

ELEMENTI DI MECCANICA DELLE TRASMISSIONI

INDICE

ELEMENTI DI MECCANICA DELLE TRASMISSIONI	1
INDICE	2
1. LA TRASMISSIONE DEL MOTO DAL MOTORE ALLE RUOTE.....	4
1.1. SPINTA MOTRICE DEL VEICOLO.....	6
1.2. CARATTERISTICHE DEL MOTORE.....	7
1.3. FUNZIONAMENTO DEL MOTORE	8
1.4. TRASMISSIONE DELLA POTENZA ALLE RUOTE	9
2. RESISTENZA AL MOTO DELL'AUTOVEICOLO.....	10
2.1. FORZA DI INERZIA E MOMENTI DI INERZIA.....	10
2.2. RESISTENZA AL ROTOLAMENTO	11
2.3. RESISTENZA DEGLI ATTRITI INTERNI.....	12
2.4. RESISTENZA AERODINAMICA.....	13
2.5. RESISTENZA ALLA MARCIA IN SALITA.....	14
2.6. RENDIMENTO DELLA TRASMISSIONE	15
2.7. POTENZA NECESSARIA AL MOTO.....	16
COMPONENTI DELLA CATENA CINEMATICA	17
1. INNESTO A FRIZIONE	17
1.1. PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO.....	18
1.2. POTENZA TRASMISSIBILE	18
1.3. FRIZIONE MONODISCO A SECCO.....	19
1.4. MOLLA A DIAFRAMMA	20
1.5. COMANDO DELLA FRIZIONE	21
INGRANAGGI	22
1.1. CARATTERISTICHE DELLE RUOTE DENTATE.....	23
1.1.1. RAPPORTO DI TRASMISSIONE	23
1.2. RUOTE DENTATE CILINDRICHE A DENTI ELICOIDALI.....	24
1.3. TIPOLOGIA DI TRASMISSIONI AD INGRANAGGI	25
1.4. FORZE SCAMBIATE TRA I DENTI	28
1.4.1. RUOTE CILINDRICHE A DENTI DIRITTI	28
1.4.2. RUOTE CILINDRICHE A DENTI ELICOIDALI	28
1.4.3. RUOTE CILINDRICHE BIELICOIDALI	29
1.4.4. RUOTE CONICHE.....	29
1.4.5. VITE SENZA FINE.....	29
1.5. CICLO DI LAVORAZIONE INGRANAGGI	30
1.6. ROTISMI	31
1.6.1. RAPPORTO DI TRASMISSIONE	32
1.7. ROTISMI EPICICLOIDALI	33
1.7.1. RAPPORTO DI TRASMISSIONE	34
1.7.2. DIFFERENZIALE	35
1.7.3. CARATTERISTICHE DEL DIFFERENZIALE	37
1.8. CAMBIO DI VELOCITA'	38
1.9. COSTITUZIONE DEL CAMBIO	39
1.9.1. ORGANI COSTITUENTI IL ROTISMO DEL CAMBIO	40
2. CAMBIO AUTOMATICO	42
2.1. CONVERTITORE DI COPPIA	43

2.1.1.	FUNZIONAMENTO DEL CONVERTITORE DI COPPIA	44
3.	CUSCINETTI.....	45
3.1.	SOLLECITAZIONI SUI SUPPORTI	46
3.2.	TIPOLOGIE DI CUSCINETTI	47
3.3.	CRITERI DI SCELTA DEI CUSCINETTI	48
3.3.1.	SPAZIO DISPONIBILE	48
3.3.2.	CARICHI RADIALI ED ASSIALI	49
3.3.3.	CARICHI COMBINATI.....	50
3.4.	ALTRI TIPI DI CARICHI.....	52
3.4.1.	ALTRI REQUISITI PER LA SCELTA DEI CUSCINETTI.....	53
3.5.	GIOCHI	54
3.6.	BLOCCAGGIO DEI CUSCINETTI	55
3.7.	MONTAGGIO DEI CUSCINETTI RADIALI – ASSIALI	56
3.8.	LUBRIFICAZIONE DEI CUSCINETTI	57
3.9.	TIPOLOGIE DI GRASSI	59
3.10.	SCELTA DEL GRASSO.....	60

1. LA TRASMISSIONE DEL MOTO DAL MOTORE ALLE RUOTE

PREMESSA: il moto dell'autoveicolo si basa sulla spinta all'asse delle ruote motrici generata per aderenza delle medesime al suolo.

Tale spinta, in marcia avanti o in retromarcia a seconda del verso della coppia motrice alle ruote, è la risultante delle azioni che si sviluppano tra ruota e strada.

Nel caso delle automobili le ruote motrici appartengono allo stesso asse e sono disposte in modo simmetrico rispetto al piano simmetrico del veicolo.

La spinta risultante sul veicolo deve risultare applicata nel piano di mezzeria, altrimenti si richiederebbero al conducente delle azioni correttive di guida.

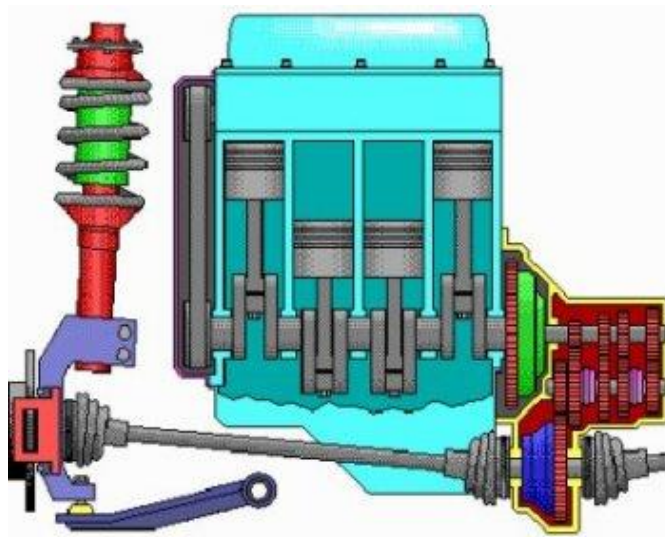
L'azione motrice deve essere egualmente ripartita su entrambe le ruote motrici dello stesso asse.

LA "TRASMISSIONE": il concetto di trasmissione rappresenta l'insieme degli *organi* e dei *sistemi* che hanno lo scopo di trasmettere dal motore alle ruote la coppia motrice necessaria al movimento dell'autoveicolo.

In pratica si tratta di organi, collegati tra loro, in grado di trasmettere alle ruote la coppia motrice in funzione delle condizioni di marcia e delle caratteristiche del motore.

Nel caso di un veicolo con motore anteriore e trazione anteriore, gli organi della trasmissione a partire dal motore sono:

- **innesto a frizione;**
- **cambio di velocità;**
- **differenziale;**
- **semiassi (o semialberi);**
- **mozzi ruote.**



Nel caso di un veicolo con motore anteriore e trazione posteriore, gli organi della trasmissione a partire dal motore sono:

- ***innesto a frizione;***
- ***cambio di velocità;***
- ***giunti elastici o cardanici;***
- ***albero di trasmissione;***
- ***coppia conica di riduzione;***
- ***differenziale;***
- ***semiassi (o semialberi);***
- ***mozzi ruote.***



1.1. SPINTA MOTRICE DEL VEICOLO



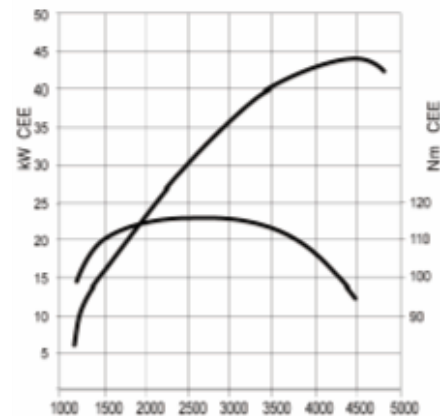
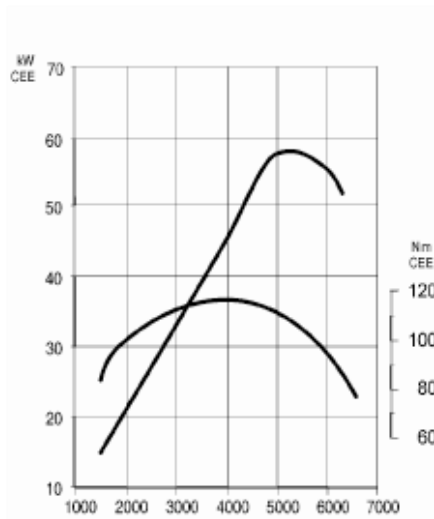
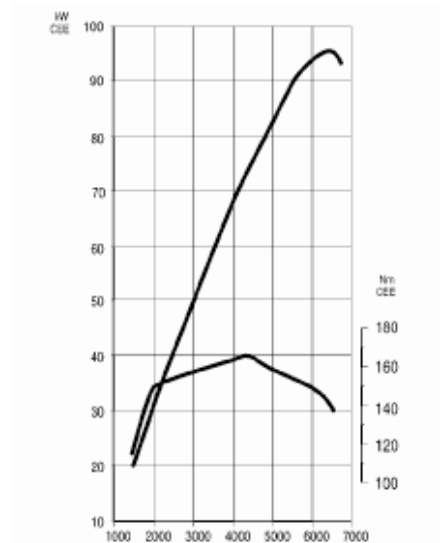
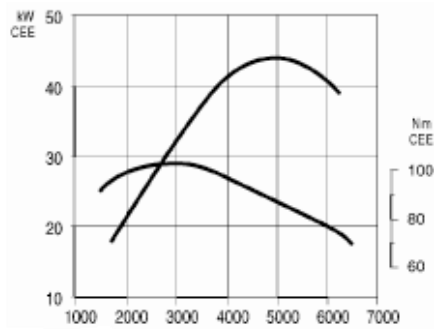
Per realizzare il moto del veicolo è necessario vincere un insieme di resistenze variabili nella tipologia e nell'intensità. In pratica considerando di mettere in movimento un autoveicolo, partendo dal suo stato di fermo, si incontreranno le seguenti principali resistenze al moto:

- **FORZE E MOMENTI DI INERZIA;**
- **RESISTENZA AL ROTOLAMENTO;**
- **RESISTENZA DEGLI ATTRITI INTERNI;**
- **RESISTENZA AERODINAMICA;**
- **RESISTENZA DOVUTA ALLE PENDENZE STRADALI.**

Il marcato carattere di variabilità di queste resistenze durante il moto di un autoveicolo, si traduce nell'esigenza di trasmettere alle ruote una coppia motrice di intensità variabile nel tempo, secondo i bisogni dell'insieme delle forze resistenti.

Le condizioni limiti della spinta motrice di un veicolo dipendono principalmente dal coefficiente di aderenza delle ruote motrici. Naturalmente il sistema *motore – trasmissione* deve essere in grado di utilizzare l'aderenza disponibile alle ruote.

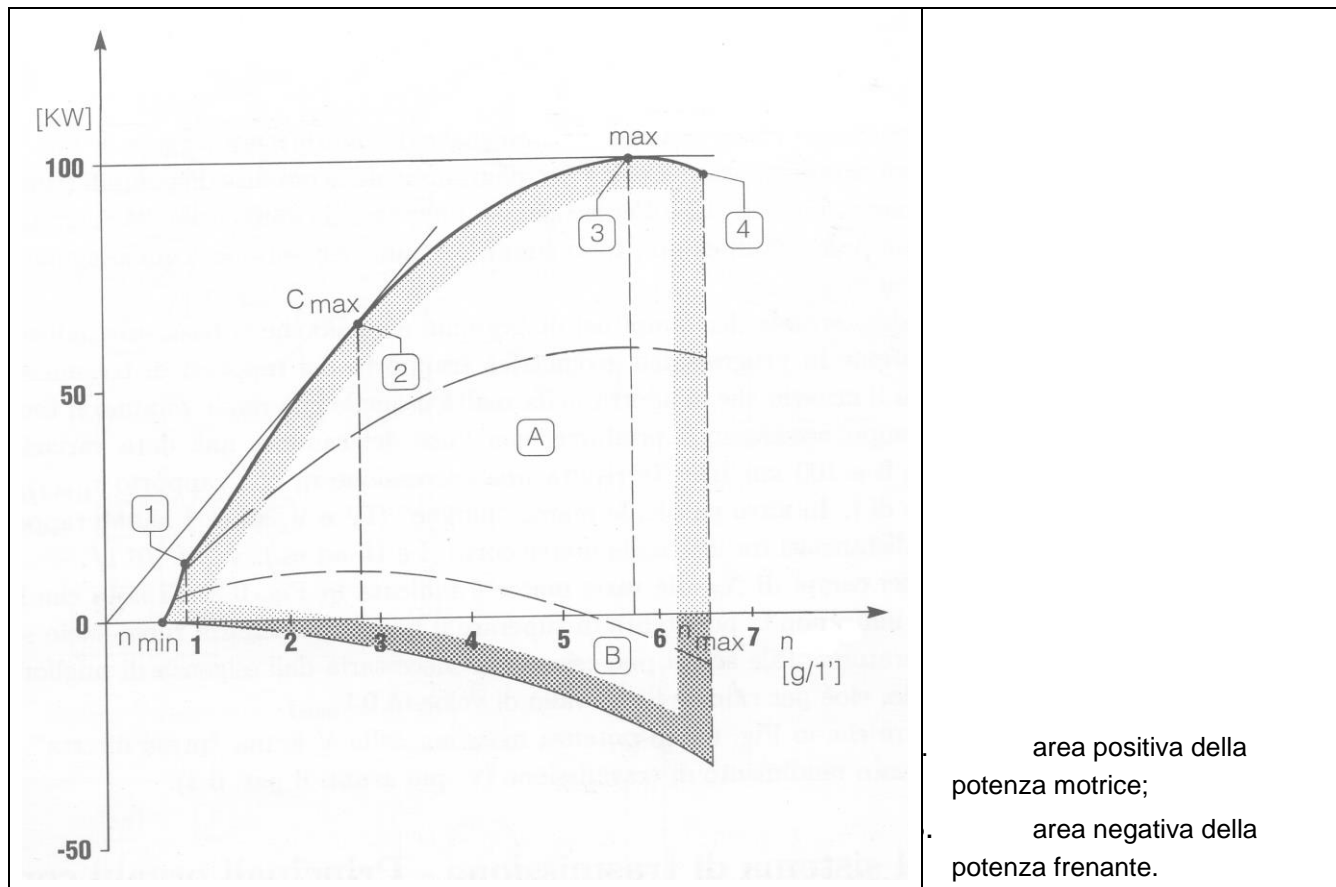
1.2. CARATTERISTICHE DEL MOTORE



Le prestazioni del motore vengono rilevate mediante prove al banco con funzionamento nel suo intero campo di utilizzo. I risultati di tali prove sono rappresentati dalle curve caratteristiche, ottenute a pieno carico in funzione del numero di giri, della coppia motrice, della potenza e del consumo specifico.

Le curve di potenza e di coppia illustrate sono ottenute a motore rodato (50 ore di funzionamento) senza ventilatore con silenziatore di scarico e filtro aria, a livello del mare.

