Cap. 1 - MECCANISMI

1.1 Generalità
1.2 Ruote di frizione
1.3 Ruote dentate ed ingranaggi
1.4 Ruote e flessibili: cinghie, funi e catene
1.5 Variatori di velocità
1.6 Giunti
1.7 Innesti
1.8 Freni
1.9 Sistemi articolati
1.10 Camme
1.11 Meccanismi a moto intermittente
1.12 Meccanismi unidirezionali

1.1 - GENERALITÀ

I meccanismi più importanti possono essere suddivisi, dal punto di vista funzionale, in:

- **coppie inferiori** o **elementari**
  guide, cuscinetti, viti, snodi sferici

- **trasmissioni di potenza**
  ruote lisce e dentate, ruote e flessibili, variatori di velocità, giunti, innesti, freni
  meccanismi con funzioni molto differenti; sono caratterizzati sia dal livello di potenza che possono trasmettere, sia dalle variazioni che impongono alle variabili della potenza (coppia e velocità angolare)

- **trasmissioni per moto vario**
  sistemi articolati, camme, meccanismi per moti intermittenti ed unidirezionali
  sono utilizzati nella costruzione di macchine automatiche e sono in grado di realizzare movimenti complessi e di assolvere a funzioni superiori (per esempio muoversi lungo traiettorie con velocità variabile)

Meccanismi per trasmissioni di potenza

- **meccanismi con rapporto di trasmissione costante**: sono usati per ridurre o per aumentare la velocità angolare con conseguente aumento o riduzione della coppia (caso ideale: conservazione della potenza meccanica $\Rightarrow \quad C_1\omega_1 = C_2\omega_2$)
  - **ruote lisce** o **dentate** (ad accoppiamento diretto)
  - **ruote collegate con flessibili** (cinghie, funi, catene)
- **variatori di velocità**: per variare il rapporto di trasmissione
- **collegamenti di alberi**:
  - **giunti** per collegamenti permanenti
  - **innesti** per collegamenti temporanei
- **freni**: trasformano energia meccanica in altre forme di energia per rallentare o per arrestare il moto di un albero
  - **freni a tamburo**
  - **freni a disco**

Meccanismi per moto vario

- **sistemi articolati**: possono servire per
  - generazione di movimenti
  - generazione di funzioni
  - generazione di traiettorie
- **meccanismi con moto intermittente**: realizzano una fase di arresto del cedente per ogni ciclo di funzionamento (*movente*: organo di ingresso; *cedente*: organo di uscita)
  - ruote di Ginevra
  - ruote stellari
  - intermittori
- **meccanismi con camme**: consentono di realizzare leggi di moto desiderate
- **meccanismi unidirezionali**: consentono un solo verso di moto
  - arpionismi a denti
  - meccanismi ad impuntamento

1.2 - RUOTE LISCE

Anche dette **ruote di frizione** o **ruote per attrito**, sono meccanismi in cui la trasmissione avviene per attrito radente: l'accoppiamento di forza viene garantito spingendo una ruota contro l'altra.

La forza trasmissibile è pari alla massima forza d'attrito radente F_t, ossia al prodotto del fattore d'attrito per la forza normale di contatto F_n. Pertanto è necessaria una forza che spinga i membri accoppiati l'uno contro l'altro; tale forza di contatto è limitata dalle sollecitazioni gravanti sui cuscinetti e dalla pressione specifica massima sopportabile dai materiali a contatto.

A seconda del tipo di superfici coniugate si distinguono:
- **ruote con superfici primitive**
- **ruote a cuneo**

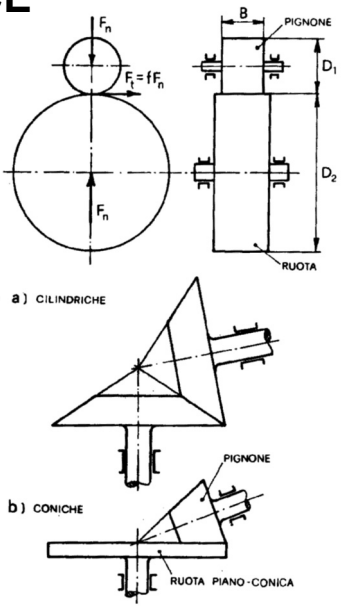


Fig. 1. Ruote esterne (con superfici primitive)

RUOTE CON SUPERFICI PRIMITIVE

Sono utilizzati sia materiali metallici (acciaio temprato o ghisa) sia non metallici (gomme sintetiche, materie plastiche, tele rinforzate, legno, ecc.).

I campi di applicazione più comuni sono nella locomozione (ruota-rotaia, pneumatico-strada), nella realizzazione di variatori continui di velocità o per l'azionamento di elettrodomestici, ciclomotori, ecc.

Sono costruite solo nelle forme cilindrica, conica e piana e vengono utilizzate in rotismi ordinari, con ruote interne o esterne, o in treni planetari; non è possibile utilizzare ruote lisce per trasmissioni fra assi sghembi.

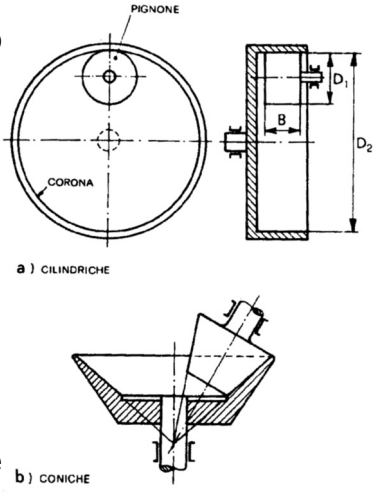


Fig. 2. Ruote interne (con superfici primitive)

Il rapporto di trasmissione non è esattamente costante a causa della deformazione elastica delle ruote stesse.

Vantaggi:

- peso ed ingombro modesti
- adattamento a potenze diverse
- funzionamento dolce e continuo
- modesta manutenzione
- limitatori di sovraccarico

Svantaggi:

- potenza trasmissibile limitata (in genere al massimo circa 80 kW)
- limitata velocità massima periferica (20-30 m/s)
- sollecitazioni severe sui cuscinetti
- rapporto di trasmissione non rigorosamente costante

(oltre all'effetto della deformazione elastica, vi è uno scorrimento del 2-3%, variabile in funzione della potenza trasmessa)

RUOTE A CUNEO

La forza tangenziale di contatto viene aumentata con le ruote a cuneo, che presentano superfici coniugate coniche diverse dalle primitive e quindi comportano strisciamenti. Il moto di rotolamento puro si ha soltanto lungo le due circonferenze primitive, che hanno raggi R_1 ed R_2, variabili con la coppia trasmessa.

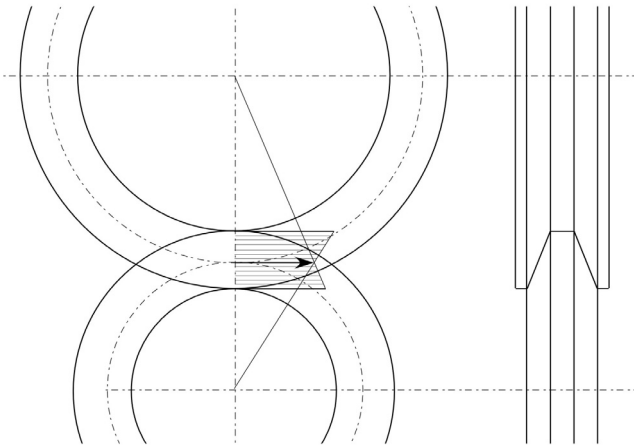


Fig. 3. Ruote lisce a cuneo

Sia R_1 motrice; all'aumentare della coppia trasmessa R_1 diminuisce, e la somma $R_1 + R_2$ rimane costante (è l'interasse); di conseguenza, la ruota condotta, a parità di velocità angolare della motrice, rallenta. In figura sono indicate le distribuzioni di velocità per le due ruote, proporzionali alla distanza dall'asse; la velocità coincide solo in corrispondenza del contatto tra le primitive cilindriche (tratteggiate).

Il contatto tra le quattro superfici coniche (due per ogni ruota) avviene idealmente lungo due segmenti (in realtà a causa dell'elasticità del materiale il contatto non è puramente lineare). Si ipotizzi che le forze tra le due ruote siano scambiate nei due punti intersezione tra i due segmenti citati e la retta di contatto delle primitive (figura a lato); valgono le seguenti relazioni:

$$F_n = 2F_{r0}\,\mathrm{sen}\,\theta$$

$$F_t = f\ 2F_{r0} = \frac{f}{\mathrm{sen}\,\theta}F_n = f_v F_n$$

dove: F_{ro} e F_n sono forze giacenti nel piano del disegno; F_t è il valore massimo della forza tangenziale, ortogonale al piano del disegno, che origina la coppia trasmessa (la forza tangenziale effettivamente trasmessa dipende ovviamente dalla coppia applicata alla ruota motrice).

f_v è detto *fattore d'attrito virtuale o fittizio;*

per θ = *20°* vale circa f_v = *3f (effetto cuneo*).

(per una ruota con superfici primitive $F_t = f F_n$)

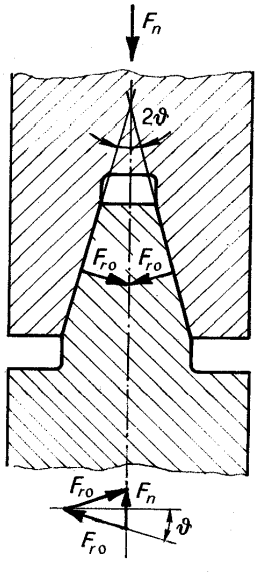


Fig. 3bis. Ruote lisce a cuneo

1.3 - RUOTE DENTATE ED INGRANAGGI

Ruota dentata: organo in grado di trascinarne un altro per mezzo di denti che entrano successivamente in contatto

Ingranaggio: meccanismo composto da una coppia di ruote dentate e dal telaio

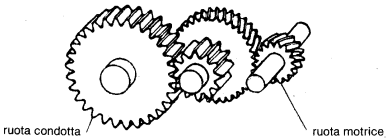


Fig. 4. Rotismo ordinario

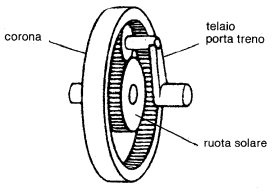


Fig. 5. Treno planetario

Treno di ingranaggi o **rotismo**: sistema formato da più ingranaggi

Treno planetario: rotismo in cui almeno uno degli assi ruota attorno ad un altro

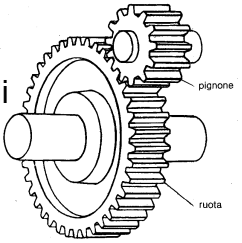


Fig. 6. Ingranaggio esterno

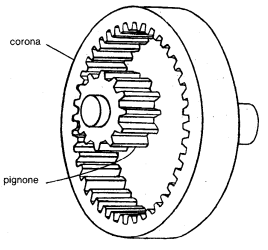


Fig. 7. Ingranaggio interno

Definizioni fondamentali

Due ruote tra le quali avviene trasmissione del moto sono dette **coniugate**: se la **conduttrice** e la **condotta** si possono scambiare il ruolo, sono dette **reciproche**; se possono invertire il senso di rotazione formano una **coppia invertibile**.

Il **rapporto di trasmissione** *i* è definito come rapporto tra le velocità angolari della ruota conduttrice e di quella condotta e vale:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm\frac{r_2}{r_1} = \pm\frac{z_2}{z_1}$$

A volte viene anche definito come rapporto di trasmissione il suo inverso τ.

La velocità relativa (di strisciamento) dei profili coniugati (denti) nel punto di contatto *M* tra i profili coniugati non è in generale nulla; solo quando il contatto avviene in *C* (punto di contatto delle primitive) non vi è strisciamento.

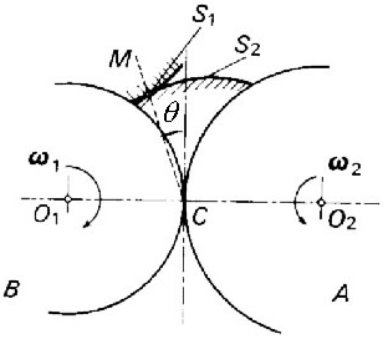


Fig. 8. Superfici coniugate

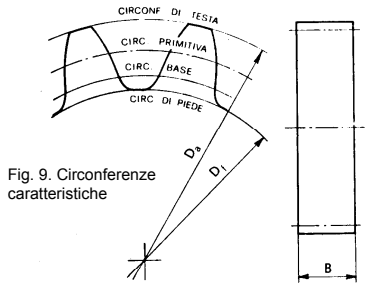


Fig. 9. Circonferenze caratteristiche

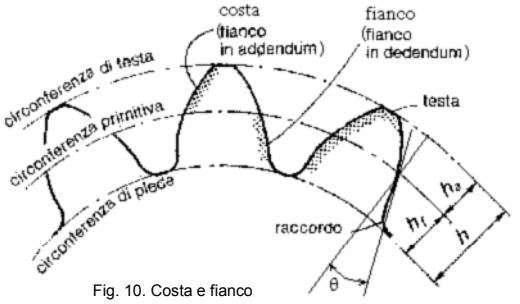


Fig. 10. Costa e fianco

B è la **larghezza di dentatura**. La distanza tra la primitiva e la *circonferenza di testa* (o di *troncatura*) si dice **addendum** h_a, quella tra la primitiva e la *circonferenza di piede* **dedendum** h_f: la loro somma è l'**altezza** *h* del dente. La parte del profilo dentato che sporge dalle primitive (nelle ruote esterne) è chiamato **costa** del dente, la parte interna **fianco**. Il **passo** *p* è la lunghezza dell'arco di primitiva compreso tra due profili omologhi consecutivi. L'**angolo di pressione** θ è l'angolo acuto tra il raggio passante nel punto di intersezione del profilo con la circonferenza primitiva e la tangente al profilo in quel punto.

