm  
Otteniamo: K = 65,92 e X = 76,77

Example: hypothesis Z₁ = 21 Z₂ = 72  
a = 500 mm P = 40 mm  
Therefore: K = 65,92 e X = 76,77

Example: hypothèse Z₁ = 21 Z₂ = 72  
a = 500 mm P = 40 mm  
Optenons: K = 65,92 e X = 76,77

Vedere tavola 3 per valori di K

See table 3 for K value

Voir le tableau 3 pour les valeurs de K

Il risultato verrà arrotondato per eccesso a 78 passi.

The result will be rounded off up to 78 pitches.

Le résultat sera arrondi par excès à 78 pas.

Nel caso sia noto il numero di passi della catena e si voglia ricavare l'interasse "a" avremo:

In the number of pitches of the chain is know, and you want to find out the distance center "a", we will have:

Dans le cas où le nombre de pas N de la chaîne serait connu et l'on chercherait l'entraxe "a" nous aurons:

$$a = \frac{p}{4} \left[ x - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left( x - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot K} \right]$$

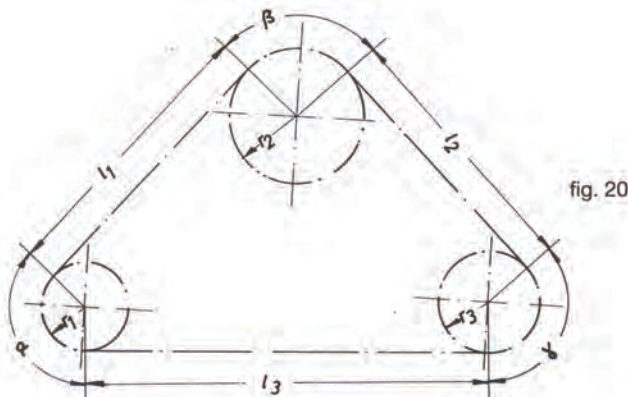
Tavola - Table - Tableau 3

$Z_2 - Z_1$	K	$Z_2 - Z_1$	K	$Z_2 - Z_1$	K	$Z_2 - Z_1$	K	$Z_2 - Z_1$	K
1	0,03	41	42,60	81	166,29	121	370,86	161	656,96
2	0,10	42	44,71	82	170,42	122	377,02	162	665,14
3	0,23	43	46,86	83	174,60	123	383,22	163	673,38
4	0,41	44	49,07	84	178,83	124	389,48	164	681,67
5	0,63	45	51,32	85	183,12	125	395,79	165	690,01
6	0,91	46	53,63	86	187,45	126	402,14	166	698,40
7	1,24	47	55,91	87	191,83	127	408,55	167	706,84
8	1,62	48	58,39	88	196,27	128	415,01	168	715,33
9	2,05	49	60,85	89	200,75	129	421,52	169	723,87
10	2,53	50	63,36	90	205,29	130	428,08	170	732,46
11	3,07	51	65,92	91	209,88	131	434,69	171	741,10
12	3,65	52	68,53	92	214,52	132	441,36	172	749,80
13	4,28	53	71,19	93	219,21	133	448,07	173	758,54
14	4,97	54	73,91	94	223,95	134	454,83	174	767,33
15	5,70	55	76,67	95	228,74	135	461,64	175	776,18
16	6,19	56	79,48	96	233,58	136	468,51	176	785,06
17	7,32	57	82,34	97	238,47	137	475,42	177	794,02
18	8,21	58	85,26	98	243,41	138	482,39	178	803,02
19	9,15	59	88,22	99	248,40	139	489,41	179	812,07
20	10,14	60	91,24	100	253,45	140	496,47	180	821,17
21	11,18	61	94,31	101	258,54	141	503,59	181	830,32
22	12,27	62	97,42	102	263,69	142	510,76	182	839,55
23	13,41	63	100,59	103	268,88	143	517,98	183	848,78
24	14,60	64	103,81	104	274,13	144	525,25	184	858,81
25	15,84	65	107,08	105	279,42	145	532,57	185	867,22
26	17,13	66	110,40	106	284,77	146	539,94	186	876,82
27	18,48	67	113,77	107	290,17	147	547,36	187	886,28
28	19,87	68	117,19	108	295,62	148	554,83	188	895,78
29	21,31	69	120,67	109	301,12	149	562,36	189	905,34
30	22,81	70	124,19	110	306,67	150	569,93	190	914,94
31	24,36	71	127,76	111	312,27	151	577,88	191	924,59
32	25,95	72	131,39	112	317,92	152	585,56	192	934,30
33	27,60	73	135,06	113	323,63	153	573,29	193	944,06
34	29,28	74	138,79	114	329,38	154	601,07	194	953,87
35	31,05	75	142,56	115	335,18	155	608,90	195	963,73
36	32,85	76	146,39	116	341,04	156	616,79	196	973,64
37	34,70	77	150,27	117	346,94	157	624,72	197	983,60
38	36,60	78	154,20	118	352,90	158	632,70	198	993,61
39	38,55	79	158,18	119	358,90	159	640,74	199	1003,67
40	40,55	80	162,21	120	364,96	160	648,82	200	1013,79

Analoghi calcoli possono essere facilmente sviluppati qualora si sia in presenza di più ruote dentate come in fig. 20.

Similar calculations can be easily developed having more sprockets like in fig. 20.

On pourra faire des calculs similaires en présence de plusieurs roues comme indiqué en fig. 20.



La lunghezza totale della catena sarà quindi data dalle lunghezze tangenti  $l_1 + l_2 + l_3$  sommate alle lunghezze degli archi  $b_1 + b_2 + b_3$ .

The total length of the chain will be given by the tangent lengths  $l_1 + l_2 + l_3$  plus the arch lengths  $b_1 + b_2 + b_3$ .

La longueur totale de la chaîne sera donnée par les longueurs tangentielles  $l_1 + l_2 + l_3$  plus les longueurs des arcs  $b_1 + b_2 + b_3$ .

Esempio:

Esempio:

Exemple:

$$l_1 = 325 \text{ mm} \quad l_2 = 300 \text{ mm} \quad l_3 = 402 \text{ mm}$$

$$r_1 = 60 \text{ mm} \quad r_2 = 90 \text{ mm} \quad r_3 = 70 \text{ mm}$$

Ricaviamo le lunghezze degli archi  $b_1, b_2, b_3$  come:

The formula to draw the lengths of the arches  $b_1, b_2, b_3$  is:

Déduisons les longueurs des arcs  $b_1, b_2, b_3$  comme:

$$\alpha = 126^\circ \quad \hat{\alpha} = 2,1991 \quad b_1 = r \cdot \hat{\alpha} = 131,95 \text{ mm}$$

$$\beta = 109^\circ \quad \hat{\beta} = 1,9024 \quad b_2 = r \cdot \hat{\beta} = 171,22 \text{ mm}$$

$$\gamma = 125^\circ \quad \hat{\gamma} = 2,1817 \quad b_3 = r \cdot \hat{\gamma} = 152,75 \text{ mm}$$

e quindi la lunghezza della catena:

and therefore the length of the chain:

et donc la longueur de la chaîne:

$$l_1 + l_2 + l_3 + b_1 + b_2 + b_3 = 1482,89 \text{ mm}$$

Per ottenere il numero di maglie "x" si dividerà la lunghezza trovata per il passo "p". Qualora il risultato debba essere arrotondato lo si faccia per eccesso evitando possibilmente di arrivare a un numero dispari di maglie.

In order to obtain the number of links "x", you must divide the found length by the pitch "p". If the result must be rounded off, do it to the higher value, avoiding if possible to reach an odd number links.

Pour avoir le nombre des maillons "x" on pourra diviser la longueur trouvée par le pas "p". Si l'on doit faire des arrondissement on doit opérer par excès en évitant de donner à la chaîne un nombre impair de maillons.

**Formule generali di calcolo**

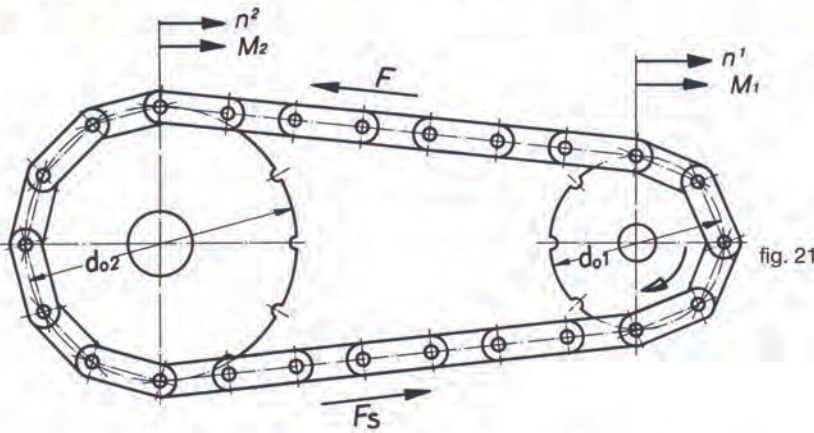
Rappresentiamo in figura 21 una generica trasmissione a catena e indichiamo le formulazioni per il calcolo delle principali grandezze che intervengono nel suo dimensionamento e verifica.

**General calculation formulas**

In fig. 21 you can see a standard chain transmission, and the formulas for the calculation of the main factors that intervene in sizing and testing.

**Formules generales de calcul**

On a représenté dans la fig. 21 un exemple typique de transmission par chaîne pour lequel on donne les formules pour calculer les grandeurs physiques requises pour le dimensionnement et la vérifications.



Coppia M [N · m]

Torque M [N · m]

Couple M [N · m]

$$M_1 = F \frac{d_{01}}{2} \quad M_2 = F \frac{d_{02}}{2}$$

Velocità V [m/s]

Speed V [m/s]

Vitesse V [m/s]

$$V_1 = \frac{d_{01} \pi n_1}{60} \quad V_2 = \frac{d_{02} \pi n_2}{60}$$

Rapporto di trasmissione I

Transmission ratio I

Rapport de transmission I

$$I = \frac{d_{01}}{d_{02}} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

Vedere tavola 4 per valori di I

See table 4 for I values

Voir le tableau 4 pour les valeurs de I

**Tavola - Table - Tableau 4**

Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>												
	13	15	17	19	21	23	25	38	57	76	95	114	150
13	1	1,154	1,308	1,462	1,615	1,769	1,923	2,923	4,385	5,846	7,308	8,769	11,538
15		1	1,133	1,267	1,400	1,533	1,667	2,533	3,800	5,067	6,333	7,600	10,000
17			1	1,117	1,235	1,353	1,470	2,235	3,353	4,471	5,588	6,706	8,824
19				1	1,105	1,210	1,315	2,000	3,000	4,000	5,000	6,000	7,895
21					1	1,095	1,190	1,810	2,714	3,619	4,524	5,429	7,143
23						1	1,087	1,652	2,478	3,304	4,130	4,957	6,522
25							1	1,520	2,280	3,040	3,800	4,560	6,000

Z<sub>1</sub> = denti ingranaggio piccolo  
teeth of small sprocket  
dents petite roue

Z<sub>2</sub> = denti ingranaggio grande  
teeth large sprocket  
dents grande roue

Potenza trasmessa P = F · v

Transmitted power P = F · v

Puissance P = F · v

$$P \text{ [CV]} = \frac{F \cdot V}{750} = \frac{M \pi n}{22500}$$

$$P \text{ [Kw]} = \frac{F \cdot V}{1020} = \frac{M \pi n}{30600}$$

Da queste formulazioni otterremo direttamente o indirettamente i valori di tutte le grandezze in esame e precisamente:

per P in C.V.

$$M = 7162 \frac{P}{n} \text{ e } F = 750 \frac{P}{V}$$

per P in Kw

$$M = 9734 \frac{P}{n} \text{ e } F = 1020 \frac{P}{V}$$

**Forze agenti sulla catena**

Affronteremo in seguito in modo più approfondito e specifico per le catene di trasporto l'analisi delle forze a cui è sottoposta la catena in condizioni di carico. A titolo di informazione generale definiamo ora la forza totale  $F_1$  di trazione presente in una catena che lavora con velocità uniforme = V e non sottoposta a carico da trasportare come:

- $F_1$  = forza generata dalla trasmissione di potenza
- $F_2$  = forza generata dall'effetto catenaria
- $F_3$  = forza centrifuga
- Definiti con:
- P = potenza trasmessa [CV]
- q = peso catena [N/m]
- V = velocità catena [m/s]
- a = interasse ruote [m]
- g = accelerazione gravità = 9,81 [m/s<sup>2</sup>]
- J = freccia catenaria [m]
- avremo:

Vedere tavola 5 per valori di  $F_1$ .  
Nota:  $F_3$  per velocità inferiori agli 8 m/s può essere trascurata.

From all these formulas we will draw directly or indirectly the values of all sizes, namely:

with P in C.V.

$$M = 7162 \frac{P}{n} \text{ and } F = 750 \frac{P}{V}$$

with P in Kw

$$M = 9734 \frac{P}{n} \text{ and } F = 1020 \frac{P}{V}$$

**Forces acting on the chain**

Further on, talking about the conveying chains, we will deal more closely and specifically with the forces to which the chain in loaded conditions is subjected. As a general information we now define the total traction force  $F_1$  of a chain working at a uniform speed = V and not subjected to a load to be conveyed as:

- $F_1$  = force generated by the power transmission
- $F_2$  = force generated by the catenary effect
- $F_3$  = centrifugal force
- Fixed:
- P = transmitted power (HP)
- V = chain speed
- g = acceleration of gravity = 9,81 (m/s<sup>2</sup>)
- J = catenary sag (m)
- q = weight of chain (N/m)
- a = sprocket center distance (m)
- we will have:

$$F_1 = 750 \frac{P}{V} \quad F_2 = \frac{a^2 q}{8 J} + qJ \quad F_3 = \frac{q}{h} V^2$$

See table for  $F_1$  rating.  
Note:  $F_3$  can be neglected for a speed lower than 8 m/s.

De toutes ces formules on aura directement ou indirectement les valeurs de toutes les grandeurs qui intéressent:

avec P en C.V.

$$M = 7162 \frac{P}{n} \text{ et } F = 750 \frac{P}{V}$$

avec P in Kw

$$M = 9734 \frac{P}{n} \text{ et } F = 1020 \frac{P}{V}$$

**Forces qui sont présentes sur la chaîne**

On analysera dans les pages suivantes d'une façon plus profonde et spécifique pour les chaînes de manutention les forces auxquelles une chaîne en conditions de charge est soumise. Pour information générale on peut définir la force totale F de traction présente dans une chaîne qui travaille avec vitesse uniforme = V et sans charge à transporter comme:

- $F_1$  = force due à la transmission de puissance
- $F_2$  = force due à l'effet "courbe chaînette"
- $F_3$  = force centrifuge
- Avec:
- P = puissance transmise (CV)
- q = poids de la chaîne (N/m)
- v = vitesse de la chaîne (m/s)
- a = entraxe (m)
- g = accélération de gravité = 9,81 (m/s<sup>2</sup>)
- J = flèche de la chaîne (m)
- on aura:

Voir tab. 5 pour les valeurs de  $F_1$ .  
Note: Pour vitesses inférieures à 8 m/s on peut considérer  $F_3 = 0$ .

**Tavola - Table - Tableau 5**

P	V											
	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,5
0,5	07500	3750	1870	1250	0940	0750	0630	540	480	420	380	250
1,0	15000	0750	3750	2500	1870	1500	1250	1070	940	830	750	500
1,5	22500	11250	5620	3750	2810	2250	1880	1610	1410	1260	1130	750
2,0	30000	15000	7500	5000	3750	3000	2500	2140	1880	1670	1500	1000
2,5	37500	18750	9370	6250	4690	3750	3130	2680	2350	2090	1880	1250
3	45000	22500	11250	7500	5630	4500	3750	3210	2810	2500	2250	1500
4	60000	30000	15000	10000	7500	6000	5000	4290	3750	3330	3000	2000
5	75000	37500	18750	12500	9380	7500	6250	5360	4690	4170	3750	2500
6	90000	45000	22500	15000	11250	9000	7500	6430	5630	5000	4500	3000
7	105000	52500	26250	17500	13130	10500	8750	7500	6560	5830	5250	3500
8	120000	60000	30000	20000	15000	12000	10000	8570	7500	6670	6000	4000
9	135000	67500	33750	22500	16880	13500	11250	9640	8440	7500	6750	4500
10	150000	75000	37500	25000	18750	15000	12500	10710	9380	8330	7500	5000
11	165000	82500	41250	27500	20630	16500	13750	11780	10310	9170	8250	5500
12	180000	90000	45000	30000	22500	18000	15000	12860	11250	10000	9000	6000
13	195000	97500	48750	32500	24380	19500	16250	13930	12190	10830	9750	6500
14	210000	105000	52500	35000	26250	21000	17500	15000	13130	11670	10500	7000
15	225000	112500	56250	37500	28130	22500	18750	16100	14060	12500	11250	7500
20	300000	150000	75000	50000	37500	30000	25000	21420	18750	16670	15000	10000
25	375000	187500	93750	62500	46880	37500	31250	26780	23440	20830	18750	12500
30	450000	225000	112500	75000	56250	45000	37500	32140	28130	25000	22500	15000
35	525000	262500	131250	87500	65630	52500	43750	37500	32810	29170	26250	17500
40	600000	300000	150000	100000	75000	60000	50000	42850	37500	33330	30000	20000
50	750000	375000	187500	125000	93750	75000	62500	53570	46880	41670	37500	25000
75	1175000	562500	281250	187500	140620	112500	93750	80310	70310	62500	56250	37500
100	1500000	750000	375000	250000	187500	150000	125000	107100	93750	83400	75000	50000

Tavola - Table - Tableau 6

P	V											
	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	9	10
0,5	190	150	130	110	100	80	80	60	50	50	40	40
1,0	380	300	250	210	190	170	150	130	110	90	80	80
1,5	570	450	380	320	280	250	230	190	160	140	130	110
2,0	750	600	500	430	380	330	300	250	210	190	170	150
2,5	940	750	360	540	470	420	380	310	270	240	210	190
3	1130	900	750	640	560	500	450	380	320	280	250	230
4	1500	1200	1000	860	750	670	600	500	430	380	330	300
5	1370	1500	1250	1070	910	830	750	630	540	470	420	380
6	2250	1800	1500	1290	1130	1000	900	750	640	560	500	450
7	2630	2100	1750	1500	1310	1170	1050	880	750	660	530	530
8	3000	2400	2000	1710	1500	1330	1200	1000	860	750	670	600
9	3380	2700	2250	1930	1690	1500	1350	1130	960	840	750	680
10	3750	3000	2500	2140	1880	1670	1500	1250	1070	940	830	750
11	4130	3300	2750	2360	2060	1830	1650	1380	1180	1030	920	830
12	4500	3600	3000	2570	2250	2000	1800	1500	1290	1130	1000	900
13	4880	3900	3250	2790	2440	2170	1950	1630	1390	1220	1080	980
14	5250	4200	3500	3000	2630	2330	2100	1750	1500	1310	1170	1050
15	5630	4500	3750	3210	2810	2500	2250	1880	1600	1410	1250	1130
20	7500	6000	5000	4290	3750	3330	3000	2500	2140	1880	1670	1500
25	9380	7500	6250	5360	4690	3170	3750	3130	2680	2340	2080	1880
30	11250	9000	7500	6430	5630	5000	4500	3750	3210	2810	2500	2250
35	13130	10500	8750	7500	6560	5830	5250	4380	3750	3280	2920	2630
40	15000	12000	10000	8570	7500	6670	6000	5000	4290	3750	3330	3000
50	18750	15000	12500	10720	9380	8330	7500	6250	5360	4690	4170	3750
75	28130	22500	18750	16100	14060	12500	11250	9380	8040	7040	6250	5630
100	37500	30000	25000	21400	18750	16700	15000	12500	10710	9380	8350	7500

In condizioni di carico la formula di calcolo della  $F_1$  resta invariata. Aumenterà il valore della potenza  $P$  necessaria al trasporto del carico.

