

## LUBRIFICAZIONE

La lubrificazione di una coppia avviene quando fra le due superfici dei corpi è interposto un mezzo lubrificante (*solido, semisolido, liquido o gassoso*) tale da ridurre le forze di attrito, l'usura e la temperatura locale delle superfici a contatto.

Fra i *lubrificanti solidi* si ricordano: la grafite (ottima in molte condizioni di impiego), il bisolfuro di molibdeno, il politetrafluoroetilene (PTFE). Quest'ultimo è un polimero termoplastico (commercialmente indicato con vari nomi, per esempio "teflon"), molto utilizzato come base per materiale per cuscinetti.

I *lubrificanti semisolidi* sono detti grassi e sono definiti dalla A.S.T.M. (American Society for Testing Materials) come prodotti ottenuti dalla dispersione di un agente ispessente in un fluido lubrificante; possono essere poi aggiunti additivi per conferire speciali proprietà.

I *lubrificanti liquidi* sono gli oli minerali, gli oli sintetici, gli oli animali e vegetali. Gli oli minerali sono derivati dal petrolio e sono meno costosi degli altri e, al contrario degli oli animali e vegetali non sono chimicamente attivi. Particolari applicazioni possono giustificare l'uso dei più costosi oli sintetici (per esempio per resistere ad alte temperature e al fuoco).

I lubrificanti più diffusi sono gli oli; con essi si può realizzare:

- *lubrificazione limite*, quando lo strato di lubrificante è molto sottile, in genere monomolecolare;
- *lubrificazione fluida*, quando le superfici sono separate da un adeguato spessore di lubrificante la cui pressione è tale da generare forze in grado di equilibrare il carico agente sulla coppia.

La pressione all'interno del lubrificante può essere fornita da un mezzo esterno alla coppia (pompa o compressore) nel qual caso si ha lubrificazione *idrostatica*, oppure mediante il movimento stesso del lubrificante trascinato dai corpi in moto della coppia, nel qual caso si ha lubrificazione *idrodinamica*. Anche in questo ultimo caso è in genere presente una pompa che serve per alimentare la coppia di lubrificante (*circolazione forzata*) attraverso un circuito di lubrificazione; nel circuito è presente uno scambiatore di calore che raffredda il lubrificante, asportandone il calore prodotto per attrito nella coppia.

Un parametro di grande importanza per un lubrificante liquido o gassoso è la *viscosità*, che mette in relazione le tensioni tangenziali e le velocità del lubrificante.

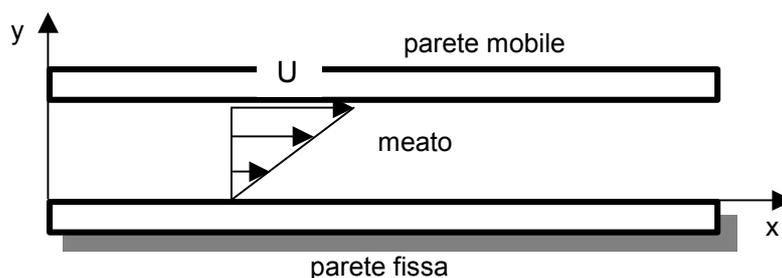


Fig. 4.1 Meato a pareti parallele

Si consideri una coppia di corpi a pareti parallele, uno fisso l'altro in moto a velocità  $U$  (Fig. 4.1). Se fra i corpi è interposto un fluido che aderisce alle pareti, lo strato di fluido a contatto con la parete mobile ha velocità  $U$ , lo strato aderente alla parete fissa ha velocità  $0$ . Si ammette che il moto sia *laminare*, ossia che avvenga ordinatamente per strati paralleli: lo strato di fluido posto nella generica posizione  $y$  assume una velocità generica  $u(y)$ , parallela alle pareti. I diversi strati di fluido hanno velocità differenti ed essendo il fluido reale, e quindi sede di attrito, è necessario applicare forze tangenziali per mantenere il movimento fra strati adiacenti. La forza tangenziale per unità di superficie è la *tensione tangenziale*  $\tau$ : in ipotesi di linearità si ottiene il modello di fluido *newtoniano*, in cui:

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (4.1)$$

Dunque la tensione tangenziale per mantenere il fluido in moto è proporzionale al gradiente di velocità nel fluido.

La costante  $\mu$  è detta *viscosità dinamica*, o semplicemente *viscosità (viscosity)*. Il rapporto fra essa e la densità del fluido è detto *viscosità cinematica*:  $\nu = \mu/\rho$ .

Le rispettive unità di misura (SI) sono: per la viscosità dinamica  $\mu$ , kg/ms (corrispondente a  $10^3$  volte l'unità di frequente uso detta centiPose e indicata con cPo); per la viscosità cinematica  $\nu$ , m<sup>2</sup>/s (corrispondente a  $10^6$  volte l'unità di frequente uso detta centiStokes e indicata con cSt). Entrambe le viscosità sono funzioni della temperatura e, più debolmente, della pressione.

#### 4-1 Lubrificazione idrodinamica (*hydrodynamic lubrication*)

##### 4-1.1 ORIGINE DELLA PORTANZA

La teoria della lubrificazione fluida consente di formulare modelli matematici molto complessi, tali da permettere lo studio accurato di numerosi problemi di interesse tecnico. Per poter comprenderne i concetti base è però sufficiente far riferimento alla teoria elementare la cui trattazione è svolta in tutti i testi introduttivi alla meccanica delle macchine. Qui di seguito, anziché presentare questa teoria, viene data una spiegazione qualitativa ed intuitiva del principale fenomeno della lubrificazione idrodinamica (la generazione nel fluido lubrificante di una portanza) riportando poi, senza dimostrarli, alcuni risultati quantitativi di utilità pratica.