Ingranamento

I contatti tra i denti che si verificano prima che questi attraversino la retta O_1O_2 (chiamata **retta dei centri**) appartengono alla *fase di accesso*; quelli che avvengono dopo alla *fase di recesso*.

Le regioni in cui è possibile il contatto tra i denti sono rappresentate in figura con due simbologie distinte: le *zone dei contatti normali* sono tratteggiate ed ivi i fianchi di un dente toccano le coste del dente coniugato; le *zone dei contatti anomali* sono punteggiate ed ivi si può verificare l'incontro tra costa e costa. I contatti tra fianco e fianco non possono mai avvenire.

I contatti normali si svolgono in accesso per le spinte dei fianchi della conduttrice contro le coste della condotta, in recesso per le spinte delle coste della conduttrice sui fianchi della condotta.

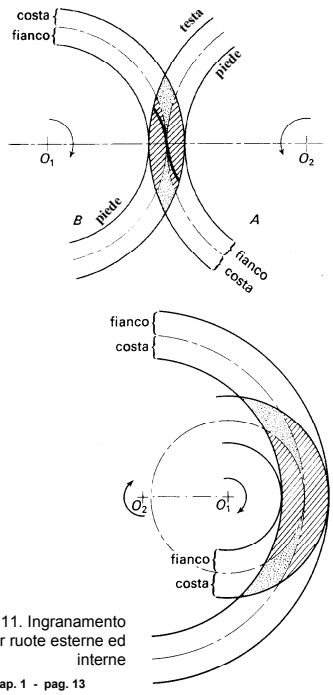


Fig. 11. Ingranamento per ruote esterne ed interne

Linea di ingranamento ed arco di azione

La linea luogo dei punti di contatto tra i due profili coniugati si dice **linea di ingranamento** o **linea di condotta** (I_BCI_A).

L'arco misurato sulle primitive durante il quale rimangono a contatto due profili coniugati è chiamato **arco d'azione** (C_BCC_A), diviso in **arco di accesso** (di lunghezza E_1) ed **arco di recesso** (lungo E_2). Gli archi di accesso e di recesso possono essere uguali o diversi a seconda dei proporzionamenti delle dentature e del rapporto di trasmissione.

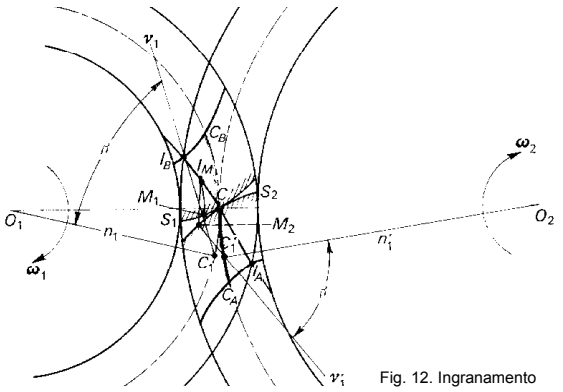


Fig. 12. Ingranamento

Affinché sia assicurata la continuità della trasmissione, deve essere:

$$E = E_1 + E_2 \geq p$$

Occorre accertarsi anche che in nessun istante, durante il moto, vi sia **interferenza.**

Dentature ad evolvente

Sono tipiche delle dentature ad evolvente le seguenti proprietà:

- La linea di condotta risulta una retta *h* tangente alle circonferenze di base; ne segue che l'angolo di pressione θ risulta costante per tutto l'accoppiamento e la retta *h* è **retta d'azione** della forza *F* che, in assenza di attrito, si trasmettono i denti a contatto; indicando con r_m il raggio primitivo della ruota conduttrice:

$$F = \frac{C_m}{r_m \cos\theta} \qquad F_t = \frac{C_m}{r_m} \qquad F_r = \frac{C_m}{r_m}\tan\theta$$

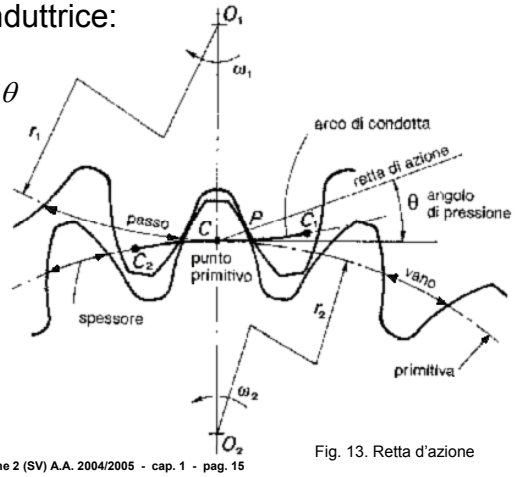


Fig. 13. Retta d'azione

- I fianchi in addendum ed in dedendum sono simultaneamente tracciati ed appartengono ad una stessa linea. Risultano pertanto coniugati non soltanto fianco e costa di due denti coniugati, ma anche costa e costa.

- La dentatura non è geometricamente legata alla primitiva (come per il tipo cicloidale) ma alla rispettiva circonferenza base (o fondamentale) e pertanto il funzionamento dell'ingranaggio risulta cinematicamente corretto anche se si spostano di poco gli assi delle ruote stesse. Quindi ad ogni ruota dentata corrisponde una ed una sola circonferenza di base, mentre ciò non può dirsi della circonferenza primitiva, che risulta determinata solo quando sia stato fissato l'accoppiamento della ruota stessa con l'altra ruota.
Poiché, per esempio, un aumento dell'interasse comporta un aumento dei raggi primitivi r_1 ed r_2 ma i raggi di base $r_{b1} = r_1 \cos\theta$ ed $r_{b2} = r_2 \cos\theta$ rimangono costanti, si ha un aumento dell'angolo di pressione θ; il rapporto di trasmissione r_1/r_2 non varia.

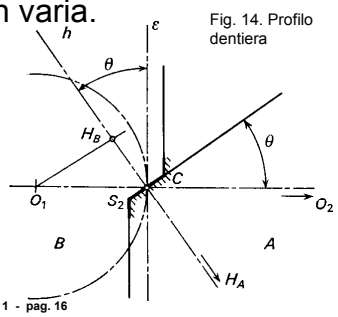


Fig. 14. Profilo dentiera

- I profili dei denti della dentiera sono rettilinei. In questo caso la relazione cinematica fondamentale risulta:

$$v/\omega_1 = r_1$$

- L'evolvente esiste solo esternamente alla circonferenza base.

Proporzionamento dei denti

Da questo punto di vista si distinguono:

- **ruote normali** o **modulari**, nelle quali l'addendum ed il dedendum, uguali per le due ruote coniugate, hanno valori normalizzati;
- **ruote corrette**, nelle quali l'addendum ed il dedendum sono in generale diverse per le due ruote coniugate e comunque non hanno valori normalizzati.

Ruote normali o modulari

Passando a considerare le ruote normali, il loro dimensionamento è basato su una grandezza chiamata **modulo** *m* della dentatura:

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{2r}{z}$$

i cui valori, espressi in *mm*, sono normalizzati:

1 - 1,25 - 1,5 - 2 - 2,5 - 3 - 4 - 5 - 6 - 8 ...

Il **proporzionamento modulare** bilancia le opposte esigenze di avere denti alti per la continuità della trasmissione e bassi per ridurre gli strisciamenti; pertanto assume:

$$h_a = m \;;\; h_f = 1{,}25m \Rightarrow h = 2{,}25m$$

La determinazione del modulo è legata alle sollecitazioni dinamiche, alle caratteristiche dei materiali, al tipo di lubrificazione ed alla velocità periferica.

La *larghezza di dentatura B* varia solitamente tra *5 m* e *40 m*.

L'*angolo di pressione* θ è correlato al minimo numero di denti (per abbassare questo minimo sarebbe opportuno che θ assumesse valori elevati) ed agli sforzi radiali sui cuscinetti (per cui sarebbero preferibili valori bassi di θ); θ è solitamente *20°*.

Affinché si abbia *continuità nella trasmissione*, occorre che l'arco d'azione sia maggiore del passo, condizione sempre soddisfatta con la dentatura ad evolvente.

Le *condizioni di non interferenza* impongono invece restrizioni: infatti porre un limite superiore alla lunghezza del raggio di testa significa limitare il modulo e quindi, fissata la circonferenza primitiva, porre un limite inferiore al numero di denti.

- Gli ingranaggi sono applicabili per trasmettere elevatissime potenze (fino a 80 MW) con velocità periferiche fino a 80 m/s
- Per elevate potenze l'eventuale bombatura dei denti serve per contrastare l'effetto delle deformazioni dovute al carico
- La capacità di carico dipende da:
  - geometria
  - materiali
  - finitura superficiale
  - montaggio
  - lubrificante
- Se ben progettati ed in buone condizioni di esercizio i rendimenti sono elevati (anche 0,97 e oltre)

I denti possono essere:

- **diritti**: la forza di contatto tra i denti genera una spinta che ha componenti in direzione tangenziale e radiale
- **elicoidali**: l'accoppiamento induce anche una componente assiale che deve essere bilanciata **(bielicoidali)** (Fig. 19) o sopportata dai cuscinetti

RUOTE CILINDRICHE ELICOIDALI

Sono spesso utilizzate per i loro pregi:

● silenziosità e dolcezza di funzionamento (il contatto tra i denti avviene gradualmente)

● maggiore rigidezza dei denti

● possibilità di ridurre l'arco d'azione senza compromettere la continuità della trasmissione

Oltre al **profilo trasversale**, esistono anche i profili **normale** ed **assiale**, definiti rispetto alle proiezioni sui piani corrispondenti, a cui corrispondono diversi **passi** (**trasversale, normale, assiale**).

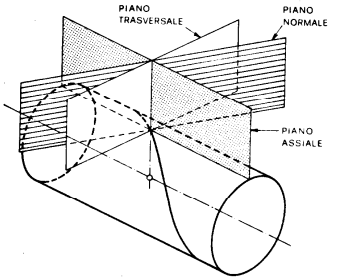


Fig. 15. Piani di interesse

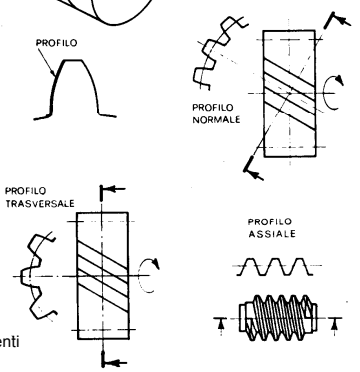
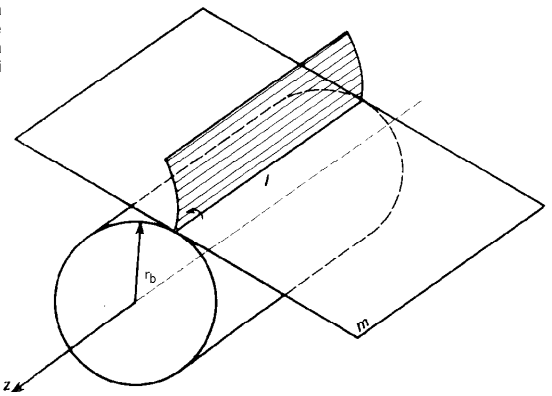


Fig. 16. Profili dei denti

Generazione della superficie dei denti

La superficie attiva dei denti diritti può essere generata dalla linea *l* rappresentata in Fig. 17, durante il rotolamento del piano *m* sul **cilindro base** o **fondamentale** di raggio r_b; se si considera invece (Fig. 18) la retta l_1 inclinata di β sulla generatrice di contatto, il luogo λ dei punti di tangenza appartenenti a tale linea descrive un'elica chiamata **elica base** o **fondamentale**: la superficie attiva delle dentature elicoidali *S* risulta essere la superficie rigata luogo delle tangenti all'elica del cilindro r_b di inclinazione β. Pertanto, come per le ruote a denti dritti, anche per le ruote cilindriche elicoidali il contatto tra i denti è lineare. Anche in questo caso la superficie della dentiera è piana.