È invece interessante considerare che in pratica esiste una fase di avviamento durante la quale la catena passa da  $V = 0$  alla velocità costante di regime e durante la quale esiste quindi una accelerazione  $A$  e una forza  $FA = m \cdot A$  ( $m$  = massa in kg)

Indichiamo con:

$g$  = accelerazione gravità = 9,81 [m/s<sup>2</sup>]  
 $a$  = interasse [m]  
 $q$  = peso catena [N/m]  
 $Q$  = peso carico [N/m]  
 $l$  = lunghezza catena interessata carico [m]  
 $V$  = velocità di regime [m/s]  
 $t$  = tempo per raggiungere la  $V$  partendo da  $V = 0$  [s]  
 Si considera quale  $FA$  media per le catene di trasporto

È fortemente consigliato il calcolo della forza di accelerazione in fase di verifica della catena prescelta poiché è possibile che in alcune utilizzazioni tale forza risulti superiore a quella di regime e sia quindi necessario considerare la  $FA$  invece che quest'ultima quale base per la scelta della catena.

#### Pressione specifica

Dopo aver selezionato la catena che risponde di massima ai valori della forza di lavoro trovata si consiglia di effettuare una verifica della pressione ammissibile sulla superficie nominale di lavoro a livello delle articolazioni della catena e cioè tra perno e bussola.

Definita con  $P$  la pressione specifica esistente in N/cm<sup>2</sup> sarà sufficiente verificare che questa risulti inferiore alla pressione ammissibile indicata nella seguente tabella 8 evidenziata nel diagramma 7.

Indichiamo con  $F$  la forza reale di trazione esistente nella catena e con  $A$  la superficie di azione della pressione dove  $A$  = diametro del perno x lunghezza della bussola.

Vedi fig. 22

Under load the formula for the calculation of  $F_1$  will not vary.

The power "P" necessary for the load to be conveyed will increase.

It is on the contrary, interesting to note that practically there is a starting phase during which the chain varies from a speed  $V = 0$ , to the constant running speed, thus having an acceleration  $A$  and a force  $FA = m \cdot A$  ( $m$  = mass in kg)

Fixed:

$g$  = acceleration of gravity = 9,81 (m/s<sup>2</sup>)  
 $a$  = wheelbase (m)  
 $q$  = chain weight (N/m)  
 $Q$  = load weight (N/m)  
 $l$  = length of the chain with the load (m)  
 $V$  = running speed (m/s)  
 $t$  = time to reach  $V$  from  $V = 0$  (s)  
 $FA$  = is the average for conveying chains

$$FA = 1,25 \frac{2 a q + Ql}{g} \cdot \frac{V}{t} [N]$$

It is strictly recommended to calculate the force of acceleration while you verify the selected chain, since in some applications this force might be greater than the running force and consequently it's taken into consideration as a base for the selection of the chain.

#### Specific pressure

After having selected the chain that meets the calculated working force it is advisable to verify the acceptable pressure on the nominal working surface at the joints, i.e. between the pin and the bushing.

Defined  $P$  as the specific pressure in N/cm<sup>2</sup>, it will be enough to verify that it is lower than the acceptable pressure shown in the end table 8 and diagram 7.

Let's fix  $F$  = real chain pull

$A$  = action surface of the pressure

where  $A$  = pin diameter x length of bushing

See fig. 22

En conditions de charge la formule pour le calcul de  $F_1$  ne change pas car seulement la valeur de la puissance  $P$  nécessaire pour le transport du matériel augmentera.

Il est au contraire intéressant évaluer que en pratique existe une phase de démarrage pendant laquelle la chaîne passe de  $V = 0$  à une vitesse constante de régime pendant laquelle existe une accélération  $A$  et une force  $FA = m \cdot A$  ( $m$  = masse en kg)

Disons:

$g$  = accélération de gravité = 9,81 (m/s<sup>2</sup>)  
 $a$  = entraxe  
 $q$  = poids de la chaîne  
 $Q$  = poids de la charge  
 $l$  = longueur de la chaîne avec charge  
 $v$  = vitesse de régime  
 $t$  = temps nécessaire pour arriver à  $V$  en partant de  $V = 0$   
 On considère  $FA$  la moyenne pour les chaînes de manutention

Il est très vivement conseillé le calcul de la  $FA$  en phase de vérification de la chaîne choisie car il est possible que dans certaines utilisations telle force soit supérieure à celle de régime et pour cette raison et nécessaire de considérer la  $FA$  au lieu de celle de régime comme base pour la sélection de la chaîne.

#### Pression spécifique

Après avoir choisi la chaîne qui répond à la force de travail calculée, il est conseillé de vérifier la pression admissible sur la surface nominale de travail au niveau des articulations de la chaîne c'est-à-dire entre axe et douille.

Disons  $P$  la pression spécifique qui existe en N/cm<sup>2</sup> et il sera suffisante de vérifier que cette pression résulte inférieure à la pression admissible indiquée dans le suivant tableau 8 et dans le diagramme 7.

Disons  $F$  = force réelle de traction et  $A$  = surface de travail de la pression où  $A$  = diamètre de l'axe X longueur douille.

Voir fig. 22

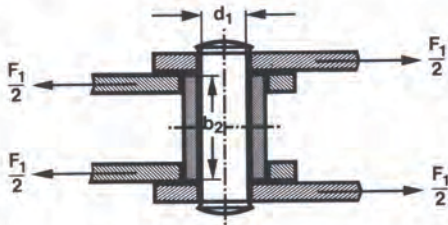


fig. 22

Avremo dunque:

We will have:

Nous aurons:

$$A = d \cdot b \text{ [cm}^2\text{]}$$

$$P = F/A \leq P_{am} \text{ [N/cm}^2\text{]}$$

I valori di pressione ammissibili indicati sono valori massimi consigliati e quindi validi per condizioni di lavoro normali e cioè in assenza di sporco, di urti, con lubrificazione idonea e marcia senza urti.

Avendo utilizzato un coefficiente di sicurezza minimo di 6, la vita operativa della catena è valutabile in 10.000 ore per le catene da trasporto con utilizzazione di ruote da 6 a 16 denti e in 15.000 ore per le catene di trasmissione a rulli con utilizzazione di pignoni a 19 denti minimo.

I valori indicati sono inoltre stati valutati per una trasmissione con due ruote dentate aventi un rapporto di trasmissione  $Z_2/Z_1 = 3$  e con una distanza assiale pari a 40 volte il passo della catena.

The indicated acceptable pressure values are maximum advised values, and thus valid for normal working conditions, with no dirt, no strokes, correct lubrication and smooth running.

Having used a minimum factor of safety of 6, service life of the chain is an estimated 10.000 hours for the conveying chain with 6 to 16 tooth sprocket, and 15.000 hours for the driving roller chain with minimum 19-teeth sprocket.

Furthermore the indicated values have been evaluated for a transmission with two-teeth sprockets, with a transmission ratio  $Z_2/Z_1 = 3$ , and with an axial distance equal to 40 times the pitch of the chain.

Les valeurs de  $P_{am}$  indiquées sont des valeurs max et valables pour des conditions normales de fonctionnement, à savoir, non crasseux, lubrifié, non par à-coups.

En utilisant un coefficient de sécurité min. de 6 la prévision de vie de service de la chaîne est de 10.000 h. pour des chaînes de manutention opérant sur des roues de 6 à 16 dents et de 15.000 h pour des chaînes à rouleaux opérant sur des pignons de 19 dents minimum.

Les valeurs indiquées ont été évaluées pour une transmission à deux pignons avec un rapport de transmission = 3 et un entraxe égal à 40 fois le pas de la chaîne.

Diagramma - Diagram - Diagramme 7

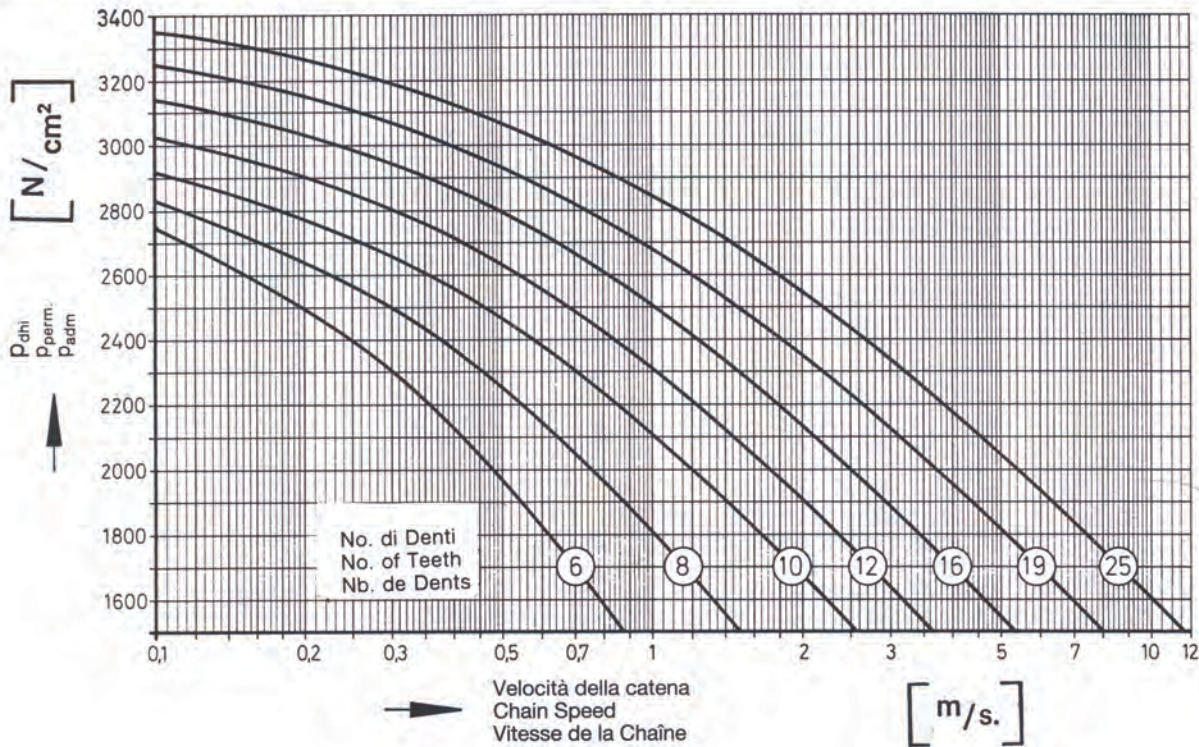




Tavola - Table - Tableau 5

V m/s	P = N/cm <sup>2</sup>														
	A														
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
0,1	3190	3190	3190	3200	3200	3210	3240	3260	3260	3270	3310	3310	3310	3310	3350
0,2	2850	2980	3060	3070	3080	3080	3100	3100	3100	3130	3160	3180	3210	3230	3250
0,4	2640	2760	2810	2880	2900	2920	2950	2970	2990	3000	3020	3030	3050	3080	3110
0,6	2460	2560	2660	2730	2760	2790	2830	2840	2870	2890	2900	2920	2980	3000	3030
0,8	2290	2430	2500	2580	2620	2670	2710	2730	2760	2780	2810	2830	2850	2890	2910
1,0	2170	2310	2380	2460	2520	2590	2610	2640	2690	2720	2730	2760	2800	2820	2850
1,5	1900	2040	2160	2250	2320	2380	2450	2480	2510	2540	2570	2600	2630	2650	2670
2	1700	1840	1970	2060	2150	2220	2260	2320	2370	2410	2440	2470	2500	2530	2560
2,5	1540	1690	1830	1930	2020	2090	2130	2190	2230	2270	2310	2350	2390	2420	2460
3	1390	1550	1680	1790	1890	1980	2040	2090	2130	2170	2210	2250	2280	2320	2350
4	1160	1330	1470	1590	1700	1780	1850	1910	1950	2000	2040	2080	2110	2150	2180
5	950	1130	1300	1420	1520	1620	1700	770	1820	1870	1910	1940	1980	2010	2050
6	-	970	1130	1280	1390	1500	1580	1650	1690	1730	1780	1820	1860	1900	1930
7	-	-	980	1120	1260	1380	1460	1530	1590	1630	1680	1720	1760	1800	1840
8	-	-	-	1000	1140	1250	1360	1430	1500	1550	1590	1640	1680	1720	1750
10	-	-	-	-	930	1070	1170	1260	1330	1390	1430	1470	1520	1560	1590
12	-	-	-	-	-	900	1010	1120	1200	1260	1310	1360	1400	1430	1470
15	-	-	-	-	-	-	800	930	1010	1080	1140	1190	1240	1280	1320
18	-	-	-	-	-	-	-	750	830	910	970	1030	1090	1140	1180
21	-	-	-	-	-	-	-	-	680	770	830	900	960	1010	1050
24	-	-	-	-	-	-	-	-	-	510	600	680	750	820	890

A = numero denti ruota piccola  
 A = teeth number small sprockets  
 A = nombre de dents de la roue petite

Poiché la verifica della pressione ammissibile è la verifica base per la valutazione della resistenza al logoramento per usura della catena e questa dipende dalla caratteristica dei materiali a contatto nelle articolazioni, si precisa che i valori indicati valgono per contatto bussole/perni del tipo acciaio cementato con acciaio cementato.

Per altri tipi di accoppiamenti è opportuno introdurre i seguenti coefficienti di riduzione per la valutazione della pressione ammissibile.

Acciaio cementato - acciaio bonificato  
 moltiplicare  $P_{am}$  per 0,86  
 Acciaio cementato - ghisa  
 moltiplicare  $P_{am}$  per 0,76  
 Acciaio cementato - bronzo  
 moltiplicare  $P_{am}$  per 0,71

Since the checking of the acceptable pressure is the basic checking for the evaluation of the wear resistance of the chain, and this depends on the characteristics of the contacting materials in the joints, take note that the indicated values are only valid for bushings/pins contacts of casehardened steel/casehardened steel.

For other contacts it will be necessary to introduce the following reduction factors for the evaluation of the acceptable pressure:

casehard. steel/hard. and temp. steel  
 multiply  $P_{am}$  by 0.86  
 casehard. steel/cast iron  
 multiply  $P_{am}$  by 0.76  
 casehard. steel/bronze  
 multiply  $P_{am}$  by 0.71

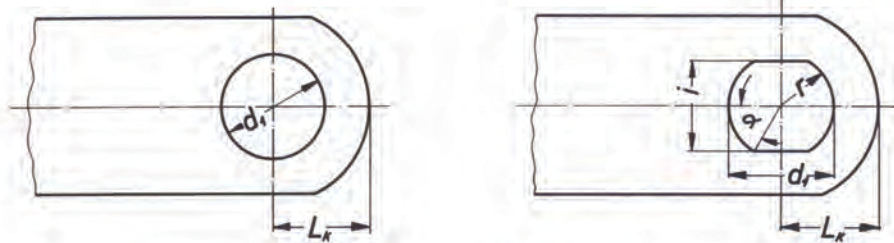
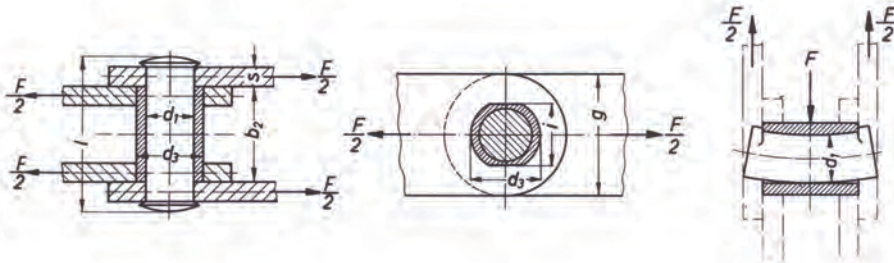
Puisque la vérification de la pression admissible est la plus importante pour évaluer la résistance à l'usure de la chaîne qui dépend des caractéristiques des matériels qui sont en contact dans les articulations, on fait remarquer que les valeurs indiquées sont valables pour le contact douille/axe du type acier cimenté avec acier cimenté.

Pour d'autres types d'accouplements il faut introduire les suivants coefficients de réduction pour évaluer la pression admissible:

Acier cimenté - acier trempé et revenu  
 multiplier  $P_{am}$  par 0,86  
 Acier cimenté - fonte  
 multiplier  $P_{am}$  par 0,76  
 Acier cimenté - bronze  
 multiplier  $P_{am}$  par 0,71

**Sollecitazioni principali**

Individuiamo nei seguenti disegni i parametri più significativi per il calcolo delle principali sollecitazioni che interessano i componenti di una catena.



**Sollicitations principales**

Dans les plans suivants on peut individuer les paramètres les plus significatifs pour le calcul des sollicitations principales qui sont présentes dans les composants d'une chaîne.

fig. 23

**Sollecitazione di trazione**

Viene calcolata e verificata rispetto alla sollecitazione ammissibile  $\sigma_{am}$  sulle maglie e in particolare su quella che presenta la minore sezione resistente.

**Tensile stress**

It is calculated and verified according to the acceptable stress  $\sigma_{am}$  on the links and in particular on the one that has the lowest resistant section.

$$\sigma = \frac{F}{2 \cdot A_1} \leq \sigma_{am} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad A_1 = (g - l) \cdot s$$

**Sollicitation de traction**

On la calcule et on la verifie en la comparant a la sollicitation ammissible  $\sigma_{am}$  sur les plaques et en particulier sur celle qui presente la mineur section resistente.

**Sollecitazione di taglio**

Viene calcolata e verificata rispetto alla sollecitazione ammissibile  $\delta_{am}$  sul perno.

**Shearing stress**

It is calculated and verified according to the acceptable stress  $\delta_{am}$  on the pin.

$$\delta = \frac{F}{2 \cdot A} \leq \delta_{am} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad A = d^2_1 \cdot \pi / 4$$

**Sollicitation de cisaillement**

On la calcule et on la verifie en la comparant a la sollicitation ammissible  $\delta_{am}$  sur l'axe.

**Sollecitazione di flessione**

Viene calcolata e verificata rispetto alla sollecitazione ammissibile  $\delta_{am}$  sul perno.

