

Progetto di cinghie trapezoidali

Le cinghie trapezoidali sono utilizzate frequentemente per la trasmissione di potenza

Vantaggi

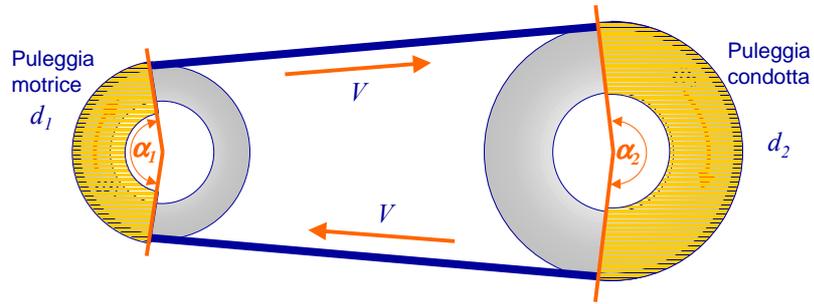
- ✓ Basso costo
- ✓ Semplicità di installazione
- ✓ Capacità di assorbire vibrazioni torsionali e picchi di coppia

Svantaggi

- ✓ Mancanza di sincronismo
- ✓ Rendimento non elevato



Comportamento dinamico della trasmissione



Velocità periferica $V = \omega_1 \frac{d_1}{2} = \omega_2 \frac{d_2}{2}$

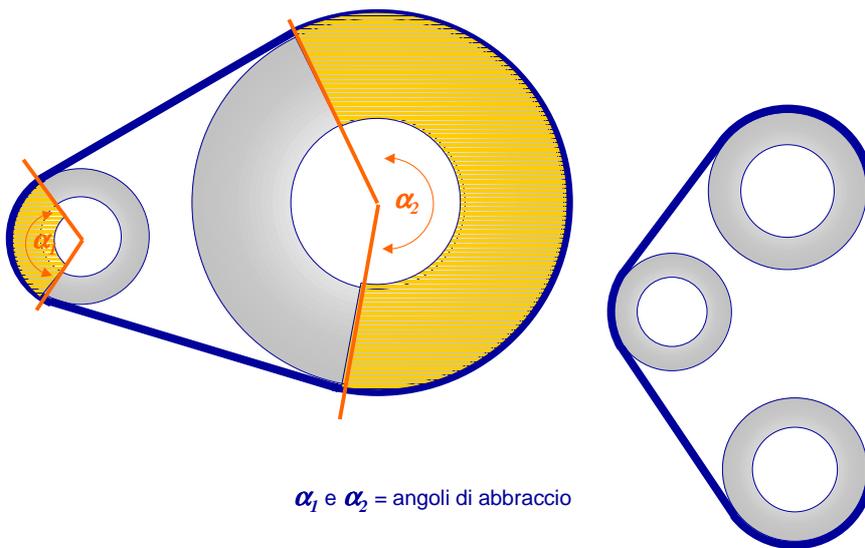
α_1 e α_2 = angoli di abbraccio

Rapporto di trasmissione $\frac{d_1}{d_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \tau$

se $\tau = 1 \Rightarrow \alpha_1 = \alpha_2 = \pi$

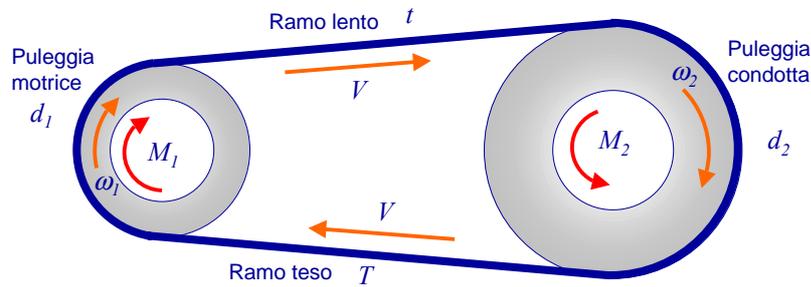
Comportamento dinamico della trasmissione

L'angolo di abbraccio della puleggia piccola si riduce se il rapporto di trasmissione si discosta molto dall'unità e se l'interasse non è sufficientemente elevato.



α_1 e α_2 = angoli di abbraccio

Comportamento dinamico della trasmissione



Velocità periferica $V = \omega_1 \frac{d_1}{2} = \omega_2 \frac{d_2}{2}$

Rapporto di trasmissione $\frac{d_1}{d_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \tau = \frac{M_1}{M_2}$

Equilibrio alla rotazione delle pulegge

$$(T-t) \frac{d_1}{2} = M_1$$

$$(T-t) \frac{d_2}{2} = M_2$$

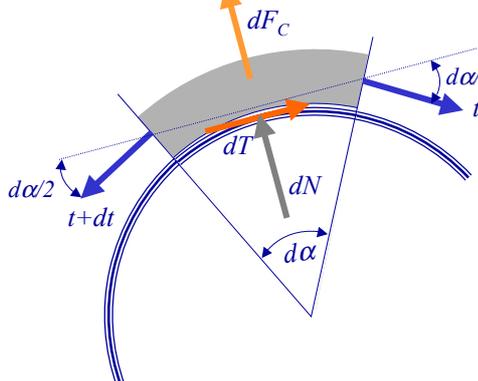
Nel caso ideale di rendimento pari ad 1 la potenza in ingresso è uguale a quella in uscita:

$$M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2$$

$$M \omega = (T-t) \frac{d}{2} \omega$$

$$W = (T-t)V$$

Comportamento dinamico della trasmissione



Si consideri l'equilibrio di un conico di cinghia di lunghezza circonferenziale infinitesima