1.3. FUNZIONAMENTO DEL MOTORE

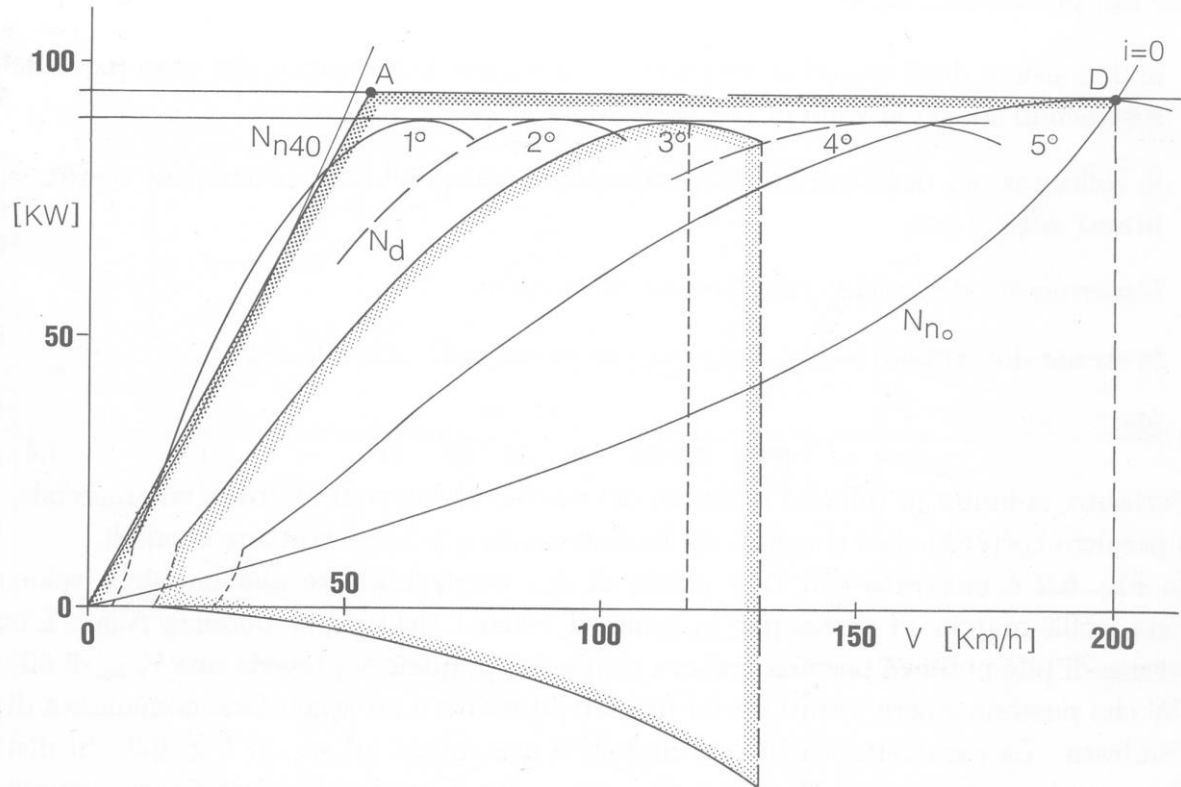


Nelle curve caratteristiche del motore si distinguono quattro particolari condizioni:

1. il funzionamento al minimo, ossia quando il motore eroga la potenza sufficiente per comandare gli accessori;
2. funzionamento con coppia massima, generalmente questa condizione corrisponde al campo di funzionamento con maggior rendimento energetico;
3. funzionamento con massima potenza, corrisponde alle migliori prestazioni complessive ed in particolare di velocità;
4. funzionamento al massimo numero di giri, è caratterizzato dall'inizio della caduta delle prestazioni in termini di potenza e soprattutto di rendimento, per cui oltre tale limite è sconsigliato.



1.4. TRASMISSIONE DELLA POTENZA ALLE RUOTE



i rappresenta in % la pendenza della strada;

D rappresenta la massima velocità prevista, con pendenza della strada 0%.

Il principale metodo di regolazione della potenza trasmessa alle ruote si ottiene mediante la variazione di carico al motore, intervenendo sulla posizione dell'acceleratore.

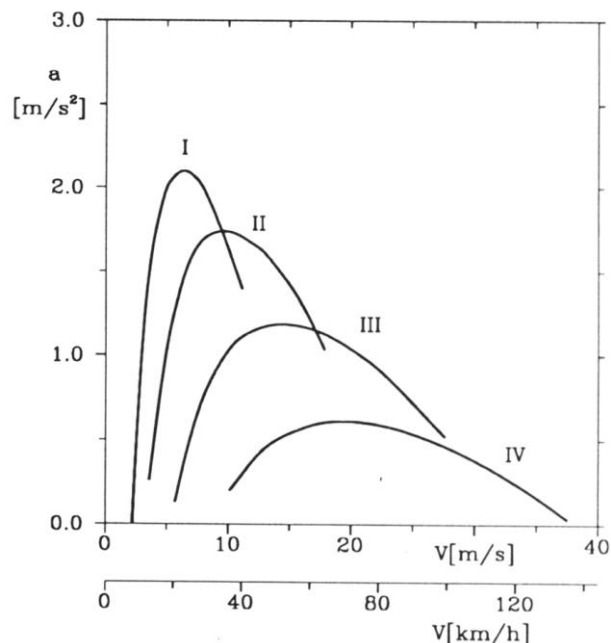
La trasmissione a sua volta, mediante il cambio di velocità, consente di avere la potenza massima disponibile alle ruote motrici per diversi valori di velocità del veicolo.

A tale scopo sono determinanti il numero delle marce ed i rispettivi rapporti di trasmissione.

Nella figura sopra riportate vengono messe a confronto le diverse curve di potenza trasmissibili ottenute alle diverse marce in avanti del cambio di velocità.

2. RESISTENZA AL MOTO DELL'AUTOVEICOLO

2.1. FORZA DI INERZIA E MOMENTI DI INERZIA



Partecipano alla determinazione delle forze d'inerzia durante il moto di accelerazione o decelerazione, tutte le masse traslate del veicolo, secondo la relazione:

$$\underline{F}_i = - m \underline{a} \quad [N]$$

Le masse che subiscono un'accelerazione (positiva o negativa) durante il loro moto di rotazione intorno ad un asse, generano una coppia resistente data dal prodotto del momento di inerzia I per l'accelerazione angolare α :

$$\underline{M}_i = - I \underline{\alpha} \quad [N m]$$

In figura viene illustrato l'accelerazione massima in funzione della velocità di un veicolo dotato di un cambio di velocità a quattro marce in avanti.

2.2. RESISTENZA AL ROTOLAMENTO

Considerando il veicolo in condizioni di moto uniforme, il rotolamento del pneumatico sulla strada comporta una complessiva resistenza al moto che dipende principalmente dal pneumatico e dalle condizioni dinamiche agenti su di esso.

Tale resistenza assume la denominazione di “resistenza al rotolamento”; essa è dovuta maggiormente all’isteresi del materiale costituente il pneumatico ed in piccola parte alle resistenze di tipo aerodinamiche sulla ruota, agli strisciamenti (piccoli) che si verificano nella zona di aderenza tra pneumatico e strada ed all’attrito del perno.

Questo tipo di resistenza è presente su tutte le ruote ed aumenta col crescere della deformazione della ruota sulla strada sotto l’azione statica del carico. Quindi aumentando il carico sugli assi delle ruote aumenta sia l’aderenza sia la resistenza al rotolamento, come è facile verificare per il traino di un asse (carico / scarico) con le ruote folli.

In pratica la resistenza al rotolamento si può rappresentare mediante la relazione:

$$F_R = - f P_i \text{ [N]};$$

dove:

f è analogo al coefficiente di attrito ed è ricavato per via sperimentale, dipende dalla pressione di gonfiaggio, dalla velocità, dal raggio della ruota, dall’area di contatto con il suolo, dal peso sulla ruota, dal tipo di struttura del pneumatico dal materiale che la costituisce, dalla natura e dalle condizioni della strada ecc. In particolare **f** cresce con la velocità, all’inizio molto lentamente ma, raggiunti determinati valori di velocità, cresce molto rapidamente al punto da rendere sconveniente e naturalmente anche pericoloso il suo utilizzo in questo campo.

P_i è la forza agente sull’asse della ruota.

2.3. RESISTENZA DEGLI ATTRITI INTERNI

Si considerano come resistenze dovute agli attriti quelle interne ai gruppi o componenti contenenti gli organi mobili o comunque in moto relativo tra loro:

- ***ingranaggi;***
- ***perni;***
- ***cuscinetti;***
- ecc.

Queste resistenze sono particolarmente presenti nei gruppi della trasmissione (cambio, differenziale ecc.). Naturalmente una corretta lubrificazione di questi organi riduce ma non elimina tali resistenze. Esse dipendono direttamente dai carichi trasmessi, dalle geometrie dei componenti, dalle tolleranze di accoppiamento, dal montaggio, dallo stato di usura, dai materiali, dalla lubrificazione.

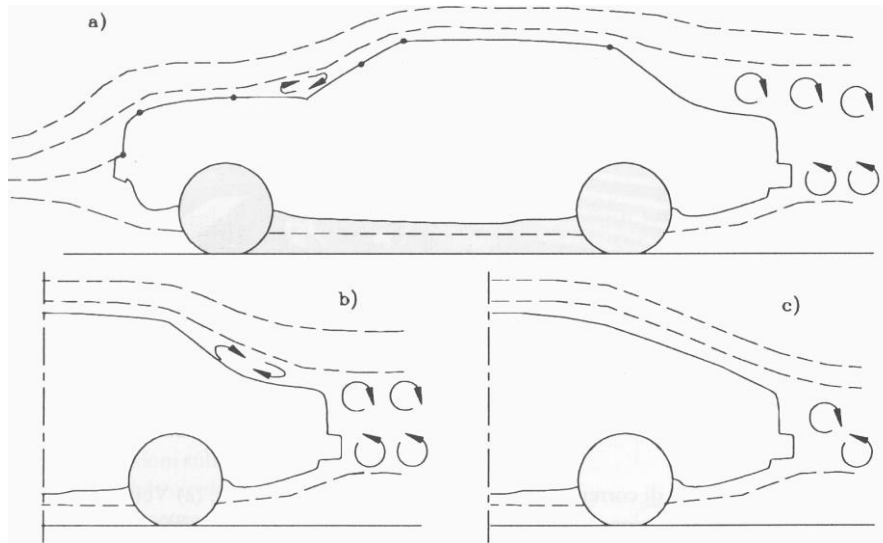
Alcune soluzioni tecniche tendono a ridurre i valori delle resistenze di attrito, per esempio l'adozione di cuscinetti volventi in luogo di quelli a strisciamento.

Principalmente il modo per ridurre le resistenze di attrito è adottare e mantenere le idonee condizioni di lubrificazione, con la scelta della tipologia degli oli, con regolari e periodici controlli; inoltre sono importanti i controlli delle condizioni di usura dei componenti per poter applicare una manutenzione preventiva o a condizione.

In pratica si cerca di mantenere al minimo i valori dei coefficienti di attrito evitando il contatto diretto e lo strisciamento dei vari organi meccanici.

Un importante fattore di influenza sullo stato di lubrificazione è la temperatura del lubrificante che a sua volta dipende dalla potenza trasmessa, dal sistema di lubrificazione, dal sistema di raffreddamento, dalle quantità di lubrificante impiegate, ecc.

2.4. RESISTENZA AERODINAMICA



Una importante influenza sulla determinazione delle caratteristiche della trasmissione è la resistenza aerodinamica dell'autoveicolo.

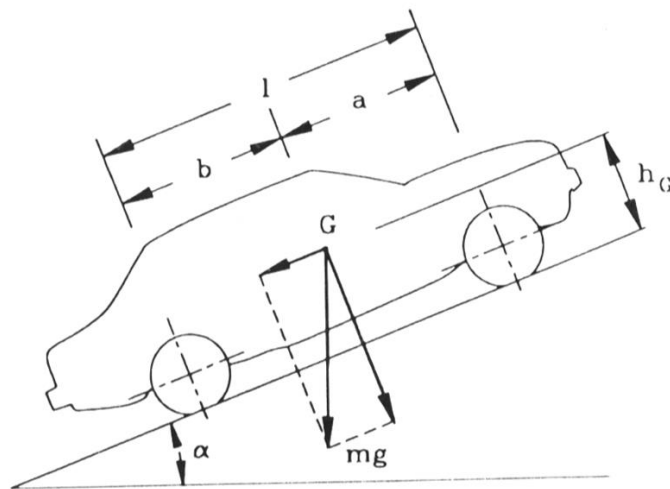
In pratica essa è la forza diretta secondo la velocità relativa del fluido rispetto al corpo dell'autoveicolo e si oppone al moto. Dipende dall'attrito del fluido, dalla superficie d'ingombro e dalla forma esterna dell'involucro immerso nel fluido.

La viscosità del fluido consente ad uno strato molto piccolo di esso di aderire all'involucro del corpo; gli altri strati a poca distanza hanno velocità rapidamente crescenti. Le maggiori resistenze sono dovute ai cosiddetti vortici di scia; veri e propri moti turbolenti di fluido.

L'influenza della velocità relativa del fluido rispetto alla vettura segue la legge del quadrato, cioè raddoppiando la velocità la resistenza aumenta di ben quattro volte.

Ciò è importante quando per l'autoveicolo sono previste velocità elevate con superficie di forma frontale significativa.

2.5. RESISTENZA ALLA MARCIA IN SALITA



Le strade destinate alla circolazione degli autoveicoli non superano la pendenza del 10%. Nella figura illustrata si rappresenta la resistenza alla marcia in salita applicata nel baricentro G dell'autoveicolo.

l è l'interasse;

mg la forza peso;

α l'angolo che determina la pendenza della strada ($i = \operatorname{tg} \alpha$).

La forza resistente al moto attribuibile alla salita è rappresentata dalla componente della forza peso lungo la direzione del piano inclinato:

$$F_R = - m g \operatorname{sen} \alpha \text{ [N]}$$

Essa dipende direttamente dalla massa e dalla pendenza stradale, inoltre le condizioni di aderenza alle ruote motrici devono garantire l'applicazione di una forza di spinta ben maggiore della resistenza di salita. Da ciò deriva il limite di *pendenza massima superabile* che caratterizza ciascun autoveicolo omologato.

2.6. RENDIMENTO DELLA TRASMISSIONE

Il rendimento della trasmissione dipenderà in primo luogo dal tipo di trasmissione, per esempio secondo il tipo di cambio di velocità di cui è dotata, es. meccanico, semiautomatico, automatico.

Nel caso di una trasmissione meccanica con cambio ad ingranaggi si può affermare che il rendimento della stessa sarà molto alto ed il suo valore dipenderà principalmente dal tipo di ruote dentate, dal sistema e dalle condizioni di lubrificazione, dal montaggio e dalla velocità di rotazione.

I valori del rendimento per i tipi di trasmissioni più comuni possono essere indicativamente distinti nei seguenti:

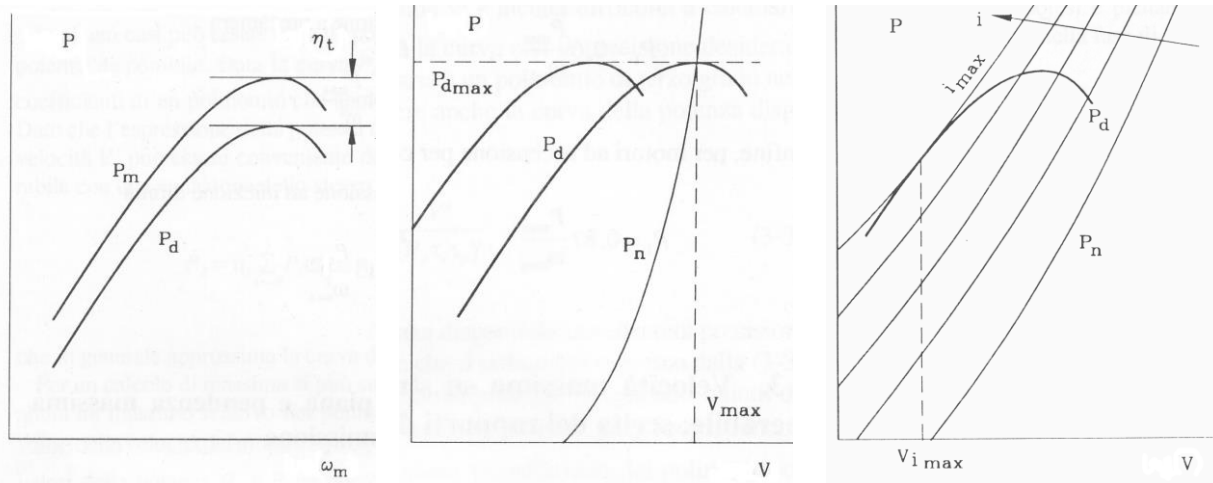
- nel caso di veicoli con motore e trazione anteriore, trasmissione con cambio con presa diretta, $\eta = 92\%$; con le altre marce $\eta = 87\%$;
- nel caso di veicoli con motore anteriore e trazione posteriore, trasmissione con cambio con presa diretta, $\eta = 93\%$;

Nel caso di una trasmissione con cambio automatico con convertitore di coppia idraulico il rendimento è difficilmente valutabile, infatti dipende principalmente dai valori di scorrimento tra pompa e turbina del convertitore.

Un'applicazione con lo scopo di aumentare il rendimento della trasmissione è quella di bloccare, in corrispondenza di bassi valori di scorrimento, il convertitore di coppia trasformandolo in pratica in un giunto rigido.

Nel caso di una trasmissione con cambio automatico con cinghie su pulegge a diametro variabile il rendimento è difficilmente rilevabile, in termini di confronto si può affermare che esso è più elevato in presenza di una singola cinghia.

2.7. POTENZA NECESSARIA AL MOTO



La potenza disponibile alle ruote motrici deve essere la somma delle potenze dissipate dalle singole resistenze al moto del veicolo.

In termini di prestazioni diventa fondamentale l'insieme delle caratteristiche del sistema *motore – trasmissione – aderenza ruote*, determinando la curva di potenza disponibile alle ruote in funzione della rotazione del motore e della marcia innestata.