Si considerino due superfici piane parallele poste ad una distanza (piccola)  $h$ , una (1) mobile con velocità  $U$ , l'altra (2) fissa. Nella zona fra le superfici (detta *meato*) è interposto un olio lubrificante avente viscosità  $\mu$  costante. All'esterno della zona del meato l'olio ha pressione  $p_0$ . L'olio aderisce alle superfici, per cui lo strato aderente alla superficie 1 assume velocità  $U$  mentre lo strato aderente alla superficie 2 ha velocità nulla. Si ammette che il moto dell'olio sia laminare e che la distribuzione delle velocità negli strati intermedi di una sezione B sia lineare (Fig. 4.2); in tale sezione uno strato distante  $y$  dalla superficie 1 ha velocità

$$v = U(1-y/h) \quad (4.2)$$

In qualunque altra sezione del meato (per esempio A o C) dovrà passare la medesima portata di olio e la distribuzione delle velocità sarà identica.

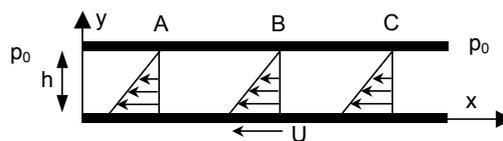


Fig. 4.2 Velocità del fluido in un meato parallelo

La Fig. 4.3-a riporta  $v$  in funzione di  $y$ , la Fig. 4.3-b riporta il gradiente di velocità  $dv/dy$  che risulta costante. Poiché per la (4.1) la tensione tangenziale  $\tau$  è proporzionale al gradiente di velocità, la stessa figura definisce, a meno del fattore costante  $\mu$ , l'andamento della tensione tangenziale alle varie altezze nel meato. Quindi  $\tau$  è costante in tutto il meato.

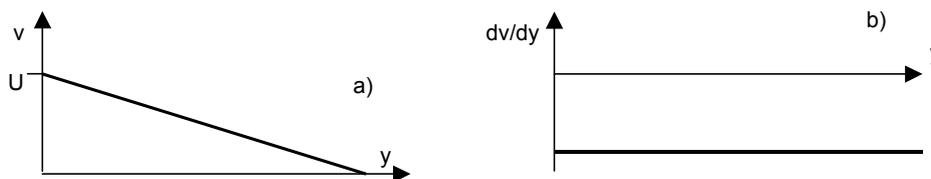


Fig. 4.3 Velocità e gradiente nella sezione B

Si consideri ora l'equilibrio di un elemento infinitesimo di fluido (Fig. 4.4).

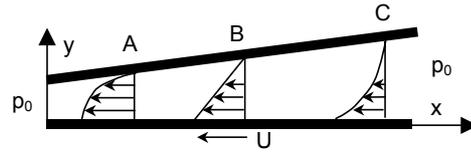
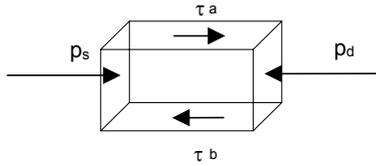


Fig. 4.4 Equilibrio di un elemento di fluido

Fig. 4.5 Velocità del fluido in un meato convergente

Le tensioni in direzione  $x$  (direzione del movimento) agenti su di esso sono: tensione  $\tau_a$  e  $\tau_b$  uguali e opposte fra loro sulle facce superiore e inferiore, pressioni  $p_s$  e  $p_d$  sulle facce laterali. La condizione di equilibrio delle forze è

$$\tau_a - \tau_b + p_s - p_d = 0$$

Essendo  $\tau_a = \tau_b$ , deve essere  $p_s = p_d$  ossia la pressione è costante in tutto il meato e, per continuità è uguale alla pressione esterna  $p_0$ .

Si consideri ora il caso in cui la superficie fissa 2 non sia parallela alla 1, ma che formi con essa un meato convergente nella direzione di trascinamento dell'olio (Fig. 4.5) e si ipotizzi ancora l'esistenza di una sezione B in cui la distribuzione di velocità sia lineare. Poiché la portata d'olio trascinato deve essere costante in ogni altra sezione e le velocità degli strati d'olio aderenti alle due superfici sono ovunque pari a  $U$  e a zero, la distribuzione delle velocità non può più essere lineare in sezioni diverse da B, ma deve assumere l'aspetto qualitativo riportato in Fig. 4.5. Gli andamenti delle velocità  $v$  in funzione di  $y$  in tre sezioni A, B, C sono riportati in Fig. 4.6, mentre la Fig. 4.7 riporta i rispettivi gradienti di velocità  $dv/dy$ : solo quello della sezione B risulta costante.

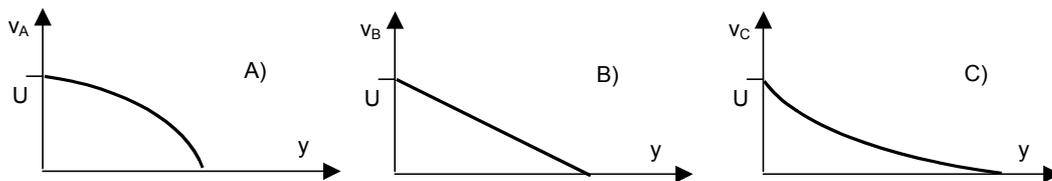


Fig. 4.6 Distribuzioni delle velocità del fluido in tre sezioni del meato



Fig. 4.7 Gradienti di velocità del fluido in tre sezioni del meato

A meno del fattore costante  $\mu$  i gradienti definiscono le tensioni tangenziali  $\tau$ , per cui, facendo ancora riferimento alla Fig. 4.4, si deduce che (Fig. 4.8):

- nella sezione A il modulo di  $\tau$  cresce passando dalla superficie mobile a quella fissa, quindi  $|\tau_a| > |\tau_b|$  e  $|p_s| < |p_d|$
- nella sezione B il modulo di  $\tau$  è costante e  $p_s = p_d$
- nella sezione C il modulo di  $\tau$  decresce passando dalla superficie mobile a quella fissa, quindi  $|\tau_a| < |\tau_b|$  e  $|p_s| > |p_d|$

Pertanto, nella zona a sinistra nel meato (generica sezione A) la pressione aumenta da sinistra verso destra, nella zona a destra del meato (generica sezione C) la pressione diminuisce da sinistra verso destra, e nella sezione B la pressione presenta il suo massimo. Dato che alle estremità del meato deve essere  $p=p_0$ , la distribuzione di pressione nel meato ha andamento del tipo riportato in Fig. 4.9.