**Flexure stress**

It is calculated and verified according to the acceptable stress  $\delta_{am}$  on the pin.

$$\sigma_f = \frac{F \cdot [2 \cdot (b_2 + s) - b_2]}{8 \cdot W} \leq \sigma_{ram} \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$W = \frac{d_1^3 \cdot \pi}{32} \quad \text{perno pieno solid pin axe plein}$$

$$W = \frac{(d_1^4 - d_2^4 \pi)}{32 d_1} \quad \text{perno forato hollow pin axe creux}$$

**Sollicitation de flexion**

On la calcule et on la verifie en la comparant a la sollicitation ammissible  $\delta_{am}$  sur l'axe.

$d_2$  = diametro interno perno forato / hollow pin inside diameter / diamètre intérieur, axe creux

**Pressione specifica sulle piastre**

Viene calcolata e verificata rispetto alla pressione ammissibile sui fori nelle piastre.

**Specific pressure on the links**

It is calculated and verified according to the acceptable pressure on the link holes.

**Pression spécifique sur les plaques**

Calculée et vérifiée en la comparant à la pression ammissible sur les trous des plaques.

$$P_c = \frac{F}{4 \cdot s \cdot r \cdot \sin \alpha} \quad \text{perno fresato pin with flats axe avec méplats}$$

$$P_c = \frac{F}{4 \cdot s \cdot r} \quad \text{perno circolare round pin axe sans méplats}$$

Dovrà essere:

È evidente che si richiede un dimensionamento delle piastre corretto e in particolare è da verificare la dimensione  $L_k$  che l'esperienza suggerisce di porre uguale a

#### Carico ammissibile sui rulli

Dopo aver determinato il tipo di catena si dovrà controllare anche se il carico sopportato dai rulli sia inferiore ai valori consigliati. Una formula empirica molto semplice per una prima valutazione del carico ammissibile sul rullo può essere la seguente:  
 D = diametro del rullo in mm  
 L = larghezza del rullo in mm  
 DxL / 8 il numero trovato indica il carico max. ammissibile per rullo non trattato termicamente ( $\pm 5\%$ ) in Kp  
 DxL / 5 il numero trovato indica il carico max. ammissibile per rullo trattato termicamente ( $\pm 5\%$ ) in Kp  
 In ogni caso si raccomanda che il materiale delle vie di corsa abbia una resistenza di almeno 40 Kp/mm<sup>2</sup>.

It must be:

$$P_c \leq P_{c_{am}} \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

A correct sizing of the plates is very important and in particular we suggest that the size "L" should be equal to:

$$L_k = \frac{g-l}{2} \cdot 1,25 + \frac{d_1}{2} \text{ [mm]}$$

#### Roller allowable load

After the chain size is determined, let's verify if the load supported by a roller is less than allowable load suggested. The simple empirical formula to a first evaluation can be:  
 D = roller diameter (mm)  
 L = roller width (mm)  
 DxL / 8 number found is the max. allowable load for non hardened roller in Kp ( $\pm 5\%$ )  
 DxL / 5 number found is the max. allowable load for hardened roller in Kp ( $\pm 5\%$ )  
 Anyway, take note that the material strength of tracks rails shouldn't be lower than 40 Kp/mm<sup>2</sup>.

Elle doit être:

Il est évident qu'il est nécessaire une correcte dimension des plaques et en particulier on doit vérifier la dimension  $L_k$  que l'expérience conseille de faire égale a

#### Charge admissible sur le rouleau

Après avoir de choisi le type de chaîne il sera nécessaire de contrôler si la charge supportée des rouleaux soit inférieure à la valeur conseillée. Une formule empirique simplifiée pour cette évaluation peut être la suivante:  
 D = diamètre du rouleau en mm  
 L = largeur du rouleau en mm  
 DxL / 8 le numéro trouvé donne la charge max. admissible par rouleau pas thermiquement traité en Kp ( $\pm 5\%$ )  
 DxL / 5 le numéro trouvé donne la charge max. admissible par rouleau thermiquement traité en Kp ( $\pm 5\%$ )  
 En tout cas il est conseillé que le matériel des glissières ait une résistance de 40 Kp/mm<sup>2</sup> minimum.

## DETERMINAZIONE E SELEZIONE DI UNA CATENA DI TRASPORTO

Per selezionare la catena più idonea a una particolare applicazione è necessario conoscere completamente le seguenti caratteristiche principali:

- Tipo del trasportatore su cui è montata la catena
- Durata giornaliera di funzionamento
- Portata oraria
- Velocità
- Interasse del trasportatore
- Inclinazione del trasportatore rispetto all'asse orizzontale
- Numero di catene previste
- Dimensioni e peso degli accessori
- Natura e peso del materiale trasportato
- Caratteristiche di utilizzazione
- Ambiente in cui è installato il trasportatore.

Le procedure iterative di calcolo, valutazione e verifica che illustreremo possono essere utilizzate sia come valutazione nella scelta di una catena per un nuovo impianto sia come ottimizzazione economica e verifica di una catena già esistente sia come guida per il miglioramento di una catena esistente la cui vita non è soddisfacente.

Abbiamo definito "iterativa" la procedura perché i primi calcoli possono portare ad individuare più di un tipo di catena "tecnicamente" adatta allo scopo ma solo l'esame completo delle condizioni non modificabili dell'impianto come condizioni ambientali o limitazioni dimensionali per gli ingombri permetterà di arrivare alla scelta più idonea.

Classifichiamo per comodità le catene di trasporto in base a come si muove la catena sulle vie di corsa e a come si muove il materiale da trasportare.

Cat. A - Il materiale è supportato dalle piastre della catena che scorre sulle vie di corsa strisciando sulle piastre.

Cat. B - Il materiale è supportato dalle piastre della catena che scorre sulle vie di corsa tramite rulli.

Cat. C - Il materiale è strisciante cioè spinto dagli elementi raschianti della catena che scorre sulle vie di corsa strisciando sulle piastre.

Cat. D - Il materiale è strisciante cioè spinto dagli elementi raschianti della catena che scorre sulle vie di corsa tramite rulli.

## CALCULATION AND SELECTION OF A CONVEYING CHAIN

In order to select the best chain for a certain application, it is necessary to know the following principal characteristics:

- Conveyor class on which the chain is mounted
- Daily operating time
- Hourly capacity
- Speed
- Conveyor wheelbase
- Inclination of the conveyor according to the horizontal line
- Number of chains foreseen
- Dimension and weight of attachments
- Size and weight of the material handled
- Utilization characteristics
- Work environment of the conveyor.

These iterative calculation, evaluation and checking procedures can be used as a guide for selecting a chain for a new installation, determining whether the chain on existing installations is the most economical choice, or up-grading existing installations where service life is not satisfactory.

We call this procedure "iterative", because by the first calculation, the user may find more than one type of chain "technically" fit for the particular conveyor requirement but only a complete analysis of installation peculiar factors such as environment and design can allow a correct selection. Let's classify the conveying chains according to the movement of the chain on the runways and the material to be moved.

Class A - The material is carried by the slats of the chain that slides on the runways.

Class B - The material is carried by the slats of the chain that rolls on the runways.

Class C - The material slides pushed by scrapers of "sliding" chain.

Class D - The material slides pushed by scrapers of "rolling" chain.

## DÉTERMINATION ET SÉLECTION D'UNE CHAÎNE DE MANUTENTION

Pour déterminer et sélectionner la chaîne plus valide pour une certaine application il est nécessaire de connaître bien les suivantes caractéristiques principales:

- Type d'appareil sur lequel la chaîne est montée
- Durée journalière de fonctionnement
- Débit horaire
- Vitesse
- Entraxe du transporteur
- Inclinación par rapport à l'axe horizontal
- Nombre de chaînes envisagées
- Dimensions et poids des accessoires
- Nature et poids du matériel transporté
- Caractéristiques d'utilisation
- Milieu dans lequel l'appareil est installé.

Les procédures itératives de calcul, les évaluations et les vérifications que nous allons voir dans les pages suivantes pourront être utilisées soit comme évaluation dans la sélection d'une chaîne pour un appareil nouveau soit comme optimisation économique et vérification d'une chaîne existante, la vie de laquelle n'est pas considérée satisfaisante.

Nous avons défini la procédure "itérative" car par les premiers calculs on peut arriver à trouver plus d'un type de chaîne techniquement valide mais seulement un examen complet des conditions pas modifiables de l'appareil (milieu de travail, dimensions limitées etc.) peut permettre d'arriver au choix définitif.

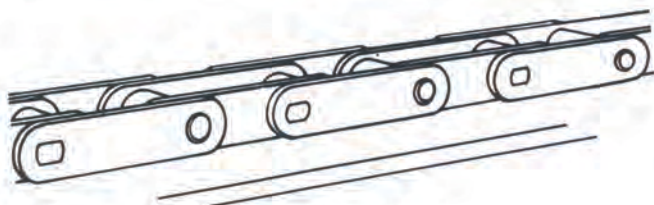
Avant tout on peut définir pour toutes les chaînes de manutention 4 catégories par rapport au mouvement de la chaîne sur les glissières et du matériel à transporter.

Cat. A - Le matériel est supporté des plaques de la chaîne qui glisse.

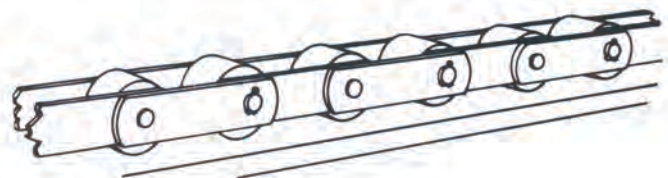
Cat. B - Le matériel est supporté des plaques de la chaîne qui roule.

Cat. C - Le matériel est glissant et poussé par les éléments de la chaîne qui glisse.

Cat. D - Le matériel est glissant et poussé par les éléments de la chaîne qui roule.



Catena strisciante  
Sliding chain  
Chaîne glissante



Catena rotolante  
Rolling chain  
Chaîne roulante

fig. 24

È la natura del materiale trasportato (sfuso, in colli, abrasivo e non) che decide fra le categorie A e B o C e D, ma per decidere fra catena strisciante o rotolante è opportuno valutare che:

- la catena strisciante è costruttivamente più semplice, con meno componenti e quindi di più basso costo a pari carico trasportabile.
- la catena strisciante è più idonea in applicazioni "sporche" ove esiste il pericolo di accumulo di materiale estraneo nei rulli.
- la catena rotolante presenta un minor coefficiente di attrito e quindi richiede una minor potenza per il moto. Questo fatto unito a un tipo di lavoro più continuo e non pulsante permette percorsi più lunghi, motori più piccoli e quindi minori costi operativi.

The characteristics of the material (in bulk, in boxes, abrasive or not) determine the type of chain (A and B or C and D) to be used, but in deciding for the sliding or for the rolling chain, following factors must be evaluated:

- The sliding chain is simple in construction, with fewer components and lower in cost for a given load.
- The sliding chain is more effective in "dirty" applications, where foreign matter jams roller.
- The rolling chain has lower friction, thus requiring less horsepower. Smoother and not fluctuating operations allow longer runs, smaller motors, and lower operating costs.

C'est la nature du matériel transporté (en vrac, en colis, abrasif ou non) qui décide les catégories A et B ou C et D mais pour décider entre chaîne glissante et chaîne rotolante il faudra évaluer que:

- la chaîne glissante est plus simple avec moins d'éléments et par conséquent moins chère à égalité de charge transportable.
- la chaîne glissante est plus valide dans les applications "sales" où il y a le danger d'accumulation de matériel étranger dans les galets.
- la chaîne rotolante a un coefficient de friction inférieur et pour ça a besoin d'une puissance inférieure pour le mouvement. En plus le type de travail est plus continu sans pulsations et permet des parcours plus longs avec des moteurs plus petits et des coûts opératifs inférieurs.

**TRASPORTATORI DI CATEGORIA A e B**

In queste categorie di trasportatori il materiale è sempre direttamente o indirettamente supportato dalle piastre della catena la quale potrà strisciare o rotolare sulle vie di corsa.

Il trasportatore potrà essere orizzontale, ascensionale o vario. In questo ultimo caso si dovrà procedere calcolando separatamente ogni sezione omogenea di percorso e definendo poi la forza totale agente sulla catena come somma delle forze agenti nei singoli tratti del percorso.

**Forza della catena**

In condizioni di velocità costante valutiamo la forza di lavoro e quindi il "tiro" a cui è sottoposta una catena, come forza necessaria a spostare la catena e il carico che deve essere trasportato vincendo gli attriti esistenti cioè secondo la formulazione generale:

$F = \mu P$   
 con  $\mu$  = coeff. generale di attrito  
 con  $P$  = peso totale del corpo che deve essere spostato con la forza  $F$ .

Il calcolo della  $F$  si riduce quindi a una valutazione il più possibile reale degli attriti esistenti e dei carichi in gioco. Mentre i carichi possono essere valutati con precisione, per la definizione necessaria del coeff. di attrito vengono indicati valori o campi di valori sperimentali. L'opportuna scelta di tali coefficienti dipenderà dalle valutazioni più o meno cautelative legate al tipo di installazione della catena, alle sue condizioni di lubrificazione, al tipo di materiale utilizzato per le vie di corsa e al tipo di materiale trasportato.

**CLASS A AND B CONVEYORS**

In these types of conveyors the material is always directly or indirectly carried by the slats of the chain, which is sliding or rolling on the runways

The conveyor can be horizontal, inclined or partly horizontal and partly inclined.

In this case, the chain pull must be calculated separately for each homogeneous section, and then added, to obtain total chain pull.

**Chain pull**

At constant speed the chain is subjected to a certain "pull", that is the force necessary to move the chain and the material to be conveyed, winning the existing frictions; the formula to calculate this force is:

$F = \mu P$   
 where  $\mu$  = general friction factor  
 $P$  = totale weight of the body to be conveyed.

Therefore the calculation of "F" is just the best possible evaluation of existing frictions and loads involved.

The loads can be precisely evaluated, only where as experimental values can be indicated for the friction coefficients.

The correct choice of these coefficients depends on many factors, such as: type of installation of the chain, lubrication conditions, material utilized for the runways and material to be conveyed.

**TRASPORTEURS DE CATEGORIE A ET B**

Dans ces catégories de transporteurs le matériel est toujours directement ou indirectement supporté des plaques de la chaîne qui pourra être glissante ou rotolante sur les brins. Le convoyeur peut être horizontal, incliné ou horizontal-incliné. Dans ce cas le calcul se fera en considérant chaque section homogène du parcours et en calculant la force totale sur la chaîne comme addition des forces présentes dans chaque tronçon du parcours.

**Force dans la chaîne**

En conditions de travail avec vitesse constante, on peut évaluer la force de travail "tensions" à laquelle la chaîne est soumise, comme la force nécessaire à mouvoir la chaîne qui doit être transportée supérant les frictions qui existent et ça selon la formule générale:

$F = \mu P$   
 avec  $\mu$  = coeff. total de friction  
 $P$  = poids total du corps qui doit se mouvoir sous l'effet de la force  $F$ .

Le calcul de  $F$  devient en effet l'évaluation la plus possible réelle des frictions qui existent et des charges présentes. Celles-ci peuvent être évaluées précisément, tandis que les coefficients de friction peuvent être définis seulement par des valeurs expérimentales. Le choix correct des coefficients dépend de plusieurs facteurs, par exemple: le type d'installation de la chaîne, les conditions de lubrifications, le matériel utilisé pour les guides et le matériel transporté.

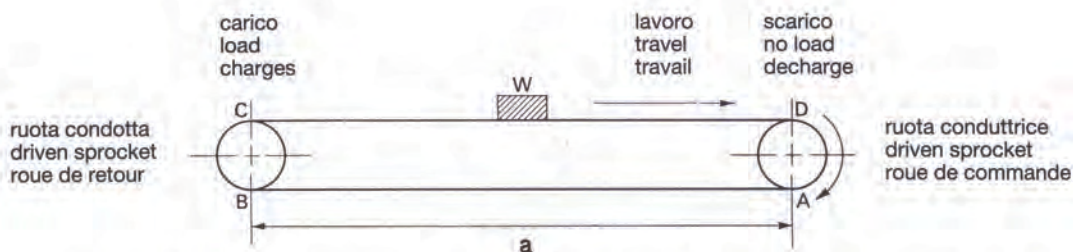


fig. 25

Riferendoci al semplice schema della figura 25 vediamo che la massima forza di tiro è nel punto D e la minima (teoricamente zero) nel punto A.

Referring to the simple scheme of fig. 25 you can see that the pull is maximum on D and minimum (theoretically equal to zero) on A.

En fig. 25 on peut voir que la tension max. est en D et la tension min. (théoriquement zero) est en A.

Il tiro totale sulla catena può essere quindi considerato come somma delle forze di tiro nei seguenti tratti:

- Tratto AB - per muovere la catena nel tratto di ritorno non caricato
- Tratto BC - per ruotare intorno alla ruota condotta vincendo i carichi di reazione del tratto carico e di quello scarico
- Tratto CD - per muovere la catena e il carico.

**Calcolo della forza agente**

Calcolo della forza  $F_1$  applicata alla catena in condizioni di movimento di trasporto uniforme con  $V = \text{cost}$ .

Cat. A - Trasportatore orizzontale

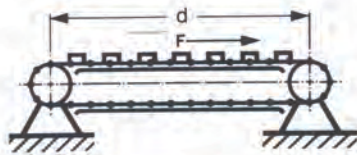


fig. 26

$$F_1 = 1,1 \mu_s (2 a q + IQ) \text{ [N]}$$

Cat. A - Trasportatore inclinato

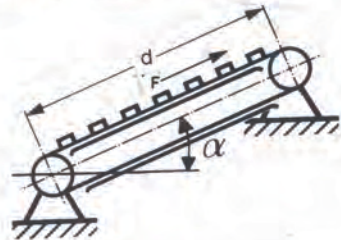


fig. 27

$$F_1 = 1,1 [a q (2 \mu_s \cos \alpha + \text{sen } \alpha) + IQ (\mu_s \cos \alpha + \text{sen } \alpha)] \text{ [N]}$$

Cat. B - Trasportatore orizzontale

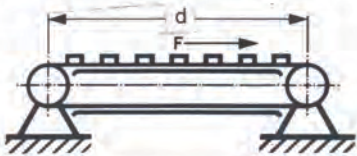


fig. 28

$$F_1 = 1,1 \mu_r (2 a q + IQ) \text{ [N]}$$

Cat. B - Trasportatore inclinato

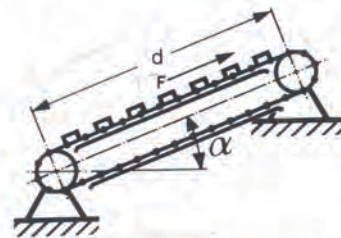


fig.

$$F_1 = 1,1 [a q (2 \mu_r \cos \alpha + \text{sen } \alpha) + IQ (\mu_r \cos \alpha + \text{sen } \alpha)] \text{ [N]}$$

- a = interasse (m)
- l = lunghezza catena con carico (m)
- q = peso catena (N/m)
- $\alpha$  = angolo di inclinazione del trasportatore
- Q = peso del prodotto trasportato (N/m)
- $\mu_s$  = coeff. attrito fra catena e vie di corsa (vedi tab. 11)
- $\mu_r$  = coeff. di attrito totale - catena rotolante (vedi tab. 9)

- a = weehbase (m)
- l = chain length under load (m)
- q = chain weight (N/m)
- $\alpha$  = inclination angle of conveyor
- Q = weight of conveyed material (N/m)
- $\mu_s$  = friction coefficient between chain and runways (see table 11)
- $\mu_r$  = totale friction factor-rolling chain (see table 9)

La forza di trazione sulla catena può essere considerata come l'addizione delle forze di trazione nelle seguenti parti della catena:

- Section AB - to move the chain in the non-loaded return run
- Section BC - to rotate round the driven sprocket against the torque of the carrying and the return run
- Section CD - to move the chain and the load.