Equilibrio radiale

$$dN + dF_C - (t + dt) \sin \frac{d\alpha}{2} - t \sin \frac{d\alpha}{2} = 0$$

$$dt \sin \frac{d\alpha}{2} \cong 0$$

è un infinitesimo di ordine superiore trascurabile rispetto agli altri termini

$$\sin \frac{d\alpha}{2} \cong \frac{d\alpha}{2}$$

$$dN = 2t \frac{d\alpha}{2} - dF_C = t d\alpha - dF_C$$

$$dN = (t - qV^2) d\alpha$$

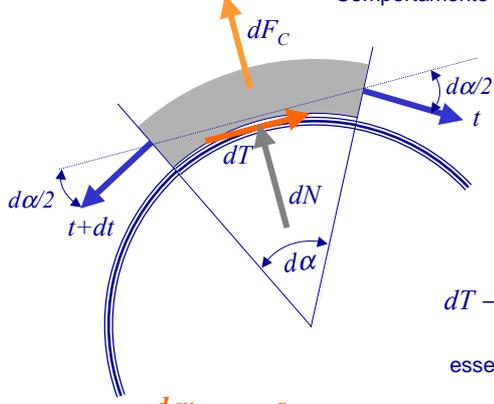
$$dF_C = \rho A \frac{dm}{2} \omega^2 \frac{a}{2}$$

$$dF_C = \rho A \omega^2 \frac{d^2}{4} d\alpha = qV^2 d\alpha$$

$$q = \rho A \quad V^2 = \omega^2 \frac{d^2}{4}$$

GDN - Cinghie trapezoidali

Comportamento dinamico della trasmissione



Si consideri l'equilibrio di un conico di cinghia di lunghezza circonferenziale infinitesima

Equilibrio radiale

$$dN = (t - qV^2) d\alpha$$

Equilibrio tangenziale

$$dT - (t + dt) \cos \frac{d\alpha}{2} + t \cos \frac{d\alpha}{2} = 0$$

essendo $\cos \frac{d\alpha}{2} \cong 1$

si può scrivere: $(t + dt) - t = dT \rightarrow dt = dT$

Indicando con f il coefficiente di attrito tra cinghia e puleggia si ha:

$$dt = fdN$$

Essendo il prodotto qV^2 costante sono uguali i differenziali:

$$dt = d(t - qV^2)$$

e quindi si ha:

$$d(t - qV^2) = fdN$$

$$dF_c = \rho A \frac{dm}{2} \omega^2 \frac{a}{2}$$

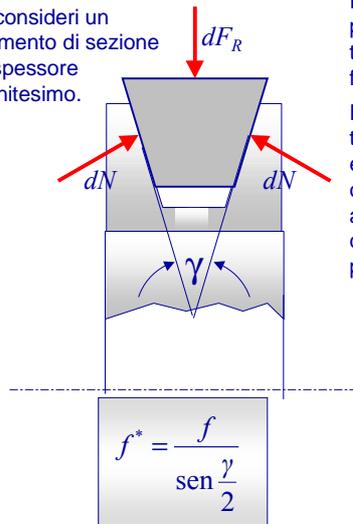
$$dF_c = \rho A \omega^2 \frac{d^2}{4} d\alpha = qV^2 d\alpha$$

$$q = \rho A \quad V^2 = \omega^2 \frac{d^2}{4}$$

GDN - Cinghie trapezoidali

Il coefficiente di attrito

Si consideri un elemento di sezione di spessore infinitesimo.



Il contatto tra cinghia e puleggia, nelle sezioni trapezoidali, avviene sui fianchi.

È necessario, quindi, tenere conto della effettiva pressione di contatto dovuta all'incuneamento della cinghia nella gola della puleggia.

Equilibrio radiale

$$dN = (t - qV^2) d\alpha$$

Equilibrio tangenziale

$$d(t - qV^2) = fdN$$

Equilibrio radiale

$$2dN \operatorname{sen} \frac{\gamma}{2} = dF_R$$

Equilibrio tangenziale

$$dT = 2dN \cdot f$$

$$dN = \frac{dF_R}{2 \operatorname{sen} \frac{\gamma}{2}} \rightarrow dT = dF_R \cdot \frac{f}{\operatorname{sen} \frac{\gamma}{2}}$$

Per $\gamma = 30^\circ \rightarrow f^* \cong 3.8f$

Separando le variabili si può scrivere:

$$\frac{d(t - qV^2)}{(t - qV^2)} = f^* d\alpha$$

Integrando il primo membro tra $t - qV^2$ e $T - qV^2$ ed il secondo tra θ ed α si ottiene:

$$\int_{t - qV^2}^{T - qV^2} \frac{d(t - qV^2)}{(t - qV^2)} = \int_{\theta}^{\alpha} f^* d\alpha$$

$$\frac{T - qV^2}{t - qV^2} = e^{f^* \alpha} \longrightarrow t - qV^2 = \frac{T - qV^2}{e^{f^* \alpha}} \longrightarrow t = qV^2 + \frac{T - qV^2}{e^{f^* \alpha}}$$

$$T - t = T - qV^2 - \frac{T - qV^2}{e^{f^* \alpha}} \longrightarrow T - t = \frac{e^{f^* \alpha} - 1}{e^{f^* \alpha}} (T - qV^2)$$

Per semplicità nel seguito si ometterà l'asterisco nel coefficiente di attrito: $f \Rightarrow f^*$

Equilibrio radiale

$$dN = (t - qV^2) d\alpha$$

Equilibrio tangenziale

$$d(t - qV^2) = f^* dN$$

$$d(t - qV^2) = f^* (t - qV^2) d\alpha$$

$$T - t = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} (T_a - qV^2)$$

$$T_a = \sigma_0 A$$

Dalla differenza $T - t$ dipende il momento trasmissibile e, di conseguenza, la potenza. Questa relazione può, quindi, essere utilizzata per il progetto della trasmissione introducendo la caratteristica di resistenza della cinghia.

dove σ_0 è la tensione ammissibile e A è l'area resistente della sezione.

La potenza trasmissibile può essere espressa come segue:

$$W_0 = (T - t) V = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} (\sigma_0 A - qV^2) V$$

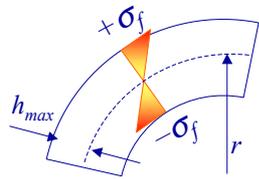
Termine che rappresenta le sollecitazioni inerziali

Termine che rappresenta il limite di aderenza della cinghia alla puleggia (con minor angolo di abbraccio).