Nelle figure illustrate sono rappresentate nell'ordine:

- la potenza del motore P_m e la potenza disponibile alle ruote P_d in funzione della velocità di rotazione del motore ω_m ;
- la determinazione del rapporto di trasmissione che permette di raggiungere la velocità massima V_{max} , mediante la curva della potenza necessaria al moto P_n in corrispondenza di una determinata pendenza i ;
- la determinazione della massima pendenza superabile i , con un determinato rapporto di trasmissione.

COMPONENTI DELLA CATENA CINEMATICA

1. INNESTO A FRIZIONE



La frizione è il primo organo della trasmissione dell'autoveicolo ed ha la funzione di collegare il volano motore al cambio di velocità.

L'innesto a frizione ha la proprietà di innestare e disinnestare il collegamento della trasmissione al motore durante il moto, con un semplice comando proveniente dal pedale della frizione o da un servocomando. Ciò consente al motore di funzionare al regime di minimo alimentando di energia solo gli organi ausiliari senza rischiare lo spegnimento.

In fase di avviamento del veicolo la frizione ha il compito di collegare dolcemente e progressivamente il motore alla trasmissione in modo da trasmettere il moto senza contraccolpi o strappi.

1.1. PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

Per trasmettere la potenza dal motore alla trasmissione l'innesto a frizione utilizza la resistenza di attrito che si sviluppa tra le superfici del disco o dei dischi nel caso di una frizione multidisco.

La forza di attrito massima generabile sulle superfici del disco è determinata dalla natura del materiale delle guarnizioni di frizione e soprattutto dalla forza di spinta assiale della molla agente sullo spingidisco, secondo la nota relazione:

$$F_a = f N \quad [N]; \quad \text{dove } N \text{ è la spinta della molla.}$$

Altre molle disposte in modo tangenziale tra disco e mozzo portadisco smorzano i contraccolpi e salvaguardano l'usura delle guarnizioni di frizione sul disco aumentandone la durata.

1.2. POTENZA TRASMISSIBILE

La potenza trasmissibile si esprime con la relazione:

$$P = f N R_m n / 9,5 \quad [W];$$

Nella quale: $f N R_m$ è la coppia massima trasmissibile;
n il numero di giri massimo.

La potenza trasmissibile tiene quindi conto di due limiti, uno di massima coppia trasmissibile e l'altro del massimo numero di giri o della massima velocità periferica del disco.

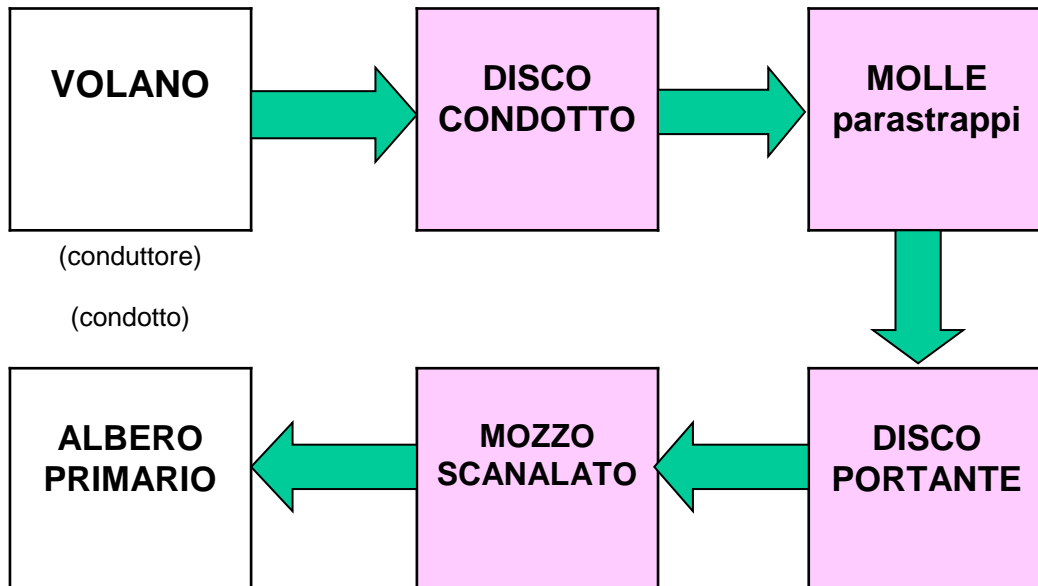
Per quanto riguarda la coppia trasmissibile si deve tener conto che il consumo delle guarnizioni di frizione provoca la distensione della molla agente sullo spingidisco, con conseguente riduzione della forza N . Quindi il maggior rischio di slittamento si ha quando le superfici di attrito sono maggiormente consumate.

Il maggior consumo della frizione si avrà nelle fasi di innesto all'avviamento del veicolo, quando le velocità tra volano e albero di ingresso del cambio sono molto diverse e quindi è maggiore lo slittamento.

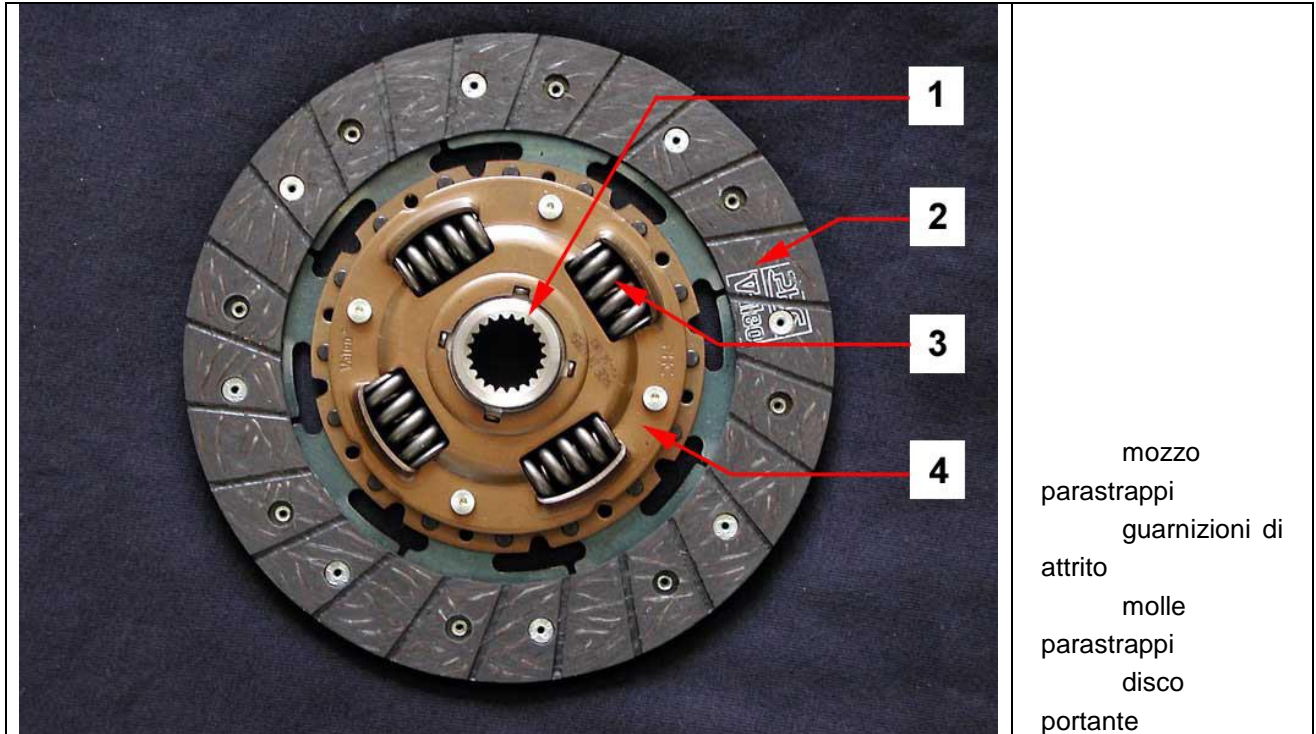
Nei cambi di marcia invece, la rapida e robusta azione della molla riduce al minimo lo slittamento e quindi anche il consumo delle superfici di attrito e la potenza dissipata.

1.3. FRIZIONE MONODISCO A SECCO

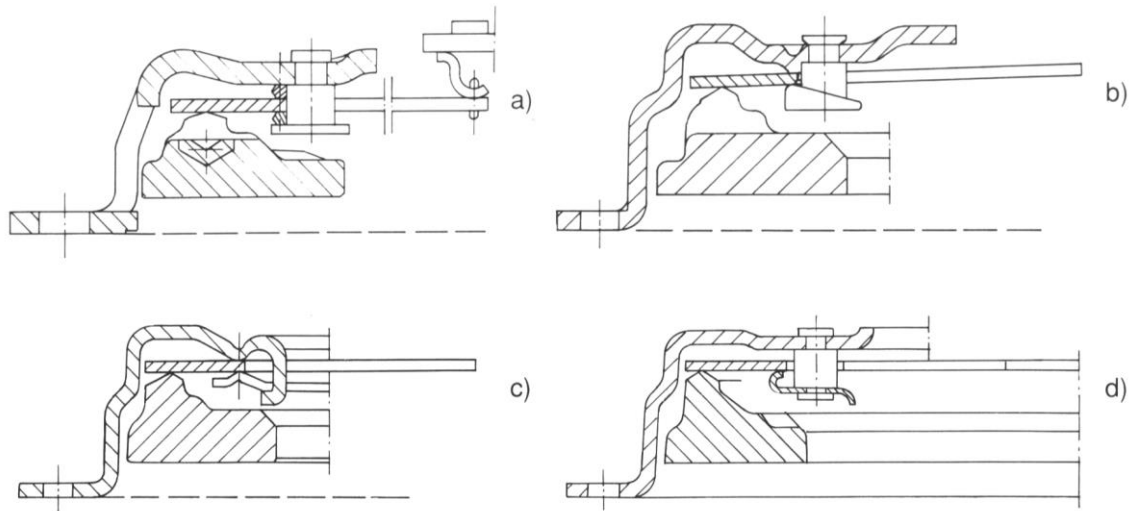
E' il tipo di frizione maggiormente impiegata, ed è costituita dalle seguenti parti:



DISCO CONDOTTO



1.4. MOLLA A DIAFRAMMA



La molla a diaframma ha completamente sostituito le molle ad elica nell'azione di spinta assiale sul disco di frizione ottenendone i seguenti vantaggi:

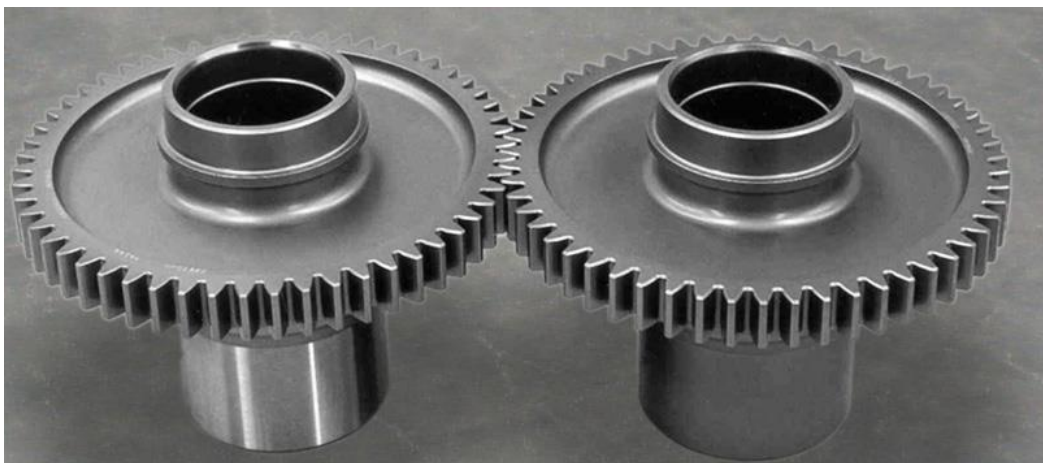
- minore sforzo di disinnesto;
- minore usura delle superfici di attrito;
- unico pezzo;
- facile equilibratura e minori vibrazioni.

Nella figura sopra vengono illustrate diverse soluzioni di infulcramento della molla a diaframma alla campana, in ordine cronologico a) b) c) d).

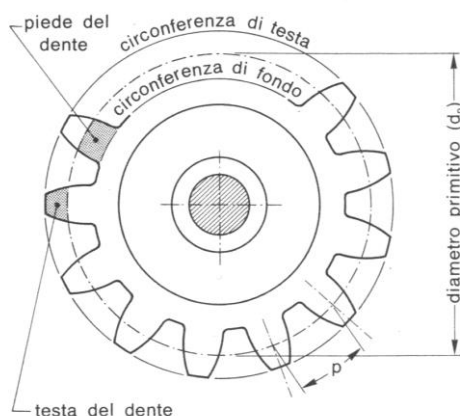
1.5. COMANDO DELLA FRIZIONE

Inserire nuovo materiale su comando frizione

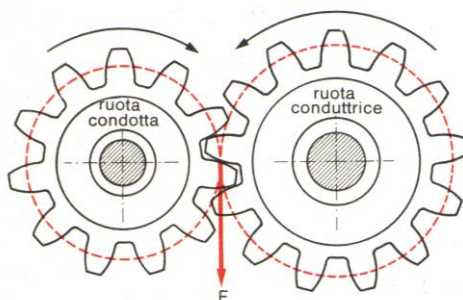
INGRANAGGI



I gruppi della trasmissione, quali il cambio di velocità e il differenziale, sono composti da ingranaggi, quindi ruote dentate. Le caratteristiche di queste ultime determinano in modo univoco il comportamento di trasmissione del gruppo cui appartengono. Per tale ragione è necessario approfondire la conoscenza delle principali tipologie e caratteristiche delle ruote dentate.



L'ingranamento di due ruote dentate deve avvenire tra denti che hanno le stesse caratteristiche geometriche, di resistenza meccanica e di durezza superficiale per avere un'usura uniforme. E' invece diverso il numero dei denti delle due ruote, ciò per consentire la variazione dei parametri della potenza trasmessa.



1.1. CARATTERISTICHE DELLE RUOTE DENTATE

Il **profilo del dente** può essere di diversi tipi e realizzato con diversi gradi di precisione nel suo processo di fabbricazione. Questa caratteristica influisce sulla durata, sulla rumorosità, sul rendimento della trasmissione, ecc.

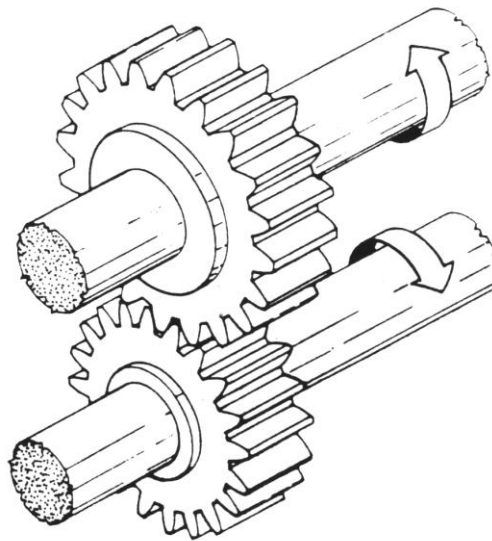
Il **numero minimo dei denti** della ruota più piccola rappresenta il limite al di sotto del quale non è più garantita la regolarità della trasmissione (almeno due denti in presa).

La **dimensione del dente**, è determinata dalla massima forza scambiata tra i denti in presa e dal materiale che lo costituisce.

La scelta dei **materiali** è determinata dai carichi sui denti e dall'importanza della riduzione degli ingombri e dal numero di ore di funzionamento previste per l'ingranaggio.

Il **rendimento delle ruote dentate** è il rapporto tra la potenza trasmessa alla ruota condotta e la potenza della ruota conduttrice.

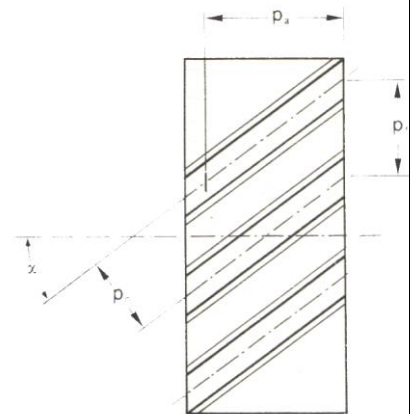
1.1.1. RAPPORTO DI TRASMISSIONE



Il rapporto di trasmissione tra due ruote dentate coniugate è dato dal rapporto del numero dei denti delle due ruote da cui consegue il rapporto dei numeri di giri dei due rispettivi alberi (n condotto / n conduttore).

In questo modo ad una riduzione del numero di giri trasmesso si ha un aumento inversamente proporzionale della coppia trasmessa, in virtù del principio che la potenza trasmessa rimane al più costante.