**Calcul de l'effort agent**

Calcul de l'effort F appliqué sur la chaîne en condition de mouvement de transport uniforme avec  $V = \text{cost}$ .

Cat. A - Transporteur horizontal

Cat. A - Transporteur avec inclinaison

Cat B - Transporteur horizontal

Cate. B - Transporteur avec inclinaison

- a = entraxe (m)
- l = longueur de la chaîne avec charge (m)
- q = poids de la chaîne (N/m)
- $\alpha$  = angle d'inclinaison du transporteur
- Q = poids du produit transporté (N/m)
- $\mu_s$  = coeff. de friction chaîne brins (voir tableau 11)
- $\mu_r$  = coeff. total de friction chaîne roulante (voir tableau 9)

$$\mu_r = \frac{0,5}{R} + \frac{r}{R} \mu_z$$

$r$  = raggio esterno bussola (mm)  
 $R$  = raggio esterno rullo (mm)  
 $\mu_z$  = coeff. attrito fra bussola e rullo (vedi tab. 10)

In fase di selezione iniziale della catena si potrà considerare il valore di  $mR$  indicato in tabella 9.

$r$  = bushing external radius  
 $R$  = roller external radius  
 $\mu_z$  = friction coefficient between bushing and roller

During the initial selection of the chain you have to take into consideration the value  $\mu_R$  shown in the table 9.

$r$  = rayon extérieur de la douille (mm)  
 $R$  = rayon extérieur du rouleau (mm)  
 $\mu_z$  = coeff. de friction entre douille et rouleau (voir tableau 10)

On pourra considérer la valeur de  $\mu_R$  indiquée dans le tableau 9 en phase de première sélection de la chaîne.

**Tavola - Table - Tableau 9**

$\mu_R$	Condizioni per rullo metallico	Conditions for metal roller	Conditions pour rouleau métallique
0,12	Non lubrificato	Unlubricated	Sans lubrification
0,09	Con lubrificazione	Lubricated	Avec lubrification

**Tavola - Table - Tableau 10**

$\mu_z$	Condizioni	Conditions	Conditions
0,1 / 0,3	Cattiva lubrificazione	Improper lubrication	Graissage improprie
0,001 / 0,1	Media lubrificazione	Standard lubrication	Graissage standard
0,005 / 0,01	Buona lubrificazione	Proper lubrication	Graissage approprié
0,0015/0,005	Rulli con cuscinetti	Rollers with bearings	Galets avec roulements

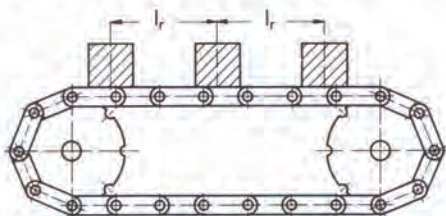
**Tavola - Table - Tableau 11**

$\mu_s$	Vie di corsa in	Runways made of	Voies-course en
0,33	acciaio non lubrificato	unlubricated steel	acier pas lubrifié
0,20	acciaio lubrificato	lubricated steel	acier lubrifié
0,50	legno duro	hard wood	bois dur
0,15	polietilene A.D.	polyethylene H.D.	polyéthylène H.D.

**PESO DEL MATERIALE TRASPORTATO**

Le catene della cat. A e B permettono il trasporto di materiale sia sotto forma discreta che agglomerata in dipendenza del tipo di attacchi o supporti speciali utilizzati. Per facilitare la definizione del valore del peso del materiale  $Q$  che è un dato fondamentale in tutte le formulazioni per il calcolo delle forze agenti sulla catena vengono di seguito presentate alcune esemplificazioni per i casi più comuni.

A - Trasporto di pezzi singoli di peso unitario  $Q_p$  posizionati a una reciproca distanza pari a  $l_r$ .



B - Trasporto di materiale agglomerato liberamente disposto su pianali di larghezza  $B$  posizionati sopra 2 o più catene appaiate.

**WEIGHT OF MATERIAL TO BE CONVEYED**

Classe A and B chains allow the conveying of discrete and agglomerated material according to the attachments or special supports utilized.

In order to facilitate the definition of the weight "Q" of the material, which is a basic datum in all the formulations for the calculation of the forces acting on the chain, here you will find some examples for the most common cases.

A - Conveying of single pieces with unitary weight " $Q_p$ ", positioned at a distance " $l_r$ " one from the other.

$$Q = \frac{Q_p}{l_r} \text{ [N/m]}$$

Fig. 30

B - Conveying of agglomerated material freely placed on aprons with width "B", positioned on two or more parallel chains.

$$Q = \frac{(0,9 \cdot B - 0,05) \cdot \tan \beta/2}{4} \text{ [N/m]}$$

**POIDS DU MATÉRIEL TRANSPORTÉ**

Avec les chaînes de cat. A et B on peut transporter le matériel soit en vrac soit en forme discrète, selon le type d'attache ou des supports spéciaux utilisés.

Pour faciliter la définition de la valeur du poids du matériel  $Q$  qui est une donnée fondamentale dans toutes les formules de calcul des forces présentes sur la chaîne on examinera les cas les plus communs.

A - Transporteur de pièces de poids unitaire  $Q_p$  qui sont placées à une interdistance égale à  $l_r$ .

B - Transport de matériel en vrac librement disposé sur des plateaux de largeur  $B$  placé sur 2 ou plusieurs chaînes en parallèle.

ove:  $\gamma$  = densità apparente dei materiali (N/m<sup>3</sup>)  
 $\beta$  = angolo di inclinazione  
 B = larghezza del trasportatore

where:  $\gamma$  = apparent density of material (N/m<sup>3</sup>)  
 $\beta$  = inclination angle  
 B = conveyor width

avec:  $\gamma$  = densité apparente du matériel (N/m<sup>3</sup>)  
 $\beta$  = angle d'inclinaison  
 B = largeur du convoyeur

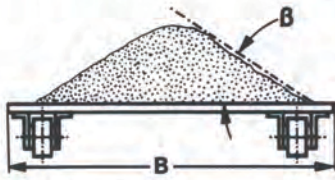


fig. 31

Per i valori di  $\gamma$  e di  $\beta$  tavola 12

For values  $\gamma$  and of  $\beta$  see table 12

Pour les valeurs de  $\gamma$  ed  $\beta$  voir la table 12

Tavola - Table - Tableau 12

MATERIALE	MATERIAL	MATÉRIEL	$\gamma$ [N/m <sup>3</sup> ]	$\beta^\circ$
Cenere	Ash	Cendre	5.000	45
Lignite	Lignite	Lignite	7.000	50
Minerali	Ore	Minerais	22.000	50
Cereali	Grain	Céréales	6.000	35
Trucchioli Legno	Wood Chips	Copeaux de bois	2.500	39
Ghiaia	Shingle	Gravier	18.000	45
Coke	Coke	Coke	4.500	50
Sabbia	Sand	Sable	15.500	45
Acciottolato	Rubble	Pierraille	18.000	45
Torba	Peat	Tourbe	4.000	45
Cemento	Cement	Ciment	12.000	50

C - Trasporto di materiale agglomerato disposto in casse di vario tipo.

C - Conveying of agglomerate material, placed in different boxes.

C - Transport de matériel en vrac disposé en caisses de différentes formes.

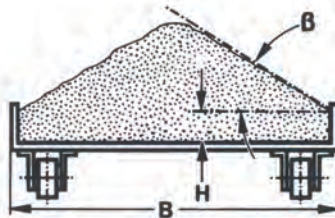


fig. 32

c = lunghezza della cassa [m]

c = box length [m]

c = longueur de la gaine [m]

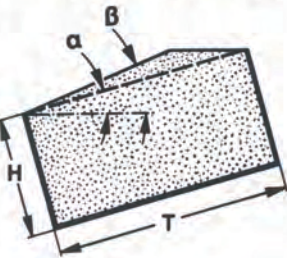


fig. 33

$\delta < B$

$$Q = B \left( h + \frac{c \tan \beta / 2 \cdot \cos \delta}{4} \right) \cdot \gamma \text{ [N/m]}$$

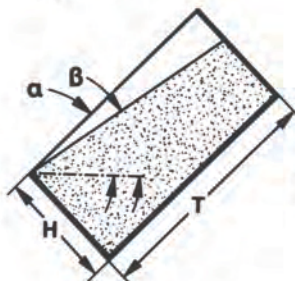


fig. 34

$\delta > B$

$$Q = B \left( h + \frac{c \tan (\delta - \beta)}{2} \right) \cdot \gamma \text{ [N/m]}$$



### Forza effettiva di lavoro

Il valore di forza  $F_1$  dato dalle formule precedenti è quello calcolato in condizioni ottimali di lavoro e non tiene conto delle condizioni dinamiche, ambientali, di impianto e di utilizzazione.

Il valore della forza effettiva di lavoro  $F_I$  risulta quindi dal prodotto della Forza  $F_1$  per i seguenti coefficienti:

Forza di lavoro

### Actual working force

The value of the force  $F_1$  given by the previous formulas has been calculated in optimal conditions and does not take into consideration the dynamic, environmental, installation and utilization conditions.

The value of the actual working force  $F_I$  is the product of the force "F<sub>1</sub>" by the following coefficients:

Working force

$$F_I = F_1 \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4 \times K_5 \text{ [N]}$$

È evidente che nel caso di un numero  $N$  di file di catene che lavorano in parallelo la forza di lavoro per ogni catena sarà:

It is clear that for a number "N" of rows of chains working in parallel the working force for each chain will be:

$$F = \frac{F_I}{N}$$

### Force effective de travail

La valeur de tension  $F_1$  donnée des formules précédentes est celle calculées en conditions optimales de travail et ne considère pas les conditions dynamiques, du milieu, de l'appareil et d'utilisation.

La valeur de la force effective de travail  $F_I$  sera donnée du produit de la force  $F_1$  et des coefficients suivants:

Force de travail

Il est évident que dans le cas d'un nombre  $N$  de chaînes qui travaillent en parallèle la force de travail sera pour chaque chaîne:

Tavola - Table - Tableau 13

K <sub>1</sub>	Coeff. di alimentazione / Loading Factor / Coeff. d'alimentation
1	Alimentazione uniforme con meno di 5 arresti / avviamenti al giorno (8h) Regular loading with less than 5 start / stop a day (8h) Alimentation régulière avec moins de 5 démarrages / arrêts par jour
1,3	Alimentazione irregolare con più di 5 arresti / avviamenti al giorno (8h) Irregular loading with more than 5 start / stop a day (8h) Alimentation irrégulière avec plus de 5 démarrages / arrêts par jour
1,6	Alimentazione irregolare con carichi pesanti o frequenti arresti / avviamenti Irregular loading with big load or frequent start / stop Alimentation irrégulière avec des charges lourdes ou des démarrages fréquents / arrêts

Tavola - Table - Tableau 14

K <sub>2</sub>	Coefficiente ambiente / Work area factor / Coeff. du milieu de travail
1	Ambiente pulito / Clean work area / Milieu propre
1,2	Ambiente poco abrasivo / Moderate abrasive work area / Milieu peu abrasif
1,4	Ambiente abrasivo / Abrasive work area / Milieu abrasif

Tavola - Table - Tableau 15

K <sub>3</sub>		Coeff. di utilizzazione / Service Factor / Coeff. d'utilisation		
Manutenzione Maintenance Entretien	Orario giornaliero Daily hours Horarie journalier	8h	16h	24h
Manutenzione regolare Periodical maintenance Entretien régulier		1	1,25	1,70
Manutenzione irregolare Irregular maintenance Entretien irrégulier		1,15	1,40	1,80
Manutenzione assente No maintenance Pas d'entretien		1,25	1,60	2

Tavola - Table - Tableau 16

K4 Coefficiente di velocità / Speed Factor / Coeff. de vitesse						
n° denti Z1 n° teeth Z1 n° dents Z1	Velocità della catena / Chain speed / Vitesse de la chaîne / [m/min]					
	15	30	45	60	90	120
6	1,4	2,0	2,4	4,4	-	-
7	1,1	1,4	1,8	2,3	4,0	-
8	1,0	1,3	1,5	1,8	2,5	3,6
9	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0	2,6
10	0,9	1,1	1,2	1,4	1,7	2,0
11	0,9	1,0	1,2	1,3	1,5	1,8
12	0,9	1,0	1,1	1,2	1,4	1,6
14	0,8	0,9	1,0	1,1	1,3	1,4
16	0,8	0,9	1,0	1,0	1,2	1,3
18	0,8	0,9	0,9	1,0	1,1	1,3
20	0,8	0,9	0,9	1,0	1,1	1,2
24	0,8	0,8	0,9	0,9	1,0	1,2

Note: Se Z1 non è ancora determinato utilizzare K4 per Z1 = 12

If Z1 has not yet been determined use K4 for Z1 = 12

Si Z1 n'est pas encore déterminé utiliser K4 pour Z1 = 12

K5 = Coeff. che tiene conto di eventuali sovraccarichi di una catena rispetto all'altra fra due catene che lavorano in parallelo per non simmetria del carico.  
N = n° file catene

K5 = This coefficient is used to provide for possible overloads in one of the two chains working in parallel, in consequence of unequal load sharing distribution.  
N = Number of chain rows

K5 = Coeff. qui considère l'éventualité d'une surcharge d'une chaîne dans un des brins causé par une charge pas symétrique.  
N = nombre de brins de chaîne

N = 1	K5 = 1
N ≠ 1	K5 = 1,2

Note: Se Z1 non è ancora determinato utilizzare K4 per Z1 = 12  
If Z1 has not yet been determined use K4 for Z1 = 12  
Si Z1 n'est pas encore déterminé utiliser K4 pour Z1 = 12

### Carico di rottura e fattore di sicurezza

I valori di carico FI sono stati calcolati in condizioni di lavoro. Come in ogni altro dimensionamento di organi meccanici il corretto dimensionamento della catena dovrà essere tale da evitare che gli sforzi di lavoro normalmente agenti tendino agli sforzi di rottura relativi ai componenti della catena.

Di larga massima si può considerare che già con un valore di carico pari al 60% del carico di rottura si è nel campo delle deformazioni permanenti con allungamenti valutabili intorno allo 0,2%.

Per tale ragione nei calcoli e nelle verifiche ci si riferirà spesso a "sollecitazioni ammissibili" aventi valore ridotto rispetto alle "sollecitazioni limiti" introducendo un opportuno fattore di sicurezza che ci permetterà di basare le considerazioni di dimensionamento su ipotesi realisticamente cautelative.

Il valore del fattore di sicurezza introdotto dipende dalle imprecisioni insite nel dimensionamento generale dell'installazione e quindi tiene conto di tutti i fattori di funzionamento (lubrificazione, tipo di carico, tempi di utilizzo ecc.) la cui variabilità è estrema e la cui quantificazione è difficilmente determinabile con esattezza.

Altra considerazione riguarda la vita della catena che sarà tanto maggiore quanto minore saranno le sollecitazioni a cui è sottoposta e quindi quanto maggiore sarà il valore del fattore di sicurezza utilizzato.

Definito con  $f_s$  il fattore di sicurezza avremo per il calcolo della forza limite di rottura  $F_R$  la relazione

$$F_R = F \cdot f_s [n] \text{ con } F = \text{forza di lavoro.}$$

Normalmente il valore di  $f_s$  è compreso fra 5 e 7.

### Breaking load and safety factor

The working load FI has been calculated in working conditions. A correct sizing of the chain as of any mechanical part, will have to avoid that the usual working stresses tend towards the breaking stresses of the components of the chain.

As a general indication it can be considered that already with a working load equal to 60% of the breaking load, you get permanent deformations with chain elongation of an estimated 0.2%.

For this reason in the calculations and verifications, we will often refer to "acceptable stresses", lower than the "limit stresses", introducing a suitable factor of safety that will allow a realistic and careful sizing. The factor of safety depends on the inaccuracies in the general sizing of the installation and takes into account all working factors (such as lubrication, type of load, operating time, etc.), that are greatly variable and difficult to determine exactly.

Another consideration concerns the service life of the chain, that will be longer, the fewer the stresses and the higher the factor of safety are.

Fixed  $f_s$  = factor of safety, we will calculate the  $F_R$  (= limit breaking force) from the formula:

$$F_R = F \cdot f_s [N] \text{ where } F = \text{working force.}$$

Usually  $f_s$  ranges from 5 to 7.

### Charge de rupture et coeff. de sécurité

Les valeurs de FI ont été calculées en conditions de travail. Le correct dimensionnement de la chaîne comme de toutes les pièces mécaniques, doit éviter que les efforts, normaux de travail tendent à s'approcher des efforts de rupture des composants de la chaîne.

On pourra considérer que déjà avec une valeur de charge égal à 60% de la charge de rupture on est dans le domaine des déformations permanentes avec des allongements qu'on peut évaluer de 0,2%.

Pour ça dans les calculs et dans les vérifications on parlera souvent des "sollicitations admissibles" qui ont une valeur réduite en comparaison des "sollicitations limites" introduisant un coefficient de sécurité qui nous permettra de faire des considérations de dimensionnement sur des hypothèses réalistes de précaution. La valeur du coefficient de sécurité introduit, dépend des imprécisions qui sont présentes dans le dimensionnement général de l'installation et pour ça

considère tous les facteurs de fonctionnement (lubrification, type de charge, heures d'utilisation etc.) qui ont une grande variabilité dont la valeur exacte peut être déterminée très difficilement.

Une autre considération à faire concerne la durée de la chaîne: plus les sollicitations auxquelles la chaîne est soumise sont basses et plus sa vie est longue; il en dérive l'importance du facteur de sécurité utilisé.

Si  $f_s$  est le facteur de sécurité nous aurons pour le calcul de la force limite de rupture  $F_R = F \cdot f_s [N]$  avec  $F = \text{force de travail.}$

Normalement la valeur de  $f_s$  est comprise entre 5 et 7.

**Potenza effettiva richiesta**

Si sono indicate precedentemente nel capitolo delle formule generali di calcolo le varie formulazioni per il calcolo della Potenza P note che siano le altre grandezze. In particolare riferendoci al calcolo della Potenza in C.V. avremo:

Trasportatore orizzontale

con n = numero catene utilizzate

Trasportatore inclinato

con  $Q_t$  = peso totale catena e accessori  
 $K_6$  = coeff. di inclinazione

**Effective needed power**

In the chapter "General Calculation Formulas" we have already indicated the different formulas for the calculation of the power "P", knowing the other sizes.