Termine che rappresenta la resistenza della cinghia

Effetto della flessione

Oltre alle sollecitazioni di trazione è necessario tenere conto della flessione della cinghia che si verifica nell'assumere la curvatura delle pulegge.



$$\frac{M}{EJ} = \frac{1}{r} = \frac{2}{d} \quad \longrightarrow \quad M = \frac{2EJ}{d}$$

$$\sigma_f = \frac{M}{J} h_{\max} \quad \longrightarrow \quad \sigma_f = \frac{2Eh_{\max}}{d}$$

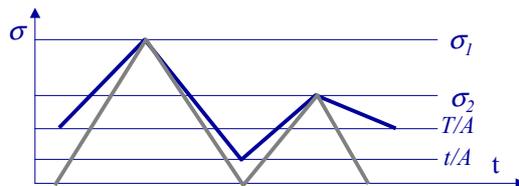
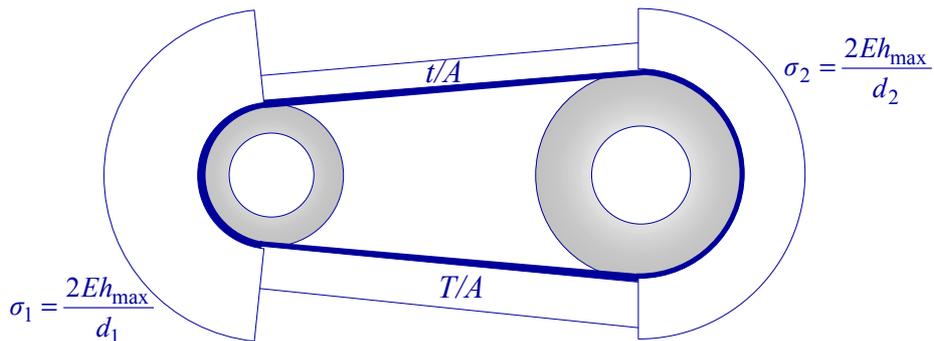
$$\sigma_0 = \sigma_T + \sigma_f = \frac{T}{A} + \frac{2Eh_{\max}}{d} \quad \longrightarrow \quad T = \sigma_0 A - \frac{2EAh_{\max}}{d}$$

La potenza trasmissibile può, quindi, essere espressa come segue:

$$W_0 = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} (T - qV^2) V = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} \left(\sigma_0 A - \frac{2EAh_{\max}}{d} - qV^2 \right) V$$

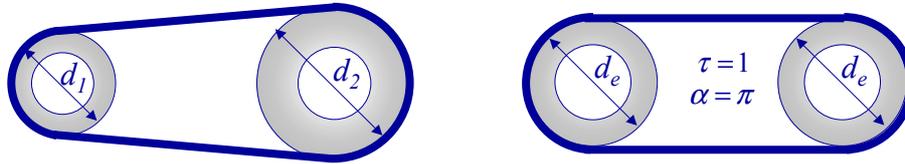
Comportamento a fatica della trasmissione

Diagramma della massima tensione di trazione nella cinghia



Comportamento a fatica della trasmissione

Il diametro equivalente



$$\sigma_1 = \frac{2Eh_{\max}}{d_1}$$

Curva di Wöhler

$$\sigma^\varepsilon N = cost \rightarrow \sigma_1^\varepsilon N_{1c} = \sigma_2^\varepsilon N_{2c} = \sigma_e^\varepsilon N_{ec}$$

$$\sigma_2 = \frac{2Eh_{\max}}{d_2}$$

$$N_{1c} = \frac{\sigma_e^\varepsilon N_{ec}}{\sigma_1^\varepsilon}$$

$$N_{2c} = \frac{\sigma_e^\varepsilon N_{ec}}{\sigma_2^\varepsilon}$$

$$\frac{2N}{N_{ec}} = \frac{N}{N_{1c}} + \frac{N}{N_{2c}}$$

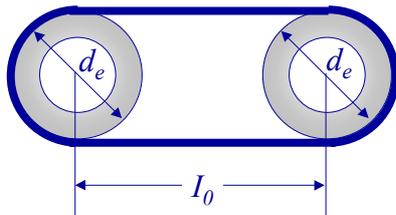
$$\frac{2N}{N_{ec}} = \frac{N\sigma_1^\varepsilon}{\sigma_e^\varepsilon N_{ec}} + \frac{N\sigma_2^\varepsilon}{\sigma_e^\varepsilon N_{ec}}$$

$$\sigma_e = \left(\frac{\sigma_1^\varepsilon + \sigma_2^\varepsilon}{2} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}}$$

$$d_e = d_1 \left(\frac{2}{1 + \tau^\varepsilon} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}}$$

Equazione di progetto

La trasmissione tipo



$\tau = 1$ rapporto di trasmissione unitario

$\alpha = \pi$ angolo di abbraccio 180°

$$d_e = d_1 \left(\frac{2}{1 + \tau^\varepsilon} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} \text{ diametro equivalente}$$

I_0 = interasse standard

L_0 = lunghezza cinghia standard

h_0 = durata standard

Potenza tipo

$$W_0 = \frac{e^{f\pi} - 1}{e^{f\pi}} \left(\sigma_0 A - \frac{2EAh_{\max}}{d_e} - qV^2 \right) V$$

$$C_\alpha = \frac{(e^{f^*\alpha} - 1) \cdot e^{f^*\pi}}{e^{f^*\alpha} \cdot (e^{f^*\pi} - 1)}$$

Potenza attuale

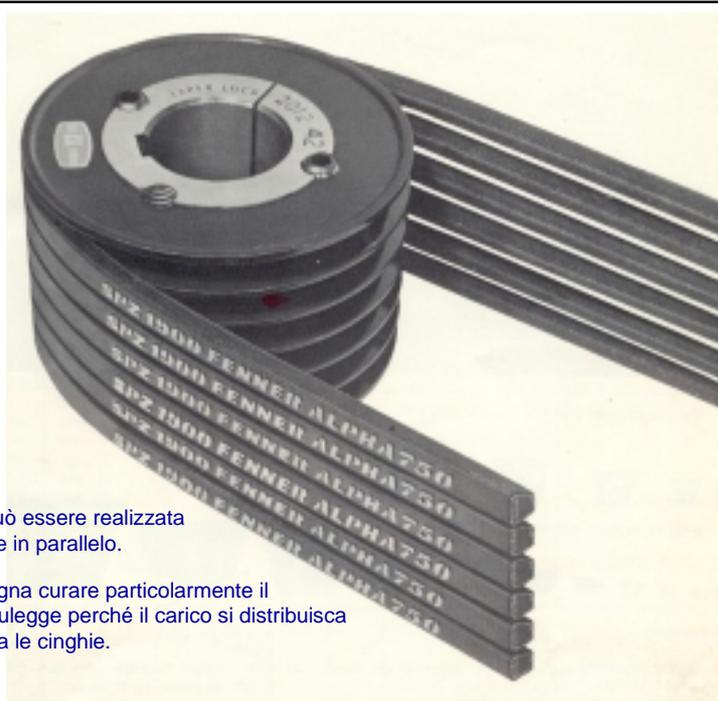
$$W_a = C_\alpha \cdot C_L \cdot C_h \cdot W_0$$

$$C_L = \left(\frac{L}{L_0} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} \quad C_h = \left(\frac{h_0}{h} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}}$$

$$n^\circ \text{ cinghie} = \frac{\text{Potenza da trasmettere}}{\text{Potenza attuale}}$$

$$n_c = \frac{W_e}{W_a}$$

GDW - Cinghie trapezoidali



Una trasmissione può essere realizzata mettendo più cinghie in parallelo.