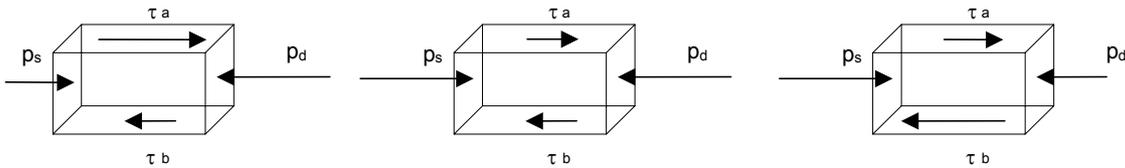


Fig. 4.8 Equilibrio di un elemento di fluido nelle sezioni A, B, C

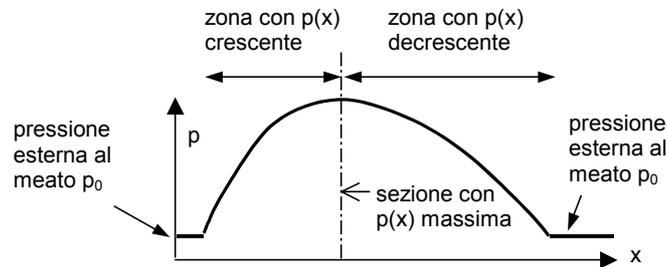


Fig. 4.9 Distribuzione qualitativa delle pressioni nel meato

A conclusione delle considerazioni precedenti si può dedurre l'idea base della lubrificazione idrodinamica: il movimento di una superficie, trascinando un olio viscoso in un meato convergente, genera uno stato di tensioni nell'olio tale da realizzare una pressione nel meato superiore a quella esterna. Si crea cioè un effetto di *portanza* che può tenere separate le due superfici anche in presenza di forze esterne che tendano ad avvicinarle. Le tre condizioni (una superficie in movimento, olio viscoso, meato convergente) sono tutte necessarie per la creazione della portanza.

#### 4-1.2 COPPIA PRISMATICA

Al risultato che è stato ottenuto intuitivamente si può dare espressione matematica rigorosa in varie ipotesi più o meno verificate a seconda delle condizioni effettive di lubrificazione e della realizzazione costruttiva della coppia. Per esempio si possono ammettere le seguenti:

- ipotesi relative alle superfici della coppia nella zona lubrificata (*pareti del meato*)
  - le pareti sono impermeabili
  - lo spessore del fluido nella zona lubrificata (spessore del meato) è molto inferiore rispetto alla dimensione longitudinale della parete e alla sua curvatura
  - il fluido aderisce alle pareti
- ipotesi relative al fluido
  - il moto è *permanente* (le grandezze fisiche non variano nel tempo)
  - il moto è *laminare* (i valori locali istantanei delle varie grandezze fisiche, per esempio la velocità, non subiscono variazioni continue e disordinate): questa ipotesi è giustificata se lo spessore del meato è piccolo e se la *viscosità cinematica* (definita dal rapporto  $\nu = \mu/\rho$  fra la viscosità  $\mu$  e la densità  $\rho$  del fluido) è alta
  - il fluido è newtoniano, per cui la relazione fra le tensioni tangenziali  $\tau$  e la velocità di del fluido  $u$  lungo l'asse del meato è definita dal parametro  $\mu$  (viscosità) secondo la (4.1)
  - gli effetti della gravità sono trascurabili
  - gli effetti inerziali sono trascurabili

Ulteriori semplificazioni si ottengono se:

- la parete 1 trasla con velocità  $U$  costante, in direzione  $x$ , e le pareti del meato non si avvicinano né si allontanano una dall'altra (l'altezza del meato è costante nel tempo)
- il lubrificante è un liquido (olio) sostanzialmente incompressibile
- la viscosità è uniforme in tutto il meato; questa ipotesi è certamente, in generale, una delle meno attendibili, dato che la viscosità varia sensibilmente con la temperatura e che questa non è costante nel meato; per ottenere un primo modello semplice della lubrificazione di una coppia si può però assumere un valore medio costante della temperatura (e quindi della viscosità).

Ammesse le ipotesi precedenti, un modello elementare considera una coppia prismatica nel caso limite in cui la terza dimensione è infinita (meato infinitamente lungo): questo modello è particolarmente interessante, in quanto si può ritenere costante la distribuzione di tutte le grandezza nella terza dimensione, ovvero di trascurare l'effetto ai bordi laterali del meato. Come si vedrà più avanti, per correggere l'evidente irrealtà del modello si possono usare coefficienti correttivi dei risultati. In detta ipotesi l'espressione della pressione nel meato risulta positiva e data da

$$p(x) - p_0 = \frac{6\mu U a}{h_0^2} \left[ \frac{\frac{x}{a} m \left(1 - \frac{x}{a}\right)}{(2+m) \left(1 + m \frac{x}{a}\right)} \right] \quad (4.3)$$

Si può infine aggiungere ancora l'ipotesi che le pareti del meato siano piane, ma non parallele, con altezza minima  $h_0$  e massima  $h_1$  (Fig. 4.10) e ottenere l'espressione della forza risultante  $P_1$  (per unità di lunghezza del meato), detta *portanza*, che si esercita perpendicolarmente alle superfici della coppia

$$P_1 = 6\mu U \left(\frac{a}{h_0}\right)^2 \left[ \frac{1}{m^2} \ln(1+m) - \frac{2}{m(2+m)} \right] \quad (4.4)$$

nella quale  $p_0$  è la pressione all'esterno del meato (per esempio la pressione atmosferica) e  $m$  la grandezza adimensionale  $m = (h_1 - h_0)/h_0$ .