Fig. 17. Generazione della superficie attiva del dente di una ruota cilindrica a denti diritti



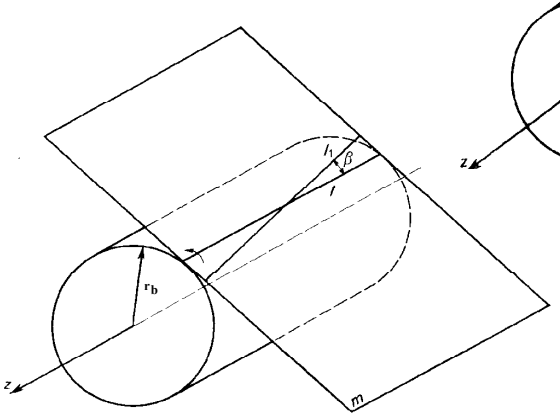


Fig. 18. Generazione della superficie attiva del dente di una ruota cilindrica a denti elicoidali

INGRANAGGI AD ASSI PARALLELI

Se gli assi delle due ruote sono *paralleli*, la coppia cinematica che ne risulta è piana e le ruote sono dette *cilindriche.*

In queste condizioni il moto relativo di una ruota rispetto all'altra è un *moto piano*, definito dalle polari fissa e mobile, che costituiscono le primitive delle ruote cilindriche.

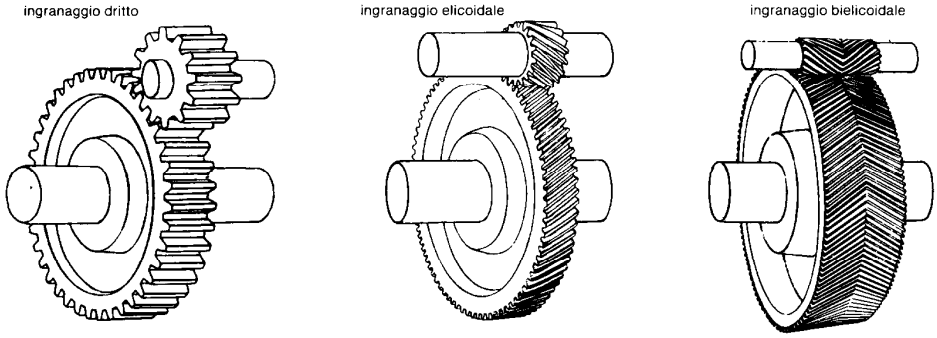


Fig. 19. Ingranaggi ad assi paralleli

INGRANAGGI AD ASSI CONCORRENTI

Se gli assi delle due ruote sono *concorrenti* ed i relativi coni hanno vertice comune *O*, tale punto rimane fisso durante il moto relativo di una ruota rispetto all'altra, generando un *moto sferico.*
Il moto sferico di un corpo *A* è una successione di atti di moto rotatorio ω attorno a rette passanti per il punto fisso *O*; se si considera una sezione di *A* con una sfera avente il centro in O, detta sezione costituisce una figura rigida che si muove mantenendosi sempre sulla medesima sfera (*sfera del moto*); l'intersezione *C* dell'*asse di rotazione istantanea* con questa sfera si chiama *polo di istantanea rotazione*.

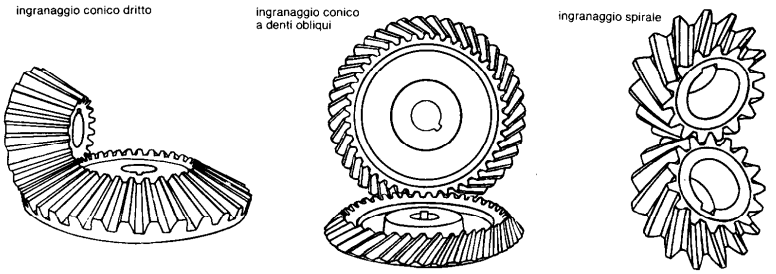


Fig. 20. Coppie coniche

L'estensione al moto sferico del *Teorema di Chasles* si può formulare affermando che le circonferenze massime normali alle traiettorie sferiche dei punti mobili in un medesimo istante si intersecano nel polo *C* di istantanea rotazione.

Se si indica con *B* il sistema solidale al sistema di riferimento del moto, il luogo delle rette di *B* che nei successivi istanti diventano asse della rotazione istantanea è un cono fisso nel moto relativo a *B*, che prende il nome di **cono polare fisso**, mentre il luogo delle rette del membro mobile *A*, che nei successivi istanti vanno a coincidere con le generatrici del cono fisso, che sono assi di istantanea rotazione, è un cono mobile, che prende il nome di **cono polare mobile**; i due coni polari, fisso e mobile, si toccano in ogni istante lungo la generatrice, che è asse della rotazione istantanea, ed *il cono mobile rotola senza strisciare sopra quello fisso*.

Caratteristiche delle coppie coniche

- la procedura di generazione dei profili coniugati dei denti è analoga a quella degli ingranaggi cilindrici
- per motivi costruttivi in genere sono montate a sbalzo
- non sono adatte a trasmettere potenze elevate
- non si raggiungono le elevate velocità periferiche delle ruote cilindriche
- i rendimenti sono abbastanza elevati
- i denti possono essere
  - diritti (l'imbocco ed il distacco dei denti è istantaneo)
  - obliqui e a spirale
    - » maggiore dolcezza di funzionamento
    - » maggiore regolarità e uniformità nella trasmissione del moto
    - » attenuazione di vibrazioni e rumori
    - » usati quando le velocità periferiche sono elevate

INGRANAGGI AD ASSI SGHEMBI

Se gli assi delle due ruote sono *sghembi*, il moto relativo di una ruota rispetto all'altra è un *moto generale*.

L'atto di moto più generale di un sistema rigido qualsiasi è un atto di *moto elicoidale*, che si può pensare ottenuto componendo una traslazione di velocità uguale alla velocità v_{O1} di un punto qualsiasi O_1 del sistema stesso (*centro di riduzione del moto*) ed una rotazione ω attorno ad una retta passante per tale punto.

$$v_P = v_{O_1} + \omega \wedge (P - O_1) \qquad P,\ O_1 \text{ punti generici}$$

In generale, non esistono necessariamente punti del sistema mobile con velocità *v* nulla; esiste, invece in ogni istante *t* un luogo dei punti che hanno velocità minima. Tale luogo è una retta, parallela ad ω, chiamata *asse del moto elicoidale istantaneo*; i suoi punti *P* hanno velocità $(v_p)_{min}$ parallela all'asse stesso.

Indicando con *B* il sistema solidale al sistema di riferimento del moto, il luogo delle rette di *B* che nei successivi istanti diventano assi del moto elicoidale istantaneo è una *superficie rigata* chiamata *rigata polare fissa*. Il luogo delle rette solidali al membro mobile *A* che nei successivi istanti vanno a coincidere con quelle rette della superficie fissa che sono assi del moto elicoidale istantaneo, è una superficie rigata mobile chiamata *rigata polare mobile*. Le due superfici polari hanno in ogni istante in comune l'asse del moto elicoidale istantaneo e risultano ivi tangenti; inoltre la superficie polare mobile *rotola, e contemporaneamente striscia* lungo la sua generatrice di contatto, sulla polare fissa
($\Rightarrow$ basso rendimento dell'ingranaggio).
Nel caso di ingranaggi con assi sghembi il contatto tra i profili coniugati è spesso puntiforme; consideriamo i seguenti tipi:

- ingranaggi a vite senza fine
- ingranaggi ipoidi
- ingranaggi sghembi elicoidali

INGRANAGGIO A VITE

- la vite è motrice
- contatto lineare tra i denti
- trasmissione di potenze notevoli con ingombro limitato
- necessari materiali di elevata qualità
- necessari lavorazione e montaggio precisi
- basso rendimento ($\eta < 0{,}75$)

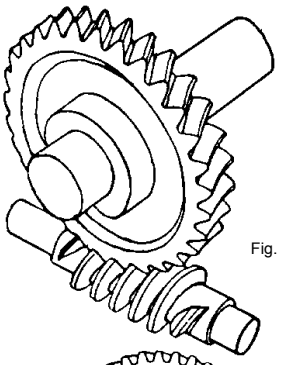


Fig. 21. Ingranaggio a vite normale

Una vite si dice ad *un solo principio* se il passo p_z dell'elicoide è uguale al passo assiale; si dice *a z principi* se $p_z = z\, p_a$.

$$|i| = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \qquad v = \frac{z_1 p_{a1}}{2\pi}\omega_1$$

velocità tangenziale della ruota

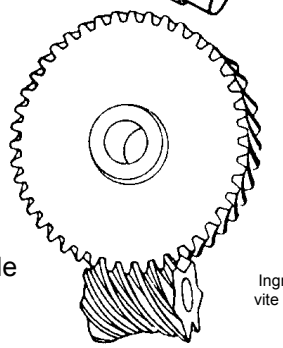


Fig. 22. Ingranaggio a vite globoidale

INGRANAGGIO IPOIDE

- contatto tra i denti puntiforme
- piccola differenza di curvatura dei fianchi dei denti nel punto di contatto:
  - potenze trasmesse abbastanza elevate
  - buoni rendimenti
  - usura modesta
- ingombro ridotto a parità di coppia trasmessa
- possibile il supporto dell'albero da entrambi i lati
- ottima libertà progettuale
- molto usato nell'industria automobilistica

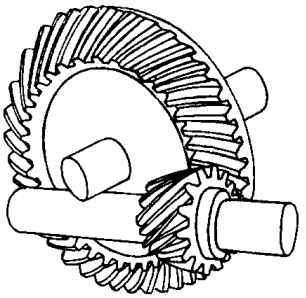


Fig. 23. Ingranaggio ipoide

INGRANAGGIO SGHEMBO ELICOIDALE *(raro)*

- contatto tra i denti puntiforme
  - basso rendimento
  - trasmissione di coppie modeste
- utile per trasmettere moto con numero di denti non molto diversi ed assi a 90°

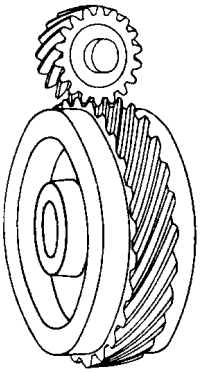


Fig. 24. Ingranaggio sghembo elicoidale

TRENI PLANETARI

Sono chiamati *treni planetari o epicicloidali* quei rotismi nei quali gli assi di una o più ruote sono mobili: queste ultime sono accoppiate ad un membro mobile detto *telaio portatreno*. A seconda delle applicazioni un membro può essere fisso (ottenendo un meccanismo ad 1 g.d.l.) oppure non esiste alcun membro fisso ed il meccanismo assume 2 g.d.l.

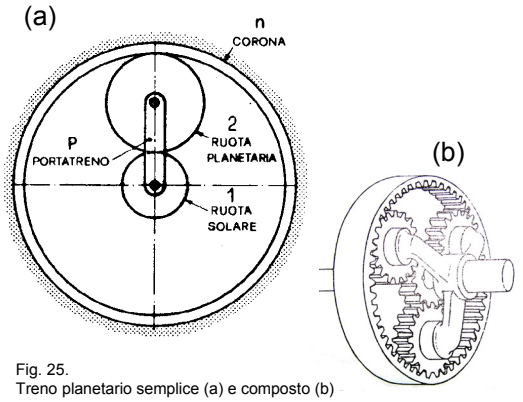


Fig. 25.
Treno planetario semplice (a) e composto (b)

I *treni planetari semplici* sono costituiti da 3 elementi principali: due ruote coassiali non direttamente connesse (*ruota solare* e *corona*) ed il *portatreno*, al quale sono connesse una o più ruote intermedie (*ruote planetarie*), che non sono elementi principali. Più rotismi semplici combinati fra loro costituiscono i *treni planetari composti,* equivalenti cinematicamente ai semplici ma strutturalmente migliori: le forze sugli alberi sono bilanciate per la simmetria.

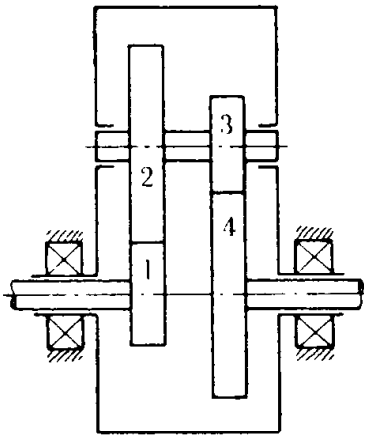


Fig. 26. Rotismo combinatore;
moventi: ruota 1 e portasatellite;
cedente: ruota 4

I rotismi planetari possono essere utilizzati tenendo fisso un membro (tipicamente la corona) oppure in due altri modi diversi: come sistemi in cui due rotazioni sono utilizzate per produrre una terza combinazione lineare delle precedenti (*rotismi combinatori*) oppure come rotismi con un movente e due cedenti (*rotismi differenziali*).

Si può dimostrare che un differenziale automobilistico ripartisce uniformemente la coppia alle due ruote; in condizioni di scarsa aderenza di una delle due ruote (ad es. per la presenza di ghiaccio) questa ruota slitta esercitando sul terreno una forza limitata; essendo uguale la coppia alle due ruote, anche la seconda ruota esercita una forza limitata sul terreno; questo può impedire la partenza del veicolo. Una possibile soluzione è l'uso di un differenziale autobloccante.