In questo caso bisogna curare particolarmente il parallelismo tra le pulegge perché il carico si distribuisca in modo uniforme tra le cinghie.

GDW - Cinghie trapezoidali

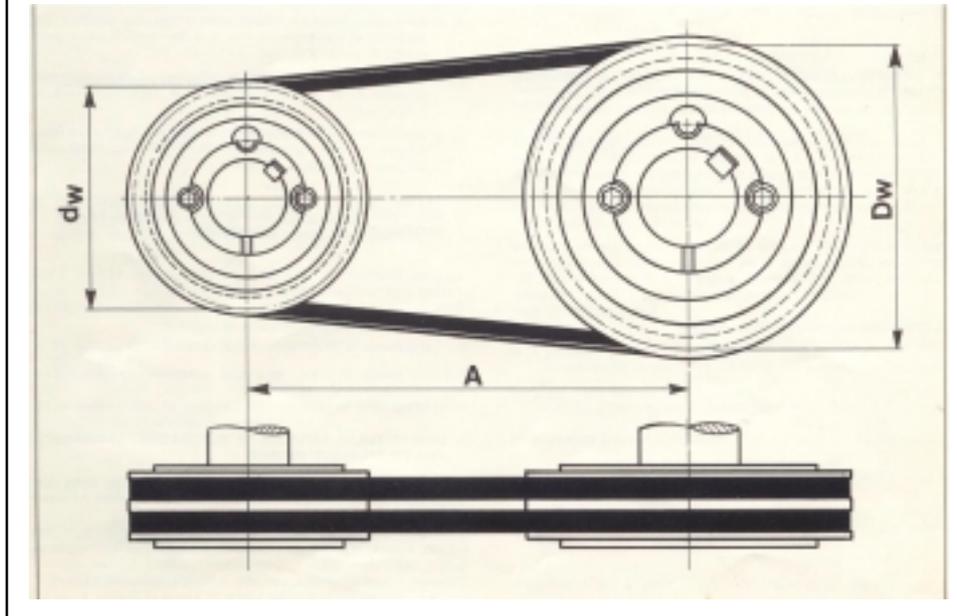
Equazione di progetto

In alcuni manuali invece della "potenza tipo" è utilizzata la "potenza base" che è relativa ad una trasmissione con le stesse caratteristiche di quella tipo ($\tau = 1$ $\alpha = \pi$) ma che utilizza pulegge di diametro d_1 invece di diametro equivalente.

$$W_b = \frac{e^{f\pi} - 1}{e^{f\pi}} \left(\sigma_0 A - \frac{2EAh_{\max}}{d_1} - qV^2 \right) V \quad \Delta W_b$$

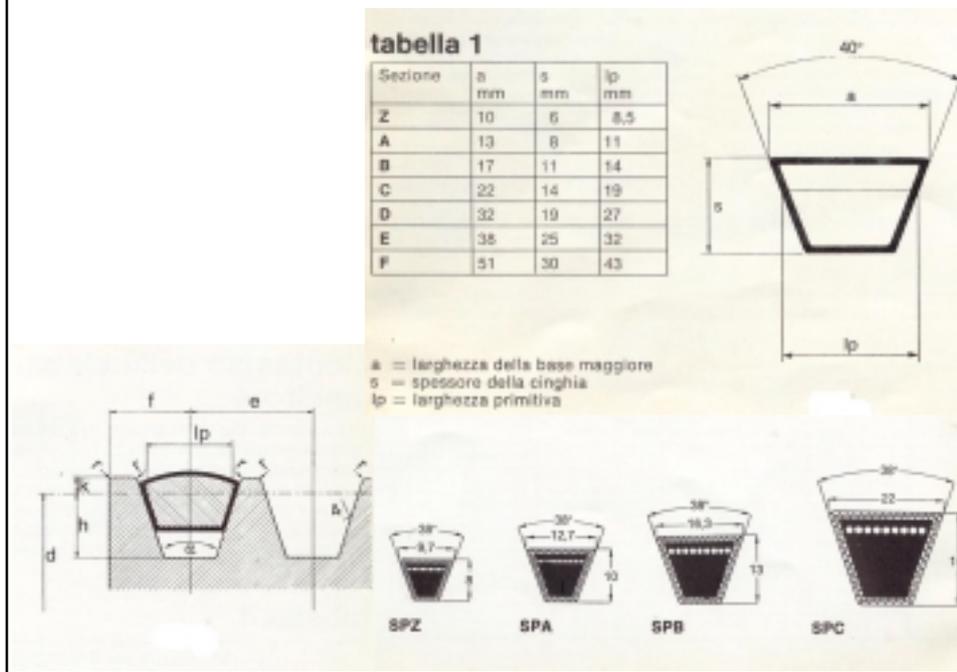
Potenza base Potenza supplementare

Nel caso reale (rapporto di trasmissione diverso da 1) la cinghia sarà in grado di trasmettere una potenza maggiore di quella base a causa della minore sollecitazione di fatica che si verifica nella puleggia maggiore.



SIMBOLI

A	interasse (mm)
c_0	coefficiente di sicurezza supplementare, per trasmissioni con moltiplicazione di velocità (tab. 3)
c_1	coefficiente di correzione in relazione all'arco di avvolgimento della cinghia (tab. 4)
c_2	coefficiente di sicurezza di carico (tab. 2)
c_3	coefficiente di correzione, in relazione alla lunghezza della cinghia (tab. 6, 9, 12, 15)
d_w	diametro primitivo della puleggia piccola (mm)
D_w	diametro primitivo della puleggia grande (mm)
i	rapporto di trasmissione
L_w	lunghezza primitiva della cinghia (mm)
n_1	numero di giri della puleggia piccola (giri/1')
n_2	numero di giri della puleggia grande (giri/1')
N	potenza da trasmettere (kW)
N_a	potenza addizionale (kW) (tab. 7, 10, 13, 16)
N_b	potenza di calcolo (kW)
N_c	potenza effettiva trasmissibile con una cinghia (kW)
N_n	potenza nominale trasmissibile con una cinghia (kW) (tab. 5, 8, 11, 14)
v	velocità della cinghia (m/s)
z	numero di cinghie necessarie per una trasmissione
α	$90 - \beta/2$ (gradi)
β	arco di avvolgimento della cinghia sulla puleggia piccola (gradi)