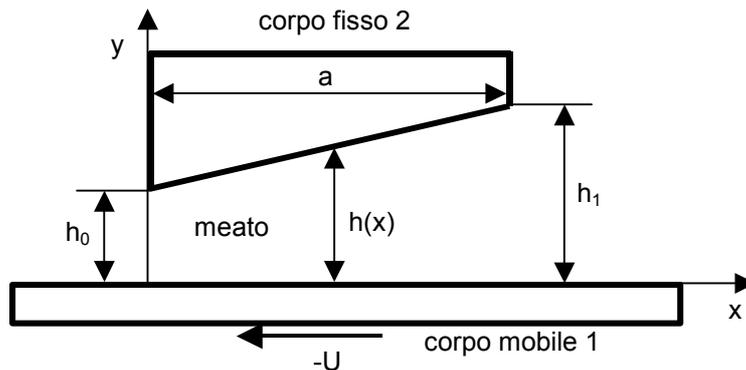


Fig. 4.10 Meato a pareti piane non parallele

La forza tangenziale  $T_1$  (per unità di lunghezza), detta *resistenza*, che deve essere applicata alla parete mobile per farla avanzare a velocità costante  $U$

$$T_1 = \mu U \frac{a}{h_0} \left[ \frac{4}{m} \ln(1+m) - \frac{6}{2+m} \right] \quad (4.5)$$

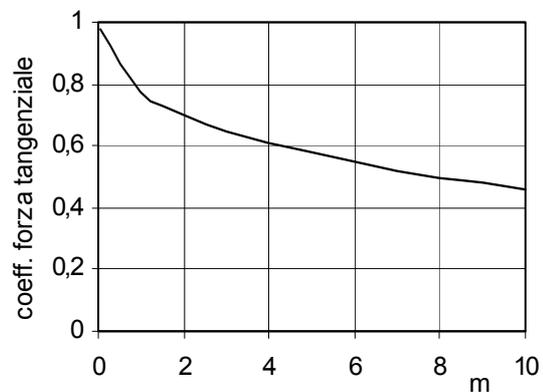
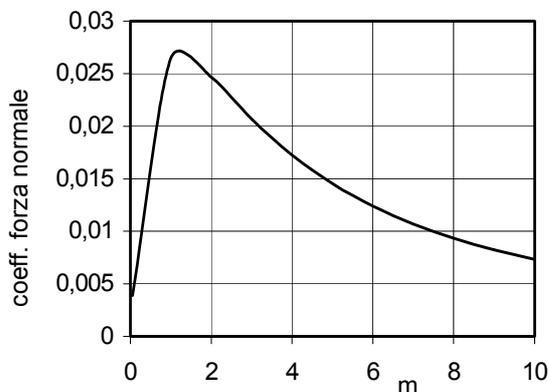


Fig. 4.11 Grafico del termine [ ] nella (4.4),  $\propto P_1$  Fig. 4.12 Grafico del termine [ ] nella (4.5),  $\propto T_1$

Le Fig. 4.11 e 4.12 riportano gli andamenti dei termini in parentesi quadrata nelle espressioni (4.4) e (4.5). Da esse si vede che quando il parametro  $m$  ha un valore attorno a 1 la coppia ha massima capacità di portanza pur mantenendo la resistenza entro limiti accettabili. E' questa una condizione di funzionamento ottimale per la coppia.

Il fattore di attrito della coppia è dato dal rapporto fra portanza e resistenza

$$f = \frac{T_1}{P_1} = \sqrt{\frac{\mu U}{P_1}} g(m) = 0 \quad (4.6)$$

L'andamento della funzione  $g(m)$  è riportato in Fig. 4.13 e mostra come un valore di  $m$  prossimo a 1 dia bassi valori del fattore di attrito.

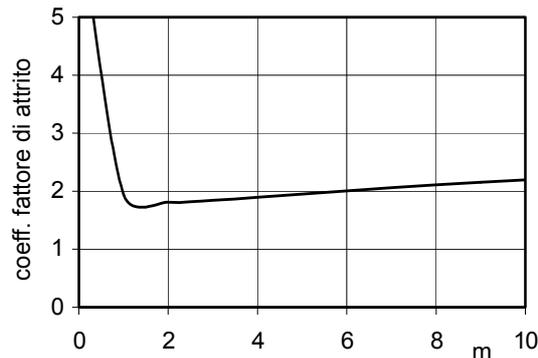


Fig. 4.13 Termine  $g(m)$  nella (4.6)

Dalla teoria elementare si possono ricavare anche le espressioni delle velocità e della portata  $Q$  dell'olio nel meato.

Riassumendo, le formule precedenti mostrano quantitativamente che si hanno elevate portanza ( $P_1$ ) e resistenza ( $T_1$ ) quando

- la velocità della coppia è elevata
- la viscosità dell'olio è elevata
- l'altezza del meato è piccola; quest'ultima constatazione è valida finché si ha corretta lubrificazione: se l'altezza è così piccola che la rugosità delle pareti produce contatto diretto fra di esse, le ipotesi del modello non sono più verificate e la lubrificazione idrodinamica non è garantita.

La viscosità dell'olio è essenziale per sviluppare portanza, ma implica la necessità di applicare una forza tangenziale che mantenga il movimento vincendo le resistenze tangenziali. Ciò corrisponde ad una dissipazione di potenza  $T_1U$  che viene convertita in calore.