In particular referring to the calculation of the power in HP, we will have:

Horizontal conveyor

$$P = FI \cdot \frac{V}{750}$$

where n = number of utilized chains

Inclined conveyor

$$P = [FI \cdot N - Q_t \cdot K_6] \frac{V}{750}$$

where  $Q_t$  = totale weight of chain and accessories  
 $K_6$  = factor of inclination

**Puissance effective**

On a indiqué dans le chap. des formules générales de calcul, les diverses formulations pour connaître la puissance P après avoir calé les autres grandeurs.

En particulier en se référant à la puissance P en C.V.:

Conveyeur horizontal

avec n = nombre des chaînes utilisées

Conveyeur avec inclination

avec:  $Q_t$  = poids total de la chaîne et des attaches  
 $K_6$  = coeff. d'inclinaison

**Tavola - Table - Tableau 17**

0° - 8°	8° - 25°	25° - 35°	35° - 45°	45° - 65°	65° - 80°	80° - 90°
0	0,16	0,27	0,33	0,39	0,42	0,50

Le potenze calcolate sono teoriche e devono essere maggiorate per tenere conto delle condizioni generali di funzionamento dell'impianto e cioè:

- rendimento degli organi di trasmissione annessi come riduttori variatori trasmissioni ecc.
- per elevatori aventi anche azioni di draga va considerato un incremento di potenza minimo del 20% per tener conto dello sforzo istantaneo opposto dagli elementi draganti durante il loro riempimento .

**Esempio 1.** Trasportatore orizzontale che si muove strisciando sulle vie di corsa e con il materiale supportato da una coppia di catene parallele. Categoria A.

Dati generali del trasportatore:

- Peso del materiale trasportato  $Q = 260 \text{ Kp/m}$
- Interasse  $A = 30 \text{ m}$
- Lunghezza interessata dal carico  $l = 25 \text{ m}$
- Passo della catena  $p = 125 \text{ mm}$
- Velocità di trasporto  $v = 0,2 \text{ m/s}$
- Numero delle catene  $N = 2$
- Materiale delle vie di corsa acciaio
- Lubrificazione media
- Alimentazione del carico uniforme
- Ambiente pulito
- Utilizzazione giornaliera 8 ore
- Manutenzione prevista regolare
- no denti del pignone  $z = 12$
- peso stimato degli attacchi  $q' = 2 \text{ Kp/m}$
- Fattore di sicurezza  $f_s = 7$

Valutazione preliminare.

Non consideriamo in questa fase il peso della catena che è sconosciuto.

The calculated powers are theoretical and must be increased in order to take into consideration the general working conditions of the plant, namely:

- efficiency of the annexed transmission parts such as transmission reducers and variators etc.
- for elevators also acting as dredgers a minimum power increase of 20% must be considered to provide for the instantaneous stress opposed by the dredging elements during their filling.

**Example no. 1:** Horizontal conveyor sliding on the runways, with the material carried by two parallel chains. Class A

General data of conveyor:

- Weight of conveyed material  $Q = 260 \text{ Kp/m}$
- Wheelbase  $a = 30 \text{ m}$
- Length of chain involved with load  $l = 25 \text{ m}$
- Pitch of chain  $p = 125 \text{ mm}$
- Conveying speed  $v = 0,2 \text{ m/s}$
- Number of chains  $N = 2$
- Material of runways steel
- Lubrication middle
- Feed of material uniform
- Environment clean
- Daily operating time 8 hours
- Maintenance foreseen regular
- Theeth number of sprocket  $z = 12$
- Estimated weight of attachments  $q' = 2 \text{ Kp/m}$
- Factor of safety  $f_s = 7$

Preliminary evaluation

In this phase do not take into account the weight of chain, that is unknown.

Les puissances calculées sont des puissances théoriques et doivent être majorées en tenant compte des conditions de fonctionnement de l'appareil, c'est-à-dire:

- rendement des organes annexes tels que: réducteur, variateur, engrenages etc.
- pour les élévateurs dits "draguants" du fait de l'effort instantané opposé par les godets lors de leur remplissage, il faudra une puissance supplémentaire d'environ 20%.

**Exemple 1.** Conveyeur horizontal qui se déplace sur les guides de chaîne glissant et avec le matériel supporté par deux chaînes parallèles. Catégorie A.

Données générales du convoyeur:

- Poids du produit transporté  $Q = 260 \text{ Kp/m}$
- Entraxe  $a = 30 \text{ m}$
- Longueur de la chaîne avec charge  $l = 25 \text{ m}$
- Pas de la chaîne  $p = 125 \text{ mm}$
- Vitesse de transport  $v = 0,2 \text{ m/s}$
- Nombre des chaînes  $N = 2$
- Matériel des guides acier
- Lubrification moyen
- Alimentation de la charge uniforme
- Milieu de travail propre
- Utilisation journalière 8 Heures
- Entretien prévu regulier
- Nombre des dents du pignon  $z = 12$
- Poids estimé des attaches  $q' = 2 \text{ Kp/m}$
- Facteur de sécurité  $f = 7$

Evaluation preliminaire

Nous ne considérerons pas en cette phase le poids de la chaîne qui est inconnu.

$$F_1 = 1,1 \mu s (2 a q' + l Q)$$

$$F_1 = 1,1 \times 0,25 \times (2 \times 30 \times 2 + 25 \times 260) = 1820 \text{ Kp}$$

$$FI = F_1 \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4 \times K_5$$

$$K_1 = 1 \quad K_2 = 1 \quad K_3 = 1 \quad K_4 = 0,9 \quad K_5 = 1,2$$

$$F_I = 1820 \times 1 \times 1 \times 1 \times 0,9 \times 1,2 = 1965 \text{ Kp}$$

$$F = F_I/N = 1966/2 = 983 \text{ Kp}$$

$$F_R = F \times f_s = 983 \times 7 = 6881 \text{ Kp}$$

Una catena con carico di rottura  $> F_R$  dovrebbe essere idonea. Scegliamo la catena a catalogo tipo M 80 con carico di rottura 8155 Kp. e verifichiamo la validità della scelta.

- Peso della catena  $q'' = 3,97 \text{ Kp/m}$   
 - Peso totale della catena con attacchi  $q'' + q'$   $q = 5,97 \text{ Kp/m}$

A chain with breaking load  $> F_R$  should fit. Select on catalogue a chain M 80, with breaking load 8155 Kp and verify the correctness of selection.

- Weight of chain  $q'' = 3,97 \text{ Kp/m}$   
 - Total weight of chain with attachments  $q'' + q'$   $q = 5,95 \text{ Kp/m}$

Une chaîne avec charge de rupture  $> F_R$  doit être valide. Nous pouvons choisir une chaîne dans les Catalogue type M 80 avec une charge de rupture 8155 Kp et allons vérifier la validité choix.

- Poids de la chaîne  $q'' = 3,97 \text{ Kp/m}$   
 - Poids total de la chaîne avec attaches  $q'' + q'$   $q = 5,97 \text{ Kp/m}$

$$F_I = 1,1 \times 0,25 \times (2 \times 30 \times 5,97 + 25 \times 250) = 1886 \text{ Kp}$$

$$F_I = 2036 \text{ Kp} \quad F = 1018 \text{ Kp} \quad F_R = 7126 \text{ Kp}$$

La catena tipo M 80 passo 125 mm risulta quindi idonea. Controlliamo comunque se i valori di pressione specifica fra perno e busola sono accettabili.

Chain type M 80, pitch 125 mm fits for work. Anyway check whether the specific pressure between pin and bushing is acceptable.

La chaîne type M 80 pas 125 mm est donc valide. Il faut également contrôler si les valeurs de pression spécifique entre axe et douille sont acceptables.

- Diametro del perno = 12 mm  
 - Altezza area di lavoro = 39 mm  
 - Area di lavoro = 4,68 cm<sup>2</sup>  
 - Pressione specifica  $F/A = 1018/4,68 = 217,52 \text{ Kp/cm}^2$   
 Dalla tabella 8 si ottiene per una velocità di 0,2 m/s e con una ruota da 12 denti una pressione max. consigliata di 2980 N/cm<sup>2</sup> pari a 303,77 Kp/cm e ci troviamo quindi in condizioni di ampia sicurezza.  
 La potenza teorica richiesta sarà data dalla formula:

- Diameter of pin = 12 mm  
 - Height of working area = 39 mm  
 - Working area = 4,68 cm<sup>2</sup>  
 - Specific pressure  $F/A = 1018/4,68 = 217,52 \text{ Kp/cm}^2$   
 In table no. 8 you find relating to speed 0.2 m/s and 12 teeth sprocket the max. suggested pressure 2980 N/cm<sup>2</sup> equal to 303,77 Kp/cm<sup>2</sup>. You are in conditions of full safety. The theoretical requested power can be calculated from the following formula:

- Diamètre de l'axe = 12 mm  
 - Hauteur surface de travail = 39 mm  
 - Surface de travail = 4,68 cm<sup>2</sup>  
 - Pression spécifique  $F/A = 1018/4,68 = 217,52 \text{ Kp/cm}^2$   
 Du tableau 8 on a pour une vitesse de 0,2 m/s et une roue à 12 dents une pression max. conseillée de 2980 N/cm<sup>2</sup> = 303,77 Kp/cm<sup>2</sup> et nous sommes en condition de sécurité certe.  
 La puissance théorique demandée sera donnée de la formule:

$$P = F \times 9,81 \times N \frac{V}{750} = 5,33 \text{ C.V.}$$

**Esempio 2.** Trasportatore ascensionale che si muove sulle vie di corsa tramite rulli e con il materiale supportato da una coppia di catene parallele. Categoria B.

Dati generali del trasportatore:

- Peso del materiale trasportato  $Q = 260 \text{ Kp/m}$   
 - Interasse  $a = 30 \text{ m}$   
 - Lunghezza interessata dal carico  $l = 25 \text{ m}$   
 - passo della catena  $p = 125 \text{ mm}$   
 - Velocità di trasporto  $v = 0,2 \text{ m/s}$   
 - Inclinazione del trasportare  $\alpha = 20^\circ$   
 - Numero delle catene  $N = 2$   
 - Materiale delle vie di corsa acciaio  
 - Lubrificazione media  
 - Alimentazione del carico irregolare  
 - Ambiente pulito  
 - Utilizzazione giornaliera 16 ore  
 - Manutenzione prevista irregolare  
 - no denti del pignone  $z = 9$   
 - peso stimato degli attacchi  $q' = 2 \text{ Kp/m}$   
 - Fattore di sicurezza  $f_s = 6$

**Example no. 2:** Elevator rolling on runways and material carried by two parallel chains. Class B

General data of conveyor:

- Weight of conveyor: material  $Q = 260 \text{ Kp/m}$   
 - Wheelbase  $a = 30 \text{ m}$   
 - Length of chain involved with load  $l = 25 \text{ m}$   
 - Pitch of chain  $p = 125 \text{ mm}$   
 - Conveying speed  $v = 0,2 \text{ m/s}$   
 - Inclination of conveyor  $\alpha = 20^\circ$   
 - Number of chain  $N = 2$   
 - Material of runways steel  
 - Lubrication middle  
 - Feed of load irregular  
 - Environment clean  
 - Daily operating time 16 hours  
 - Maintenance foreseen irregular  
 - Teeth number of sprocket  $z = 9$   
 - Estimated weight of attachments  $q' = 2 \text{ Kp/m}$   
 - Factor of safety  $f_s = 6$

**Example 2:** Convoyeur avec inclinaison qui se déplace sur les guides de la chaîne par des rouleaux et avec le matériel supporté pas deux chaînes en parallèle. Catégorie B. Données généraux du convoyeur:

- Poids du produit transporté  $Q = 260 \text{ Kp/m}$   
 - Entraxe  $A = 30 \text{ m}$   
 - Longueur de la chaîne avec charge  $l = 25 \text{ m}$   
 - Pas de la chaîne  $p = 125 \text{ mm}$   
 - Vitesse de transport  $v = 0,2 \text{ m/s}$   
 - Inclinación du convoyeur  $\alpha = 20^\circ$   
 - Nombre de brins  $N = 2$   
 - Material des guides acier  
 - Graissage moyen  
 - Alimentation de la charge pas uniforme  
 - Milieu de travail propre  
 - Utilisation journalière 16 Heures  
 - Entretien prévu irrégulier  
 - Nombre de dents du pignon  $z = 9$   
 - Poids estimé des attaches  $q' = 2 \text{ Kp/m}$   
 - Facteur de sécurité  $f_s = 6$

Valutazione preliminare. Non consideriamo in questa fase il peso della catena che è sconosciuto.

Preliminary evaluation. In this phase do not take into account weight of chain, that is unknown.

Evaluation préliminaire. Nous ne considérerons pas en cette phase le poids de la chaîne qui est inconnu.

$$F_I = 1,1 [a q' (2\mu_R \cos \alpha + \sin \alpha) + l Q (\mu_R \cos \alpha + \sin \alpha)]$$

$$\cos 20^\circ = 0,939 \quad \sin 20^\circ = 0,342 \quad \mu_R = 0,1$$

$$F_I = 1,1 [30 \times 2 \times (0,2 \times 0,939 + 0,342) + 25 \times 260 \times (0,1 \times 0,939 + 0,342)]$$

$$F_I = 3152 \text{ Kp}$$

$$F_1 = F_1 \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4 \times K_5$$

$$K_1 = 1,3 \quad K_2 = 1 \quad K_3 = 1,4 \quad K_4 = 1 \quad K_5 = 1,2$$

$$F_1 = 3152 \times 1,3 \times 1 \times 1,4 \times 1,2 = 6884 \text{ Kp}$$

$$F = F_1/N = 6884/2 = 3442 \text{ Kp}$$

$$F_R = F \times f_s = 3442 \times 6 = 20652 \text{ Kp}$$

Una catena con carico di rottura  $> F_R$  dovrebbe essere idonea. Scegliamo la catena a catalogo tipo M224 con carico di rottura 22834 Kp e verifichiamo la validità della scelta.

- Peso della catena con rullo tipo a  $q'' = 14,9 \text{ Kp/m}$
- Peso totale della catena con attacchi  $q'' + q' \quad q = 16,9 \text{ Kp/m}$
- Raggio esterno rullo  $R = 21 \text{ mm}$
- Raggio esterno bussola  $r = 15 \text{ mm}$

$$\mu_R = 0,5/R + r/R \cdot \mu_z \text{ con } \mu_z = 0,08$$

$$\mu_R = 0,081$$

$$F_1 = 1,1 [30 \times 16,9 \times (0,162 \times 0,939 + 0,342) + 25 \times 260 \times (0,081 \times 0,939 + 0,342)]$$

$$F_1 = 3265 \text{ Kp} \quad K_I = 7130 \text{ Kp}$$

$$F = 3565 \text{ Kp} \quad F_R = 21390 \text{ Kp}$$

La catena tipo M 224 passo 125 mm risulta quindi idonea. Controlliamo comunque se i valori di pressione specifica fra perno e bussola sono accettabili.

- Diametro del perno = 21 mm
- Altezza area di lavoro = 60 mm
- Area di lavoro = 12,60 cm<sup>2</sup>
- Pressione specifica  $F/A = 3565/12,60 = 282,94 \text{ Kp/cm}^2$

Dal grafico 7 si ottiene per una velocità di 0,2 m/s e con una ruota da 9 denti una pressione max. consigliata di circa 2750 N/cm<sup>2</sup> pari a 280,33 Kp/cm<sup>2</sup>. Ci si trova quindi su valori limiti comunque certamente accettabili.

La potenza teorica richiesta sarà data dalla formula:

A chain with a breaking load  $> F_R$  should fit. Select on catalogue a chain M 224 with breaking load 22834 Kp and verify the correctness of selection.

- Weight of chain with roller type A  $q'' = 14,9 \text{ Kp/m}$
- Total weight of chain with attachments  $q'' + q' \quad q = 16,9 \text{ Kp/m}$
- External radius of roller  $R = 21 \text{ mm}$
- External radius of bushing  $r = 15 \text{ mm}$

$$\mu_R = 0,5/R + r/R \cdot \mu_z \text{ with } \mu_z = 0,08$$

$$\mu_R = 0,081$$

Une chaîne avec une charge de rupture  $> F_R$  doit être valide. Nous pouvons choisir une chaîne dans le Catalogue type M224 avec charge de rupture 22834 kp et allons vérifier la validité du choix.

- Poids de la chaîne avec rouleau type A  $q'' = 14,9 \text{ Kp/m}$
- Poids total de la chaîne avec attaches  $q'' + q' \quad q = 16,9 \text{ Kp/m}$
- Rayon ext. rouleau  $R = 21 \text{ mm}$
- Rayon ext douille  $r = 15 \text{ mm}$

$$\mu_R = 0,5/R + r/R \cdot \mu_z \text{ con } \mu_z = 0,08$$

$$\mu_R = 0,081$$

La chaîne type M 224 pas 125 mm est donc valide. Il faut également contrôler si les valeurs de pression spécifique entre axe et douille sont acceptables.

- Diamètre de l'axe = 21 mm
- Hauteur surface de travail = 60 mm
- Surface de travail = 12,60 cm<sup>2</sup>
- Pression spécifique  $F/A = 3565/12,60 = 282,94 \text{ Kp/cm}^2$

Du graphique 7 on a pour une vitesse de 0,2 m/s et une roue à 9 dents une pression max. conseillée de 2750 N/cm<sup>2</sup> pari a 280,33 Kp/cm<sup>2</sup>. On a des valeurs limites, pourtant acceptables.

La puissance théorique sera donnée de la formule:

The theoretical requested power can be calculated from the following formula:

$$P = 9,81 [F \times N - q \times K_6] \times \frac{V}{750}$$

$$\begin{array}{l} \text{per} \\ \text{for} \end{array} \quad \alpha = 2^\circ \quad K_6 = 0,16$$

$$P = 9,81 [3565 \times 2 - 16,9 \times 0,16] \times \frac{0,2}{750} = 18,65 \text{ C.V.}$$

### TRASPORTATORI DI CATEGORIA C E D

In queste categorie di trasportatori il materiale da trasportare è strisciante e sospinto dagli elementi della catena la quale solitamente striscia sulle vie di corsa. Il trasporto può essere orizzontale o ascensionale.

I convogliatori di queste categorie sono di due tipi principali e cioè con elementi raschianti in condotto chiuso (intubati) o con elementi raschianti in canale aperto. In entrambi i casi il materiale trasportato deve avere la caratteristica di poter scorrere liberamente e cioè sfuso nelle differenti forme: polverulento, a grani, agglomerato.

I trasportatori a tapparelle raschianti in canale aperto impiegano una o più coppie di catene collegate da tapparelle verticali che convogliano con continuità il materiale che arriva al trasportatore solitamente per caduta. Onde evitare il diretto contatto fra materiale e catena devono essere previsti deflettori che hanno anche la funzione di indirizzare il materiale nella zona più efficace per il trasporto.