Procedimento

1) DETERMINAZIONE DELLA POTENZA DI CALCOLO N_b

Moltiplicare il valore della potenza da trasmettere « N » per il coefficiente di sicurezza di carico « C_2 » (v. tab. 2) e per l'eventuale coefficiente di sicurezza supplementare « C_0 » (v. tab. 3). Si avrà così il valore della potenza di calcolo N_b , che è di base per la scelta degli elementi della trasmissione.

$$\llcorner N_b = N \cdot C_2 \cdot C_0 \text{ (kW)}$$

TAB. 2 - COEFFICIENTI DI SICUREZZA DI CARICO = c_1 =

Macchine operatrici	Macchine motrici					
	Funzionamento (regime)			Funzionamento (regime)		
	fino a 10	10 - 16	oltre 16	fino a 10	10 - 16	oltre 16
-- Motori a corrente alternata con momenti torcenti normali -- Motori a corrente continua (commutazione in derivazione) -- Motori a combustione interna con 4 o più cilindri e con più di 600 giri/min -- Motori a corrente alternata con momenti torcenti elevati -- Motori a corrente continua (commutazione in serie) -- Motori a combustione interna fino a 4 cilindri e sotto i 600 giri/min						
Trasmissioni leggere Agitatori per liquidi Aspiratori Compressori centrifughi Piccoli ventilatori (potenze inferiori a 7,5 kW) Pompe Trasportatori a nastro (leggeri)	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Trasmissioni medie Elevatori generali Linee d'alberi Macchinario per lavanderie (ventilatori centrifughi, idrocicloni) Macchinario dei stadi (cristallizzatori, essicci, miscelatori) Macchine alevatori (barili, rotolatori, taglieri, trascinanti) Pressi, tagliatrici Trasmissioni a nastro (pesanti) Ventilatori (potenze superiori a 7,5 kW)	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Trasmissioni pesanti Compressori a pistoni Elevatori Frangitori Macchinario per cantiere Macchinario per industria chimica e dei coloranti Macchinario per industria tessile Pompe a pistoni, pompe per frangimento Trasmissioni (a vite, a pignone, a rulli)	1,2	1,3	1,4	1,3	1,4	1,5
Trasmissioni extra-pesanti Macchinario per industria della gomma (macchine, alevatori, barilotti) Molte a pignone, a cilindri, mollette	1,3	1,4	1,5	1,4	1,5	1,6

Esempio di progetto con l'uso di un manuale del costruttore

Macchine operatrici	Macchine motrici					
	Funzionamento (regime)			Funzionamento (regime)		
	fino a 10	10 - 16	oltre 16	fino a 10	10 - 16	oltre 16
-- Motori a corrente alternata con momenti torcenti normali -- Motori a corrente continua (commutazione in derivazione) -- Motori a combustione interna con 4 o più cilindri e con più di 600 giri/min -- Motori a corrente alternata con momenti torcenti elevati -- Motori a corrente continua (commutazione in serie) -- Motori a combustione interna fino a 4 cilindri e sotto i 600 giri/min						
Trasmissioni leggere Agitatori per liquidi Aspiratori Compressori centrifughi Piccoli ventilatori (potenze inferiori di 7,5 kW) Pompe Trasportatori a nastro (leggeri)	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3

TAB. 3 - COEFFICIENTI DI SICUREZZA SUPPLEMENTARE = c_2 =

Caratteristiche della trasmissione	Rapporto di trasmissione = i =				
	1 - 1,24	1,25 - 1,75	1,76 - 2,49	2,5 - 3,49	3,5 e oltre
Con giri puleggia motrice < giri puleggia condotta	1	1,05	1,11	1,16	1,25

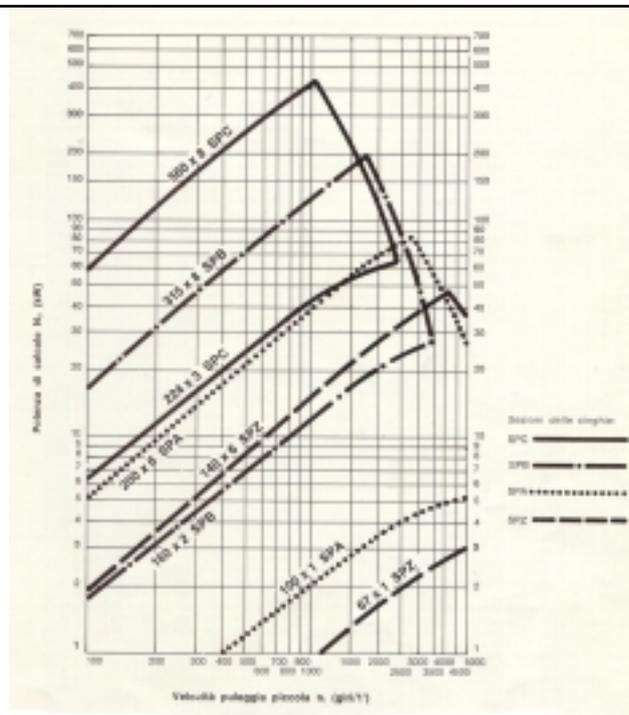
2) SCELTA DELLA SEZIONE DELLA CINGHIA DA UTILIZZARE E DETERMINAZIONE APPROSSIMATA DEL NUMERO DI GOLE E DEL DIAMETRO PRIMITIVO « d₀ » DELLA PULEGGIA PICCOLA

In funzione della potenza di calcolo « N₃ » e della velocità « n₃ » della puleggia piccola si determina nel diagramma A un punto che può trovarsi internamente a una o a più aree delimitate dalle linee diversamente tracciate. A ciascuna area corrisponde una sezione di cinghia diversa.

La sezione più conveniente è normalmente quella a cui corrisponde, nel diagramma, l'area più centrata rispetto al punto determinato.

Sulle linee di confine di ciascuna area sono indicati i valori limite del diametro primitivo e del numero di gole (numero di cinghie da utilizzare) della puleggia piccola della trasmissione. Mediante interpolazione tra questi valori limite, relativamente al punto individuato e alla sezione scelta, si determinano approssimativamente le caratteristiche della puleggia piccola: diametro primitivo e numero di gole.