1.2. RUOTE DENTATE CILINDRICHE A DENTI ELICOIDALI

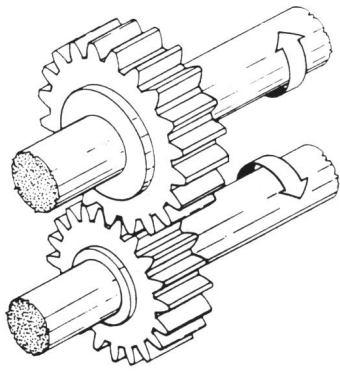
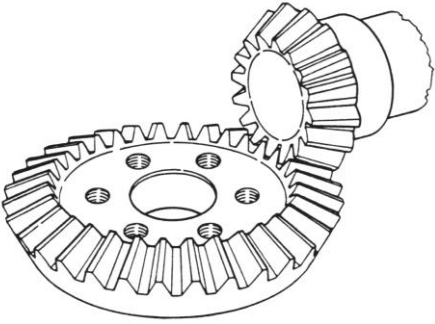
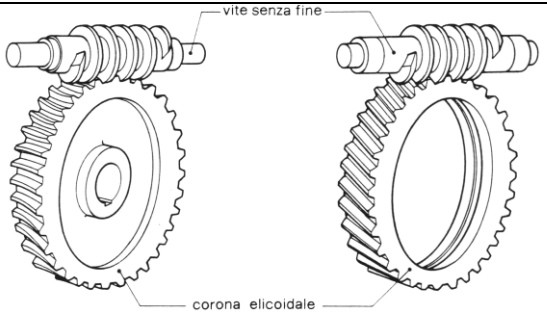
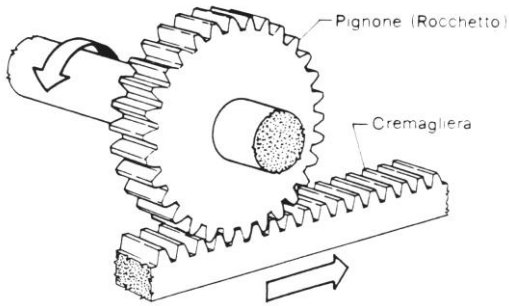


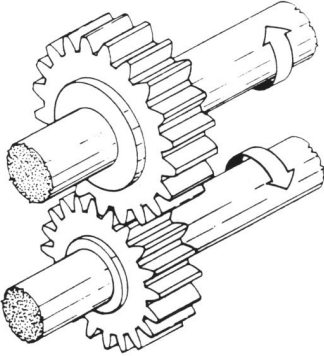
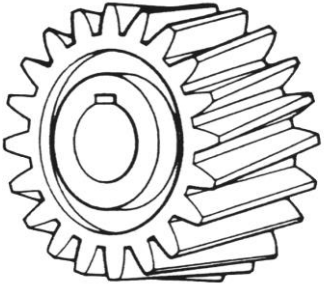
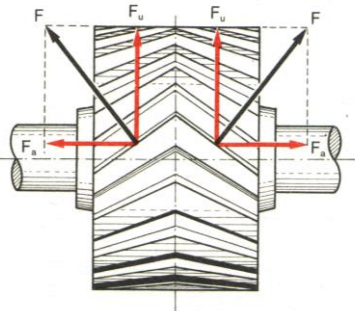
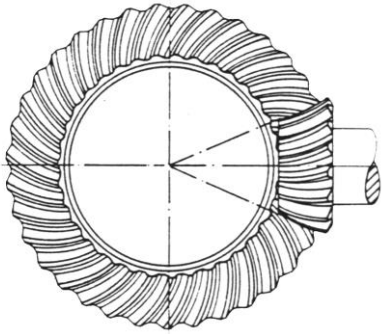
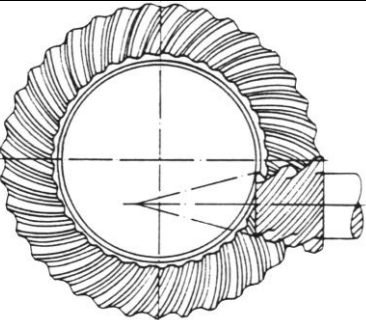
Il modo per aumentare il numero di denti contemporaneamente in presa è quello di avere ruote dentate cilindriche con i denti elicoidali.

Questa condizione migliora la distribuzione delle forze scambiate tra i denti delle ruote coniugate, ciò significa che a parità di carichi si possono utilizzare ruote più piccole con guadagno sugli ingombri e sui pesi, inoltre si hanno minori urti tra i denti causato da un più regolare accesso dei denti nella zona d'ingranamento, a tutto vantaggio della silenziosità e della durata.

Ai fini del rapporto di trasmissione, dei materiali, ecc. vale quanto già detto per le ruote cilindriche a denti dritti.

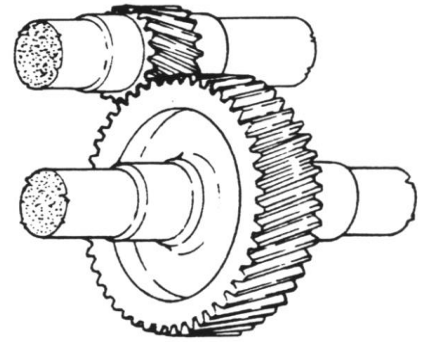
1.3. TIPOLOGIA DI TRASMISSIONI AD INGRANAGGI

INGRANAGGI	Ruote cilindriche	
	Ruote coniche	
	Vite senza fine	
	Cremagliera	

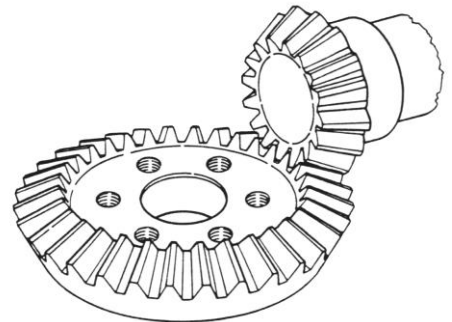
<p>DENTE E SUO PROFILO</p>	<p>Diritto</p>	
	<p>Elicoidale</p>	
	<p>Bielicoidale</p>	
	<p>Spiroidale</p>	
	<p>Ipoidale</p>	

DISPOSIZIONE DEGLI
ASSI

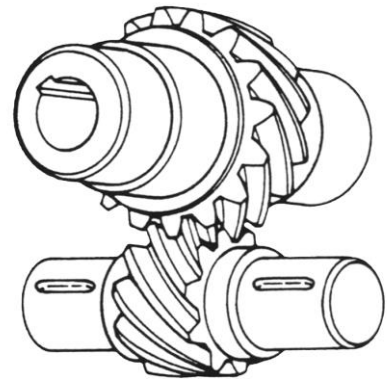
Paralleli



Perpendicolari



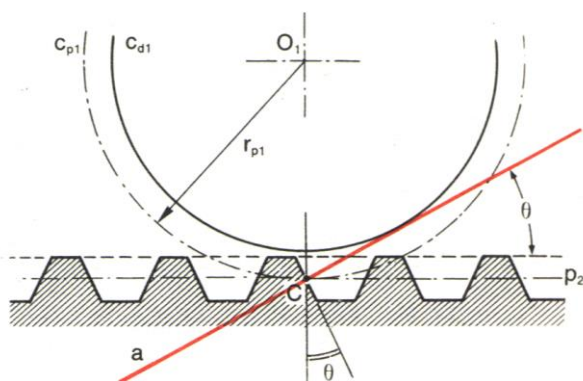
Sghembi



1.4. FORZE SCAMBIATE TRA I DENTI

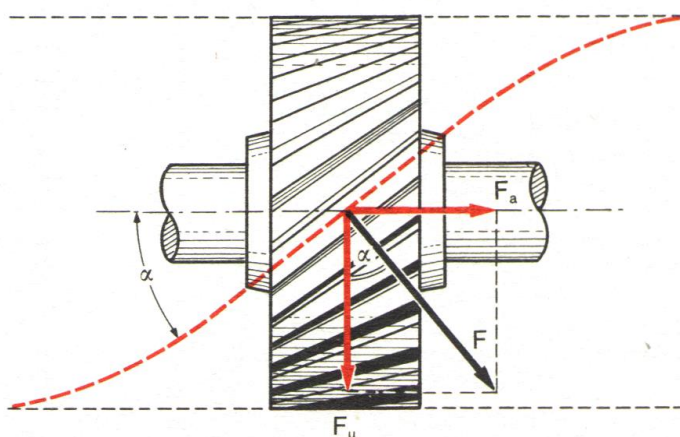
La forza scambiata tra due denti lungo l'arco di ingranamento mantiene costante la retta d'azione grazie al particolare profilo del dente.

1.4.1. RUOTE CILINDRICHE A DENTI DIRITTI



Nel caso delle ruote dentate cilindriche a denti dritti, la retta d'azione (a) forma un angolo di pressione (θ) costante. La forza F scambiata tra i denti è la risultante di due componenti: radiale e tangenziale. La coppia della ruota è data dalla componente tangenziale F_u moltiplicata per il raggio della circonferenza primitiva (r_{p1}). Sui supporti dell'albero della ruota si scaricano entrambe le componenti.

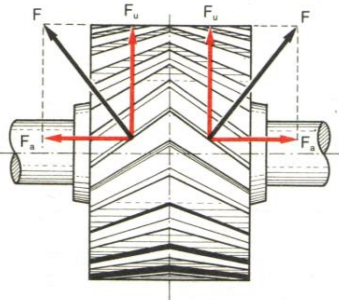
1.4.2. RUOTE CILINDRICHE A DENTI ELICOIDALI



Nel caso delle ruote dentate cilindriche a denti elicoidali le componenti della forza F sono tre: tangenziale F_u , assiale F_a , radiale F_r ; la coppia si ricava nello stesso modo del caso precedente.

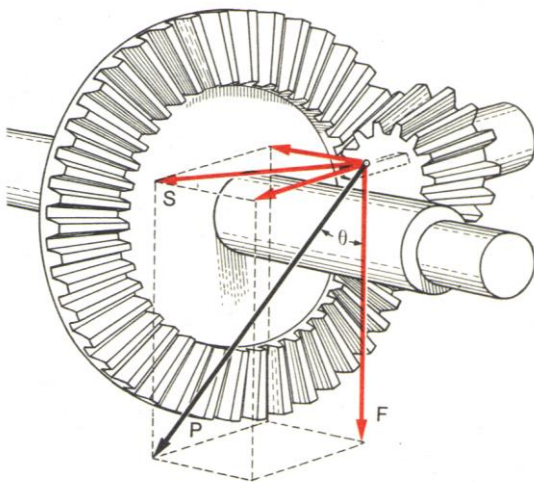
Diverso è il carico sui supporti dell'albero i quali, in questo caso, devono bilanciare anche la forza assiale, richiedendo allo scopo appositi cuscinetti in grado di reagire ai carichi assiali.

1.4.3. RUOTE CILINDRICHE BIELICOIDALI



La ruota dentata cilindrica bielicooidale nasce allo scopo di bilanciare sulla stessa ruota le componenti assiali generate dalle forze scambiate tra i denti.
Quindi ai fini dei carichi sui supporti si avranno solo carichi radiali.

1.4.4. RUOTE CONICHE



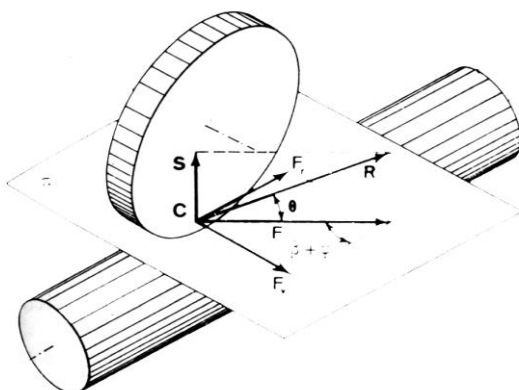
Nella trasmissione pignone-corone della coppia conica, pur nel caso più semplice dei denti dritti, la forza scambiata tra i denti P, scomposta da luogo:

- alla componente tangenziale F che determina con i raggi delle primitive le coppie sui due alberi;

- alla componente S che a sua volta genera le componenti radiale e tangenziale che si scaricano sui supporti degli alberi.

Quindi qualunque sia il tipo di dente delle ruote coniche della coppia i cuscinetti dovranno resistere anche alle spinte assiali.

1.4.5. VITE SENZA FINE



Nella trasmissione tra vite senza fine – ruota adenti elicoidali la forza risultante R da luogo A:

- F_t (tangenziale per la vite e assiale per la ruota);
- F_a (assiale per la vite e tangenziale per la ruota);
- S (componente radiale per entrambi gli alberi).

L'entità della componente assiale per la vite senza fine richiede ai supporti l'applicazione di cuscinetti reggispinta o robusti cuscinetti assial-radiali.

1.5. CICLO DI LAVORAZIONE INGRANAGGI

STAMPAGGIO: gli ingranaggi sono stampati a caldo e successivamente subiscono un trattamento di ricottura isotermica.

TORNITURA: operazione necessaria per determinare le dimensioni di circonferenza e spallamento dell'ingranaggio. Sul foro interno verrà lasciato un sovrametallo per permettere la rettifica dello stesso foro dopo trattamento.

DENTATURA: una apposita macchina (dentatrice) crea il taglio con il creatore della ruota sia per ingranaggi a denti dritti sia a quelli elicoidali. Verrà lasciato un sovrametallo per la finizione del dente.

SMUSSATURA: operazione effettuata con (smussatrice) e necessaria ad eliminare le bavature di lavorazione del dente, nonché creare lo smusso sul profilo.

FRESATURA E FORATURA: su tutti gli ingranaggi ove necessita la lubrificazione.

RASATURA SBARBATURA: lavorazione necessaria alla finizione del dente. Ove necessita il dente viene rettificato.

PIANTAGGIO: sotto pressa dell'anello dentato sincronizzatore sull'ingranaggio.

SALDATURA: effettuata con saldatrice laser o fascio elettronico.

FILETTATURA: sulla superficie conica del cono accoppiatore ove richiesta.

TEMPRA SUPERFICIALE: trattamento di cementazione e tempra.

RETTIFICA: foro, rasamenti e cono.

SMERIGLIATURA: operazione che si effettua su ingranaggi di 1^a e 2^a velocità.

LAVAGGI: nel ciclo di lavorazione i lavaggi sono un'operazione essenziale in lavorazione per evitare che esistano incompatibilità di refrigeranti, in saldatura per evitare che durante l'operazione si formino cricche ecc., in trattamento termico per garantire omogeneità di penetrazione del trattamento stesso. Completato il ciclo di lavorazione il lavaggio finale garantisce una buona pulizia al montaggio interno del cambio.

1.6. ROTISMI

I rotismi sono meccanismi costituiti da due o più ruote dentate ingranante tra loro allo scopo di trasmettere la potenza meccanica dell'albero d'ingresso all'albero di uscita del sistema, variandone i valori dei suoi parametri (coppia e numero di giri).

Il rotismo si denominerà **riduttore** quando il numero di giri dell'albero di uscita del moto è minore rispetto a quello dell'albero d'ingresso, in questo caso si ottiene una moltiplicazione della coppia di uscita rispetto a quella entrante. Nel caso opposto si denominerà **moltiplicatore**.

Il **rapporto di trasmissione** del rotismo è dato dal numero di giri dell'albero d'ingresso rispetto a quello di uscita.

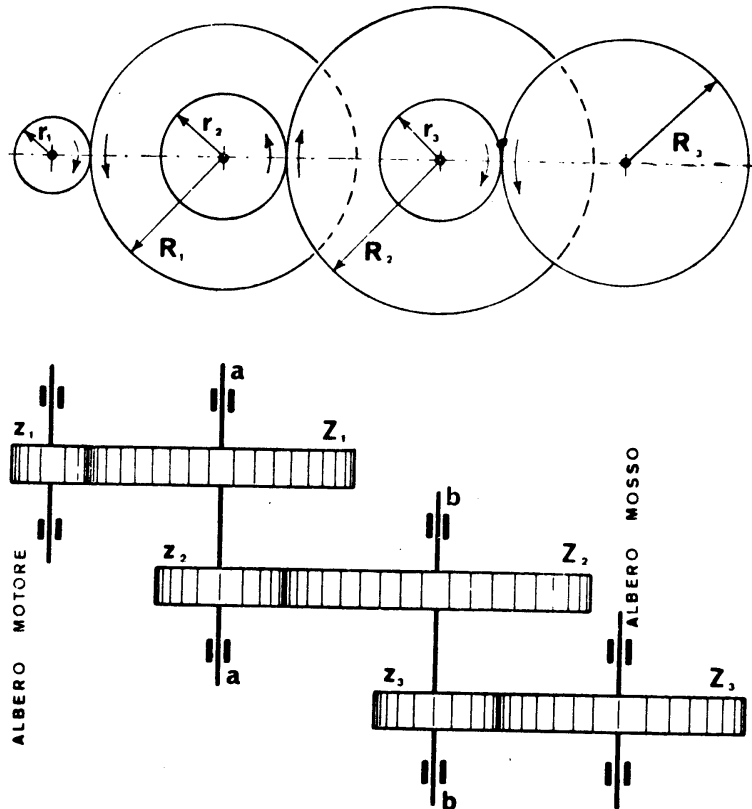
$$\tau = n_i / n_u$$

Quando il sistema rotismo, mediante opportuni organi di comando, è in grado di variare il rapporto di trasmissione del complessivo (n rapporti di trasmissione) prende il nome di cambio di velocità.