La velocità della catena in questi trasportatori è usualmente non superiore ai 30 m/min. Per ottimizzare la capacità di trasporto è opportuno che venga valutata al meglio la spaziatura fra gli elementi raschianti in dipendenza della fluidità del materiale da trasportare e delle sue caratteristiche di agglomerazione curando che l'altezza del materiale non ecceda i 2/3 circa dell'altezza del raschiatore.

Vengono illustrate (fig. 36) alcune configurazioni tipiche di carico e scarico. Per questo tipo di utilizzazione si consiglia sempre l'uso di catene a perno pieno con dimensionamento dei raschiatori sufficientemente robusto onde evitare flessioni che potrebbero ripercuotersi in un effetto di distorsione sulle catene.

I trasportatori a elementi raschianti in canale chiuso (fig. 35) possono utilizzare sia una sola catena che due catene accoppiate ma si differenziano dal tipo precedente perché le catene lavorano completamente immerse nel materiale. Il concetto su cui si basa la possibilità di convogliamento è quello relativo a strati continui di materiale in cui la coesione fra le singole particelle è superiore alla resistenza di attrito esistente fra materiale e superficie del condotto.

Sfruttando tale principio è possibile convogliare grandi volumi di materiale usando elementi di ridotte dimensioni che scorrono sulla base del canale.

Convogliando materiali che fluiscono liberamente e non abrasivi come ad esempio cereali è possibile arrivare fino a velocità di 30 m/min, mentre per materiali a caratteristica polverulenta come cemento non è consigliabile superare i 15 m/min. Va in ogni caso valutato che le velocità elevate riducono l'efficienza globale del convogliatore poiché si ha una tendenza al solo movimento degli strati a diretto contatto con la catena e soprattutto in presenza di materiale abrasivo viene notevolmente aumentata la necessità di manutenzione.

### CLASS C AND D CONVEYORS

In these types of conveyors the material to be conveyed is sliding and pushed by the flights of the chain that is usually sliding on the runways.

The conveyor can be both horizontal and ascending.

These conveyor classes are divided into two, i.e. with flights in a closed trough (ducted) or with flights in an open trough. In both cases the conveyed material must be in bulk, namely: pulverulent, granules in grain or agglomerated.

The conveyors with scraping flights in open trough use one or more pairs of chains connected by vertical blades that convey continuously the material, that usually falls on the conveyor. In order to avoid the direct contact between the material and the chain, and to keep the material in the most proper surface for the conveying, cascades must be foreseen.

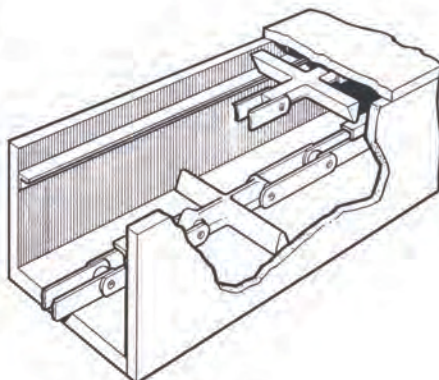
Speed of chain in these conveyors is usually not higher than 30 m/min. In order to optimize conveying capacity, spacing between scraping flights must be evaluated according to the fluidity of the material to be conveyed and its agglomeration characteristics; height of material must not exceed 2/3 of height of scraper.

In fig. 36 you can find some typical charge and discharge configurations. For this type of utilization, it is advisable to use always full pin chains sizing the scrapers sturdy enough in order to avoid flexions that could cause a distortion on the chain.

The conveyors with scraping flights in closed trough (fig. 35) can be utilized both with single and with double chains, but they are different from the latter because the chains are completely immersed in the material. The concept on which conveying possibility is based on, is the one of continuous layers of material in which the cohesion among the single particles is higher than the friction resistance existing between the material and the trough surfaces.

Making use of this principle it is possible to convey large volumes of material using small elements that slide on the bottom of the trough.

In conveying materials that flow free and are not abrasive, such as cereals, it is even possible to reach a speed of 30 m/min, while for pulverized materials such as cement it is not advisable to exceed 15 m/min. It must be anyway considered that high speeds reduce the total efficiency of the conveyor because only the layers in contact with the chain tend to move, and especially with abrasive material more maintenance is necessary.



### TRANSPORTEURS DE CATEGORIE C ET D

Dans ces catégories de transporteurs le matériel à transporter est glissant et poussé par des éléments de la chaîne qui travaille généralement en glissement. Le transport peut être horizontal ou avec inclinaison de transporteurs.

Il y a deux types principaux de transporteurs avec des éléments poussant en gaine close et avec éléments poussant en gaine ouverte. Dans les deux cas le matériel est transporté en vrac et doit avoir la caractéristique de pouvoir glisser librement sous différentes formes: pulvérulent, en grains, tourteau.

Les transporteurs à raclettes en gaine ouverte travaillent avec une ou plusieurs chaînes parallèles liées entre elles par des racleurs verticaux qui convoyent avec continuité le matériel qui arrive au transporteur généralement par chute. Pour éviter le contact direct entre matériel et chaîne on doit prévoir des déflecteurs qui ont la fonction d'envoyer le matériel dans la zone la plus efficace pour le transport.

La vitesse de ce type de chaîne n'est pas habituellement supérieure à 30 m/min. Pour optimiser la capacité de transport on doit évaluer au mieux la distance entre les raclettes par rapport à la fluidité du matériel et aux caractéristiques d'agglomération soignant que la hauteur du matériel soit au max. 2/3 de l'hauteur de l'élément racleur.

Dans la fig. 36 on a indiqué des configurations typiques de charge et décharge.

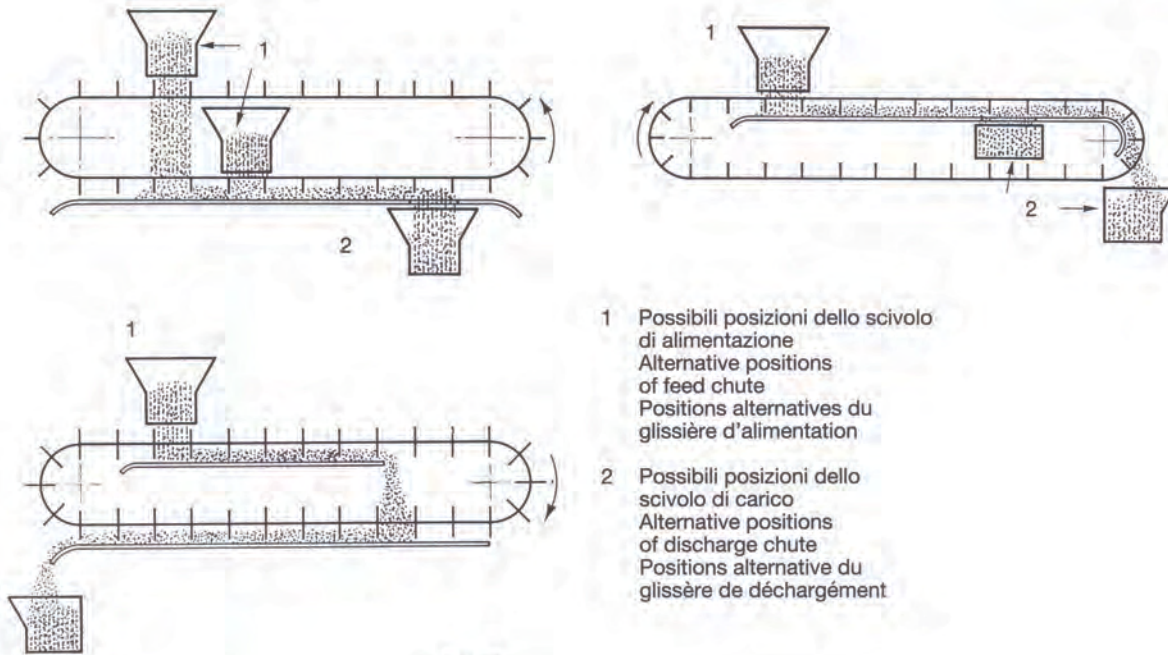
Pour cette utilisation on conseille toujours l'utilisation de l'axe plein dans les chaînes, avec un dimensionnement considérable des éléments racleurs, pour éviter des flexions qui pourraient causer un effet de distorsion sur les chaînes.

Les transporteurs à raclettes en gaine close (fig. 35) diffèrent du type précédent car ils travaillent complètement plongés dans le matériel qu'ils transportent. Le principe sur lequel on base la possibilité de convoyer est relatif aux couches continues de matériel dans lequel la cohésion entre les particules est supérieure à la force de friction entre matériel et parois latérales de la gaine.

En profitant de ce principe il est possible de convoyer des volumes importants de matériel en utilisant des éléments de dimensions réduites qui glissent sur la base de la gaine. Pour le transport des matériel qui s'écoulent librement et pas abrasifs comme les céréales on peut arriver jusqu'à une vitesse de 0,5 m/s tandis que pour les matériel pulvérulents comme le ciment n'est pas conseillé de passer 0,3 m/s.

On doit toujours évaluer que les grandes vitesses réduisent le rendement global du transporteur car il y a une tendance au mouvement unique des couches en contact direct avec la chaîne et surtout en présence de matériel abrasif il y aura une plus grande nécessité d'entretien.

Fig. 35



- 1 Possibili posizioni dello scivolo di alimentazione  
Alternative positions of feed chute  
Positions alternatives du glissière d'alimentation
- 2 Possibili posizioni dello scivolo di carico  
Alternative positions of discharge chute  
Positions alternative du glissière de déchargement

fig. 36

**Calcolo della forza sulla catena**

Ci si può riferire alle considerazioni generali già espresse per le catene di Cat. A e B ma in questo caso si dovrà tenere conto del fatto che il materiale non è più supportato dalla catena e si avrà quindi un aumento degli attriti in gioco che si incrementano per effetto del contatto diretto fra materiale e vie di corsa e pareti del canale di contenimento.

Calcolo della forza  $F_1$  applicata alla catena in condizioni di movimento di trasporto uniforme con  $v = \text{costante}$   
CAT. C Trasportatore orizzontale

CAT. C Trasportatore inclinato

CAT D Trasportatore orizzontale

CAT. D Trasportatore inclinato

**Calculation of the force on the chain**

You can refer to the general remarks of Class A and B chains, but in this case you will have to take into account the fact that the material is no longer carried by the chain, thus causing an increase of the frictions, because of the direct contact between material and runways and walls of the trough.

Conveying movement  $F_1$  load calculation.  
Chain is in uniform conveying movement  $v = \text{constant}$   
Horizontal conveyor

Inclined conveyor

Horizontal conveyor

Inclined conveyor

**Calcul de l'effort de traction sur la chaîne**

On peut voir les considérations générales déjà exprimées pour les chaînes de cat. A et B mais dans ce cas il faudra considérer que le matériel n'est plus supporté par la chaîne et il y aura une augmentation de la friction due au contact direct entre matériel et flis-sières et parois de la gaine.

Calcul de l'effort  $F_1$  appliqué sur la chaîne en condition de mouvement de transport uniforme avec  $v = \text{constant}$   
Transporteur horizontal

Transporteur avec inclinaison

Transporteur horizontal

Transporteur avec inclinaison

$$F_1 = 1,1 (2 a q \mu_s + l Q \mu_M) [N]$$

$$F_1 = 1,1 [(2 a q \mu_s \cos \alpha + \text{sen } \alpha) + l Q (\mu_M \cos \alpha + \text{sen } \mu_s \alpha)] [N]$$

$$F_1 = 1,1 (2 a q \mu_R + l Q \mu_M) [N]$$

$$F_1 = 1,1 [a q (2 \mu_R \cos \alpha + \text{sen } \alpha) + l Q (\mu_M \cos \alpha + \text{sen } \alpha)] [N]$$

dove  
 $a$  = Interasse  
 $\alpha$  = Angolo di inclinazione del trasportatore  
 $l$  = Lunghezza della catena con carico  
 $\mu_s$  = Coeff. attrito catena - vie di corsa  
 $\mu_M$  = Coeff. attrito materiale - vie di corsa (vedi tab. 18)  
 $\mu_R$  = Coeff. attrito totale - catena rotolante  
 $q$  = Peso della catena [N/m]  
 $Q$  = Peso del prodotto trasportato [N/m]  
 Nota = Per i valori di  $\mu_s$  e  $\mu_R$  vedere tavole 9-10-11

with  
 $a$  = Wheelbase  
 $\alpha$  = Coveyor angle of inclination  
 $l$  = Chain length with load  
 $\mu_s$  = Coeff. of friction chain - runways  
 $\mu_M$  = Coeff. of friction material - runways (see table 18)  
 $\mu_R$  = Total coeff. of fricion - chains rolling  
 $q$  = Chain weight [N/m]  
 $Q$  = Weight of conveyed load [N/m]  
 Note = For  $\mu_s$  and  $\mu_R$  see table 9-10-11

avec  
 $a$  = Entraxe  
 $\alpha$  = Angle d'inclinaison du transporteur  
 $l$  = Longueur de la chaîne avec charge  
 $\mu_s$  = Coeff. de friction chaîne - glissières  
 $\mu_M$  = Coeff. de friction matériel - gaine (voir tableau 18)  
 $\mu_R$  = Coeff. total de friction - chaîne roulante  
 $q$  = Poids de la chaîne [N/m]  
 $Q$  = Poids due produit transporté [N/m]  
 Note = Pour les valeurs de  $\mu_s$  et  $\mu_R$  voir tableau 9-10-11

Tavola - Table - Tableau 18

$\mu_M$	MATERIALE	MATERIAL	MATERIEL
0,40	Carbone (in pezzi fine)	Sized coal	Charbon cassé
0,60	Breccia o sabbia asciutta	Dry sand	Sable sèche
0,85	Breccia o sabbia bagnata	Wet sand	Sable humide
0,65	Cement Portland	Cement Portland	Ciment Portland
0,70	Clinker cemento	Cement Clinker	Ciment Clinker
0,60	Coke	Coke	Coke
0,50	Calce	Lime	Chaux
0,53	Cenere umida	Wet ash	Cendre humide
0,40	Grano / Cereali	Grain	Céréales
0,50	Ghiaia	Shingle	Gravier
0,40	Trucchioli di legno	Wood Chips	Copeaux de bois

**Peso del materiale trasportato**  
**Trasportatore in canale chiuso**

**Weight of conveyed load**  
**Box scraper conveyor**

**Poids du produit transporté**  
**Transporteur en gaine close**

$$Q = B \times h \times C_1 \times C_2 \times \gamma \text{ [N/m]}$$

dove:

B = Larghezza del condotto  
h = Altezza del condotto  
C<sub>1</sub> = 0,95 = Coeff. di rendimento trasmissione  
C<sub>2</sub> = Coeff. di perdita del materiale trasportato (tav. 20)  
 $\gamma$  = Densità del materiale (tav. 19)

with:

B = Box width  
h = Box height  
C<sub>1</sub> = Efficiency coeff. of transmission  
C<sub>2</sub> = Loss coeff. for conveyed material (table 20)  
 $\gamma$  = Material density (table 19)

avec:

B = Largeur du gaine [m]  
h = Hauteur du gaine [m]  
C<sub>1</sub> = Coeff. de rendement de la transmission (tab. 20)  
C<sub>2</sub> = Coeff. de perte du matériel transporté (tab. 20)  
 $\gamma$  = Poids du matériel (tab. 19) [N/m<sup>3</sup>]

Tavola - Table - Tableau 19

$\gamma$ [N/m <sup>3</sup> ]	MATERIALE	MATERIAL	MATERIEL
4800	Avena	Oat	Avoine
7.500	Grano	Wheat	Blé
8.000	Mais	Maize	Mais
6.250	Orzo	Barley	Orge
6.500	Segale	Rye	Seigle
5.300	Riso	Rice	Riz
7.200	Semi di lino	Linseed	Grain de lin
8.000	Legumi secchi	Driedlegumen	Légumes secs
4.800	Malto	Malt	Malt
2.700	Malto verde	Green malt	Malt vert
2.600	Crusca	Bran	Son
5.500	Pasta di arachidi	Peanut paste	Tourteaux d'arachide
6.900	Farina di grano	Wheat meal	Farine de blé
6.500	Farina di mais	Maize meal	Farine de maïs
10.500	Zucchero raffinato	Sugar	Sucre raffiné
3.800	Fieno	Hay	Foin
8.500	Calce viva	Lime	Chaux vive
16.000	Cemento	Cement	Ciment
8.800	Antracite a pezzi	Sized anthracite	Anthracite en grain
8.000	Carbone a pezzi	Sized coal	Charbon cassé
5.600	Coke a pezzi	Sized coke	Coke cassé
7.200	Polvere di carbone	Coal dust	Poussière de charbon
2.100	Segatura	Sawdust	Sciure
16.000	Sabbia	Sand	Sable
5.000	Cenere	Ash	Cendre
7.000	Lignite	Lignite	Lignite
22.000	Minerali a pezzi	Ore chip	Minerais cassés
2.500	Trucchioli di legno	Wood chips	Copeaux de bois
4.000	Torba	Peat	Tourbe
18.000	Acciottolato	Rubble	Pierraille
18.000	Ghiaia	Shingle	Gravier



**Tavola - Table - Tableau 20**

C <sub>2</sub>	TIPO DI MATERIALE	TYTE OF MATERIAL	TYPE DU MATERIEL
0,8/0,9 0,6/0,9 0,4/0,8	A pezzi Granuloso Polverulento	Sized Granulous Pulverulent	Coupé En grains Pulvérlent

Il valore più alto si riferisce al trasporto orizzontale; quello più basso a quello ascendente.

High value applies to horizontal conveyor lower value to inclined conveyor.

La valeur la plus élevée se réfère au transport horizontal, la plus petite au transport incliné.