I risultati precedenti sono validi trascurando gli effetti al bordo della coppia, cioè per meato infinitamente lungo. E' comunque formulare modelli che tengano conto della effettiva lunghezza della coppia. In sintesi, detta  $B$  la lunghezza del meato, si può osservare che:

- la sovrappressione nel meato si annulla ai bordi del meato, la distribuzione di pressione ha un massimo al centro della lunghezza e diminuisce fino alla pressione al contorno su tutti i bordi (Fig. 4.14); pertanto, a parità di pressione massima, la portanza del meato è inferiore a quella di una striscia di lunghezza  $B$  in un meato di lunghezza infinita;
- la velocità del lubrificante lungo l'asse  $z$  non è nulla e si ha lateralmente fuga di lubrificante.

Dai risultati del modello con lunghezza finita si possono ricavare l'effettiva forza di sostentamento  $P$ , la forza tangenziale  $T$ , il fattore di attrito  $f$ , la portata circonferenziale (lungo il meato)  $Q_x$ , e quella radiale (verso i bordi laterali)  $Q_z$ .

E' anche possibile ricavare coefficienti correttivi con i quali estendere al caso di coppia di lunghezza finita i risultati di quella lunghezza infinita. Ad esempio in Fig. 4.15 è riportato un

coefficiente  $\xi$  dal quale si può calcolare l'effettiva forza normale  $P$  prodotta dal fluido nel meato a partire dal valore di  $P_1$  dato dalla (4.4):

$$P = P_1 \xi B$$

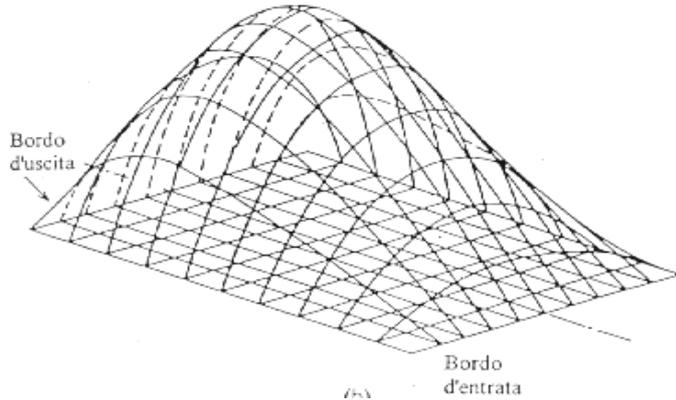


Fig. 4.14 Pressione in meato di lunghezza finita

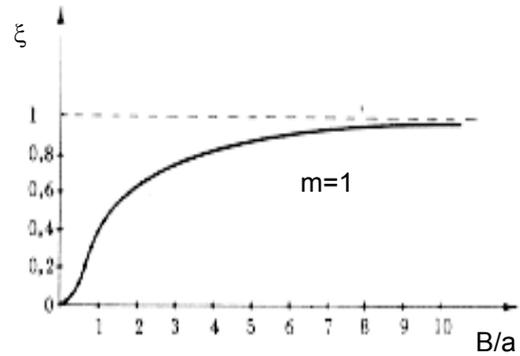


Fig. 4.15 Coefficiente correttivo  $\xi$

### 4-1.3 COPPIA ROTOIDALE

I risultati trovati in precedenza possono essere facilmente applicati alla coppia rotoidale *assiale* o *reggispinta* (con carico in direzione assiale, Fig. 4.16) o a quella *radiale* o *portante* (con carico in direzione radiale, Fig. 4.17); le superfici inclinate del meato possono essere fisse (Fig. 4.16 a sinistra; le superfici piane servono per l'appoggio a velocità nulla) oppure oscillanti (Fig. 4.16 a destra e 4.17), per un adeguamento automatico dell'angolo del meato alle condizioni di funzionamento; maggiori dettagli verranno forniti nel capitolo 5.

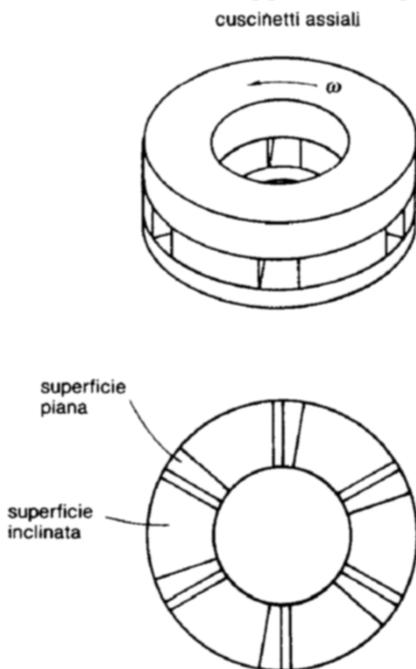


Fig. 4.16 Coppia rotoidale assiale a lubrificazione idrodinamica

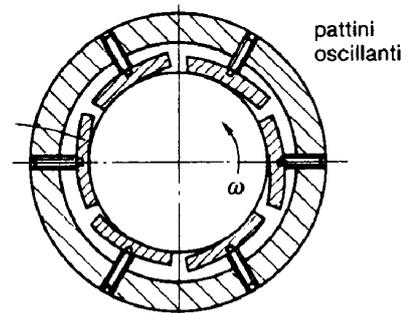
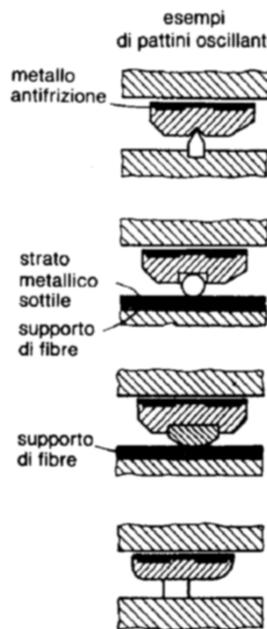


Fig. 4.17 Coppia rotoidale radiale a lubrificazione idrodinamica

Per la coppia rotoidale radiale, con la soluzione di Fig. 4.18, non è necessario creare delle superfici inclinate; in questo caso il meato è costituito dallo spazio fra le superfici di due cilindri ad assi paralleli, uno pieno (il perno) ed uno cavo (il cuscinetto), di raggio un po' diverso: la differenza  $g = R - r$  fra il raggio  $R$  del cuscinetto e quello  $r$  del perno costituisce il *gioco radiale*. Nella pratica  $R$

può essere maggiore di  $r$  di 0.1% - 0.2%. Se perno e cuscinetto sono concentrici (eccentricità nulla) il meato ha superfici parallele; se perno e cuscinetto non sono concentrici (eccentricità non nulla) il meato ha superfici convergenti per metà del cuscinetto e divergenti per l'altra metà (Fig. 4.18). La distanza "e" fra il centro "O" del cuscinetto e il centro "o" del perno è detta *eccentricità*. Il perno ruota con velocità angolare  $\omega$  mentre il cuscinetto è fermo.