Diagrammi di selezione della sezione



3) DETERMINAZIONE DEL RAPPORTO DI TRASMISSIONE

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

4) DETERMINAZIONE ESATTA DEL DIAMETRO PRIMITIVO DELLE PULEGGE, DELLA LUNGHEZZA « L_w » E DEL NUMERO DI RIFERIMENTO DELLE CINGHIE

In funzione della sezione scelta, del rapporto di trasmissione « i », dell'interasse « A » e tenendo in considerazione il valore del diametro « d_w » ricavato approssimativamente al punto 2, la tab. 17 ci permette di definire esattamente i diametri primitivi delle due pulegge della trasmissione nonché la lunghezza « L_w » e il numero di riferimento delle cinghie da utilizzare.

N.B. - Nel caso in cui una delle due pulegge sia da montare su un motore elettrico è da verificare che il suo diametro primitivo risulti non inferiore a quello indicato nella tab. 23.

Sezione SPB

Diametro d _w mm	Rap- porto i	Riferimento cinghia																	
		1260	1340	1410	1580	1600	2020	2150	2280	2410	2530	2680	2840	2990	3170	3340	3550	3810	4060
		1257	1333	1409	1587	1790	2019	2146	2273	2400	2527	2679	2832	2984	3167	3340	3543	3797	4051
		Lunghezza cinghia = L _w (mm)																	
		Interasse « A » (mm)																	
236	236 1,00			334	424	529	639	734	789	834	894	969	1049	1124	1214	1299	1404	1529	1659
	250 1,06			323	413	518	628	693	758	823	883	958	1038	1113	1203	1288	1393	1518	1648
	280 1,19				389	494	605	670	735	800	860	935	1015	1090	1180	1265	1370	1495	1625
	315 1,33					380	486	576	641	706	771	832	907	982	1062	1152	1237	1342	1467
	355 1,50						437	543	638	673	738	799	874	954	1029	1119	1205	1310	1435
	400 1,69							504	570	635	701	761	837	917	992	1083	1168	1273	1398
	450 1,91								453	526	592	658	719	794	875	960	1041	1136	1232
	500 2,12									479	548	613	674	751	832	908	999	1084	1190
	560 2,37										557	619	686	759	835	916	1002	1120	1245
	630 2,67												629	713	791	883	970	1077	1204
	710 3,01														633	713	806	896	1004
	800 3,38															716	807	918	1049
	900 3,81																816	950	1088
	1000 4,24																	843	986
	1250 5,30																		
290	290 1,00					403	508	618	683	748	813	873	948	1028	1103	1193	1278	1383	1508
	280 1,12					379	484	594	659	724	789	849	924	1004	1079	1169	1254	1359	1484
	315 1,26						455	566	631	696	761	821	896	976	1051	1141	1226	1331	1456
	355 1,42							422	532	608	663	728	788	863	943	1018	1108	1214	1339

4.1 Lunghezza primitiva della cinghia « L_v »:

può essere calcolata come segue:

approssimativamente

$$L_v \approx 2 A + 1,57 (D_v + d_v) + \frac{(D_v - d_v)^2}{4 A} \quad (\text{mm})$$

esattamente

$$L_v = 2 A \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (D_v + d_v) + \frac{\pi \cdot \alpha}{180} (D_v - d_v) \quad (\text{mm})$$

dove:

$$\alpha = 90 - \frac{\beta}{2} \quad (\text{gradi})$$

« β » = angolo di avvolgimento della cinghia sulla puleggia piccola (vedi punto 4.2).

4.2 Angolo di avvolgimento « β »:

calcolo approssimato (valido per 110° < β < 180°)

$$\beta \approx 180 - 60 \cdot \frac{D_v - d_v}{A} \quad (\text{gradi})$$

calcolo esatto

$$\beta = \arccos \left[2 \left(\frac{D_v - d_v}{2 A} \right)^2 - 1 \right] \quad (\text{gradi})$$

5) INTERASSE « A »

Quando non imposto scegliere

$$A \approx 2 \cdot \sqrt{(D_v + d_v) \cdot d_v} \quad (\text{mm})$$

Quando si conosce L_v, d_v, D_v, si può ricavare « A » dalla tab. 17, oppure calcolare nel seguente modo:

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} \quad (\text{mm})$$

dove:

$$p = 0,25 L_v - 0,393 (D_v + d_v)$$

$$q = 0,125 (D_v - d_v)^2$$

6) DETERMINAZIONE DELLA POTENZA EFFETTIVA « N_E » TRASMISSIBILE CON UNA CINGHIA

$$N_E = (N_k + N_A) \cdot C_1 \cdot C_2$$

dove:

N_k = potenza nominale di una cinghia. Si determina per ciascuna sezione in funzione della velocità « n₁ » e del diametro primitivo « d_w » della puleggia piccola (v. tab. 5 - 8 - 11 - 14).

N_A = potenza addizionale. Viene determinata, in funzione del rapporto di trasmissione « i » e della velocità « n₁ » della puleggia piccola (v. tab. 7 - 10 - 13 - 16).

C₁ = coefficiente di correzione in relazione all'arco di avvolgimento β; si ricava dalla tab. 4 in funzione di « d_w », « D_w », « A ».

C₂ = coefficiente di correzione in relazione alla lunghezza della cinghia; si ricava dalle tab. 6 - 9 - 12 - 15 in funzione della lunghezza primitiva « L_w ».

Sezione SPZ

Velocità primitiva (giri/1')	Diametro primitivo della puleggia piccola (mm)									
	63	67	71	75	80	85	90	95	100	106
720	0,52	0,61	0,70	0,79	0,90	1,01	1,12	1,23	1,34	1,47
960	0,65	0,77	0,88	1,00	1,15	1,29	1,44	1,58	1,72	1,89
1440	0,88	1,05	1,22	1,39	1,60	1,81	2,01	2,22	2,42	2,67
2880	1,42	1,73	2,04	2,35	2,73	3,11	3,49	3,86	4,22	4,65

Sezione SPZ

Velocità della puleggia piccola « n ₁ » (giri/1')	Diametro primitivo della puleggia									
	63	67	71	75	80	85	90	95	100	106
720	0,52	0,61	0,70	0,79	0,90	1,01	1,12	1,23	1,34	1,47
960	0,65	0,77	0,88	1,00	1,15	1,29	1,44	1,58	1,72	1,89
1440	0,88	1,05	1,22	1,39	1,60	1,81	2,01	2,22	2,42	2,67
2880	1,42	1,73	2,04	2,35	2,73	3,11	3,49	3,86	4,22	4,65
100	0,10	0,12	0,13	0,15	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26
200	0,18	0,21	0,24	0,27	0,30	0,34	0,37	0,40	0,44	0,48
300	0,26	0,30	0,34	0,38	0,43	0,48	0,53	0,58	0,63	0,68
400	0,33	0,38	0,43	0,48	0,55	0,61	0,68	0,74	0,81	0,88
500	0,39	0,45	0,52	0,58	0,66	0,74	0,82	0,90	0,98	1,07

**7) DETERMINAZIONE DEL NUMERO DI CINGHIE « z »
NECESSARIE PER LA TRASMISSIONE**

$$z = \frac{N_b}{N_k}$$

dove:

N_k si determina come indicato al punto 1;

N_b si determina come indicato al punto 6.