**Trasportatore in canale aperto**
**Scraper plate conveyor**
**Transporteur en gaine ouverte**

$$Q = B_1 \cdot h_1 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot \gamma \text{ [N/m]}$$

dove:

B<sub>1</sub> = Larghezza degli elementi raschianti  
h<sub>1</sub> = Altezza degli elementi raschianti  
C<sub>3</sub> = Coeff. di riempimento = 0,5 ÷ 0,6  
C<sub>4</sub> = Coeff. di perdita per trasporti inclinati  
γ = Densità del materiale  
valori medi

with:

B<sub>1</sub> = Scraper plates width  
h<sub>1</sub> = Scraper plates height  
C<sub>3</sub> = Stuffing coeff. = 0,5 ÷ 0,6  
C<sub>4</sub> = Loss coeff. for inclined conveyor  
γ = Material density  
average values

avec:

B<sub>1</sub> = Largeur des raclettes  
h<sub>1</sub> = Hauteur des raclettes  
C<sub>3</sub> = Coeff. de remplissage = 0,5 ÷ 0,6  
C<sub>4</sub> = Coeff. de perte pour transporteur avec inclinaison  
γ = Poids du matériel  
valeurs moyennes

**Tavola - Table - Tableau 20**

α						MATERIALI C <sub>4</sub>	MATERIALS C <sub>4</sub>	MATÉRIELS C <sub>4</sub>
0°	10°	20°	30°	35°	40°			
1	0,85	0,65	0,50	–	–	Leggeri	Lights	Légers
1	1	0,85	0,75	0,6	0,5	Pesanti	Heavy	Lourds

Il peso del materiale trasportato conoscendo la portata del trasportatore D in kg/h e la velocità in m/s può essere determinato con la formula:

Weight of conveyed material, knowing conveyor capacity D in Kg/h and speed in m/s, can be calculated by the following formula:

Le poids du matériel transporté connaissant le débit de l'appareil D in kg/h et la vitesse en m/s peut être calculé par la formule:

$$Q = \frac{Q}{3600 \times V}$$

Per:

– Forza effettiva di lavoro  
– Carico di rottura e fattore di sicurezza  
– Potenza effettiva richiesta  
riferirsi alle stesse valutazioni per i trasportatori di categoria A e B

For:

– Working Load  
– Breaking and safety factor  
– Required Horsepower  
refer to same indications as for conveyors type A and B

Pour:

– Force de travail  
– Charge de rupture et coefficient de sécurité  
– Puissance nécessaire  
voir les mêmes indications données pour les transporteurs type A et B.

**Selezione della catena ed esempi di calcolo**

Si esemplifica la procedura di selezione e calcolo per un trasportatore di categoria C sia perché è il più diffuso sia perché le formulazioni valide per i trasportatori di categoria D si differenziano per la sola presenza del coefficiente di attrito  $\mu_R$  relativo ai rulli. Il diagramma 37 che segue permette una prima valutazione della catena selezionabile (in base al carico di rottura e presso in Kp) conoscendo la portata oraria e la lunghezza del trasportatore (Tipo in condotto chiuso)

**Selection of chain and calculation examples**

The selection and calculation procedure is simpler for a Class C conveyor, both because it is more widespread and because the formulas valid for Class D conveyors only differ for the presence of the factor of friction  $\mu_R$  related to the rollers. The following diagram (37) allows a first evaluation of the selectable chain knowing hourly capacity and length of conveyor (Type in closed trough).

**Sélection de la chaîne et exemples de calcul**

On donne la procédure de sélection et calcul pour un convoyeur de cat. C soit car il est le plus commun soit car les formules valides pour les convoyeurs de cat. D diffèrent seulement pour la présence du coefficient de frottement  $\mu_R$  relatif aux rouleaux. Le diagramme permet une première évaluation de la chaîne sélectionnable (sur la base de la charge de rupture en Kp) en connaissant le débit horaire et la longueur du convoyeur (type en gaine close).

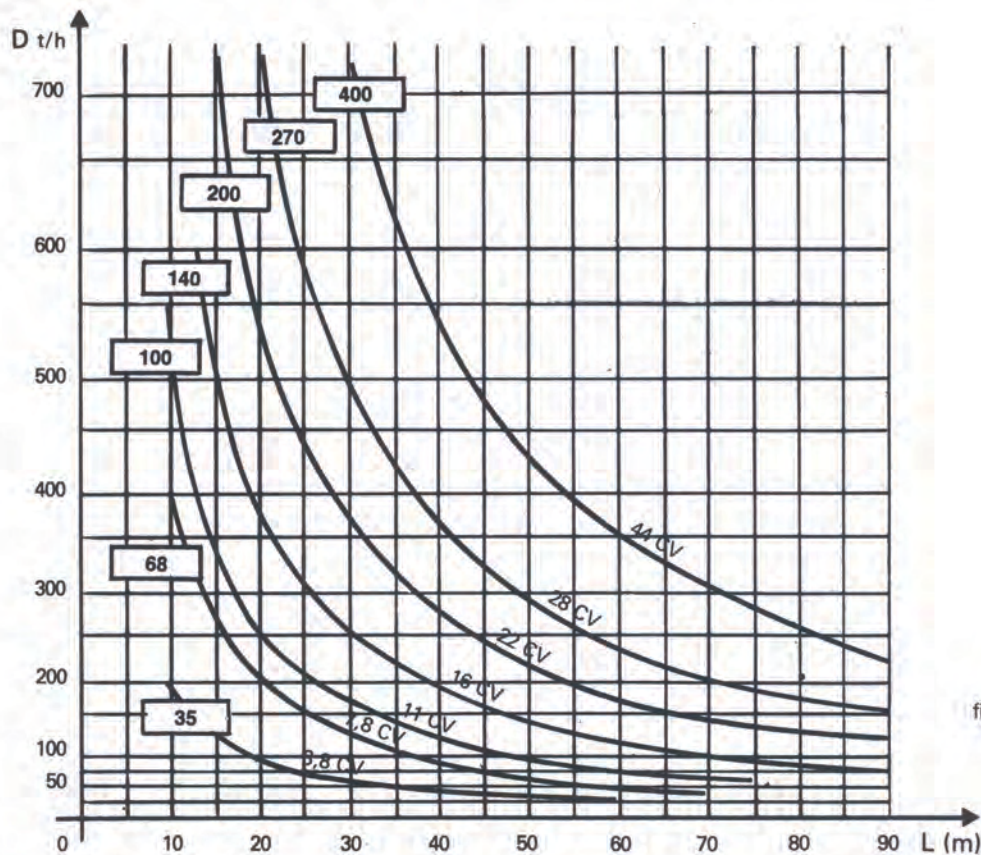


fig. 37

Il diagramma è valido per trasportatore orizzontale con velocità  $v = 0,5$  m/s/  
 Se  $v = 0,4$  moltiplicare L per 0,83  
 Se  $v = 0,6$  moltiplicare L per 1,15  
 Coefficiente di sicurezza  $f_s = 6$   
 Su ogni curva è stata indicata la potenza teorica necessaria in CV ed il carico di rottura in Kp  $\times 100$ .

**Esempio**

**Trasportatore orizzontale categoria C.**

Portata oraria  $D = 200$  Ton/h.  
 Lunghezza del trasportatore  $l = 36$  m.  
 velocità  $v = 0,6$  m/s  
 Materiale trasportato: grano con  $\gamma = 760$  Kp/m<sup>3</sup>  
 Tipo di materiale delle vie di corsa = acciaio  
 Alimentazione = uniforme  
 Ambiente = pulito  
 Utilizzazione giornaliera = 6 h  
 Manutenzione = regolare  
 n° denti ruota  $z = 10$   
 fattore di sicurezza  $f_s = 6$   
 n° catene utilizzate  $N = 1$   
 Utilizziamo il diagramma 37 per una veloce individuazione della catena che potrebbe essere scelta.  
 Poiché  $v = 0,6$  m/s otteniamo una lunghezza equivalente del trasportatore  
 $l' = l \cdot 1,15 = 41,4$  m.  
 Dal diagramma si ricava che dovrà scegliersi una catena con carico di rottura di circa 16000 Kp.  
 Verifichiamo la scelta di una catena tipo M 112 con carico di rottura di 16000N = 16326 Kp.  
 In modo più completo:  
 Peso del materiali trasportato

Poniamo in prima approssimazione il peso della catena

The diagram is valid for horizontal conveyor with speed  $v = 0.5$  m/s.  
 If  $v = 0.4$ , multiply L by 0.83;  
 if  $v = 0.6$ , multiply L by 1.15.  
 Factor of safety  $f_s = 6$ .  
 For each curve the theoretical necessary power in HP and the breaking load in Kp  $\times 100$  have been indicated.

**Example**

**Horizontal class C. conveyor**

Hourly capacity  $D = 200$  Ton/h  
 Length of conveyor  $l = 36$  m  
 Speed  $v = 0.6$  m/s  
 Conveyed material in grain with  $\gamma = 760$  Kp/m<sup>2</sup>  
 Type of material of the runways = steel  
 Feed = uniform  
 Environment = clean  
 Daily operating time = 16 h  
 Maintenance = regular  
 Teeth number of sprocket  $z = 10$   
 Factor of safety  $f_s = 6$   
 Number of utilized chains  $N = 1$   
 Use the diagram for a fast selection of the chain  
 Since  $v = 0/6$  m/s you find the corresponding length of the conveyor  $l' = l \cdot 1,15 = 41.4$  m  
 From the diagram you find out that a chain with breaking load 16000 Kp shall be selected.  
 Verify the selection of a chain type M 112 with breaking load 16000 N = 16326 Kp.

In a more complete way:  
 Weight of conveyed material

$$Q = \frac{D}{3600 \cdot v} = \frac{200.000}{3600 \cdot 0,6} = 92,59 \text{ Kp/m}$$

Put weight of chain in first approximation

$$q = 10 \text{ Kp/m.}$$

Le diagramme est valide pour un transporteur horizontal avec vitesse  $v = 0,5$  m/s.  
 Si  $v = 0,4$  multiplier L par 0,83.  
 Si  $v = 0,6$  multiplier L par 1,15.  
 Coeff. de sécurité  $f_s = 6$ .  
 La puissance théorique nécessaire en C.V. est indiquées sur chaque courbe avec la charge de rupture en KP  $\times 100$ .

**Exemple**

**Convoyeur horizontal de catégorie C.**

Débit horaire  $D = 200$  Ton./h  
 Longueur du convoyeur  $l = 36$  m  
 Vitesse de transport  $v = 0,6$  m/s  
 Matériel transporté: grain avec  $\gamma = 760$  kp/m  
 Type de matériel des guides = acier  
 Alimentation = uniforme  
 Milieu = propre  
 Utilisation journalière = 16 heures  
 Entretien = régulier  
 Nombre des dents de la roue  $z = 10$   
 Facteur de sécurité  $f_s = 6$   
 Nombre de chaîne  $N = 1$   
 Utilisons le diagramme 37 pour une rapide individualisation de la chaîne qui pourrait être choisie.

Car  $v = 0,6$  m/s on a une longueur équivalente du convoyeur  $l' = l \cdot 1,15 = 41,4$  m  
 Du diagramme il dérive qu'il sera nécessaire de choisir une chaîne avec charge de rupture de presque 16000 kp.  
 Allons vérifier si le choix d'une chaîne type M 112 avec charge de rupture 16000 N = 16326 kp est valide.

Poids du matériel transporté:

Donnons en première approximation le poids de la chaîne

$$F_1 = 1,1 (2 a q \mu_s + l Q \mu_M)$$

$$= 1,1 (2 \cdot 36 \cdot 10 \cdot 0,33 + 36 \cdot 92,59 \cdot 0,4)$$

$$= 1,1 (238 + 1333) = 1728 \text{ Kp}$$

$$F_l = F_1 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5$$

$$K_1 = 1 \quad K_2 = 1 \quad K_3 = 1,25 \quad K_4 = 1,2 \quad K_5 = 1$$

$$F_l = 1728 \cdot 1,25 \cdot 1,2 = 2592 \text{ Kp}$$

$$F_R = f_s \cdot F_l = 2592 \cdot 6 = 15552$$

Poiché la catena prescelta appare idonea vediamo quale deve essere il dimensionamento del condotto per assicurare la portata richiesta di 200 Ton/h.

Poiché

avremo

Since the selected chain seems to fit, check the sizing of the trough in order to assure the requested capacity of 200 T/h.

As

$$Q = B \cdot h \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot \gamma$$

we will have

$$B \cdot h = \frac{Q}{c_1 \cdot c_2 \cdot \gamma} = \frac{92 \cdot 59}{0,95 \cdot 0,8 \cdot 760} = 0,16 \text{ m}^2$$

Un condotto aventi dimensioni 400 x 400 mm. risulta quindi idoneo.

Potenza teorica richiesta:

A 400 x 400 mm. trough fits.  
Theoretical requested power:

$$P = 9,8 \cdot 2592 \cdot \frac{0,6}{750} = 20,32 \text{ C.V.}$$

Car la chaîne choisie semble valide, on peut trouver les dimensions de la gaine pour assurer le débit demandé de 200 Ton/h. Puisque

nous aurons

Une gaine de dimension 400 x 400 mm est donc valide.

Puissance théorique demandée:

### TRASPORTATORI VERTICALI A TAZZE

#### Forza sulla catena

Il calcolo delle forze agenti sulla catena per questo tipo di trasporti presuppone la conoscenza di tutti i parametri che intervengono nell'impianto e in particolare la forma della tazza e la distanza del baricentro del materiale trasportato rispetto alla linea d'azione della catena. Per un dimensionamento di massima indicheremo la forza di lavoro agente come:

Ove H = Altezza totale trasportatore [m]  
Q = Peso materiale trasportato [N/m]  
q = peso catena [N/m]

Il peso del materiale trasportato viene calcolato come:

### VERTICAL BUCKET CONVEYOR

#### Force on the chain

For the calculation of the forces acting on the chain for this conveyor type, you need to know all parameters that intervene in the installation, and in particular the size of the buckets and the distance of the barycenter from the action line of the chain.

For a general sizing the acting working force will be indicated as:

$$F_1 = 1,2 H (Q + 1,5 q) (N)$$

Where H = total height of conveyor (m)  
Q = weight of conveyed material (N/m)  
q = weight of chain (N/m)

Weight of conveyed material is calculated by the following formula:

$$Q = \frac{D_i}{K} \gamma \cdot \varphi \text{ [N/m]}$$

### ÉLÉVATEURS VERTICAUX À GODETS

#### Effort sur la chaîne

Le calcul des forces présentes dans la chaîne pour ce type de convoyeur suppose la connaissance de tous les paramètres de l'appareil et en particulier la forme du godet et la distance du centre de gravité du matériel transporté de la ligne d'action de la chaîne:

Pour un dimensionnement préliminaire nous pourrions indiquer la force de travail:

Ou H = hauteur totale du transporteur (m)  
Q = poids du matériel (N/m)  
q = poids de la chaîne (N/m)

On peut calculer le poids du matériel transporté comme:

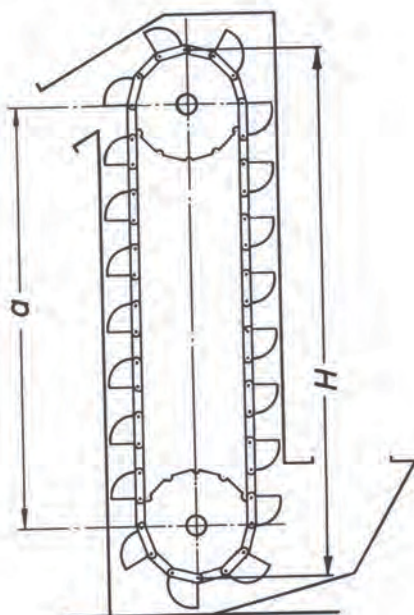


fig. 38

Ove:

Di = Contenuto delle tazze [m<sup>3</sup>]  
 K = Distanza fra le tazze [m]  
 γ = Densità apparente materiale [N/m<sup>3</sup>]  
 φ = grado di riempimento = 0,7 ÷ 0,9

Se si conoscono i valori di portata oraria e di velocità il peso del materiale può essere calcolato come:

Where:

Di = content of buckets (m<sup>3</sup>)  
 K = distance between the buckets (m)  
 γ = apparent density of material (N/m<sup>3</sup>)  
 φ = filling ratio = 0,7 ÷ 0,9

Knowing hourly capacity and speed, weight can be calculated by the following formula:

$$Q = \frac{P}{3600 \cdot V} \text{ [Kp/m]}$$

ove:

P = portata [Kp/h]  
 v = velocità [m/s]

**Esempio di calcolo e selezione**

Elevatore verticale a tazze con una catena

Dati:  
 Portata oraria: 50 Ton  
 Interasse: 12 m  
 Velocità 0,35 m/s  
 Altezza totale: 13 m  
 Distanza fra le tazze: 51  
 Peso di una tazza a vuoto: 5 Kp  
 Peso materiale per tazza: 17 Kp  
 N. Denti ruota: 12  
 Orario giornaliero: 16 h

Il prodotto trasportato è di tipo non abrasivo, l'alimentazione dell'elevatore è uniforme e la manutenzione regolare.

where:

P = capacity (Kp/h)  
 v = speed (m/s)

**Example of calculation and selection**

Vertical bucket elevator with one chain

Data:  
 Hourly capacity: 50 ton  
 Center distance: 12 m  
 Speed: 0.35 m/s  
 Total height: 13 m  
 Distance between the buckets: 0.50 M  
 Number of buckets: 51  
 Weight of empty bucket: 17 Kp  
 Teeth number of sprocket: 12  
 Daily operating time: 16 h

The conveyed material is not abrasive, the feed is uniform and the maintenance regular.

$$Q = \frac{50.000}{3.600 \times 0,36} = 40 \text{ Kp/m} \quad q = \frac{5}{0,5} = 10 \text{ Kp/m.}$$

$$F_1 = 1,2 \times 13 \times (40 + 1,5 \times 10) = 858 \text{ Kp}$$

$$F_I = F_1 \times 1,25 = 1072 \text{ Kg}$$

con fattore di sicurezza = 6

with security factor = 6

$$F_R = F_I \times 6 = 6432 \text{ Kp}$$

Dovremo dunque scegliere una catena avente resistenza a rottura superiore a F<sub>R</sub> come ad esempio una catena tipo M80 passo 125 con carico di rottura 8000 Kp. Facciamo una verifica considerando il reale peso della catena di lunghezza totale 26 cm. circa e di peso al metro pari a Kp 4,38

You will have to select a chain with a breaking resistance greater than F<sub>R</sub>, such as a chain type M80 pitch 125, with breaking load 8000 Kp.

Let's verify considering the actual weight of the chain whose total length is 26 cm ca. and weight per meter 4.38 Kp.

$$F_1 = 1,2 \times 13 \times [40 + 1,5 (10 + 4,38)] = 960 \text{ Kp}$$

$$F_I = 960 \times 1,25 = 1200 \text{ Kp}$$

$$F_R = 7204 \text{ Kp}$$

La catena M 80 è quindi valida

The selected chain M80 fits.

où:

Di = volume des godets (m<sup>3</sup>)  
 K = écartement des godets (m)  
 γ = poids de la matière (N/m<sup>3</sup>)  
 φ = coeff. de remplissage = 0,7 ÷ 0,9

Si on connaît les valeurs de débit horaire et de vitesse, le poids du matériel peut être calculé:

où:

P = capacité [Kp/h]  
 v = vitesse [m/s]

**Exemple de calcul et sélection**

Élévateur vertical à godets avec une chaîne

Données:  
 Débit horaire: 50 Ton  
 Entraxe: 12 m  
 Vitesse: 0.35 m/s  
 Hauteur totale: 13 m  
 Écartement des godets: 51  
 Poids d'un godet vide: 5 Kp  
 Poids de matière par godet: 17 Kp  
 Nombre dents des roues: 12  
 Horaire journalier: 16 h.

Le produit transporté n'est pas abrasif avec un entretien régulier et une alimentation uniforme

avec facteur de sécurité = 6

Nous choisirons la chaîne dont la résistance à la rupture est supérieure à F<sub>R</sub> comme pour exemple une chaîne type M 80 pas 125 avec une charge à rupture de 8000 Kp.