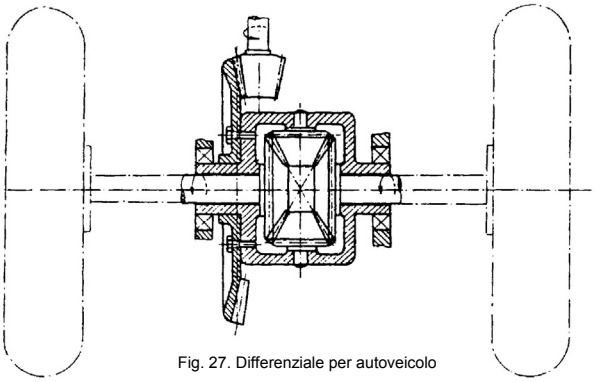


Fig. 27. Differenziale per autoveicolo

ANALISI CINEMATICA DEI TRENI PLANETARI

L'analisi cinematica del treno si effettua determinando dapprima il *rapporto di trasmissione i^P_{ij} a portatreno fermo*, tramite la *formula di Willis*:

$$i^P_{ij} = \frac{\omega^P_i}{\omega^P_j} = \frac{\omega_i - \omega_P}{\omega_j - \omega_P} = \pm \frac{D_j}{D_i}$$

in cui *i* e *j* sono due ruote i cui assi sono congiunti dal portatreno *P*; successivamente il *rapporto di trasmissione effettivo i_{ij}* del meccanismo in funzionamento può essere ricavato a partire dalla stessa relazione.

Si noti che la relazione descritta, apparentemente banale, che lega il rapporto di trasmissione al rapporto dei diametri (o dei denti) è valida solo per rotismi ordinari (non planetari), ad assi fissi. Essendo trattato il meccanismo a portatreno fermo, utilizzando le velocità relative al portatreno, il rotismo può essere considerato ordinario.

Per esempio si consideri il rotismo di figura 28; si può scrivere:

$$\begin{cases} i_{34}^{P} = \dfrac{\omega_3 - \omega_2}{\omega_4 - \omega_2} = -\dfrac{D_4}{D_3} \\ i_{45}^{P} = \dfrac{\omega_4 - \omega_2}{\omega_5 - \omega_2} = \dfrac{D_5}{D_4} \end{cases} \rightarrow i_{35}^{P} = i_{34}^{P}\ i_{45}^{P} = \frac{\omega_3 - \omega_2}{\omega_5 - \omega_2} = -\frac{D_5}{D_3}$$

da cui:

$$\omega_2 = \frac{i_{35}^{P}}{i_{35}^{P} - 1}\omega_5 - \frac{1}{i_{35}^{P} - 1}\omega_3 = i_{25}\omega_5 + i_{23}\omega_3$$

i_{25} e i_{23} sono costanti note; se un membro è bloccato (meccanismo a 1 g.d.l.), se ne impone velocità angolare nulla e si può pertanto ricavare il rapporto tra le restanti due velocità angolari (una del cedente, una del movente), ovvero il rapporto di trasmissione effettivo del meccanismo.

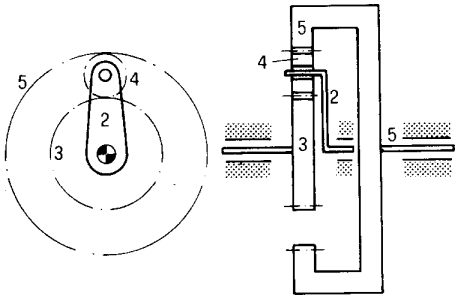


Fig. 28. Rotismo epicicloidale

1.4 - RUOTE E FLESSIBILI

L'accoppiamento fra i membri può essere *di forza* o *di forma*.

a) hanno accoppiamento di forza con le pulegge le cinghie piane, quelle a sezione trapezoidale ed i tipi di cinghie derivati.
   - *vantaggi*: funzionamento dolce, regolare e silenzioso, capacità di assorbire i sovraccarichi improvvisi, velocità ammissibili elevate, assenza di lubrificazione
   - *svantaggi*: impossibilità di mantenere un rapporto di trasmissione rigorosamente costante fra motore ed utenza e la non idoneità a funzionare a basse velocità (1-2 m/s), salvo i casi di piccole potenze (1-2 kW)

b) hanno accoppiamento di forma con le rispettive ruote dentate le catene e le cinghie dentate.

Per le catene:
   - *vantaggi*: trasmissione di forze elevate (a basse velocità)
   - *svantaggi*: non idoneità a funzionare ad elevate velocità in quanto diventano rumorose, l'usura aumenta rapidamente e vi è pericolo di grippaggio; necessità di lubrificazione

Le cinghie dentate uniscono molti pregi delle due soluzioni:
   - consentono fasature precise fra motore ed utenza
   - non necessitano di lubrificazione
   - i fenomeni d'urto sono assai attenuati, sicché è possibile realizzare trasmissioni veloci e silenziose

CINGHIE

CINGHIE PIANE

- basso costo, attitudine a trasmettere potenza a grande distanza anche lungo percorsi tortuosi, capacità di operare in ambienti sfavorevoli, elevata flessibilità, efficienza ad elevate velocità e possibilità di assorbire variazioni anche violente di coppia
- pericolo di slittamento, rumorosità, modesto rendimento alle basse velocità e carico elevato sui cuscinetti

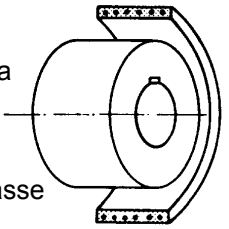


Fig. 29. Cinghia piana

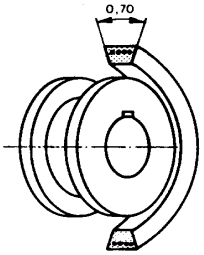


Fig. 30. Cinghia trapezoidale

CINGHIE TRAPEZOIDALI

- silenziosità, elevati rapporti di trasmissione, costo medio di acquisto e ridotto di manutenzione, attitudine ad assorbire variazioni anche violente di coppia, semplicità di montaggio, buona durata
- impossibile la fasatura fra il membro motore ed il membro condotto

CINGHIE DENTATE

eliminati gli slittamenti (accoppiamento *di forma* anziché *di forza*), silenziosità, ottimo rendimento, cinghie sottili e flessibili, pulegge di diametro molto piccolo e rapporti di trasmissione elevati, minimo ingombro

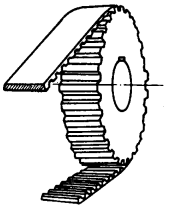


Fig. 31. Cinghia dentata

Trasmissioni con membri flessibili ed accoppiamento di forza: occorre creare una tensione iniziale o di montaggio e mantenerla durante il funzionamento (vedi Fig. 32).

L'***arco di abbracciamento*** θ_0 è diviso in due zone:

- ***arco di aderenza*** (*arco ozioso*) θ_a nel quale la tensione è costante e la forza tangenziale trasmessa è nulla (vicino al ramo d'ingresso)
- ***arco di strisciamento*** θ_s nel quale la tensione varia con legge esponenziale:

$$\left(T_1 - \overline{m}v^2\right) = e^{f\theta_s}\left(T_2 - \overline{m}v^2\right) \qquad \overline{m} \text{ massa per unità di lunghezza, } f \text{ fattore di attrito}$$

All'aumentare della coppia motrice/resistente aumenta la differenza tra T_1 e T_2 e quindi l'arco θ_s: quando esso raggiunge il valore θ_0 si ha *scorrimento globale*.

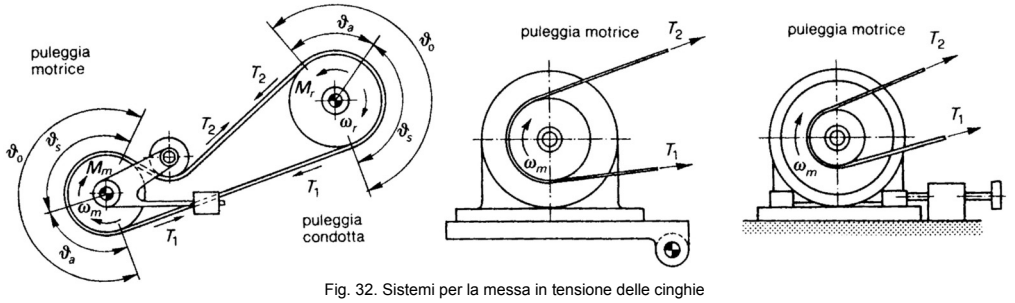


Fig. 32. Sistemi per la messa in tensione delle cinghie

FUNI

Le trasmissioni a fune possono utilizzare funi vegetali o funi metalliche (le più usate). I loro principali campi di impiego sono gli argani, le gru, le funicolari, le teleferiche, ecc. Le funi presentano flessibilità in tutte le direzioni, anche se questa è bassa, per cui si richiedono pulegge di raggio piuttosto elevato. Le velocità massime ammissibili sono circa 30 m/s.

Fig. 33.

funi spiroidali (**trefoli**), formate da uno o più strati di fili, di forma e diametro appropriati, sovrapposti ed avvolti elicoidalmente attorno ad un filo o nucleo centrale

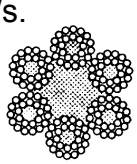


Fig. 34.

funi a trefoli, formate avvolgendo ad elica attorno ad un nucleo centrale (*anima*), uno o più strati di funi spiroidali le quali, in questo caso, sono sempre denominate "trefoli"

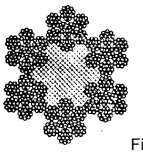


Fig. 35.

funi torticce (**gherlini**) formate avvolgendo ad elica uno o più strati di funi a trefoli attorno ad un nucleo centrale, che può essere a sua volta costituito da una fune a trefoli o da materiali non metallici

Quando i flessibili si avvolgono (o svolgono) dalle pulegge, manifestano una resistenza a cambiare forma:

- ***rigidezza elastica***: dovuta alla incompleta flessibilità; non comporta perdite di energia (intuitivamente: lo sforzo applicato al ramo di ingresso viene restituito a quello di uscita)
- ***rigidezza anelastica***: dovuta agli attriti interni; comporta perdite

Il legame tra la forza motrice T e quella resistente Q nel caso reale in cui si sovrappongono tali effetti (vedi Fig. 36) si può ricavare imponendo l'eguaglianza dei momenti di T e Q rispetto ad O; si ottiene:

$$T = \frac{r + e + e_1}{r + e - e_2} Q = kQ, \quad k > 1$$

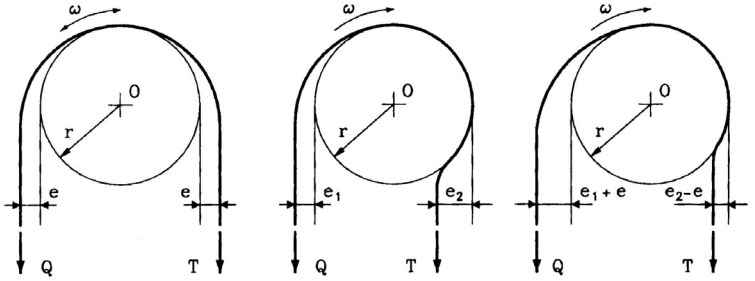


Fig. 36. Effetto della rigidezza elastica, anelastica e mista (sovrapposizione degli effetti)

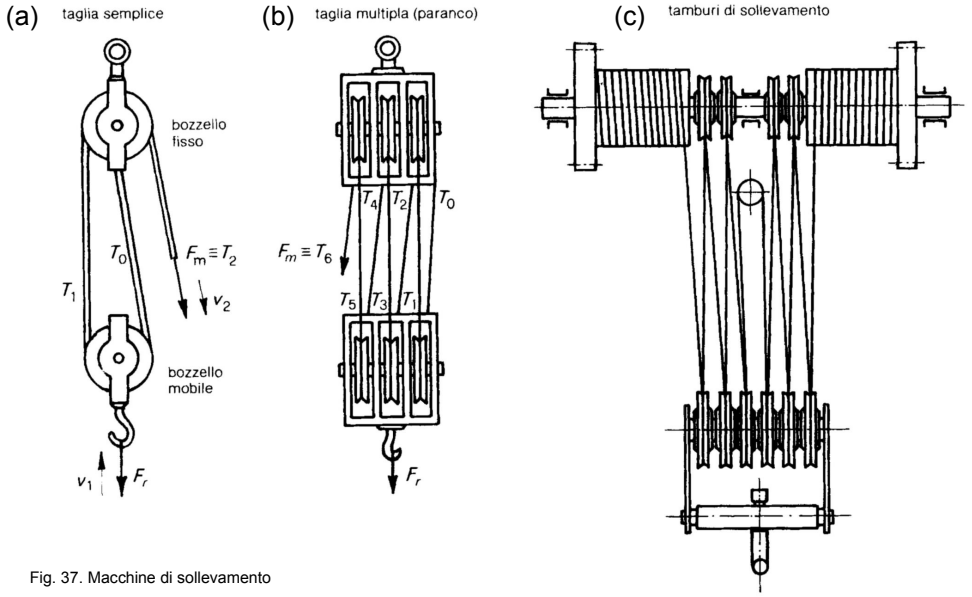


Fig. 37. Macchine di sollevamento

Esempio: calcolo del rendimento del paranco a sei carrucole di figura 37 (b)

caso ideale

$$T_0 = T_1 = \ldots = T_6$$

$$F_{m,id} = T_6 = \frac{F_r}{6}$$

caso reale

$$T_{i+1} = kT_i$$

$$F_r = \sum_{i=0}^{5} T_i = T_0 + kT_0 + \ldots + k^5 T_0 \quad \Rightarrow \quad T_0 = \frac{F_r}{1 + \ldots + k^5}$$

$$F_m = T_6 = k^6 T_0 = k^6 \frac{F_r}{1 + \ldots + k^5}$$

$$\eta = \frac{F_{m,id}}{F_m} = \frac{1 + \ldots + k^5}{6k^6}$$

CATENE

Le catene sono membri flessibili atti a trasmettere forze di trazione, composti da elementi rigidi (maglie), in moto relativo.