I rotismi si suddividono in:

- **rotismi ordinari** (gli assi di tutte le ruote dentate sono fissi);
- **rotismi epicicloidali** (le cui ruote dentate si distinguono in planetari cioè quelli ad asse fisso e satelliti cioè quelli aventi gli assi in rotazione intorno ad un altro asse del rotismo).

1.6.1. RAPPORTO DI TRASMISSIONE



Il rotismo in figura è composto di:

- n. 4 alberi (albero motore in ingresso, a e b intermedi, albero mosso in uscita);
- n. 6 ruote dentate, tutte solidali ai rispettivi alberi.

Il rapporto di trasmissione globale del rotismo è dato dal prodotto dei rapporti di trasmissione delle coppie di ruote dentate ingrananti.

$$\tau = (n_1 / n_2) (n_2 / n_3) (n_3 / n_4) = n_1 / n_4 ;$$

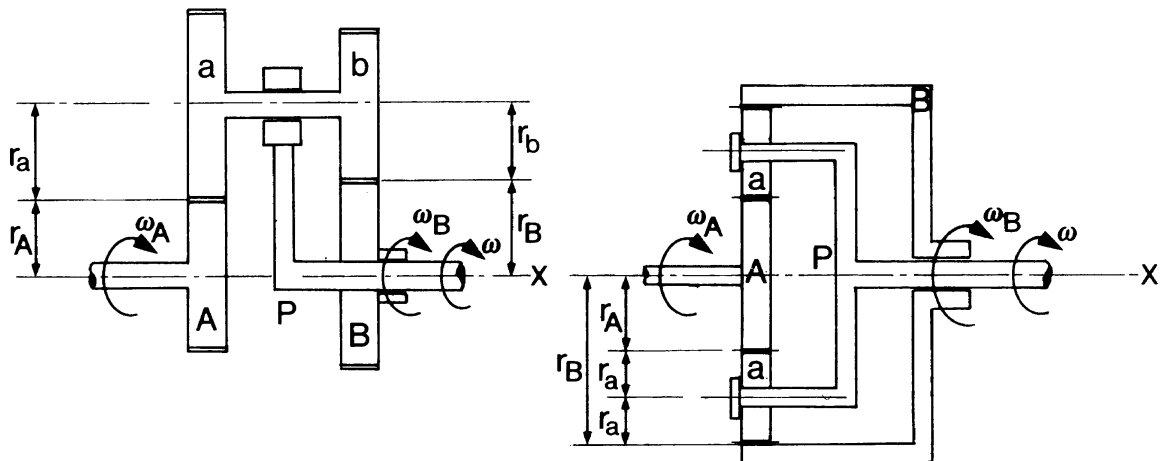
$$\tau = (Z_1 / z_1) (Z_2 / z_2) (Z_3 / z_3);$$

1.7. ROTISMI EPICICLOIDALI



Questi rotismi sono caratterizzati dalla presenza di alcune ruote dentate (satelliti) che sono trasportate con i loro assi da un equipaggio mobile (portatreno), mentre le altre ruote a dentatura esterna o interna sono ad asse fisso (planetari).

In figura sono illustrati due rotismi semplici di questo tipo di uso molto comune; nel primo i due planetari sono entrambi a dentatura interna; nel secondo i due planetari sono uno a dentatura interna e l'altro a dentatura esterna.



P: portatreno;
A: planetario (pignone);
B: planetario (corona a dentatura esterna);
a: satellite;
b: satellite;

ω_A : velocità angolare ruota A;
 ω_B : velocità angolare ruota A;
 ω : velocità angolare del portatreno;

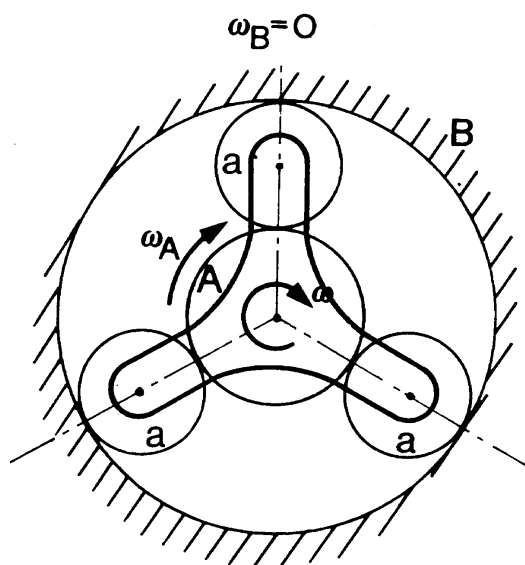
1.7.1. RAPPORTO DI TRASMISSIONE

Con questo meccanismo sono possibili diverse condizioni:

1. un albero motore, uno condotto ed uno fisso;
2. un albero motore e due condotti;
3. due alberi motori ed uno condotto.

Considerando il caso 1), a seconda dell'albero che si blocca si ha un diverso rapporto di trasmissione tra i due rimanenti.

Nella figura seguente è rappresentato il caso più comune, nel quale risulta bloccato il planetario B.



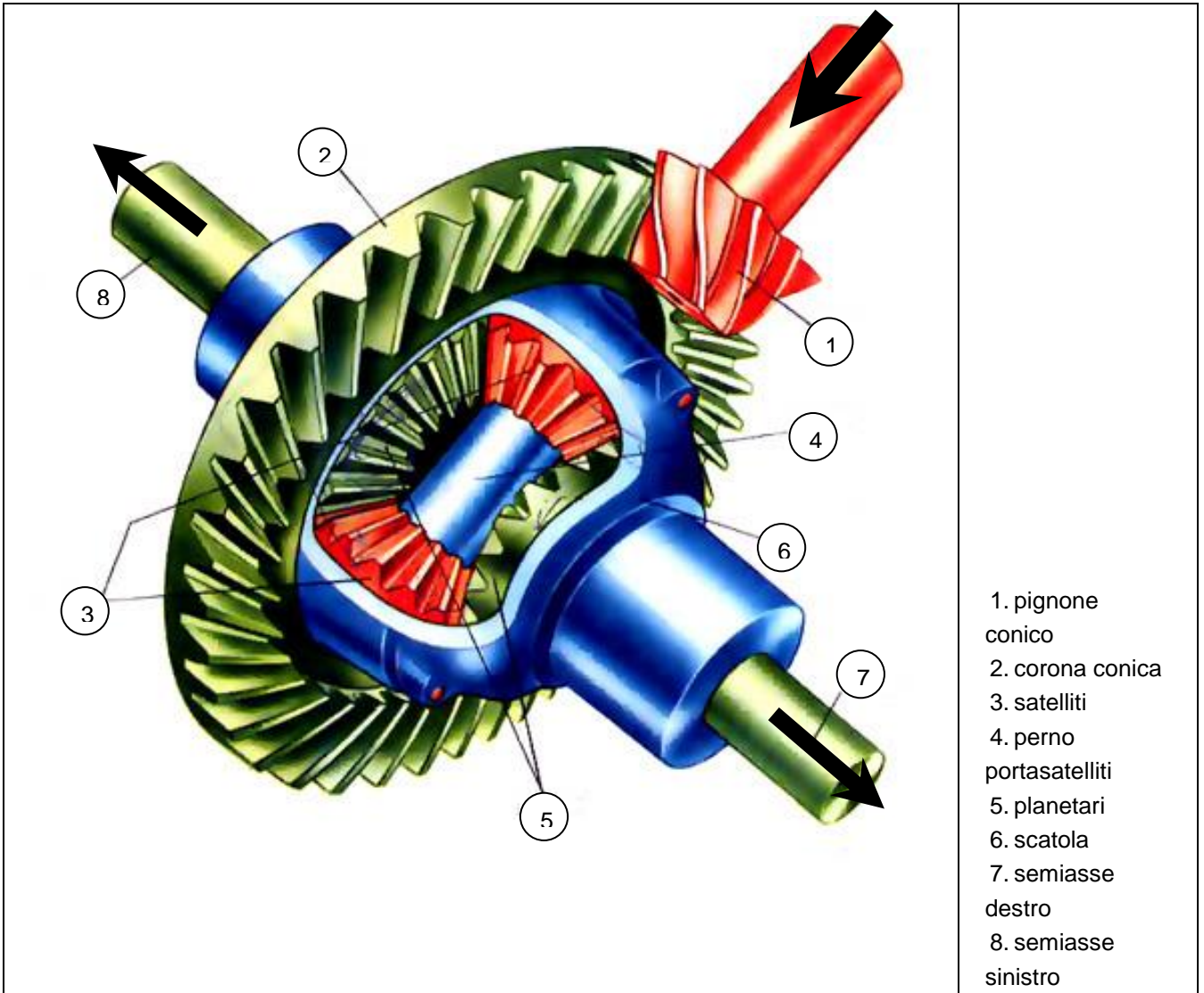
Immaginando di dare al portatreno una velocità angolare di $-\omega$ il rotismo diventerà ordinario. In questo caso sarebbe fermo ed i planetari avrebbero le velocità angolari $(\omega_A - \omega)$ e $(\omega_B - \omega)$. In seguito a questa considerazione risulta facile comprendere la formula di Willis:

$$\tau_{\text{ordinario}} = (\omega_A - \omega) / (\omega_B - \omega) ;$$

che consente di determinare il rapporto di trasmissione del rotismo

$$\tau = (\omega_A - \omega) / (\omega_B - \omega) = 1 + (Z_B - Z_A) ;$$

1.7.2. DIFFERENZIALE



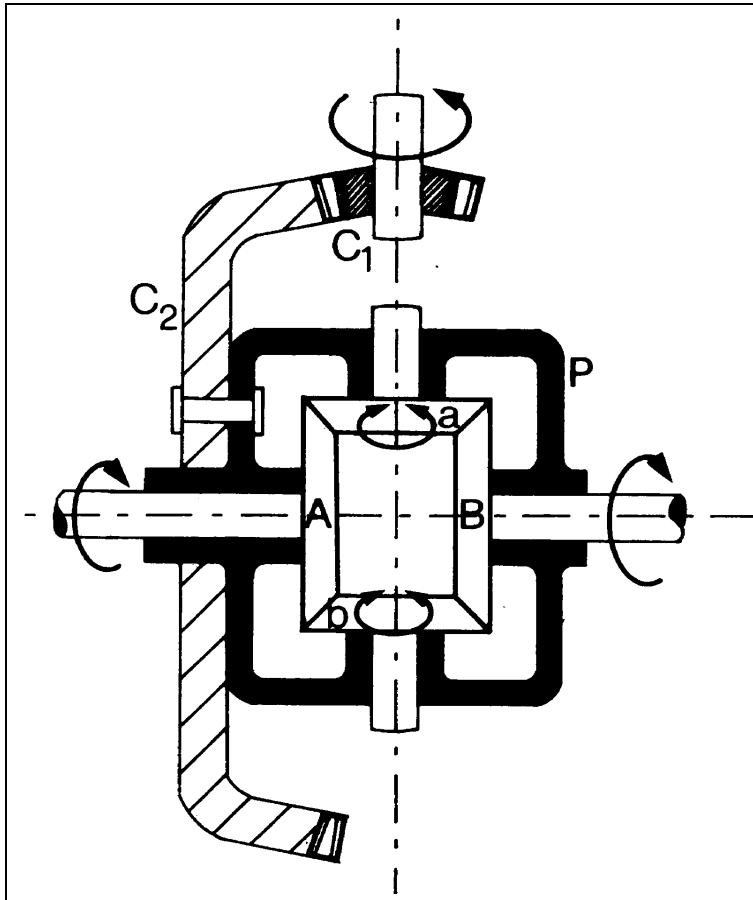
1. pignone conico
2. corona conica
3. satelliti
4. perno portasatelliti
5. planetari
6. scatola
7. semiasse destro
8. semiasse sinistro

E' un dispositivo meccanico che consente di svolgere due compiti fondamentali per la marcia del veicolo:

- ripartire equamente la coppia motrice, proveniente dalla trasmissione attraverso una presa di moto, tra i due alberi in uscita dal differenziale, i quali possono essere o i due semiassi solidali alle ruote oppure gli assi per la trasmissione del moto verso l'avantreno/retrotreno nel caso in cui il differenziale sia posizionato centralmente (applicazione tipica delle trazioni integrali);
- consentire alle ruote di uno stesso assale oppure alle ruote di due assali diversi di assumere un regime di rotazione differente.

Quest'ultimo aspetto è particolarmente importante: in curva infatti le ruote di un asse sono costrette a percorrere traiettorie diverse; in particolar modo quella seguita dalla ruota esterna ha un raggio più ampio rispetto a quella interna.

1.7.3. CARATTERISTICHE DEL DIFFERENZIALE



C₁: coppia del pignone;
C₂: coppia della corona, quindi della scatola del differenziale (portatreno);
A e B: planetari collegati ai semiassi;
a, b: satelliti;

$$\omega = (\omega_A - \omega) / 2 ;$$

La velocità della scatola del differenziale è la media di quelle dei semiassi.

$$C_A = C_B = - C_P / 2 ;$$

In ogni condizione il differenziale ripartisce equamente la coppia in ingresso C_P tra le due coppie in uscita C_A e C_B .

1.8. CAMBIO DI VELOCITA'

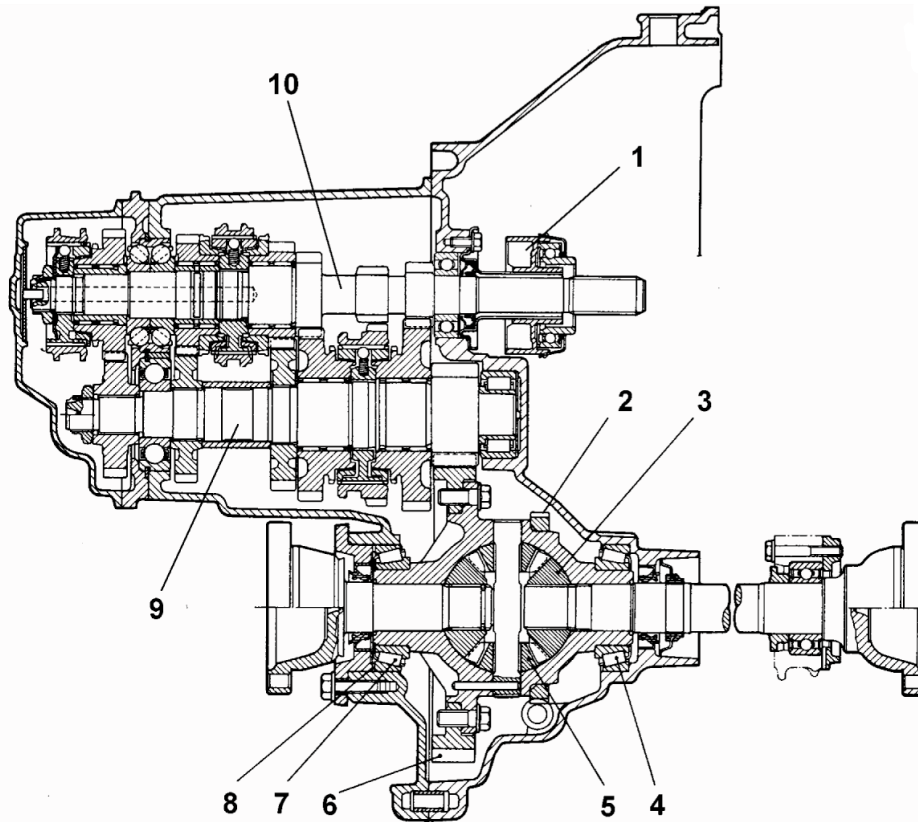


La struttura del cambio illustrato in figura è costituita da:

- una scatola di lega di alluminio che supporta l'albero primario e secondario, le aste, le forcelle di innesto marce ed il dispositivo di selezione ed innesto marce;
- il coperchio posteriore che contiene gli ingranaggi della 5^a velocità e la piastra di ritegno cuscinetti posteriori degli alberi primario e secondario;
- una scatola di unione del cambio al motore (campana) che contiene la frizione, il cuscinetto reggispinta ed il relativo beverage di comando.

Gli ingranaggi del cambio sono a dentatura elicoidale per le marce in avanti e a dentatura dritta per la retromarcia.