Faisons une vérification en tenant compte du poids de la chaîne de longueur de presque 26 m. et du poids par mètre de Kp 4,38.

La chaîne M 80 reste donc valable.

**INFORMAZIONI VARIE**

**Lubrificazione e manutenzione**

La durata di un impianto di trasporto a catena è in primo luogo influenzata dalla resistenza all'usura della catena la quale oltre che dipendere dalle caratteristiche dei materiali e dei trattamenti superficiali utilizzati e effettuati in sede costruttiva dipende altamente dalla lubrificazione e dalle condizioni di manutenzione attuata.

Il lubrificante usato deve essere in grado di raggiungere le superfici di lavoro fra perno e bussola e fra bussola e rullo e in modo tale da mantenere un film di lubrificazione come indicato in fig. 39.

Evidentemente deve mantenere anche le sue caratteristiche di lubrificazione in condizioni operative ed essere privo di elementi corrosivi.

**GENERAL INFORMATION**

**Lubrication and maintenance**

The life of a conveyor installation is largely influenced by chain resistance depending mostly on all chain elements characteristics and constructive heat treatment as well as lubrication and maintenance.

The lubricant used for chains must reach the bearing surfaces between the bearing pin and bush, and between the bush and roller, and filter an oil film over the whole of these surfaces as shown in Fig. 39. It must also maintain its lubricating properties under operating conditions and be free from corrosive elements.

**INFORMATIONS GENERALES**

**Lubrification et entretien**

Le vie d'un appareil de transport par chaîne dépend en premier lieu de la résistance à l'usure de la chaîne qui ne dépend pas seulement des caractéristiques des matériaux et des traitements thermiques utilisés dans la construction mais dépend beaucoup de la lubrification et des conditions d'entretien.

Il est évident que le lubrifiant doit se répartir de manière que toutes les surfaces de travail soient intéressées avec possibilité de pénétration comme indiqué en fig. 39.

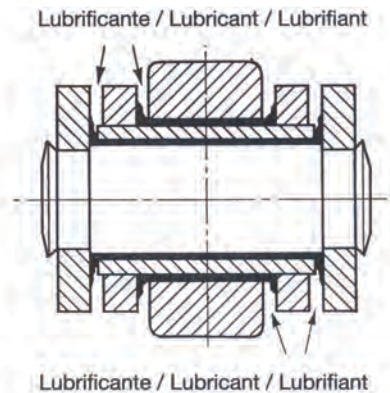


fig. 39

In tutti i casi il lubrificante dovrebbe essere applicato immediatamente dopo che la catena in moto abbandona la ruota motrice. Questo è il punto di minor tensione e la posizione più favorevole delle superfici di lavoro per essere raggiunte dal lubrificante. Le catene possono essere lubrificate automaticamente per immersione o a spruzzo o normalmente a pennello. Per condizioni operative normali si raccomanda un lubrificante di buona qualità a base minerale e di media viscosità.

I lubrificanti a base minerale tendono a produrre depositi carboniosi sulle superfici di lavoro già verso i 140°C e quindi per temperature d'impiego fino a 300°C dovrebbero essere usati lubrificanti a base grafite dispersa in una soluzione volatile la quale evaporando lascia un film di grafite sulle superfici.

Tale deposito non ha comunque caratteristiche di lunga durata e deve essere periodicamente rinnovato.

Le catene che operano in ambiente abrasivo possono essere lubrificate con un lubrificante tipo "dry film" anche se in questi casi è vivamente consigliata la lubrificazione a grasso.

La lubrificazione a grasso attraverso i perni (vedi figura 40) è solitamente possibile con perni aventi un diametro minimo di 12 mm. Con questo sistema il grasso, passando all'interno dei perni, lubrifica la superficie fra perno e bussola e nel caso siano presenti fori nella bussola anche la superficie fra questa e l'eventuale rullo. Soventemente il perno viene fornito di una scanalatura longitudinale che permette una riserva di grasso di lubrificazione.

La lubrificazione attraverso i rulli (vedi figura 41) impone l'utilizzazione di rulli speciali (tipo F, J e K DIN 8166) i quali presentano camere di contenimento del lubrificante che permea attraverso opportuni fori nelle bussole tutte le articolazioni.

In all cases the lubricant should be applied immediately after the chain leaves the driving wheel. This is the point of least tension and the most likely position where the lubricant will reach the operating surfaces. Chains can be lubricated automatically with drip feed or oil mist spray lubricators or manually with a brush and lubricant. For normal conditions a good quality mineral base lubricant with a medium viscosity is recommended.

Mineral base lubricants carbonise at about 140°C thus causing a build up of carbon between pin/bush and bush/roller. For temperatures up to 300°C a colloidal graphite lubricant suspended in a volatile carrier should be used. Evaporation of the carrier (usually white spirit) leaves a film of graphite on the bearing surfaces but this will not be retained for a long period and must be reapplied at regular intervals.

Chains operating in abrasive conditions can also be lubricated with a dry lubricant but for extremely abrasive applications grease gun lubricated chain may be used.

Grease lubrication through the pins (see fig. 40) is normally possible with pin diameters over 12 mm. This pin design allows the grease to reach the surface between pin outer diameter and bush inner diameter, and when bushes are also provided with holes, the surface between the bush outer diameter and the roller inner diameter. Pins may also be provided with a longitudinal chamber as a grease reserve.

The lubrication through the rollers (see fig. 41) is only possible when special rollers (type F, J, K according DIN 8166) are advised having those rollers a grease reserve chambers that supply grease, through holes in the bush, to all chain articulations.

Evidentemente il doit aussi maintenir ses caractéristiques de lubrification en conditions opératives et ne pas avoir d'éléments corrosifs.

En tous cas on doit appliquer le lubrifiant immédiatement à la sortie de la roue motrice car cela représente le point où la tension est inférieure et les surfaces de travail peuvent être rejointes plus facilement par le lubrifiant.

On a la possibilité de lubrifier les chaînes automatiquement par immersion ou à pistolet ou à pinceau. Pas des conditions opératives normales on conseille un lubrifiant de bonne qualité à base minerale et viscosité moyenne. Les lubrifiants à base minerale ont la tendance à produire des dépôts carbonés sur les surfaces de travail déjà vers 140°C et pour cela pour des temperatures d'emploi jusqu'à 300°C on doit utiliser des lubrifiants à base graphite dans une solution volatile qui en s'évaporant laisse un film de graphite sur les surfaces. Tel dépôt n'a pas de caractéristiques de longue durée et doit être renouvelé périodiquement.

Les chaînes qui travaillent en milieu abrasif peuvent être lubrifiées avec un lubrifiant du type "dry film" même si dans ces cas on recommande le graissage.

La lubrification par les axes (voir fig. 40) est généralement possible avec des axes de diamètre min. de 12 mm. Avec ce système la graisse en passant à l'intérieure des axes lubrifie la surface entre axe et douille et dans le cas où il y aurait des trous dans la douille elle lubrifie aussi les rouleaux.

Fréquemment l'axe est doté d'une rainure longitudinale pour permettre une réserve de graisse.

La lubrification par les rouleaux (voir fig. 41) impose l'utilisation des rouleaux spéciaux (type F, J et K selon DIN 8166) qui présentent des chambres à contenir le lubrifiant qui va à imprégner à travers les trous dans la douille toutes les articulations.

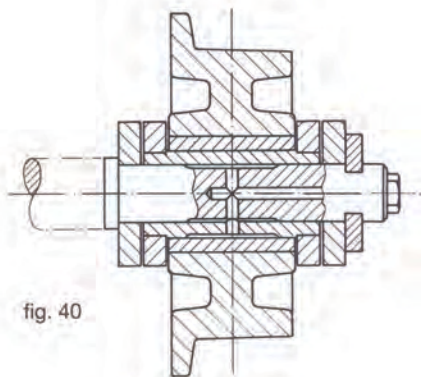


fig. 40

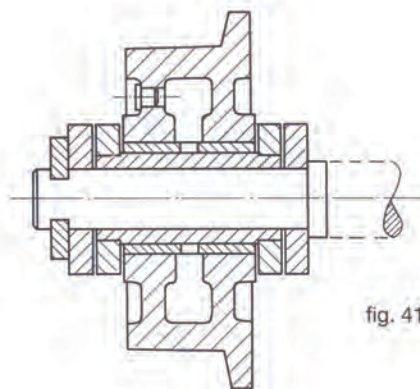


fig. 41

La scelta di lubrificanti a grasso attraverso i rulli permette un incremento di tempo fra due lubrificazioni rispetto a quella attraverso i perni.

In particolari condizioni di impiego o con difficoltà di reingrassaggio periodico si utilizzano oltre a grassi al Li della Serie EP anche grassi additivati o speciali (tipo al solfuro di molibdeno, lubrificanti a film solido ecc...) che realizzano condizioni di autolubrificazione delle parti nelle condizioni di impiego più severe.

Per applicazioni in presenza di umidità dovrebbe essere usato un grasso idrorepellente che però penetra difficilmente fra le superfici di lavoro e richiede quindi una successiva applicazione di olio.

Nel caso di applicazioni destinate all'industria alimentare è evidente la necessaria prevenzione ad effetti contaminanti del lubrificante.

Olii vegetali o olii speciali paraffinici "medicinali" possono essere accettabili e assicurano una adeguata lubrificazione. Si ricorda che nei casi in cui la non lubrificazione della catena è essenziale si dovrà accettare una minor vita della catena e considerare questo fatto nella relativa selezione.

**Applicazioni in ambiente corrosivo**

Ogni applicazione di trasporto con catene in ambiente di lavoro ostile richiede un esame approfondito di tutti i fattori che possono avere effetti peggiorativi nella vita della catena e questo affinché possa essere definita la catena più affidabile al minor costo.

Quando le catene sono in contatto con acqua (valore pH = 7) o soluzioni alcaline (pH da 8 a 14) a temperatura ambiente possono essere tranquillamente utilizzate catene standard con materiali normali che uniscono il basso costo alla facile reperibilità. In presenza di ambiente abrasivo la elevata durezza superficiale dei componenti carbonitrurati della catena è decisamente più valida di una applicazione in acciaio Innox con caratteristiche di bassa durezza.

Per una vita della catena entro valori normali viene spesso utilizzata una catena a maggior resistenza rispetto al dimensionamento standard per compensare gli effetti della corrosione. In tale ottica vengono anche utilizzati riporti galvanici come zincatura o cadmiatura a scopo protettivo escludendo le applicazioni relative all'industria alimentare. Le soluzioni alcaline producono un'azione di pulitura che rimuove il lubrificante dalla catena. In queste applicazioni si suggerisce di utilizzare lubrificanti idroresistenti.

The choice of grease lubrication through the rollers allows to increase an interval between two inspections.

In those particular working conditions and when regular grease appliances are not easy, series EP "Li" greases, or additive greases or specials (type molybdenum bisulphide, etc...) are advised.

For wet conditions, water repellent grease should be used, but this will not penetrate into the chain bearing surface and therefore additional application of oil is recommended.

Prevention of contamination of lubricant is usually considered in the context of handling food for human consumption. On such applications vegetable oils or medicinal paraffin may be acceptable, and will provide satisfactory lubrication when applied by the normal methods. If non lubricated chains are essential, a reduction in chain life must be accepted, and taken into account when selecting the chain.

**Corrosive environment applications**

Every application involving a hostile environment demands a clear appraisal of all factors so that the installation will work with reasonable durability with the most economic design.

Where chains are in contact with pure water (pH value 7), town water or alkaline solutions (pH 8 to 14) at ambient temperatures and product contamination is not important, then standard chains in normal materials are suitable. These have the advantage of low cost and ready availability. Where abrasion is present the harder surfaces obtained with case-hardened components, compared with the softer stainless materials give good abrasive resistance. To give reasonable life, a higher strength of chain is often used compensating for the effects of corrosion, this being a more acceptable proposition compared with a chain made from stainless materials. To reduce the effects of corrosion, standard chains may be zinc or cadmium plated, but since these are toxic their contact with food should be prevented.

Alkaline solutions produce a cleaning action which removes the lubricant from the chain. On these applications it is advisable to lubricate the chain with a de-watering oil.

Le choix de graissage des rouleaux permet d'augmenter le temps entre deux lubrifications par rapport à la lubrification par les axes.

En conditions particulières d'emploi où en difficulté de régrassage périodique on peut utiliser en plus de graisses au Li de la série EP aussi des graisses avec additifs spéciaux (type au sulfure de molybdène, lubrifiant à film solide etc.) qui réalisent des conditions d'autolubrification des pièces dans des conditions d'emploi les plus sévères.

Pour applications en présence d'humidité il est préférable d'utiliser une graisse hydro-ré-sistante qui cependant, ayant plus de difficulté à pénétrer dans les surfaces de travail, rend nécessaire une ultérieure application de huile.

Dans les cas d'utilisation dans l'industrie de l'alimentation il est évident une nécessaire prévention contre les effets contaminants du lubrifiant.

Des huiles végétales où des huiles spéciales à base paraffine "médicinal" puissent être acceptées et assurent une lubrification valable.

On doit rappeler que dans les cas où la non lubrification de la chaîne est essentielle on serait obligé à accepter une durée inférieure et à considérer cette hypothèse dans les calculs de sélection.

**Applications en milieu corrosif**

Chaque application de transport avec chaîne en milieu de travail hostile demand un examen approfondi de tous les facteurs qui peuvent avoir des effets péjoratifs sur la vie de la chaîne dans le but de définir la chaîne la plus valable au moindre coût.

Quand les chaînes sont en contact avec de l'eau (valeur pH = 7) ou des solutions alcalines (pH de 8 à 14) à la température ambiante, on peut tranquillement utiliser des chaînes standard avec des matériel normaux qui ont un coût bas avec facilité d'approvisionnement.

En présence d'un milieu abrasif la dureté superficielle élevée des pièces de la chaîne avec carbonitruration est sans doute plus valable qu'une application avec acier Innox aux caractéristiques de dureté inférieures.

Pour une vie de la chaîne dans des valeurs de normalité on utilise souvent une chaîne avec résistance plus grande par rapport aux dimensions standard pour compenser les possibles effets de la corrosion. Pour la même raison on utilise aussi des traitements de galvanostégie comme le zincage ou cadmiage dans le but protectif en écartant les applications relatives à l'industrie de l'alimentation.

In presenza di ambiente acido (pH da 1 a 6) è generalmente opportuno utilizzare materiali resistenti alla corrosione. I vari tipi di acciaio Inox sono i più comunemente utilizzati con evidente incremento sul costo della catena.

Where chains are in contact with acid solutions (pH 1 to 6) it is generally necessary to use corrosionproof materials. Most applications use stainless steel materials that increase chain cost.

Les solutions alcalines ont une action de polissage qui enlève le lubrifiant de la chaîne. On conseille d'utiliser dans ces applications des lubrifiants Hydrorésistants. En présence d'un milieu acide (pH de 1 à 6) il est généralement conseillé d'utiliser des matériels résistants à la corrosion. Les différents types d'acier inox sont les plus souvent utilisés avec une évidente augmentation du coût de la chaîne.

#### Applicazioni con temperatura elevata

Ogni applicazione di catene in presenza di alta temperatura di lavoro deve essere valutata per l'effetto generato dalla temperatura che tende a dilatare i componenti della catena e a ridurre la loro resistenza strutturale. Si ritiene che catene standard possano tranquillamente operare fino a 300°C circa senza particolari precauzioni anche se effetti di rinvenimento delle superfici indurite con trattamento termico già cominciato verso i 200°C.

Per temperature comprese fra i 300°C e i 450°C è già opportuno valutare l'utilizzazione di acciai resistenti allo scorrimento a caldo o acciaio Inox mentre oltre i 450°C e fino agli 850°C, salvo catene realmente sovradimensionate si dovrà ricorrere a acciai speciali resistenti ad alta temperatura.

Particolare attenzione deve essere posta sulla metodologia costruttiva poiché le dilatazioni che intervengono tendono ad aumentare i giochi relativi fra i componenti con evidente diminuzione dei bloccaggi realizzati per interferenza.

Diventa in questo caso obbligatoria l'utilizzazione di bussole e perni con fresature laterali, per evitare la rotazione relativa alle piastre, e il loro fissaggio per ricalcamento.

Per temperature oltre gli 850°C sono fortemente consigliate le catene "a blocchi" 2 x 1 costruite in acciai resistenti al calore (vedere figura 42).

#### High temperature applications

Every application involving high temperature environments must be carefully considered due to the consequently chain elements thermal expansion and reduced structural strength.

Chains made by normal materials can operate at temperatures up to 300°C but some softening of case-hardened surfaces will occur, this slasting about 200°C.

For operation at temperatures from 300°C to 450°C stainless steel chain is used. For temperatures from 450°C to 800°C heat resisting steel must be used. As the force fit between chain plates, pins and bushes is destroyed when chains are subjected to temperatures over 300°C it is necessary to 'flat' the pin and bush to prevent rotation. Prevention of side movement of the link plates is achieved by riveting over the ends of the pins and bushes. For temperatures above 850°C it is necessary to use a 2 x 1 block type chain manufactured from heat resisting steel. This type of chains is shown in Fig. 42.

#### Applications en haute température

Chaque application de chaîne en présence de haute température doit être évaluée pour l'effet de la température qui a la tendance à dilater les composants de la chaîne et à réduire leur résistance structurale.

On juge que les chaînes standard peuvent tranquillement opérer jusqu'à 300°C sans précautions particulières même si des effets sur les surfaces thermiquement traitées commencent déjà vers 200°C.

Pour des températures comprises entre 300°C et 400°C il est conseillé d'évaluer l'utilisation des aciers résistants au fluage à chaud où acier inox tandis qu'au delà de 450°C et jusqu'à 850°C avec l'exclusion des chaînes vraiment surdimensionnées il sera nécessaire d'utiliser des aciers spéciaux résistants à haute température.

Particulière attention doit être mise dans la méthode de construction car les dilatations qui interviennent portent à augmenter les jeux entre les composants avec une remarquable réduction des blocages réalisés par interférence. Dans ce cas il est obligatoire l'utilisation des douilles et des axes avec méplats pour éviter la rotation relative aux plaques et leur blocage pour refoulement.

Pour des températures au-dessus de 850°C les chaînes à blocs 2 x 1 construites avec des acier résistants à la chaleur sont très recommandées.

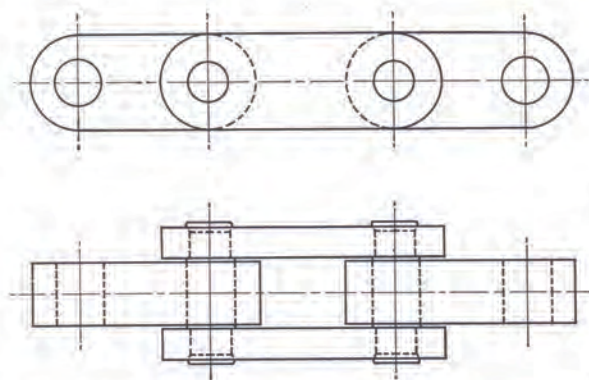


fig. 42