Fig. 38.

CATENE ORDINARIE

Sono costituite da anelli chiusi a sezione circolare e sono anche dette di "*trazione*" perché utilizzate soprattutto per applicazioni statiche; sostituiscono spesso le funi, quando sia necessaria una maggior flessibilità o quando sia utile poter immagazzinare in un piccolo spazio il flessibile, momentaneamente non utilizzato.

CATENE ARTICOLATE

Le catene destinate a trasmettere potenza sono articolate, hanno cioè in genere maglie costituite da più pezzi fra loro variamente collegati.

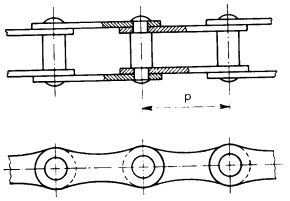


Fig. 39.

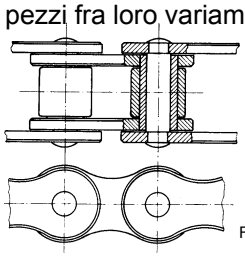


Fig. 40.

CATENE MECCANICHE

Sono le più importanti, almeno dal punto di vista degli impieghi industriali, per la trasmissione del movimento. Sono anche dette **catene a rulli** e sono adatte per trasmissioni relativamente veloci.

- VANTAGGI: Le catene garantiscono l'assenza di slittamento e quindi una fasatura precisa fra la posizione del membro motore e quella del membro condotto: perciò sono adatte per trasmissioni di precisione, oppure quando le forze da trasmettere sono notevoli (alte potenze con basse velocità). A parità di forza trasmessa, rispetto alle cinghie, l'angolo di abbracciamento può essere minore e quindi l'ingombro è minore, ed in ogni caso è possibile la trasmissione anche con distanze fra gli assi molto ridotte. Inoltre non è richiesta una tensione iniziale di forzamento e, quindi, il carico sui cuscinetti è basso.
- SVANTAGGI: I principali inconvenienti delle trasmissioni a catena nei confronti delle trasmissioni a cinghia sono: il maggior costo; la minore velocità massima ammissibile (dell'ordine dei 10 m/s); la necessità di un sistema di lubrificazione e di una maggior manutenzione; la rumorosità; l'effetto poligonale, che comporta una fluttuazione del rapporto di trasmissione (vedi Fig. 41 e 42).

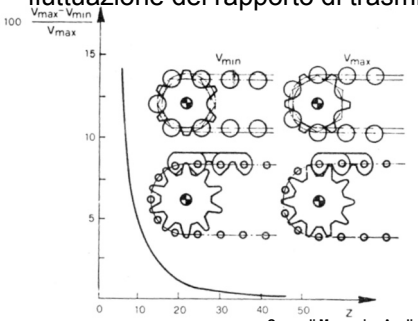


Fig. 41. Variazione percentuale di velocità dovuta all'effetto poligonale

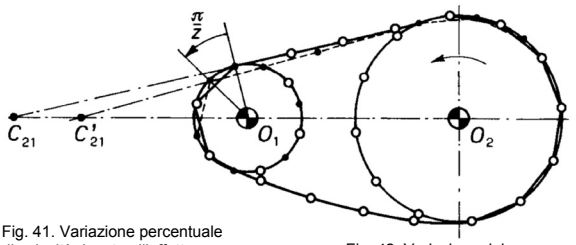


Fig. 42. Variazione del rapporto di trasmissione per l'effetto poligonale

CONFRONTO FRA MECCANISMI A RAPPORTO DI TRASMISSIONE COSTANTE

I parametri fondamentali per il confronto dei meccanismi a rapporto di trasmissione costante sono le potenze, le coppie e le velocità massime di funzionamento.

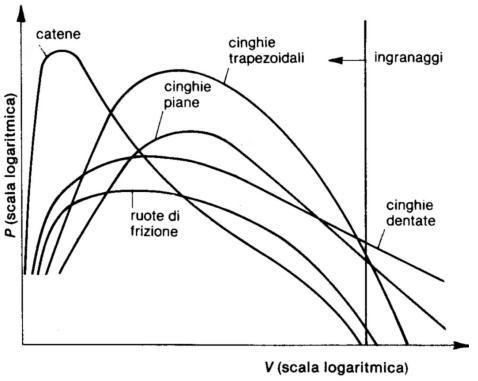


Fig. 43. Variazione della potenza trasmessa con la velocità periferica

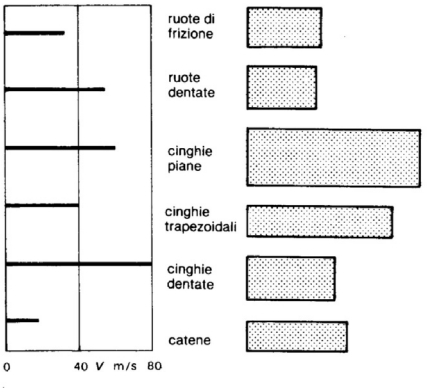


Fig. 44. Campi di velocità ed ingombri usuali dei diversi tipi di trasmissione (10 kW a 100 rad/s)

Caratteristiche di funzionamento	Ruote di frizione	Ruote dentate cilindriche	Cinghie piane	Cinghie trapezoidali	Cinghie dentate	Catene
Potenze massime (kW) (con più ruote in parallelo)	80	80 000	200	350	120	400
Momenti massimi (kNm)	5	7 000	3	5	1	40
Velocità periferiche massime (m/s)	20 (30)	20 (30)	3-50 (150)	2-30 (40)	0,5-60 (100)	10 (30)
Rendimento (per meccanismi semplici)	0,95-0,98	0,96-0,98	0,96-0,98	0,96-0,98	0,95-0,97	0,94-0,96
Dipendenza della potenza trasmessa dalla velocità	si	no	si	si	si	si
Rapporti di trasmissione massimi (con meccanismi semplici)	6 (18)	6 (10)	6 (8)	6 (10)	6 (10)	6 (10)
Necessità di un dispositivo di messa in tensione	si	no	si	si	no	no
Carico sui cuscinetti	elevato	modesto	elevato	elevato	modesto	modesto
Necessità di parallelismo fra gli alberi	media	molto elevata	modesta	modesta	modesta	media
Necessità di avere interassi precisi	media	molto elevata	modesta	modesta	modesta	media
Presenza di slittamenti	si	no	si	si	no	no
Costanza del rapporto di trasmissione	modesta	eccellente	modesta	modesta	buona	modesta
Capacità di smorzare le vibrazioni	media	nessuna	buona	buona	buona	scarsa
Capacità di fungere da limitatore di sovraccarico	si	no	si	si	no	no
Opportunità di porre il freno sull'albero veloce	no	si	no	no	si	si
Rumorosità della trasmissione	modesta	media	modesta	modesta	modesta	elevata
Necessità di lubrificazione	rara	si	no	no	no	si
Necessità di un serbatoio di raccolta del lubrificante	rara	si	no	no	no	si
Sensibilità igroscopica	modesta	no	si	si	si	no
Campo di temperatura ammissibile (°C)	-20° - +60°	-10° - +60°	-20° - +60°	-20° - +70°	-35° - +70°	-20° - +60°
Capacità di funzionare in presenza di sporcizia o polvere	buona	assente	media	media	buona	modesta
Ingombro della trasmissione	modesto	modesto	elevato	elevato	medio	medio
Costo di fabbricazione e di installazione	modesto	elevato	modesto	medio	medio	medio
Costo di manutenzione ordinaria e di ricambi	modesto	elevato	modesto	modesto	medio	medio

Tab. 1. Confronto fra le prestazioni di meccanismi a rapporto di trasmissione costante

1.5 - VARIATORI DI VELOCITÀ

Consentono di variare con continuità il rapporto di trasmissione, agendo dall'esterno su un apposito comando. Hanno generalmente un limitato campo di variazione e si dividono in:

- **meccanici**: la variazione è ottenuta modificando la posizione di un membro intermedio che accoppia l'albero motore a quello condotto; possono essere a membri rigidi (Fig. 45) o flessibili (Fig. 46)
- **idraulici**: la variazione è ottenuta modificando le caratteristiche (pressione e portata) di un fluido che trasmette forze e spostamenti
- **elettrici**: la variazione è ottenuta modificando le caratteristiche (corrente e tensione) di un motore elettrico

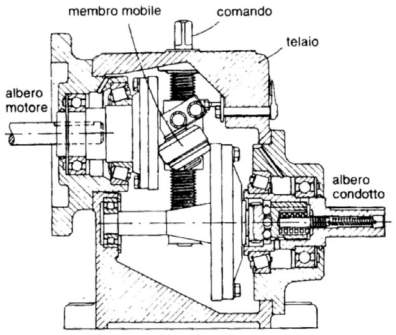


Fig. 45. Variatore con movente piano

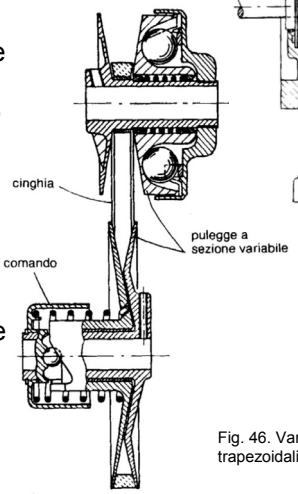


Fig. 46. Variatore con cinghie trapezoidali

Principio di funzionamento del variatore meccanico di figura 45:
Una ruota intermedia con asse inclinato trasmette il moto dal disco di ingresso a quello di uscita. la velocità tangenziale dei due dischi nei due punti di contatto con la ruota intermedia è evidentemente uguale (in ipotesi di strisciamento nullo).
Pertanto $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$, da cui si ricava il rapporto ω_1/ω_2.
Spostando verticalmente la posizione della ruota intermedia si può variare con continuità il rapporto di trasmissione.
Principio di funzionamento del variatore meccanico di figura 46: le due pulegge a sezione variabile si possono aprire o chiudere assialmente variando i due diametri di avvolgimento della cinghia trapezoidale (se uno aumenta, l'altro diminuisce per rispettare il vincolo sulla lunghezza della cinghia). Si può pertanto variare il rapporto di trasmissione, che è sempre il rapporto tra i diametri di avvolgimento.

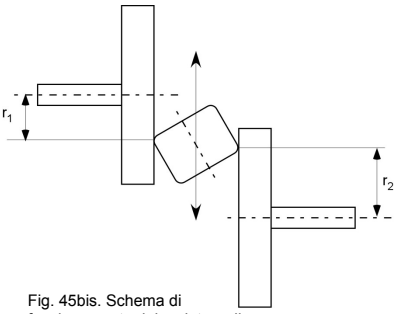


Fig. 45bis. Schema di funzionamento del variatore di Fig. 45

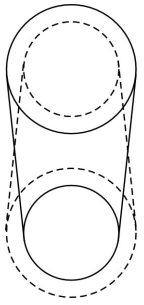


Fig. 46bis. Schema di funzionamento del variatore di Fig. 46

1.6 - GIUNTI

Quando si collegano alberi (teoricamente) coassiali occorre compensare disallineamenti di varia natura e di tipo:

- *assiali*
- *paralleli*
- *angolari*

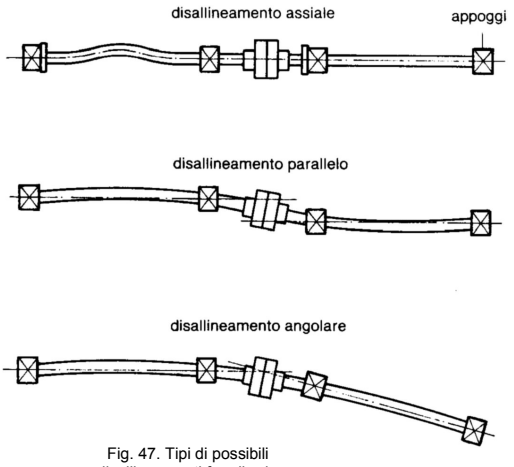


Fig. 47. Tipi di possibili disallineamenti fra alberi

Tra i vari tipi di giunti si distinguono:

- *giunti fissi*
- *giunti mobili*, con libertà assiale, torsionale (limitatori di coppia), radiale, angolare
- *giunti* con membro deformabile (*elastici*)

I giunti mobili a libertà torsionale (Fig. 48 e 49) sono anche noti come meccanismi “limitatori di coppia” (o “di sovraccarico”).