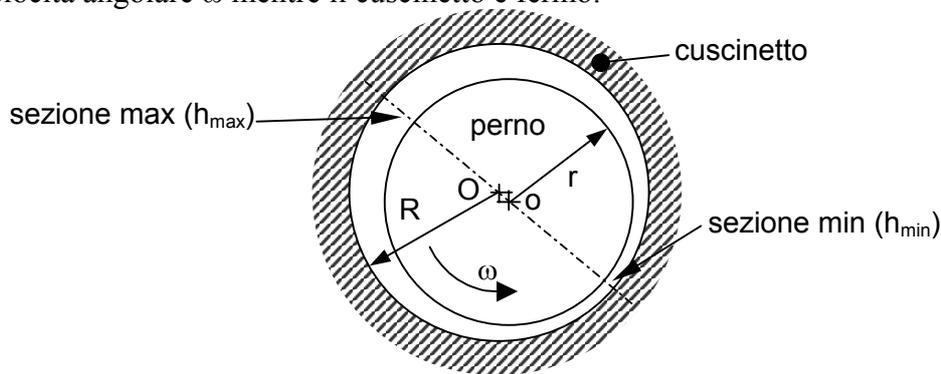


Fig. 4.18 Coppia rotoidale (portante) lubrificata

Rettificando il perno e indicando con  $\theta$  la posizione angolare di una sezione generica rispetto alla sezione minima (per la quale  $\theta=0$ ) si ottiene la rappresentazione del meato di Fig. 4.19: la circonferenza del perno diventa il segmento di retta orizzontale, quella del cuscinetto diventa la linea sinusoidale sottostante, per cui il meato è convergente per metà del suo sviluppo e divergente per l'altra metà. Ora la parete orizzontale (perno) ha una velocità  $U$  pari alla velocità angolare del perno  $\omega$  per il suo raggio,  $U=\omega r$ , per cui l'olio è trascinato nella parte convergente e poi in quella divergente. Poiché l'eccentricità è sempre piccola, l'andamento sinusoidale del meato può essere ben approssimato con due tratti rettilinei, uno dalla sezione di altezza massima  $h_{max}$  (dove  $\theta=-\pi$ ) a quella di altezza minima  $h_{min}$  (dove  $\theta=0$ ), un altro dalla sezione di altezza minima  $h_{min}$  a quella di altezza massima  $h_{max}$  (dove  $\theta=\pi$ ). Si ottengono così risultati simili a quelli trovati per la parete piana: nella zona convergente (fra  $-\pi$  e  $0$  in senso antiorario) si ha pressione positiva, in quella divergente (fra  $0$  e  $\pi$  in senso antiorario) pressione negativa.

In realtà nel meato non si sviluppano pressioni negative: la pressione rimane positiva per tutto il tratto di meato convergente e tende a zero con  $dp/d\theta$  nullo in una posizione con  $\theta$  positivo.

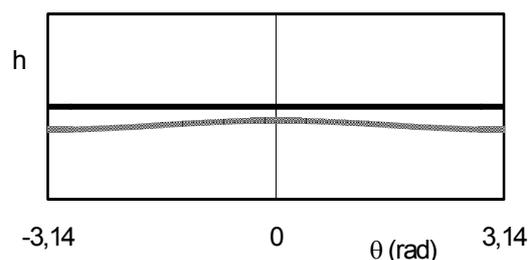


Fig. 4.19 Forma convergente e divergente del meato

In definitiva il comportamento di una coppia rotoidale realizzata con perno e cuscinetto a lubrificazione idrodinamica può essere interpretato secondo quanto indicato nella Fig. 4.20. Quando il perno ruota concentrico col cuscinetto, la distanza fra la superficie laterale del perno e quella del cuscinetto è costante, per cui risulta costante l'altezza del meato. Si è in un caso analogo a quello di coppia prismatica con superfici parallele, non si sviluppa pressione e la forza risultante  $P$  è nulla. Il perno è dunque in equilibrio se non è applicato alcun carico esterno (Fig. 4.20-a). Se in questa condizione di funzionamento al perno viene applicato un carico esterno  $N$  (verticale in Fig. 4.20-b), non vi è più equilibrio. Il perno si abbassa. Perno e cuscinetto non sono più concentrici, le pareti del meato non sono più parallele e nella zona dove convergono si sviluppa pressione. Se il perno è

progettato correttamente la risultante delle pressioni  $P$  diventa, per opportuna posizione del perno non concentrica con il cuscinetto, uguale e opposta al carico senza che le superfici della coppia si tocchino. In tale posizione (Fig. 4.20-c) il perno è in equilibrio.