1.9. COSTITUZIONE DEL CAMBIO



1. Cuscinetto reggispinta;
2. Ingranaggio contachilometri;
3. Planetari;
4. Cuscinetto a rulli conici;
5. Satelliti;
6. Corona dentata;
7. Cuscinetto a rulli conici;
8. Anello di registro cuscinetti scatola differenziale;
9. Albero secondario;
10. Albero primario.

ALBERO PRIMARIO:

gli ingranaggi di 1^a , 2^a velocità e quello della retromarcia sono ricavati direttamente sull'albero; mentre quelli di 3^a , 4^a e 5^a sono calettati sull'albero.

ALBERO SECONDARIO:

gli ingranaggi di 1^a , 2^a , 3^a , 4^a e 5^a sono calettati sull'albero.

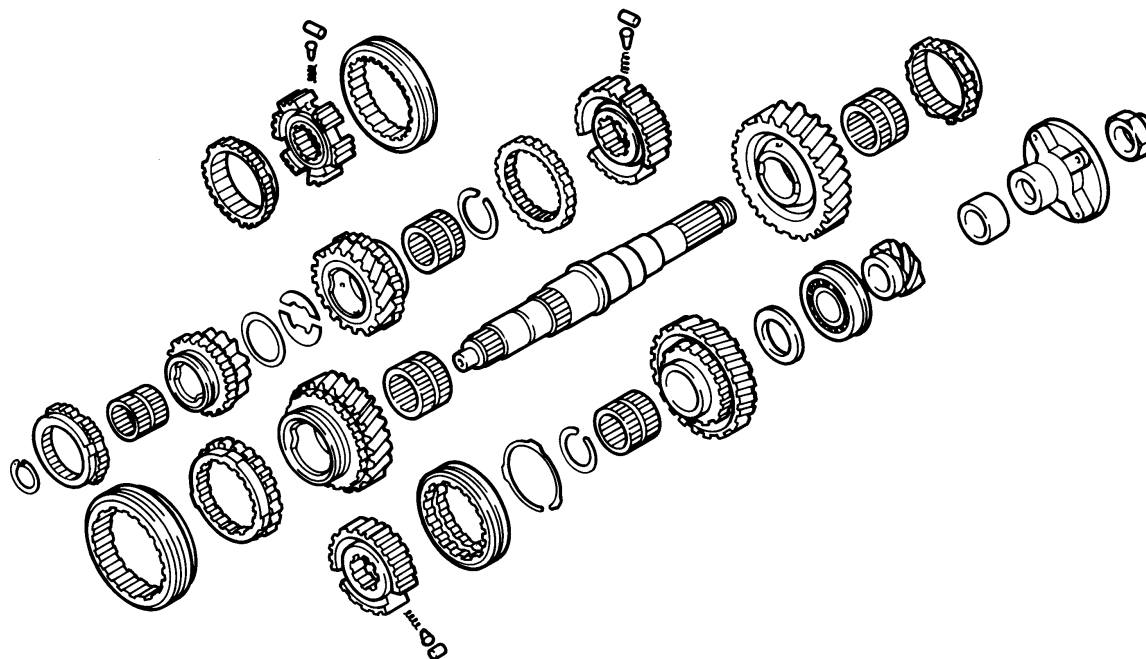
SINCRONIZZATORI:

i sincronizzatori di 1^a e 2^a sono calettati sull'albero secondario, mentre quelli di 3^a, 4^a e 5^a sono calettati sull'albero primario.

DIFFERENZIALE:

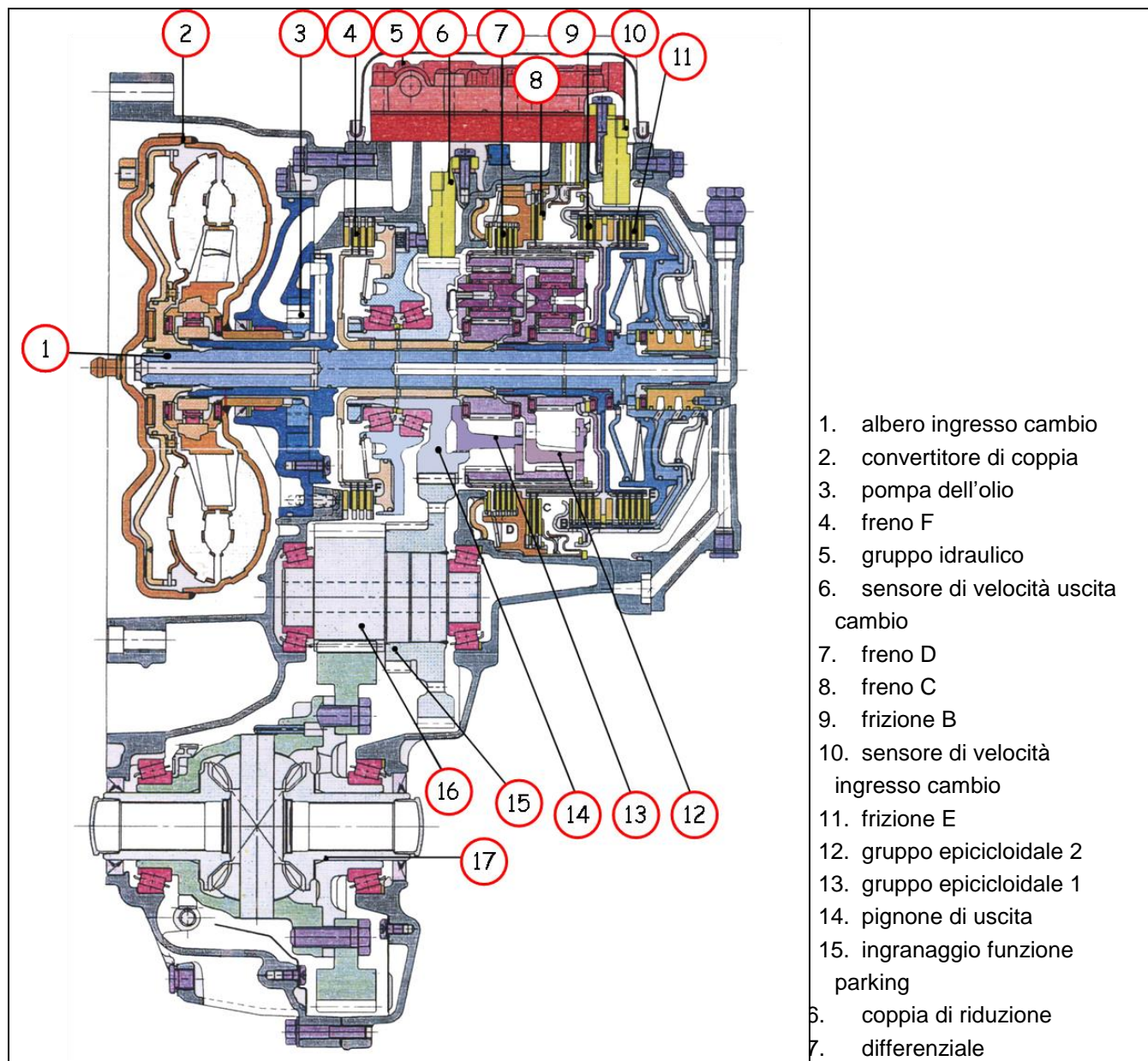
è costituito da una coppia di ruote dentate cilindriche di riduzione e da un rotismo epicicloidale a sua volta costituito da satelliti e due planetari accoppiati mediante giunto ai semialberi che trasmettono il moto alle ruote.

1.9.1. ORGANI COSTITUENTI IL ROTISMO DEL CAMBIO



COMPONENTE	FUNZIONE
Albero	Trasmette il momento torcente tra mozzi di trasmissione.
Ruota dentata	Trasmette il moto dall'albero alla ruota con cui ingrana o viceversa.
Scanalato	Permette lo scorrimento assiale del mozzo.
Cuscinetto	Permette la rotazione relativa del mozzo sull'albero o dell'albero sulla scatola.
Mozzo scanalato	Permette il moto fra manicotto scorrevole e albero o viceversa.
Tassello	Permette l'avanzamento del sincronizzatore sotto l'azione del manicotto scorrevole.
Molla	Mantenere il tassello n posizione.
Anello sincronizzatore	Innesto graduale della marcia adeguando le velocità dei corpi ingrananti.
Anello elastico	Posizione assiale dei mozzi.

2. CAMBIO AUTOMATICO

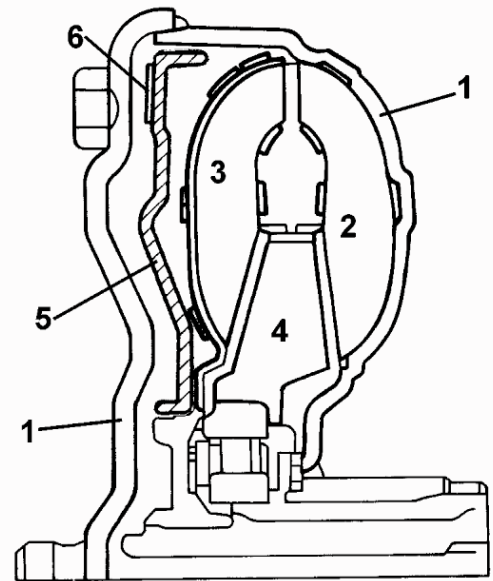


Le trasmissioni automatiche hanno lo scopo di semplificare le azioni di comando del guidatore, consentendo in tal modo una maggiore concentrazione sulla guida e quindi aumentando il livello di sicurezza globale e di confort.

Per realizzare questo scopo la trasmissione viene dotata di un cambio di velocità automatico. L'adozione di questo importante gruppo riduce le azioni di comando del guidatore allo sterzo, all'acceleratore ed al freno; vengono così a mancare la leva di comando innesto marce ed il pedale della frizione.

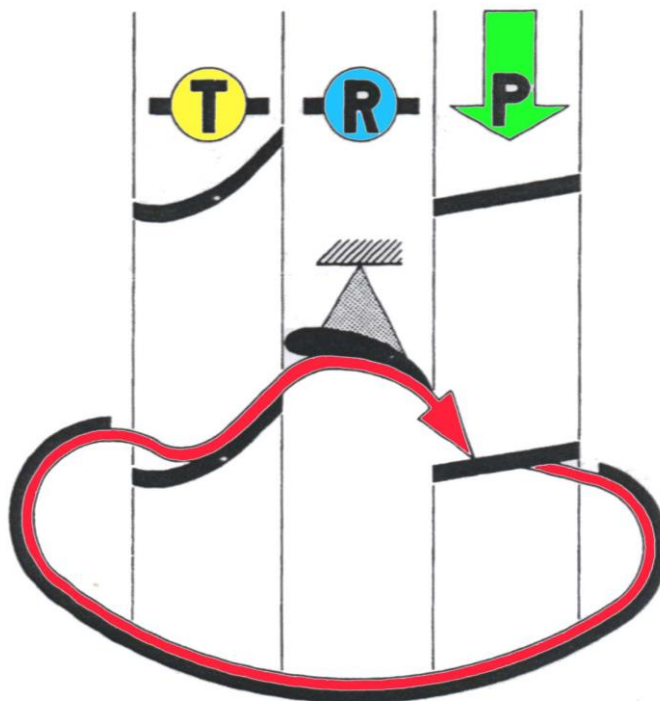
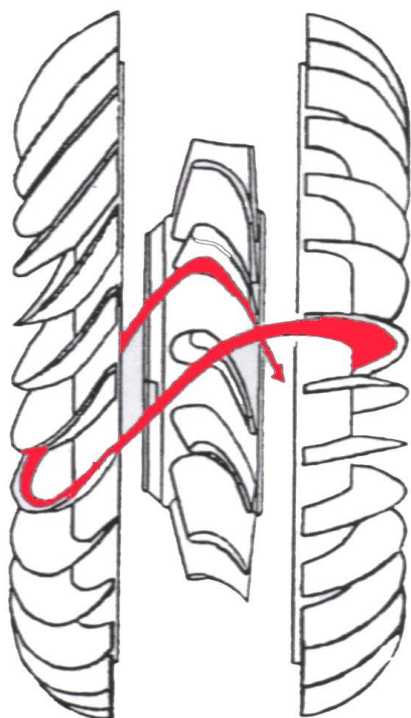
Il cambio automatico consente inoltre, la migliore gestione della trasmissione e dell'accoppiamento motore – cambio di velocità.

2.1. CONVERTITORE DI COPPIA



1. scatola, contenente l'olio ed i vari componenti;
2. girante pompa, collegata all'albero motore e alla pompa olio;
3. girante turbina, collegata all'albero di entrata del cambio;
4. statore, montato su ruota libera con il compito di deviare il flusso dell'olio verso la girante pompa;
5. dispositivo di bloccaggio del convertitore di coppia;
6. rivestimento frizione;

2.1.1. FUNZIONAMENTO DEL CONVERTITORE DI COPPIA



INSERIRE FUNZIONAMENTO CONVERTITORE DI COPPIA

3. CUSCINETTI



I cuscinetti impiegati per supportare agli alberi e i mozzi degli organi della trasmissione sono del tipo volvente.

Ciascun tipo di cuscinetto sarà più o meno adatto ad una particolare applicazione in funzione della sua conformazione.

Quindi la scelta dei cuscinetti viene impostata in base ai bisogni applicativi: entità dei carichi, tipologia dei carichi, precisione di funzionamento, silenziosità, orientabilità, dilatazioni assiali ecc.

La funzione principale dei cuscinetti è di consentire la rotazione degli organi in movimento e scaricare sui supporti i carichi sia statici, sia dinamici del sistema meccanico.

Il montaggio del cuscinetto per un albero di trasmissione e la sua sistemazione sul supporto rappresenta la realizzazione di un vincolo.

3.1. SOLLECITAZIONI SUI SUPPORTI

INSERIRE IMMAGINE SOLLECITAZIONE SUPPORTI

Per le caratteristiche intrinseche dei sistemi costituenti la trasmissione: cinematica dinamica, energetica, le strutture portanti dei componenti della trasmissione sono del tipo isostatico o parzialmente labili.

3.2. TIPOLOGIE DI CUSCINETTI

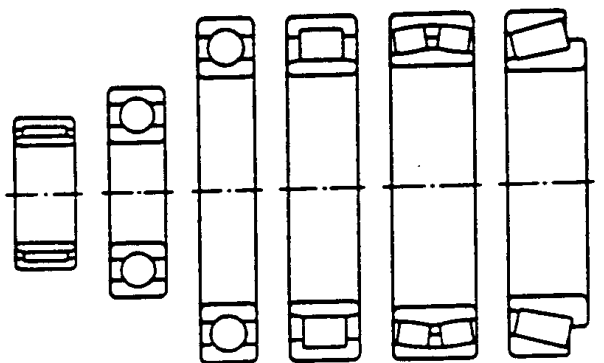
IMMAGINE	TIPOLOGIA	APPLICAZIONE
	<p>CUSCINETTI RADIALI A SFERE</p>	
	<p>CUSCINETTI RADIALI A RULLI</p>	
	<p>CUSCINETTI ASSIALI A SFERE</p>	
	<p>CUSCINETTI ASSIALI A RULLI</p>	
	<p>CUSCINETTI RADIALI – ASSIALI A RULLI A BOTTE</p>	



CUSCINETTI ORIENTABILI A
RULLI CONICI

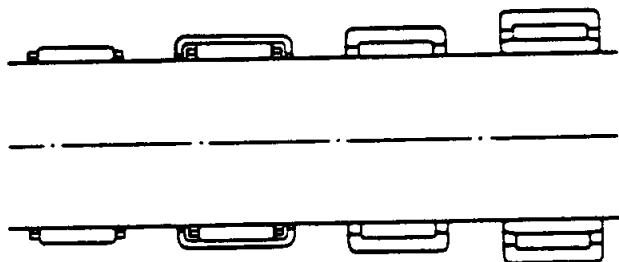
3.3. CRITERI DI SCELTA DEI CUSCINETTI

3.3.1. SPAZIO DISPONIBILE



Generalmente il diametro del foro del cuscinetto (nominale dell'albero) è un valore prefissato e dipendente solo dalle caratteristiche meccaniche del gruppo. Il diametro esterno del cuscinetto dipende quindi dal tipo di cuscinetto, in particolare da:

- tipo e dimensione del volvente;
- classe del cuscinetto;
- presenza dell'anello esterno.



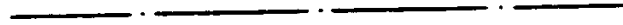
Naturalmente l'aumento dell'entità di carico induce alla scelta di cuscinetti di dimensione maggiore, quindi le due esigenze: maggior resistenza e minor ingombri risultano contrastanti.

Quando lo spazio in senso radiale è limitato

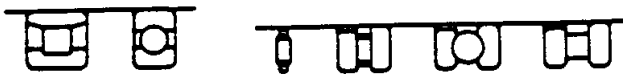
si utilizzano i cuscinetti a rullini.