(Fig. 48: l’albero di sinistra è solidale ad un disco sul quale è premuto frontalmente da una molla un secondo disco, collegato all’albero di destra; il secondo disco può traslare assialmente ma non ruotare rispetto all’albero di destra; la coppia è trasmessa per attrito tra i due dischi).

I giunti mobili a libertà assiale (Fig. 50) permettono uno spostamento relativo in direzione assiale.

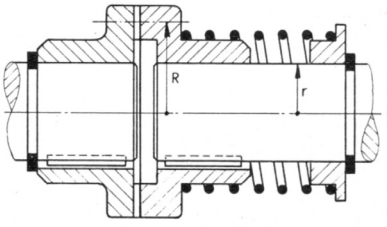


Fig. 48. Giunto limitatore di coppia

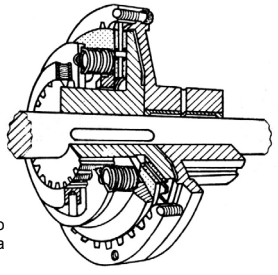


Fig.49. Giunto limitatore di coppia

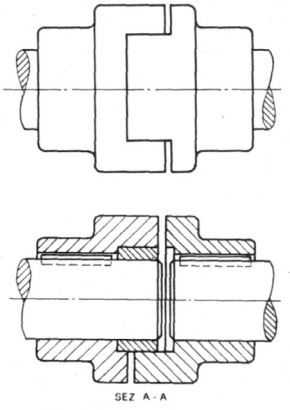


Fig. 50. Giunto mobile a libertà assiale

I giunti mobili a libertà radiale permettono la trasmissione del moto tra due alberi i cui assi siano soggetti ad un leggero disallineamento parallelo; esempi: il giunto di Oldham o il giunto “americano”.

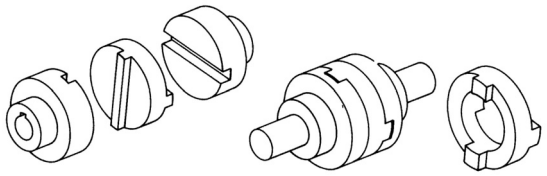


Fig. 51. Giunto di Oldham (a libertà radiale)

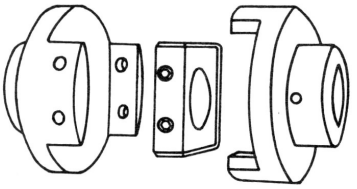


Fig. 52. Giunto “americano”

I giunti mobili a libertà angolare sono detti *universali* se il meccanismo può trasmettere moto rotatorio fra due alberi aventi assi concorrenti, permettendo di variare l’angolo del giunto.

Si distinguono:

- *giunti universali con velocità di uscita variabile*: il più importante è il giunto *cardanico*, detto anche *di Hooke* (Fig. 53)
- *giunti universali con velocità di uscita costante*: a parte il doppio giunto Cardanico (Fig.54), sono detti *giunti omocinetici* (es: *giunto Bendix-Weiss,* Fig. 55)

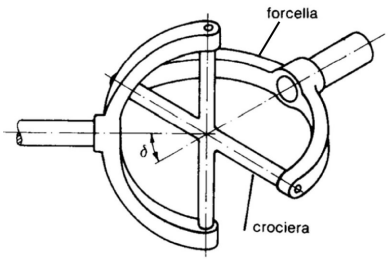


Fig. 53. Giunto cardanico

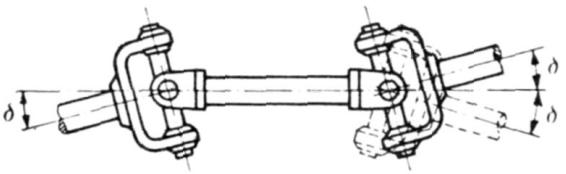


Fig. 54. Doppio giunto cardanico

Con un giunto cardanico semplice (Fig. 53) ad una velocità costante dell’albero di ingresso corrisponde una velocità dell’albero di uscita con fluttuazioni (se $\delta \neq 0$). Una possibile soluzione è l’uso del giunto cardanico doppio (il secondo giunto corregge le fluttuazioni con altre uguali ed opposte); il giunto cardanico doppio è a rapporto di trasmissione costante nelle seguenti condizioni:

- forcelle dell’albero intermedio complanari
- assi degli alberi di ingresso e uscita complanari con uguale angolo rispetto all’asse dell’albero intermedio (2 configurazioni possibili, Fig. 54)

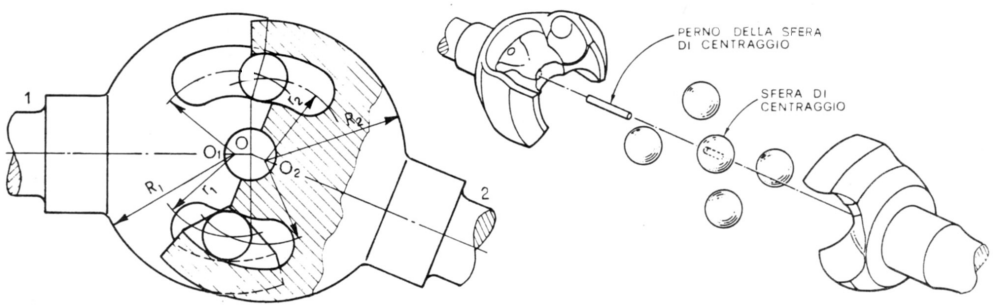
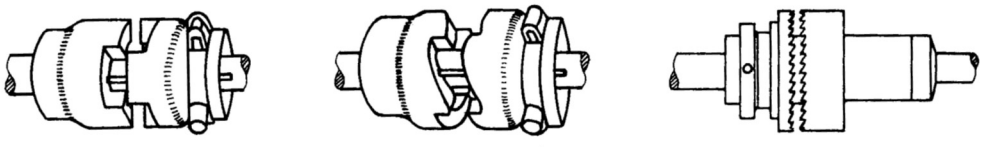


Fig. 55. Giunto Bendix-Weiss

1.7 - INNESTI

Consentono di stabilire o interrompere il collegamento fra due alberi; sono indispensabili quando occorre accoppiare due parti di un sistema aventi velocità diverse (es. albero motore-albero di trasmissione negli autoveicoli). Inoltre possono anche funzionare come limitatori di sovraccarico. Si distinguono:

- innesti **meccanici**
- innesti **idraulici**
- innesti **magnetici**
- **…**



a denti frontali rettangolari **a spirale** **a denti di sega**

Fig. 56. Innesti meccanici ad accoppiamento istantaneo

Gli **innesti meccanici** possono essere di due tipi:

- ***ad accoppiamento istantaneo***: i membri degli innesti possono essere accoppiati solo per differenze di velocità nulle o modeste (Fig. 56);
- ***ad accoppiamento progressivo***, che consentono di realizzare un collegamento graduale fra due alberi; poiché la trasmissione delle forze è realizzata per attrito radente, sono detti anche a **frizione** (Fig. 58).

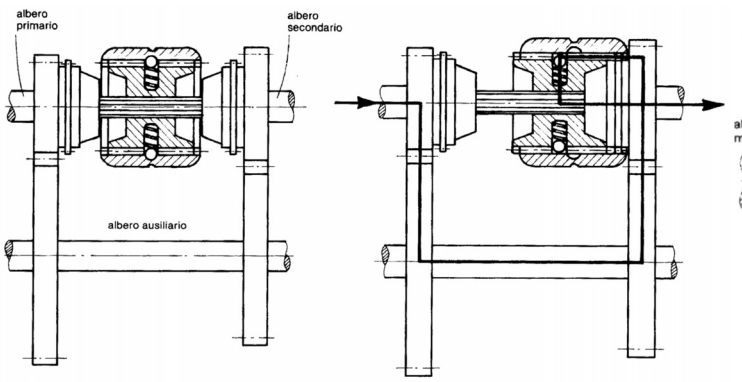


Fig. 57. Dispositivo sincronizzatore

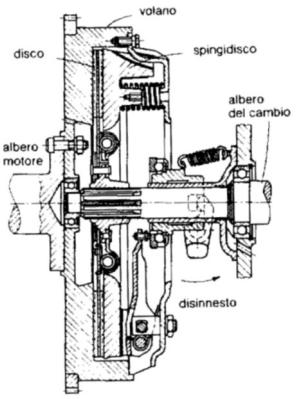


Fig. 58. Innesto a frizione assiale monodisco

La coppia trasmessa dagli **innesti idraulici** propriamente detti è uguale a quella di ingresso, mentre sono detti **trasformatori** o **convertitori di coppia** se hanno una coppia in uscita superiore a quella di ingresso.

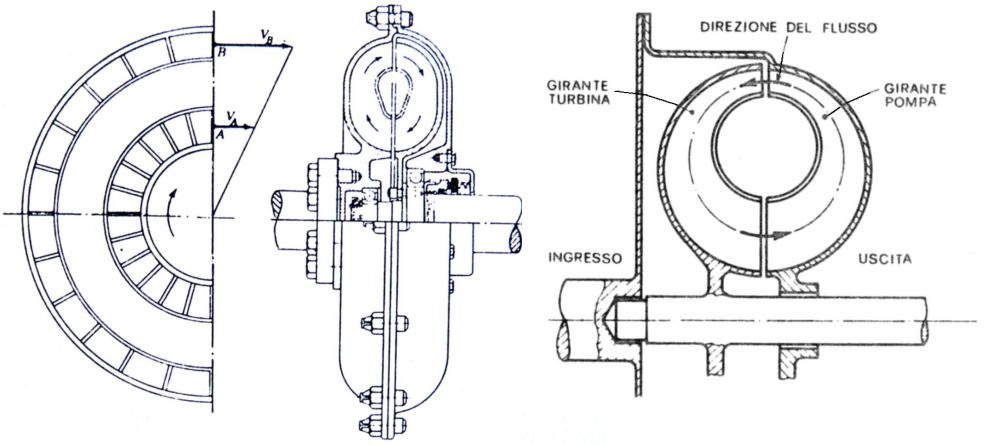


Fig. 59. Innesto idraulico

Definendo lo *scorrimento specifico* come:

$$s = \frac{\omega_i - \omega_u}{\omega_i}$$

che di solito, a regime, vale s = 3 ÷ 6%, il rendimento degli innesti idraulici vale:

$$\eta = \frac{P_u}{P_i} = \frac{M_u \omega_u}{M_i \omega_i} = \frac{\omega_u}{\omega_i} = \frac{(1-s)\omega_i}{\omega_i} = 1 - s$$

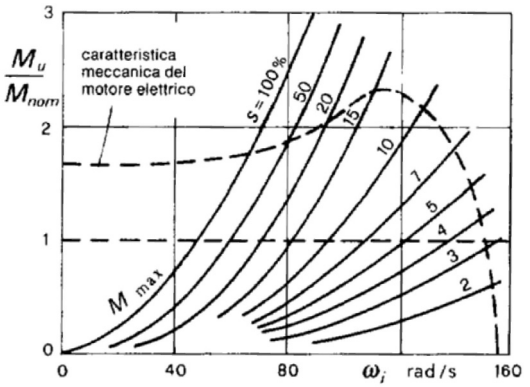


Fig. 60. Caratteristica statica di un innesto idraulico

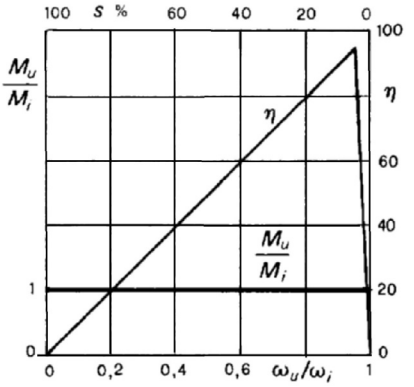


Fig. 61. Rendimento di un innesto idraulico

1.8 - FRENI

I freni, che servono ad arrestare membri in moto, si dividono in:

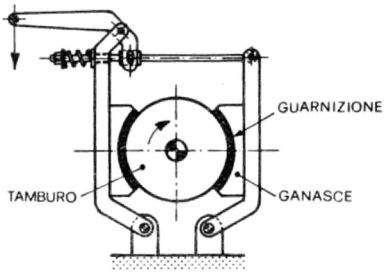
- **freni a tamburo**
  - a ganasce (o a ceppi esterni, Fig. 62)
  - ad espansione (o a ceppi interni, Fig. 63)
  - a nastro (Fig. 64)
- **freni a disco**
  - monodisco
    - » a staffa fissa
    - » a staffa mobile
    - » a disco mobile
  - multidisco

Le grandezze che caratterizzano il comportamento del freno sono:

- *forza di comando* (o *di azionamento*): forza esercitata dall'operatore
- *corsa di lavoro*: spostamento dell'organo di comando
- *indice di comando*: prodotto della forza di comando per la corsa di lavoro
- *efficacia*: rapporto (forza d'attrito sul tamburo/disco) / (forza di comando)
- *indice di regolarità*: rapporto (variazione percentuale della coppia di frenatura) / (variazione percentuale del fattore d'attrito)

FRENI A TAMBURO

Fig. 62. Freno a ganasce (o a ceppi esterni)



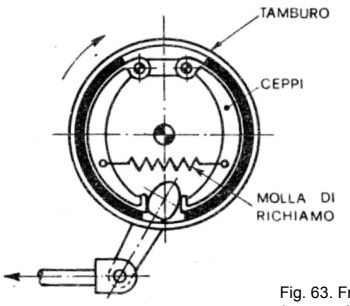


Fig. 63. Freno ad espansione (o a ceppi interni)

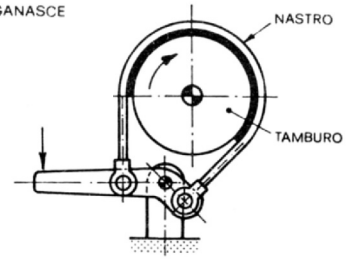


Fig. 64. Freno a nastro

Il singolo ceppo è detto *teso* se la cerniera d'appoggio è a monte del ceppo stesso (nel verso di rotazione del tamburo); altrimenti è detto *compresso* (Fig. 65).