N.B. - Il valore di « z », se risulta decimale, va arrotondato all'unità superiore.

**8) SCELTA DELLE BUSSOLE DI BLOCCAGGIO TAPER-LOCK
PER LE PULEGGE FENNER**

Nelle tabelle 18 ÷ 21 sono riportate le dimensioni delle pulegge normalizzate FENNER ed il numero di riferimento delle bussole TAPER-LOCK relative.

Sulla base di questo riferimento le bussole TAPER-LOCK dovranno essere scelte con un diametro foro corrispondente a quello dell'albero della trasmissione in esame (v. tab. 24).

Il diametro dell'albero va indicato a fianco del numero di riferimento della bussola TAPER-LOCK.

Esempio di progetto con l'uso di un manuale del costruttore

Esempio di calcolo

Macchina	compressore a pistoni
Motore	Diesel
Velocità motore « n_1 »	1050 giri/1'
Velocità compressore « n_2 »	660 giri/1'
Potenza « N »	45 kW
Interasse « A »	circa 1125 mm
Funzionamento continuo	24 ore/giorno
∅ albero compressore	85 mm
∅ albero motore	70 mm

1) DETERMINAZIONE DELLA POTENZA DI CALCOLO N_b

$$N_b = N \cdot C_2 = 45 \cdot 1,4 = 63 \text{ kW}$$

$$C_2 = 1,4 \text{ (v. tab. 2)}$$

C_3 non è da considerare in questo caso.

2) SCELTA DELLA SEZIONE DELLA CINGHIA DA UTILIZZARE E DETERMINAZIONE APPROSSIMATA DEL NUMERO DI GOLE E DEL DIAMETRO PRIMITIVO « d_p » DELLA PULEGGIA PICCOLA

Nel diagramma A il punto corrispondente a $n_1 = 1050 \text{ giri/1'}$ e $N_b = 63 \text{ kW}$ si trova all'interno delle aree corrispondenti alle sezioni SPB e SPC.

Il punto è tuttavia più centrato rispetto all'area della sezione SPB. In questo caso sarà pertanto più conveniente adottare la sezione SPB.

Il diametro primitivo approssimato della puleggia piccola risulta « d_p » = 290 mm ed il numero delle gole uguale a circa 6.

- Motori a corrente alternata con momenti torcenti elevati
- Motori a corrente continua (commutazione in serie)
- Motori a combustione interna fino a 4 cilindri o sotto i 600 giri/1'

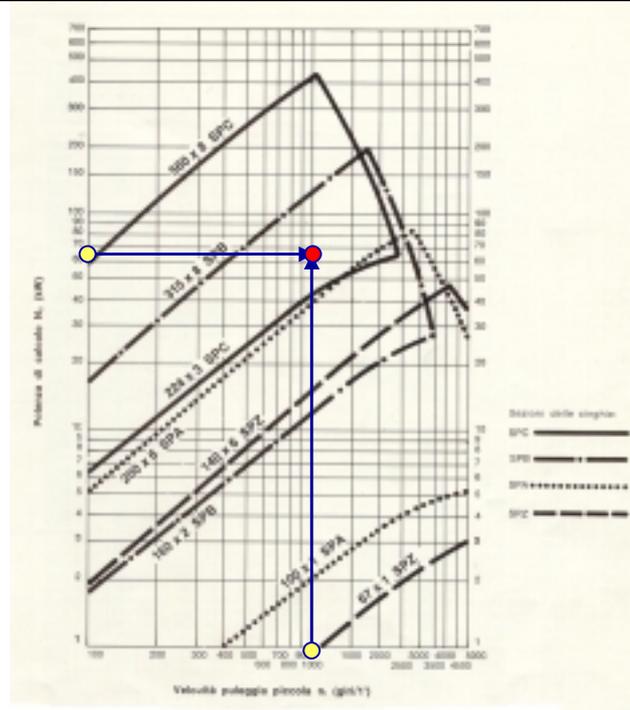
Funzionamento (ore/giorno)

	fino a 10	10 - 16	oltre 16
	1,1	1,2	1,3
Trasmissioni medie Gruppi generatori Linee d'alberi Macchinario per lavanderia (lavatrici centrifughe, umidificatrici) Macchinario per stampa (rotative, offset, linotype) Macchine utensili (torni, rettificatrici, trapani, fresatrici) Pressa, taglierine Trasportatori a nastro (pesanti) Ventilatori (potenze superiori a 7,5 kW)	1,2	1,3	1,4

GDW - Cinghie trapezoidali

Diagrammi di selezione della sezione

Velocità = 1050 g/min
Potenza = 63 kW



GDW - Cinghie trapezoidali

Esempio di progetto con l'uso di un manuale del costruttore

3) DETERMINAZIONE DEL RAPPORTO DI TRASMISSIONE

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1050}{660} = 1,59$$

4) DETERMINAZIONE ESATTA DEL DIAMETRO PRIMITIVO DELLE PULEGGE, DELLA LUNGHEZZA « L_w » E DEL NUMERO DI RIFERIMENTO DELLA CINGHIA

Dalla tab. 17 relativa alla sezione SPB, in funzione del rapporto $i = 1,59$, dell'interasse $A = 1125$ mm, del diametro approssimato $d_w \approx 290$ mm, si determina:

- la scelta dei diametri primitivi esatti delle pulegge
 $d_w = 315$ mm
 $D_w = 500$ mm
- la scelta della lunghezza e del numero di riferimento delle cinghie da utilizzare
 $L_w = 3550$ mm.
SPB 3550