Quando lo spazio è limitato in senso assiale si possono usare alcune tipologie di cuscinetti ad una corona di volventi.

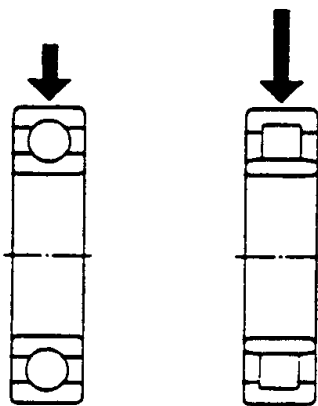


Lo stesso criterio si adotta per i cuscinetti per carichi puramente assiali.



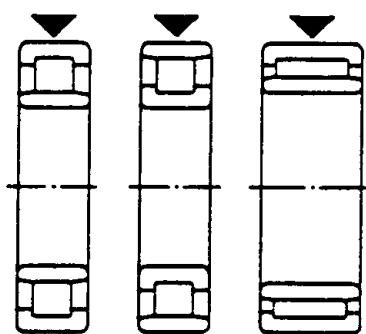
3.3.2.

CARICHI RADIALI ED ASSIALI



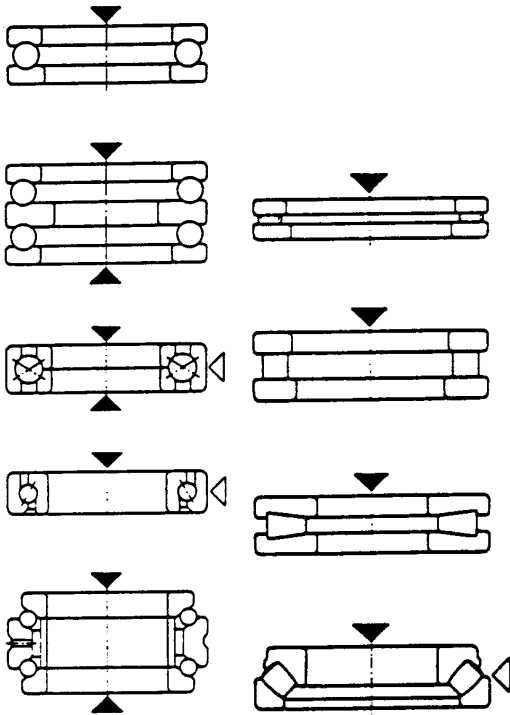
ENTITÀ DEL CARICO

Il limite di resistenza degli elementi resistenti del cuscinetto è alla pressione specifica dovuta allo schiacciamento dei corpi. Per questa ragione è molto importante il valore della durezza degli elementi a contatto (volventi e piste degli anelli). A parità di limite di pressione specifica e di diametro del volvente, si verifica che i rulli resistono a carichi più elevati rispetto alle sfere



DIREZIONE DEL CARICO

Un fattore importante nella scelta del tipo di cuscinetto è la direzione del carico scomposto secondo le direzioni radiale e assiale. Quindi la distinzione dei cuscinetti in:
radiali;
assial-radiali;
assiali.



CARICO ASSIALE

Il carico assiale può essere controbilanciato da appositi cuscinetti secondo il verso del carico o da cuscinetti assiali, in grado di rispondere in entrambi i versi.

Per esempio a questo scopo risulta molto interessante, per alcuni cambi di velocità, l'applicazione dei cuscinetti a quattro contatti a sfere.

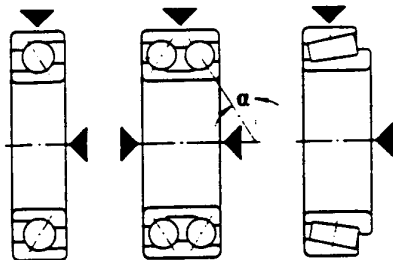
Per i carichi assiali moderati ad alte velocità si impiegano i cuscinetti assiali a sfere obliqui a semplice effetto o combinati.

In certi casi si rende necessaria l'applicazione di cuscinetti assiali orientabili a rulli orientabili

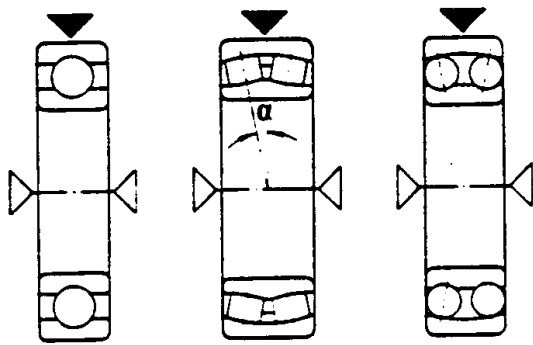
Per i carichi assiali moderati agenti in un solo senso, sono adatti i tipi assiali a rullini.

Per forti carichi assiali alternatisi possono montare l'uno accanto all'altro, due cuscinetti assiali a rulli cilindrici o due assiali orientabili a rulli.

3.3.3. CARICHI COMBINATI

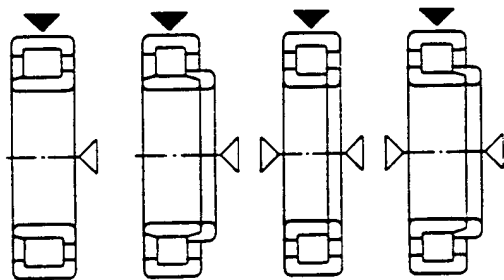


Il carico combinato è costituito da una componente radiale e da una componente assiale agenti contemporaneamente.

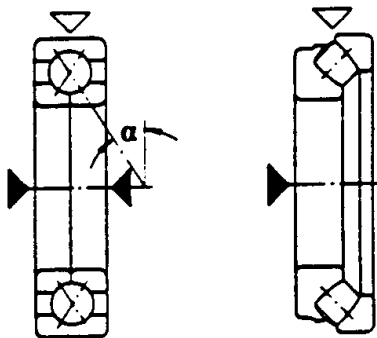


La capacità di un cuscinetto di reggere alla parte assiale del carico è determinata dal suo angolo di contatto α .

La capacità di resistere ai carichi assiali dei cuscinetti radiali a sfere dipende dal loro giuoco interno.

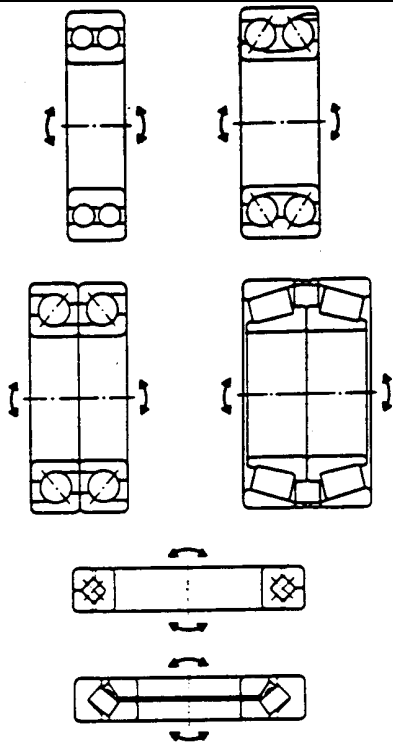


I cuscinetti a rulli cilindrici possono reggere anche i carichi assiali quando presentano l'anello di spalleggiamento.



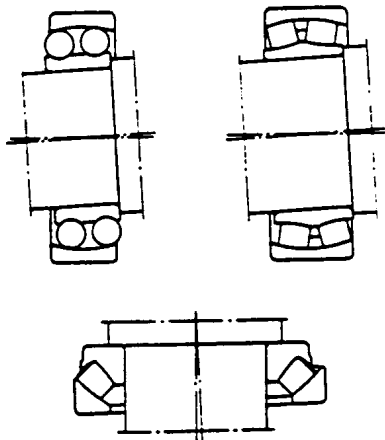
Quando predominano i carichi assiali, trovano migliore applicazione i cuscinetti obliqui a quattro contatti, quelli assiali orientabili a rulli e quelli a rulli cilindrici o conici incrociati.

3.4. ALTRI TIPI DI CARICHI



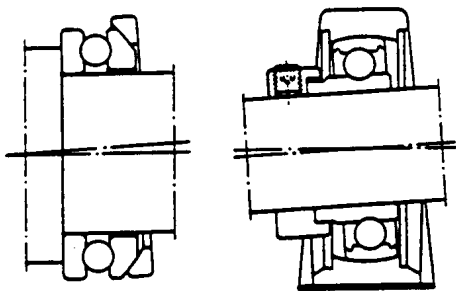
CARICO DA MOMENTO RIBALTANTE

In presenza di carico eccentrico rispetto al cuscinetto, nasce un momento ribaltante. I cuscinetti in grado di resistere a questo pericoloso tipo di carico sono quelli a doppia corona (radiali od obliqui a sfere) per entità di carico moderate, quelli a rulli conici contrapposti con montaggio ad X o ad O, per entità di carico elevati.



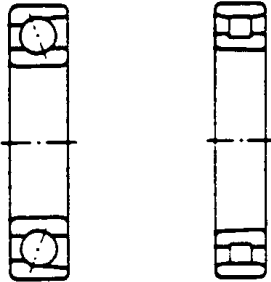
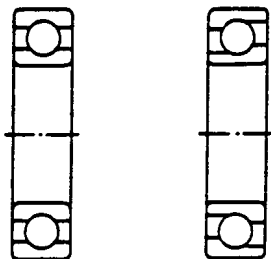

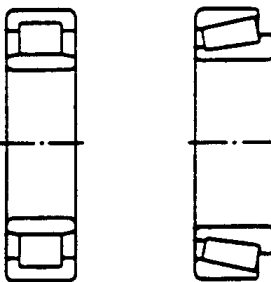
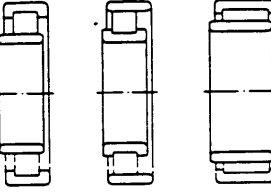
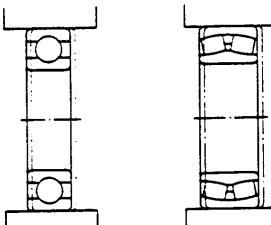
DISALLINEAMENTO

In caso di alberi lunghi soggetti a flessione si genera tra l'albero e l'alloggiamento un disallineamento che, se ostacolato dal cuscinetto, genera un imprevisto sovraccarico per lo stesso.

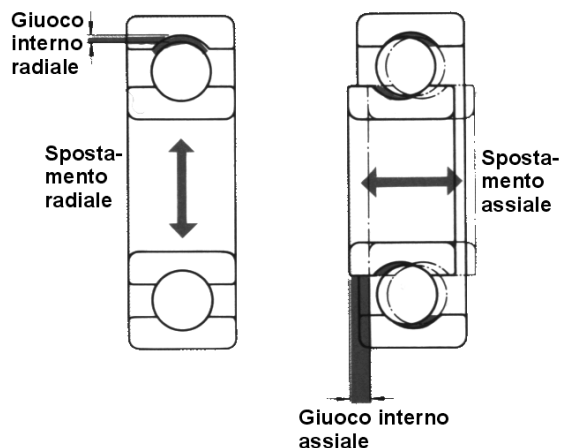


In questi casi si adottano cuscinetti atti a consentire piccole variazioni di inclinazione dell'asse dell'albero rispetto a quello della sede.

3.4.1. ALTRI REQUISITI PER LA SCELTA DEI CUSCINETTI

	<p>PRECISIONE</p> <p>I cuscinetti di precisione superiore trovano applicazione dove è richiesta una elevata precisione di lavorazione, per esempio i mandrini delle macchine utensili.</p>
	<p>VELOCITA'</p> <p>L'elevata velocità di rotazione porta ad un aumento della potenza di attrito dissipata in calore, quindi ad un aumento delle temperature dei componenti. Risultano quindi idonei allo scopo i cuscinetti con volventi a sfere per presentano il minimo attrito.</p>
	<p>SILENZIOSITA'</p> <p>La rumorosità è causata dai microurti di rotolamento dei volventi, quindi la silenziosità sarà una caratteristica dei cuscinetti a sfere ed in generale i cuscinetti di maggior precisione.</p>
	<p>RIGIDEZZA</p> <p>La rigidità di un cuscinetto è la sua capacità di resistere a lasciarsi deformare elasticamente sotto carico. Dove previsto la rigidità viene aumentata al montaggio col precarico sul cuscinetto.</p>
 	<p>SPOSTAMENTO ASSIALE</p> <p>Una delle principali cause che producono l'allungamento dell'albero rispetto alle sedi è di natura termica. Per questi casi si realizzano con i cuscinetti dei vincoli che consentono piccoli spostamenti assiali.</p> <p>La condizione di libertà di movimento può appartenere al cuscinetto o può essere realizzata tra il cuscinetto e la sua sede.</p>

3.5. GIOCHI

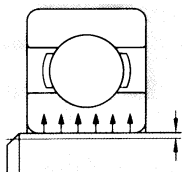


GIUOCO PRIMA E DOPO IL MONTAGGIO
È importante distinguere tra il gioco interno di un cuscinetto prima del montaggio e quello di un cuscinetto montato e funzionante.

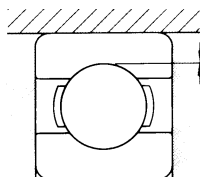
Il gioco durante il funzionamento è minore di quello prima del montaggio in quanto gli anelli si espandono o si comprimono per effetto dei forzamenti e a causa della dilatazione termica.

VALORE DEI GIUOCHI

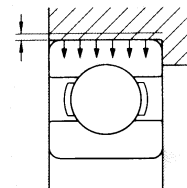
Per i cuscinetti obliqui appaiati ad una corona di sfere, per quelli appaiati a rulli conici e per i cuscinetti obliqui a doppia corona di sfere viene riportato il gioco interno assiale in quanto è più facile da misurare e da tenere sotto controllo di quello radiale.



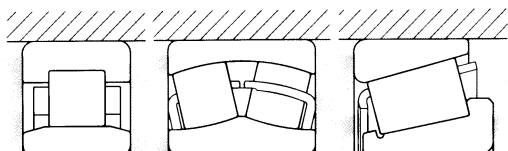
Espansione dell'anello interno



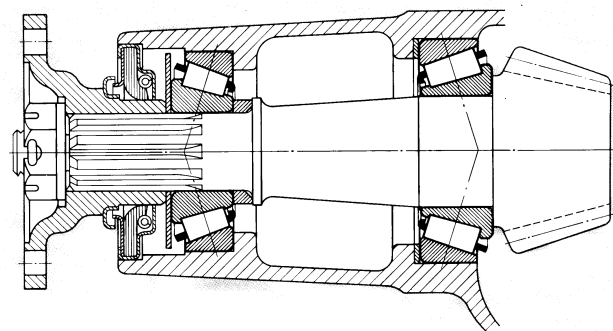
Come regola generale, il gioco interno in funzionamento è leggermente maggiore di zero.



Compressione dell'anello esterno



Per i cuscinetti a rulli cilindrici ed orientabili a rulli, in funzionamento deve essere previsto un certo gioco interno, seppur leggero; per i cuscinetti a rulli conici è di solito consigliabile.

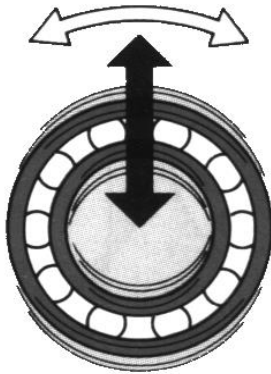
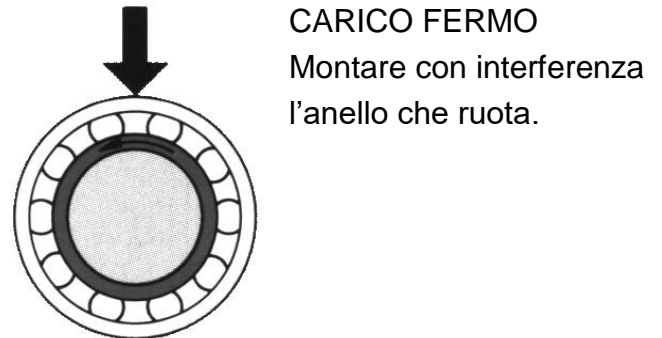


I cuscinetti obliqui a sfere e a rulli conici per sistemazione che richiedono rigidità, come nei pignoni conici o nei mandrini delle macchine utensili, sono montati con un certo precarico.