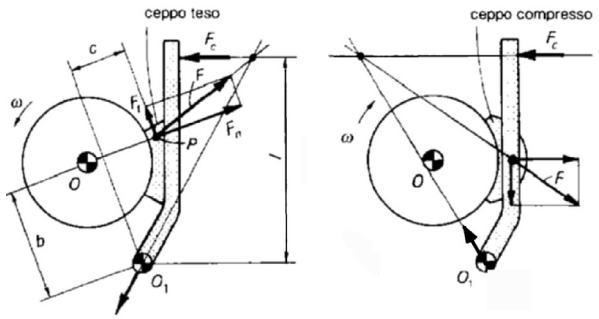


Fig. 65. Freni a ganasce: distribuzione delle forze in un ceppo teso e in un ceppo compresso

Tre forze piane sono in equilibrio se 1) formano un triangolo chiuso (equilibrio delle forze) e 2) le tre rette d'azione sono concorrenti (equilibrio dei momenti). Si suppongano noti: (1) la forza di comando F_c ed il suo punto di applicazione; (2) il punto del ceppo in cui si può considerare applicata la forza del tamburo; (3) il coefficiente di attrito dinamico ceppo-tamburo. Dagli ultimi due si ricava la retta d'azione di F, e di conseguenza la sua intersezione con F_c. La reazione in O_1 ha ora direzione nota, dovendo intersecare le altre due in un unico punto. I moduli di F e della reazione in O_1 possono essere infine ricavati imponendo la chiusura del triangolo delle forze.

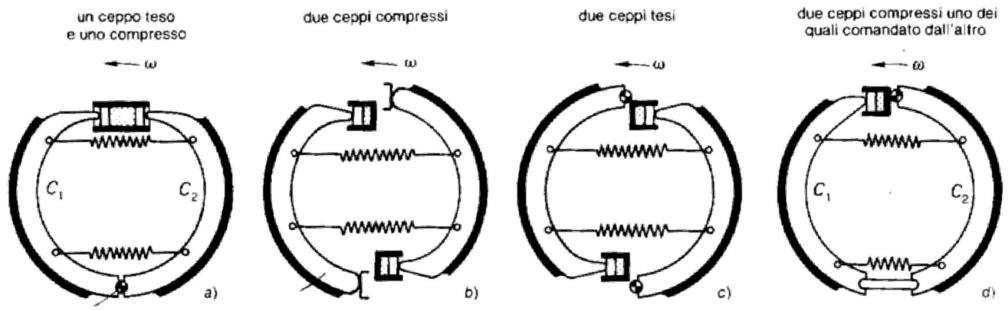


Fig. 66. Freni ad espansione: possibili combinazioni di ceppi tesi e compressi

FRENI A DISCO

Normalmente sono utilizzati freni *a ceppi parziali*, per favorire lo smaltimento del calore; sono possibili le realizzazioni *monodisco* e *multidisco;* i freni a disco*,* per compensare i disallineamenti, possono essere a *disco flottante* (*a staffa fissa*) o a *pinza flottante* (*a staffa mobile*).

Le *guarnizioni* (dette spesso *pastiglie* o *ferodi*) sono premute idraulicamente contro i dischi.

I freni a tamburo sono generalmente più efficaci ma meno regolari dei corrispondenti freni a disco; inoltre in questi ultimi la distribuzione delle pressioni e l'usura sono più uniformi.

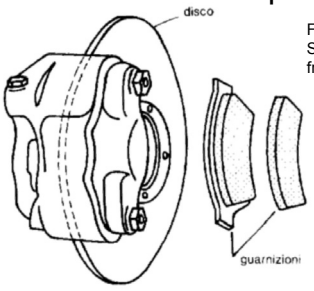


Fig. 67. Schema di freno a disco

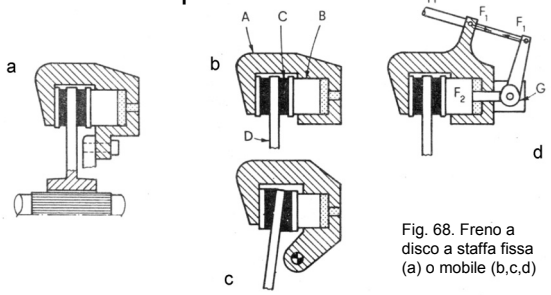


Fig. 68. Freno a disco a staffa fissa (a) o mobile (b,c,d)

1.9 - SISTEMI ARTICOLATI

Sono costituiti essenzialmente da aste collegate da coppie elementari.

Da punto di vista funzionale possono servire per:

- *generare movimenti*: il membro di uscita deve essere dotato di *mobilità* per poter assumere una assegnata successione di posizioni; i moventi possono essere azionati manualmente (es: tecnigrafo, cesoia) o automaticamente (es: robot)
- *generare funzioni*: esiste una corrispondenza funzionale tra le leggi del moto dei moventi e quelle dei cedenti (es. sterzo di auto)
- *generare traiettorie*: un dato punto del cedente deve descrivere una traiettoria assegnata; sono molto utilizzati:
  - » meccanismi che trasformano un moto rettilineo alternativo in un moto rotatorio continuo o viceversa (es: biella-manovella)
  - » meccanismi che trasformano un moto rotatorio continuo in oscillatorio alternativo
  - » meccanismi che realizzano traiettorie quasi rettilinee
  - » meccanismi che realizzano traiettorie passanti per punti assegnati
  - » meccanismi che consentono di realizzare periodi di arresto

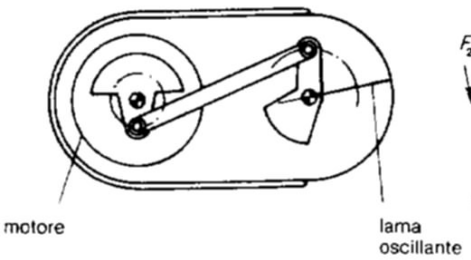


Fig. 69. Quadrilatero articolato
(con bilanciamento) per rasoio elettrico

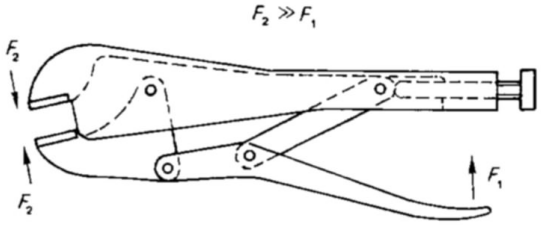


Fig. 70. Quadrilatero articolato con elevato
guadagno meccanico (cesoia)

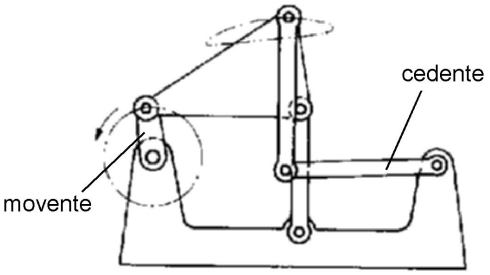


Fig. 71. Generazione di traiettoria
con tempo di riposo finito
(meccanismo con indugio)

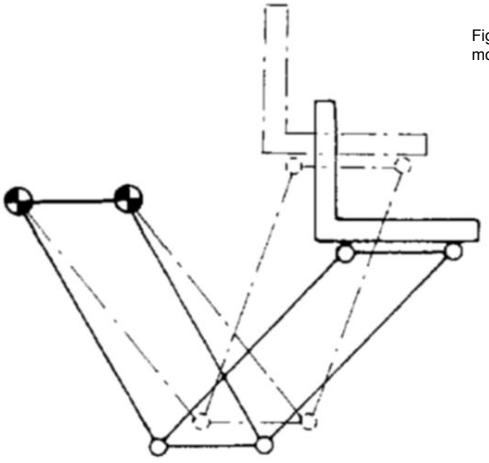


Fig. 72. Tecnigrafo: meccanismo per
movimenti paralleli

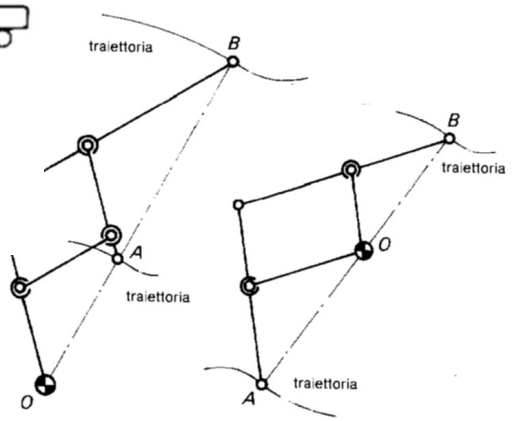


Fig. 73. Pantografi: la traiettoria di A viene
ripetuta da B identica o amplificata o rovesciata

Dal punto di vista cinematico sono importanti:

- le accelerazioni, da cui dipendono le forze d'inerzia
- le derivate delle accelerazioni (*jerk*), influenzano l'insorgere di vibrazioni

Dal punto di vista dinamico conviene attuare qualche forma di bilanciamento per ridurre l'effetto delle forze d'inerzia sul telaio (contrappesando o ricorrendo a soluzioni costruttive particolari).

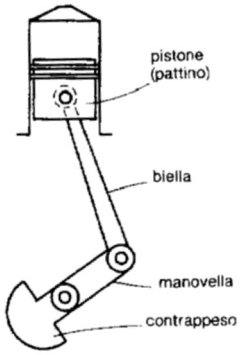


Fig. 74. Sistema biella-manovella per motori a combustione interna

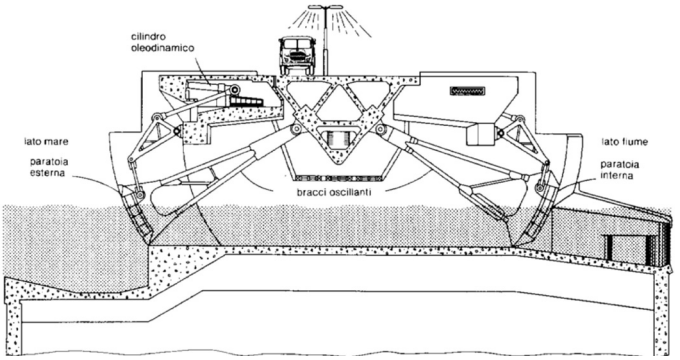


Fig. 75. meccanismo articolato per azionare le paratoie di uno sbarramento fluviale

1.10 - CAMME

Nei *meccanismi a camma* la trasmissione del moto avviene per contatto di due profili appositamente sagomati per realizzare la legge di moto richiesta. Normalmente il *cedente* è animato di moto alternativo: in questo caso il meccanismo è detto di *prima specie* ed il cedente è chiamato *punteria*; se, invece, è animato di moto rotatorio il meccanismo è detto di *seconda specie* ed il cedente è chiamato *bilanciere*.

Di solito il cedente ha profilo molto semplice costituito da una *rotella* o da un *piattello*; si ha un cedente a *coltello* quando nel punto di contatto esso presenta uno spigolo vivo. Il movente, dal profilo più complesso, appositamente studiato per imporre al cedente la legge di moto *y(t)* richiesta, assume propriamente il nome di *camma*.

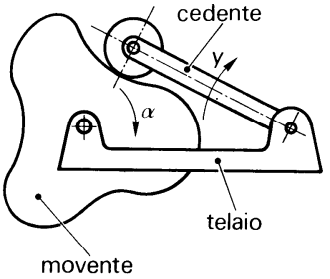


Fig. 76. Meccanismo a camma.

Camme di I specie (punterie) **Camme di II specie (bilancieri)**

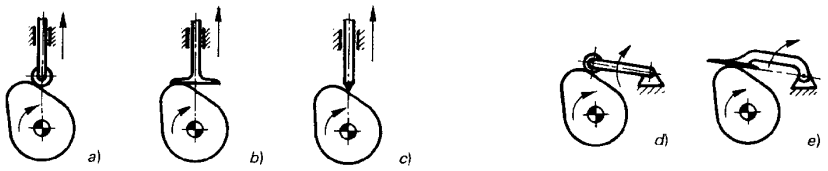


Fig. 77. Principali tipi di camme piane

I cedenti a piattello comportano una maggiore robustezza del meccanismo ma necessitano di lubrificazione per limitare l'usura; i cedenti a rotella, a parità d'ingombro, presentano una minore resistenza meccanica dovuta alle ridotte dimensioni del perno; i cedenti a coltello sono poco usati.