GDW - Cinghie trapezoidali

Esempio di progetto con l'uso di un manuale del costruttore

Velocità della puleggia piccola n_1 (rpm/1') n ₁	n ₂				Velocità della cinghia n_c (m/sec.) n _c
	160	170	180	190	
720	4,54	5,11	5,68	6,25	11,21
960	5,73	6,47	7,21	7,94	14,96
1440	7,85	8,89	9,93	10,96	19,95
2880	12,04	13,88	15,26	16,76	—
100	0,84	0,93	1,02	1,12	1,94
200	1,53	1,71	1,89	2,06	3,62
300	2,17	2,43	2,69	2,94	5,20
400	2,77	3,11	3,45	3,78	6,72
500	3,35	3,76	4,17	4,58	8,18
600	3,90	4,39	4,87	5,36	9,58
700	4,43	4,99	5,55	6,10	10,94
800	4,95	5,56	6,20	6,83	12,26
900	5,44	6,14	6,84	7,53	13,53
1000	5,92	6,69	7,45	8,21	14,75
1100	6,39	7,22	8,05	8,87	15,92
1200	6,83	7,73	8,62	9,50	17,06
1300	7,27	8,23	9,18	10,12	18,13
1400	7,69	8,71	9,72	10,71	19,15
1500	8,09	9,17	10,24	11,29	20,12
1600	8,48	9,62	10,74	11,84	21,04
1700	8,85	10,04	11,22	12,37	21,90
1800	9,21	10,45	11,68	12,88	22,70
					23,07
					23,89
					24,66
					25,38
					26,05
					26,68
					27,27
					27,81
					28,31
					28,77
					29,19
					29,57
					29,91
					30,21
					30,47
					30,69
					30,87
					31,01
					31,12
					31,20
					31,26
					31,30
					31,33
					31,35
					31,36
					31,37
					31,37
					31,37
					31,36
					31,34
					31,31
					31,27
					31,22
					31,16
					31,09
					31,01
					30,92
					30,82
					30,71
					30,59
					30,46
					30,32
					30,17
					30,01
					29,84
					29,66
					29,47
					29,27
					29,06
					28,84
					28,61
					28,37
					28,12
					27,86
					27,59
					27,31
					27,02
					26,72
					26,41
					26,09
					25,76
					25,42
					25,07
					24,71
					24,34
					23,96
					23,57
					23,17
					22,76
					22,34
					21,91
					21,47
					21,02
					20,56
					20,09
					19,61
					19,12
					18,62
					18,11
					17,59
					17,06
					16,52
					15,97
					15,41
					14,84
					14,26
					13,67
					13,07
					12,46
					11,84
					11,21
					10,57
					9,92
					9,26
					8,60
					7,93
					7,25
					6,56
					5,86
					5,15
					4,43
					3,70
					2,96
					2,21
					1,45
					0,69

GDW - Cinghie trapezoidali

TAB. 13 - POTENZA ADDIZIONALE - K₁ (kW) IN FUNZIONE DEL RAPPORTO DI TRASMISSIONE - i - E DELLA VELOCITÀ DELLA PULEGGIA PICCOLA - n₁ -

Rapporto di trasmissione $i = 1$					Velocità n_1 (rpm/1')
1,27	1,39	1,56	1,95	oltre	
1,38	1,57	1,94	3,38	3,39	720
0,40	0,47	0,53	0,58	0,62	960
0,54	0,63	0,71	0,78	0,82	1440
0,81	0,96	1,07	1,16	1,23	2880
1,62	1,90	2,14	2,33	2,46	100
0,06	0,07	0,07	0,08	0,09	200
0,11	0,13	0,15	0,16	0,17	300
0,17	0,20	0,22	0,24	0,26	400
0,22	0,26	0,30	0,32	0,34	500
0,28	0,33	0,37	0,40	0,43	600
0,34	0,40	0,44	0,48	0,51	700
0,39	0,46	0,52	0,57	0,60	800
0,45	0,53	0,59	0,65	0,68	900
0,51	0,59	0,67	0,73	0,77	1000
0,56	0,66	0,74	0,81	0,86	1100
0,62	0,73	0,82	0,89	0,94	1200
0,67	0,79	0,89	0,97	1,03	1300
0,73	0,86	0,96	1,05	1,11	1400
0,79	0,92	1,04	1,13	1,20	1500
0,84	0,99	1,11	1,21	1,28	1600
0,90	1,06	1,19	1,29	1,37	1800

Esempio di progetto con l'uso di un manuale del costruttore

$\frac{D_w - d_w}{A}$	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60
Arco di avvolgimento β (gradi)	180	177	174	171	169	166	163	160	157	154	151	148	145
C_1	1,00	0,99	0,99	0,98	0,97	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,93	0,92	0,91

Sezione SPB

TAB. 12 - COEFFICIENTE DI CORREZIONE $\cdot c_1 \cdot$ IN RELAZIONE ALLA LUNGHEZZA DELLA CINGHIA

Lunghezza primitiva $\cdot L_w \cdot$ (mm)	1260	1410	1560	1800	2020	2260	2540	2840	3170	3550	3960	4500	5070	5680	6340	7100	7990	9000
Coefficiente c_1	0,05	0,07	0,09	0,91	0,93	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09	1,11	1,13	1,15	1,17

7) DETERMINAZIONE DEL NUMERO DI CINGHIE $\cdot z \cdot$ NECESSARIE PER LA TRASMISSIONE

$$z = \frac{N_a}{N_c} = \frac{63}{18,41} = 3,42 \text{ ossia } 4 \text{ cinghie}$$

8) SCELTA DELLE BUSSOLE DI BLOCCAGGIO TAPER-LOCK PER LE PULEGGE FENNER

Nella tab. 20 è indicato:

- a) per la puleggia SPB 315/4 gole l'impiego della bussola TAPER-LOCK 3535;
- b) per la puleggia SPB 500/4 gole l'impiego della bussola TAPER-LOCK 3535.

Nella tabella 24 si osserva che la bussola 3535 prevede la possibilità di bloccare gli alberi $\varnothing 70$ e $\varnothing 85$ mm. Pertanto i riferimenti delle bussole TAPER-LOCK da impiegare saranno:

- a) 3535/70 per il bloccaggio della puleggia motrice SPB 315/4 gole sull'albero $\varnothing 70$ mm;
- b) 3535/85 per il bloccaggio della puleggia condotta SPB 500/4 gole sull'albero $\varnothing 85$ mm.

**DESIGNAZIONE DELLA TRASMISSIONE FENNER
PER L'ORDINAZIONE**

- n. 1 puleggia Fenner SPB 315 x 4
con bussola Taper-Lock 3535/70
- n. 1 puleggia Fenner SPB 500 x 4
con bussola Taper-Lock 3535/85
- n. 4 cinghie Fenner SPB 3550.