3.6. BLOCCAGGIO DEI CUSCINETTI

BLOCCAGGIO RADIALE DEI CUSCINETTI

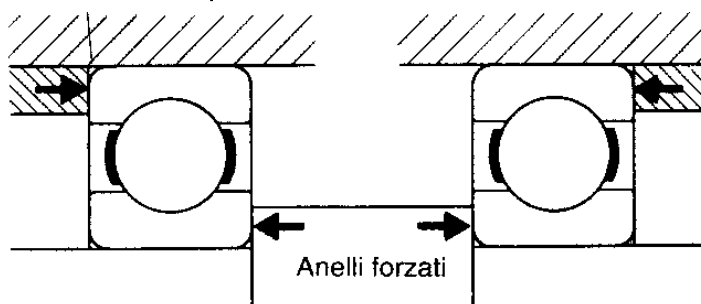
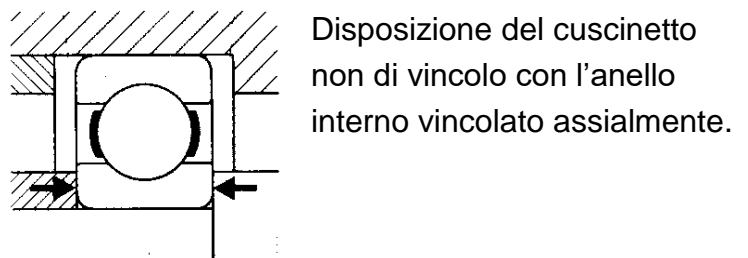
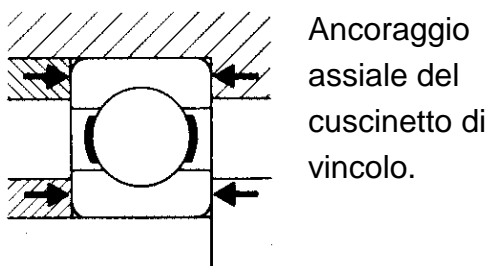
In certe condizioni di carico gli anelli devono essere bloccati radicalmente per impedire che ruotino sulla sede.



Quando la direzione del carico è indeterminata, ad esempio nelle applicazioni vibranti, montare con interferenza entrambi gli anelli.

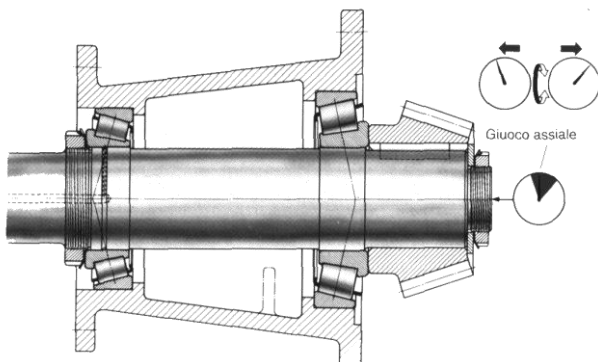
ANCORAGGIO ASSIALE DEI CUSCINETTI

Per l'ancoraggio assiale appropriato degli anelli non basta l'interferenza, ma sono necessari altri sistemi.



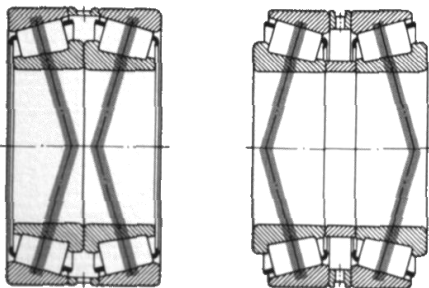
Ancoraggio assiale di cuscinetti "in opposizione" con ancoraggio assiale da un solo lato.

3.7. MONTAGGIO DEI CUSCINETTI RADIALI – ASSIALI



Il comparatore deve essere impiegato per misurare il gioco assiale interno.

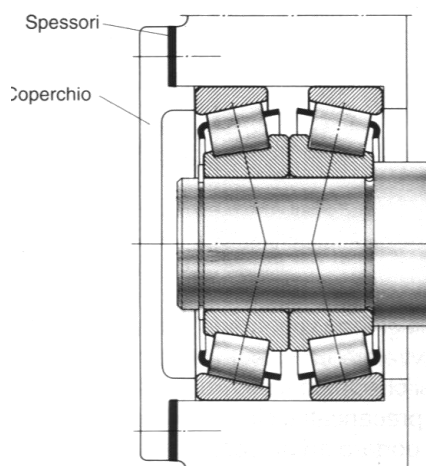
Una volta montato il comparatore, per rilevare il gioco bisogna spingere completamente in un senso e nell'altro.



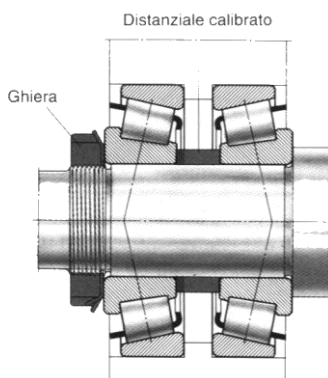
Sistemazione ad "X"

Sistemazione ad "O"

La sistemazione ad O, rispetto a quella ad X, comporta una maggiore resistenza al carico da momento ribaltante, ma nel contempo una maggiore difficoltà di montaggio.



La registrazione con coperchio e spessori è un metodo valido per le disposizioni ad X.



I piccoli cuscinetti possono essere registrati con una ghiera ed una chiave a settore.

Con i grossi cuscinetti può essere necessario usare l'iniezione d'olio.

3.8. LUBRIFICAZIONE DEI CUSCINETTI

LUBRIFICAZIONE

La funzione principale di un lubrificante è quella di formare un film in grado di separare tra loro le parti in movimento dei cuscinetti, per ridurre l'attrito e l'usura.

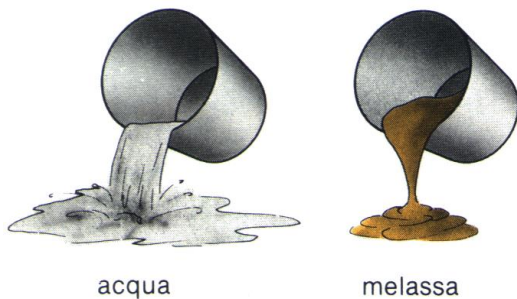
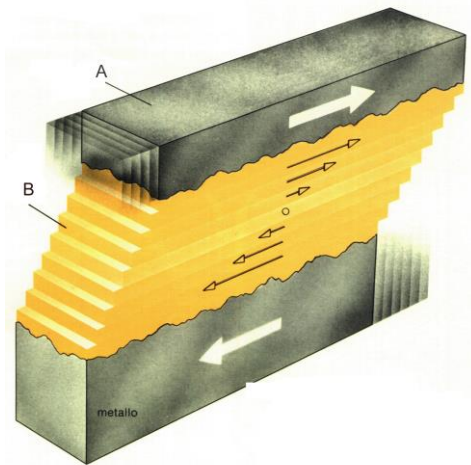
Alcune delle proprietà importanti di un lubrificante sono la viscosità, la capacità a formare il film e, per il grasso, la consistenza.

VISCOSITÀ

La viscosità è la facilità con cui un liquido fluisce. Tecnicamente è la misura dell'attrito interno esistente tra i vari strati molecolari di tale liquido quando questo viene messo in moto.

CONSISTENZA

La consistenza è il grado di "rigidezza" di un grasso. Viene classificata in gradazione NLGI (National Lubricating Grease Institute, USA), secondo una scala universalmente accettata.



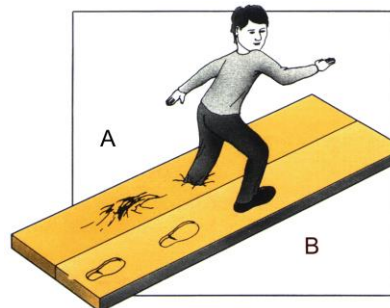
ESEMPIO

L'acqua ha una bassa viscosità, il miele ha una viscosità elevata.

NOTE

(A)
Grasso morbido: bassa consistenza, basso indice NLGI.

(B)
Grasso duro: alta consistenza, alto indice NLGI.



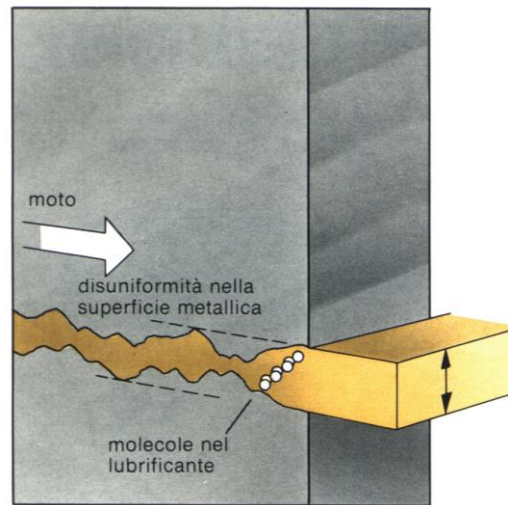
LUBRIFICAZIONE A STRATO LIMITE

Si ha una lubrificazione a strato limite quando lo spessore del film è troppo piccolo per separare adeguatamente le superfici in contatto.

È una condizione presente quando la quantità di lubrificante è insufficiente o quando il moto relativo tra le due superfici è troppo lento per la formazione di un film.

Questo si verifica anche quando la viscosità del fluido è troppo bassa o fin dall'inizio oppure per una temperatura elevata di funzionamento.

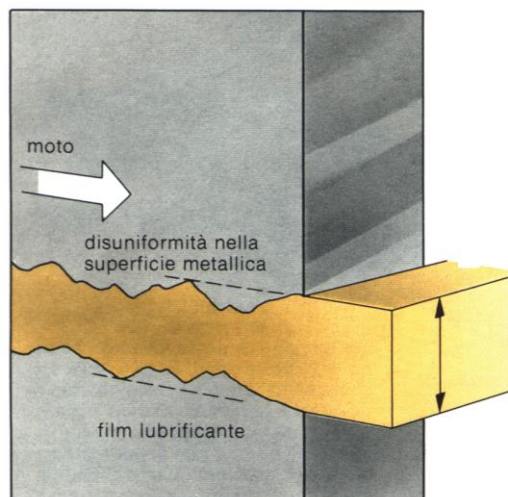
In questa condizione di lubrificazione avvengono contatti diretti metallo contro metallo, che provocano saldature localizzate dei picchi di rugosità. Alla fine si ha attrito ed usura elevati e affaticamento superficiale.



LUBRIFICAZIONE IDRODINAMICA

In questa condizione si ha la separazione completa delle superfici in moto relativo da parte del film lubrificante.

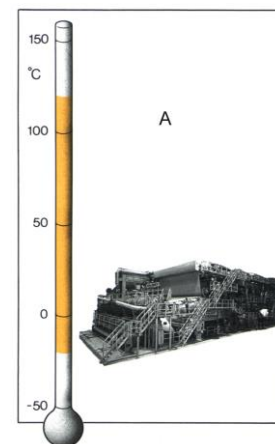
L'attrito è assai minore che nel caso della lubrificazione a strato limite e non ci sono contatti intermetallici.



GRASSI AL CALCIO

La maggioranza dei grassi al calcio si può usare solo a temperature fino a 60°C, anche se taluni grassi di qualità sono efficaci fino a 120°C.

Impieghi dei grassi al calcio sono le macchine da carta e le macchine che operano in ambiente marino.



3.9. TIPOLOGIE DI GRASSI

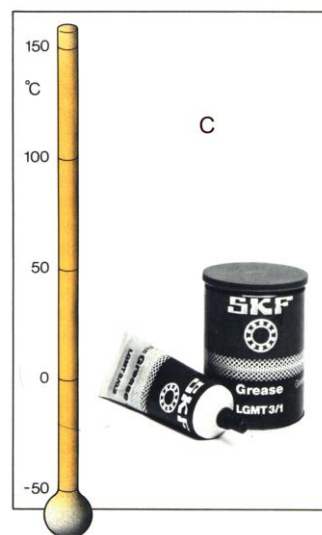
GRASSI AL SODIO

I grassi al sodio si possono usare in un ampio campo di temperature e si hanno dei grassi sintetici al sodio che arrivano fino a 120°C.



GRASSI AL LITIO

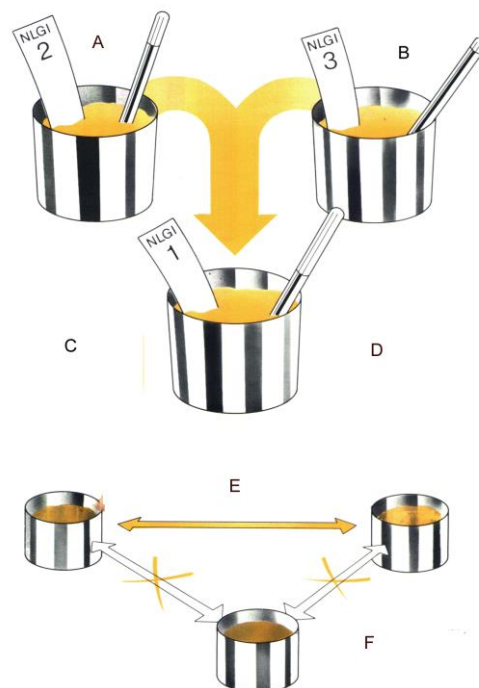
I grassi al litio offrono un'eccellente resistenza al calore e si possono utilizzare in un'ampia gamma di temperature. Di questa tipologia sono i grassi utilizzati da SKF.



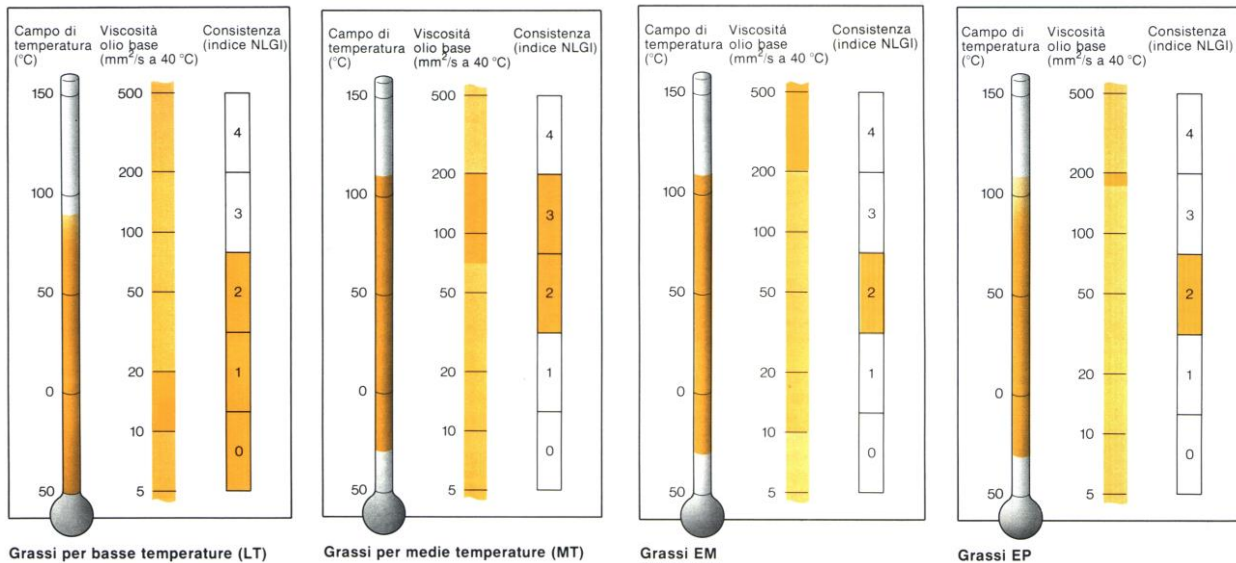
MISCIBILITÀ DEI GRASSI

Non bisogna mai mescolare grassi che non siano compatibili, in quanto possono dare luogo ad una miscela che di solito ha una minore consistenza e che può provocare successivamente dei cedimenti a causa del trafilamento.

Se non si conosce il tipo di grasso immesso all'origine, prima di lubrificare bisogna toglierlo dal suo cuscinetto e dal suo intorno.



3.10. SCELTA DEL GRASSO



I fattori più importanti da considerare quando si sceglie un grasso lubrificante sono:

- Tipo di macchina
- Tipo e dimensione del cuscinetto
- Temperatura di lavoro
- Condizioni di carico
- Campo di velocità
- Condizioni di funzionamento, come la vibrazione e la posizione dell'albero, orizzontale o verticale
- Raffreddamento
- Efficacia delle guarnizioni di tenuta
- Ambiente esterno

GRASSI PER ALTE TEMPERATURE (HT)

Si usa un grasso HT in generale quando la temperatura di funzionamento supera gli 80°C o quando non sono accettabili intervalli di lubrificazione per cuscinetti che lavorano nell'intervallo di 70-85°C.

GRASSI PER BASSE TEMPERATURE (LT)

Si usa un grasso LT quando la temperatura ambiente e quella di funzionamento sono al di sotto di 0°C oppure per cuscinetti sottoposti a carichi leggeri, rotanti ad alte velocità, in applicazioni in cui non si possono tollerare aumenti nelle temperature di funzionamento.