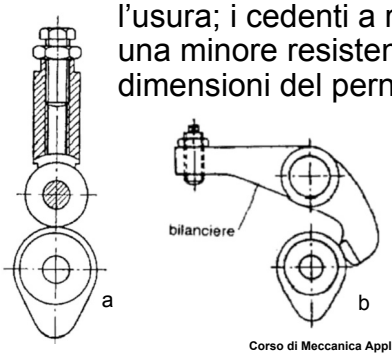


Fig. 78. Cedenti ad azione diretta (a) ed a bilanciere (b)

L'azione dei cedenti può essere diretta o rinviata tramite un bilanciere: in questo caso sono amplificati gli spostamenti ma anche i giochi.

L'*angolo di pressione* non deve essere troppo elevato per non dare luogo ad *impuntamenti*, soprattutto in caso di attriti elevati.

Inoltre le camme possono guidare il moto del cedente solo durante la fase di *alzata*: durante le altre fasi il contatto deve essere mantenuto dall'azione di una molla.

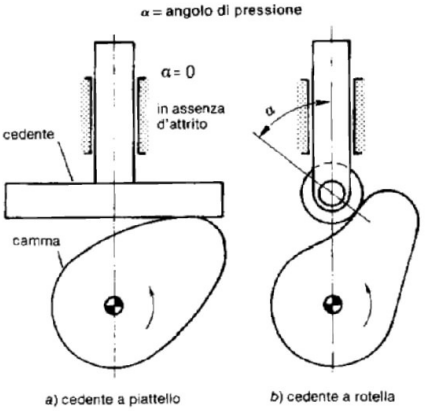


Fig. 79. Angolo di pressione

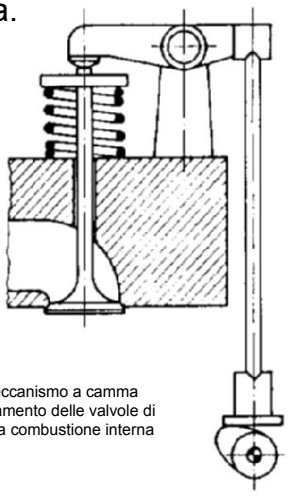


Fig. 80. Meccanismo a camma per l'azionamento delle valvole di un motore a combustione interna

meccanismi a camme: leggi del moto

Leggi del moto tipiche utilizzate per la sintesi delle camme sono:

curve armoniche:

- ottenute proiettando sull'asse delle ordinate un vettore armonico
- bassi picchi di accelerazione
- bassi angoli di pressione

leggi cicloidali:

- la curva degli spostamenti è data dalla traiettoria di un punto di una circonferenza che rotola senza strisciare su un piano
- la curva delle accelerazioni è sinusoidale
- accelerazioni nulle alle estremità
- angoli di pressione piuttosto elevati

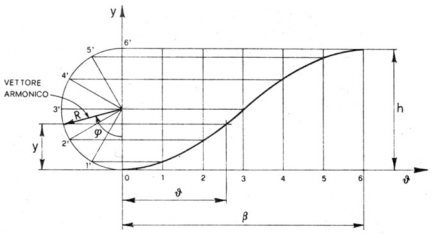


Fig. 81. Legge armonica semplice per gli spostamenti

leggi polinomiali:

- curve delle accelerazioni simmetriche
- picchi di accelerazione intermedi
- angoli di pressione intermedi
- più usate le paraboliche (2° ordine)

Come per i sistemi articolati, le derivate delle accelerazioni (*jerk*), influenzano l'insorgere di vibrazioni

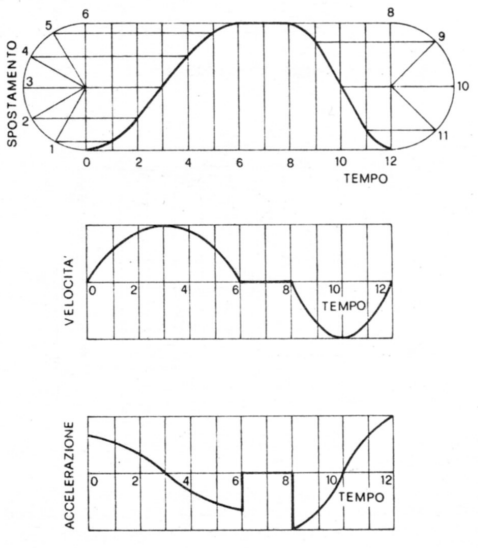


Fig. 82. Caratteristiche cinematiche per una legge legge del moto caratterizzata da sollevamento ed abbassamento con legge armonica semplice

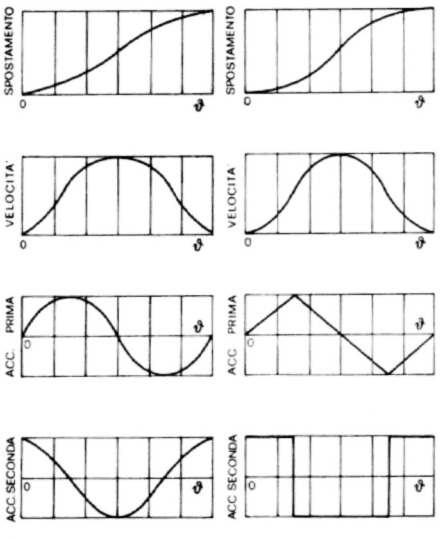


Fig. 83. Confronto delle caratteristiche cinematiche di una fase di sollevamento con legge cicloidale (a sinistra) o cubica (a destra)

1.11 - MECCANISMI A MOTO INTERMITTENTE

CROCI DI MALTA

Vengono chiamate **croci di Malta** (o **ruote di Ginevra**) i meccanismi del tipo indicato in figura 84. Tali meccanismi con 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16 ed anche 24 stazioni sono a tutt'oggi i più diffusi nelle applicazioni di moti intermittenti perché di facile progettazione e di basso costo.

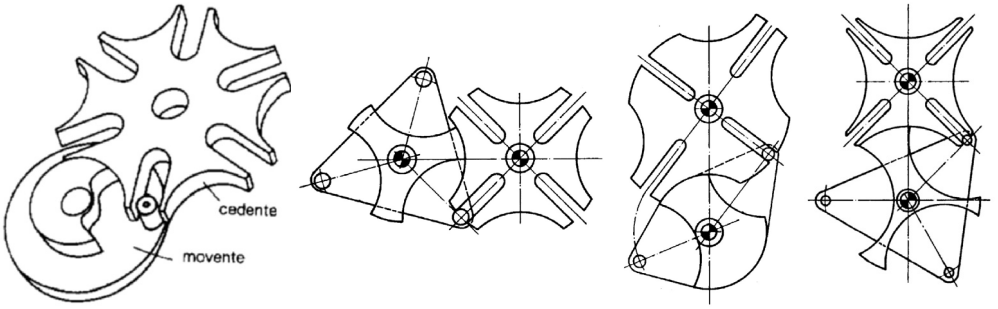


Fig. 84. Croci di Malta. *Grazie alla particolare geometria dei profili coniugati, ad un moto uniforme del movente corrisponde un moto intermittente del cedente: una rotazione a direzione costante ma caratterizzata da un alternarsi di fasi di moto (quando il piolo è inserito nella fessura e spinge il cedente) e di arresto (quando le superfici coniugate cilindriche sono a contatto: il movente ruota e la sua superficie cilindrica striscia nella sede cilindrica del movente, ma quest'ultimo non può ruotare per l'interferenza.*

RUOTE STELLARI

Un semplice dispositivo che realizza un moto intermittente si ottiene con ruote dentate a dentatura incompleta: per eliminare gli urti in fase di avviamento e di arresto si affida la trasmissione a sagome di forma opportuna. In questo caso il meccanismo prende il nome di **ruota stellare**.

Sono di uso comune le *dentature a perni* nelle quali i denti della ruota motrice sono costituiti da rulli e quelli della condotta da scanalature, percorse da tali rulli nel rotolamento delle primitive.

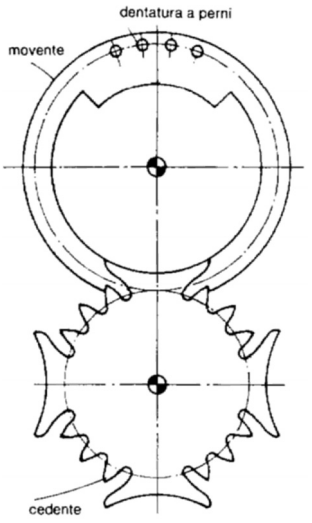


Fig. 85. Ruota stellare esterna con dentatura a perni

INTERMITTORI

Sono meccanismi in cui il movente è costituito da una camma ed il cedente è un piatto che porta una serie di rulli (piatto a rulli).

A seconda del tipo di camma impiegato gli intermittori possono essere ***a tamburo***, ***globoidali*** o ***piani***.

Hanno il vantaggio di poter controllare completamente la curva delle accelerazioni e che la legge del moto non comporta eccessive fluttuazioni della coppia motrice, per cui consentono elevatissime velocità di funzionamento.

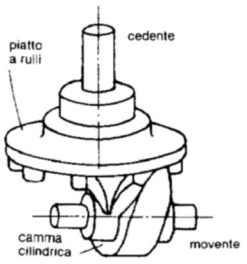


Fig. 86. Intermittore a tamburo

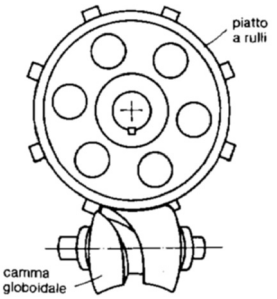


Fig. 87. Intermittore globoidale

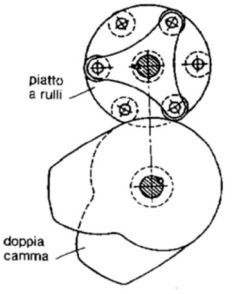


Fig. 88. Intermittore piano

1.12 - MECCANISMI UNIDIREZIONALI

Sono meccanismi che consentono un solo verso di moto relativo del movente rispetto al cedente. Possono funzionare come *dispositivi di arresto,* che connettono un membro a telaio (es: negli apparecchi di sollevamento) oppure come *innesti unidirezionali*, che connettono due alberi, nel qual caso sono detti *ruote libere* (es: nel mozzo della ruota posteriore delle biciclette).

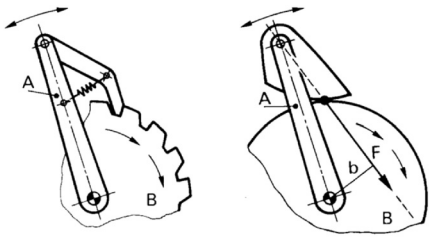


Fig. 89. Meccanismi unidirezionali: ad arpionismo (a sinistra) e ad attrito (a destra)

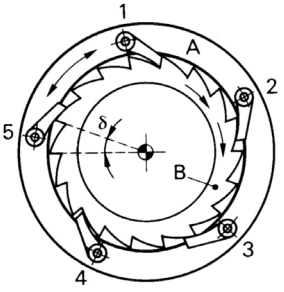


Fig. 90. Ruota ad arpionismo

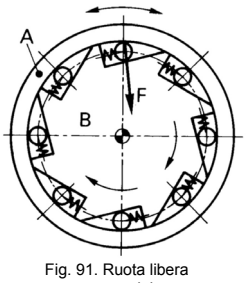


Fig. 91. Ruota libera commerciale

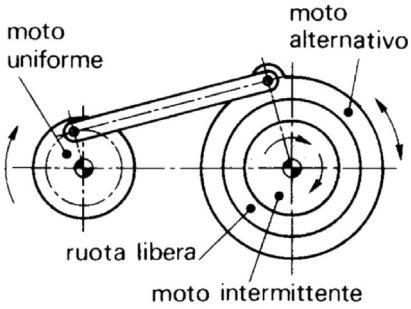


Fig. 92. Generazione di moto intermittente mediante ruota libera

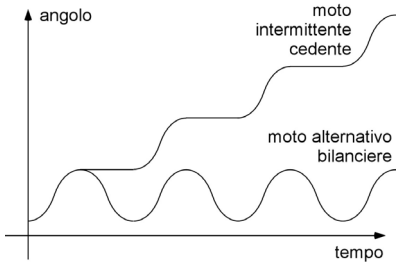


Fig. 93. Diagrammi temporali degli angoli di bilanciere e cedente

I meccanismi unidirezionali possono essere usati anche per generare moti intermittenti.

Nel sistema di Fig. 92, il movente è dotato di moto rotatorio uniforme, e costituisce la manovella di ingresso di un quadrilatero articolato.

Il cedente di tale quadrilatero è un bilanciere: a causa dei rapporti tra le lunghezze dei membri non compie rotazioni complete, ma è dotato di moto alternativo.

Una ruota libera trasmette in una sola direzione il moto dal bilanciere (posto al suo esterno) al cedente dell'intero meccanismo (posto al suo interno).

Il cedente è pertanto dotato di moto intermittente.