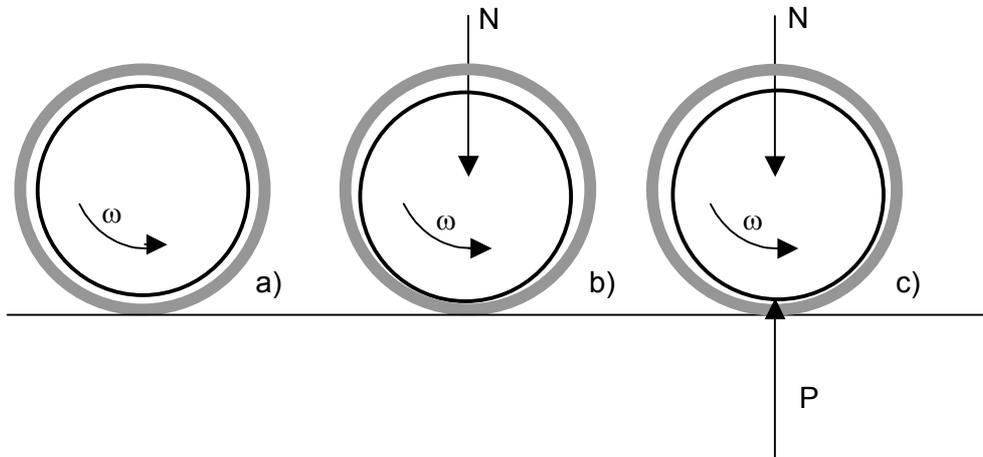


Fig. 4.20 Equilibrio di una coppia rotoidale con lubrificazione idrodinamica

Si noti che l'equilibrio è stabile rispetto a variazioni di  $N$ ,  $\omega$ ,  $\mu$ : infatti a partire da una condizione di equilibrio (per esempio Fig. 4.20-c) se il carico  $N$  aumenta (o diminuisce) ad un valore  $N'$ , non vi è più equilibrio fra  $N'$  e  $P$ , il perno si abbassa (o si alza) l'eccentricità del perno aumenta (o diminuisce) e quindi aumenta (o diminuisce)  $P$  fino ad un valore  $P'$  che equilibra  $N'$ . Se invece a partire da una posizione di equilibrio la velocità  $\omega$  aumenta (o diminuisce), la forza  $P$  aumenta (o diminuisce) ad un valore  $P'$ , non vi è più equilibrio fra  $N$  e  $P'$ , il perno si alza (si abbassa), l'eccentricità del perno diminuisce (o aumenta) e quindi diminuisce (o aumenta)  $P'$  fino a tornare al valore  $P$  che equilibra  $N$ ; in modo analogo il perno si auto-equilibra a seguito di variazioni di  $\mu$ . Si può dire che la coppia perno cuscinetto si comporta come un elemento elastico non lineare. In ogni caso la posizione del perno e la sua eccentricità dipendono dai valori assunti da  $N$ ,  $\omega$ ,  $\mu$ .

La trattazione elementare che ha condotto ai precedenti risultati si basa sull'ipotesi che le superfici della coppia siano ideali. Ovviamente quando la distanza fra perno e cuscinetto diventa molto piccola occorre tenere conto delle irregolarità delle superfici (*rugosità*) dovute alla lavorazione. Di fatto occorre che la distanza  $h_{\min}$  fra le superfici non diventi più piccola del doppio delle massime irregolarità superficiali effettivamente presenti con un certo margine di sicurezza che tenga conto delle deformazioni elastiche e delle dilatazioni termiche. Con superfici accuratamente rettifiche e levigate si possono raggiungere spessori di meato molto piccoli, fino ai millesimi di millimetro.

Lo studio teorico della coppia rotoidale con lubrificazione idrodinamica porta a determinarne tutte le variabili interessanti in modo analogo a quanto accennato per la coppia prismatica. I risultati possono essere rappresentati con espressioni matematiche e diagrammi. Come esempio le Fig. 4.21, 4.22, 4.23 riportano tre diagrammi, detti di Raimondi e Boyd, che mostrano l'andamento di altrettante grandezze adimensionali:  $h_{\min}/g$ ,  $f r/g$ ,  $(\pi Q_z)/(UBg)$ , riconducibili alle variabili: altezza minima di meato  $h_{\min}$ ; fattore di attrito  $f$ ; portata di olio che esce assialmente dal cuscinetto  $Q_z$ . Le curve nei grafici hanno a parametro il rapporto fra lunghezza assiale  $B$  e diametro del cuscinetto  $D$ . Le cinque variabili adimensionali sono riportate in funzione del numero adimensionale di Sommerfeld definito come:

$$S = \frac{\mu\omega}{2\pi p_m} \left(\frac{r}{g}\right)^2 \quad \text{ovvero} \quad S = \frac{\mu UB}{\pi N} \left(\frac{r}{g}\right)^2$$

i cui termini vanno espressi in unità di misura del SI.

Si è posto:

- $r$  raggio del perno
- $R$  raggio del cuscinetto
- $g = R - r$  gioco
- $B$  lunghezza assiale del cuscinetto
- $\mu$  viscosità dinamica dell'olio
- $\omega$  velocità angolare del perno
- $U = \omega r$  velocità periferica del perno
- $N$  carico radiale sul perno
- $p_m = N/2RB$  pressione specifica

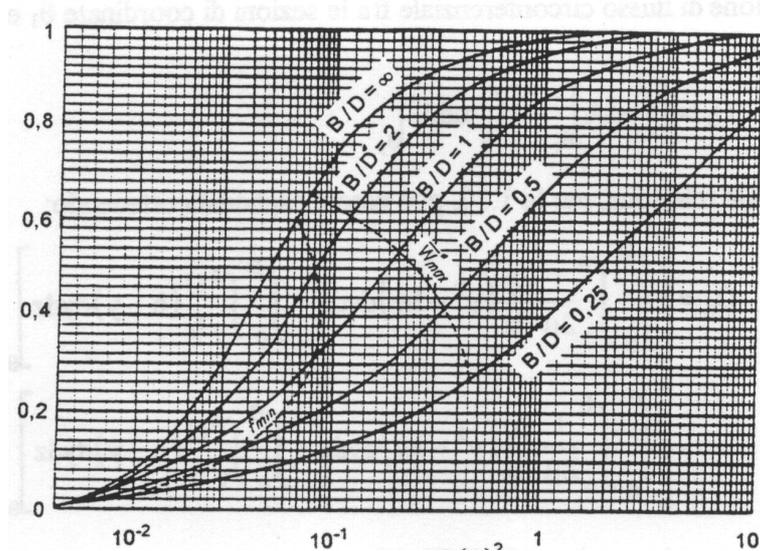


Fig. 4.21 Andamento di  $h_{\min}/g$  in funzione di  $S$  (numero di Sommerfeld)

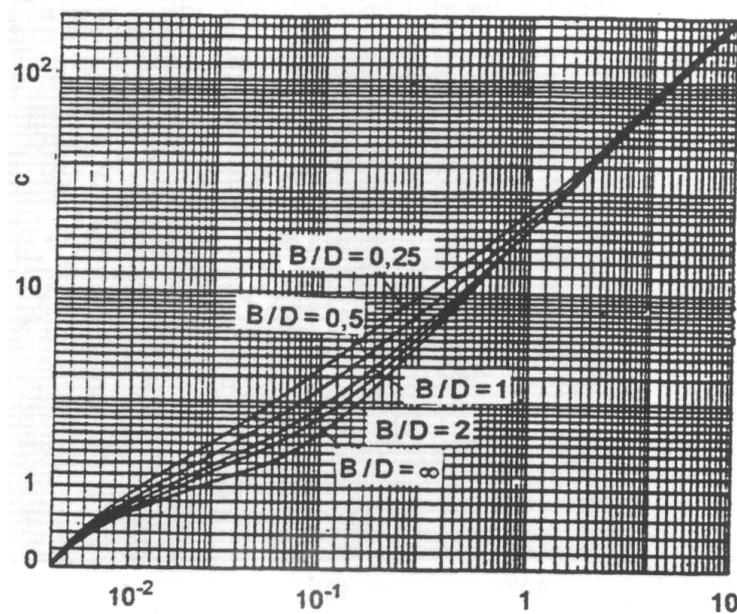


Fig. 4.22 Andamento di  $f r/g$  in funzione di  $S$  (numero di Sommerfeld)

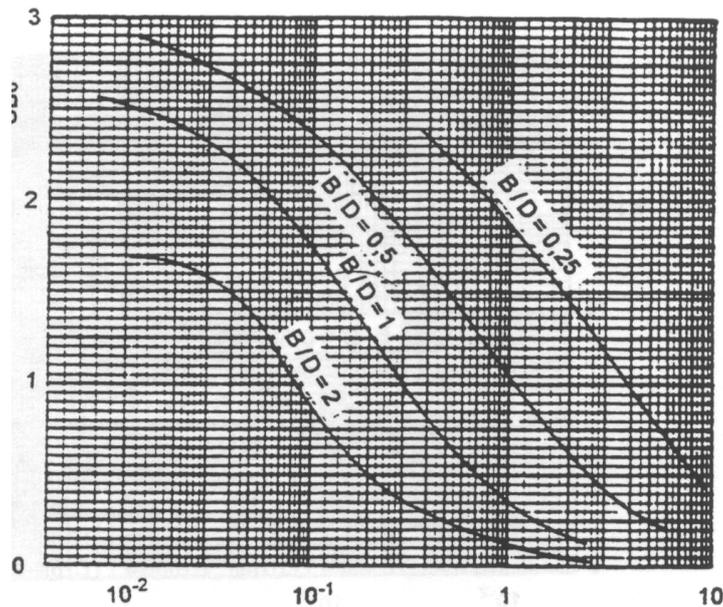


Fig. 4.23 Andamento di  $(\pi Q_z)/(UBg)$  in funzione di  $S$  (numero di Sommerfeld)

Dai grafici è possibile determinare le condizioni di funzionamento della coppia rotoidale con lubrificazione idrodinamica, una volta note le sue caratteristiche geometriche e funzionali, quelle dell'olio, e il carico. Infatti, data la geometria della coppia ( $R$ ,  $r$ ,  $B$ ), la condizione di funzionamento ( $\omega$ ), la viscosità dell'olio ( $\mu$ ), il carico sul perno ( $N$ ), si possono calcolare il numero di Sommerfeld  $S$  e il rapporto  $B/D$ . Entrando in ascisse in ciascun diagramma con il valore di  $S$ , si può trovare, in corrispondenza della curva con  $B/D$  calcolato, il valore di ciascuna delle variabili adimensionali, e da queste, ricavare le corrispondenti variabili di funzionamento della coppia.

In realtà il problema risulta un po' più complesso in quanto la viscosità dell'olio non è un parametro costante, ma varia in modo molto sensibile con la temperatura dell'olio (vedi capitolo successivo). Noto l'olio utilizzato nella coppia, si può conoscere la sua curva di viscosità che fornisce la relazione  $\mu(T)$  fra viscosità  $\mu$  e temperatura  $T$ . La temperatura dell'olio non è nota a priori ed è quindi necessario calcolarla.

Come esempio di calcolo si consideri la situazione seguente: sono noti tutti gli elementi del problema stabiliti in precedenza, ma non la viscosità dell'olio; sono invece dati la curva di viscosità  $\mu(T)$ , il calore specifico  $c$  e la densità  $\rho$  dell'olio. Inoltre l'alimentazione del cuscinetto è effettuata facendo circolare l'olio con una pompa che manda nel cuscinetto una quantità di olio esattamente pari alla portata  $Q_z$  che sfugge assialmente dal cuscinetto. L'olio che sfugge viene raccolto in un serbatoio dove si raffredda e viene poi riportato in circolazione dalla pompa. Si dice che il cuscinetto funziona in regime di *lubrificazione forzata con portata di rimbocco teorica*. L'olio entrerà dunque nel cuscinetto con una temperatura di alimentazione  $T_a$  (nota) e ne uscirà, assialmente, con una temperatura  $T_u$  incognita. La temperatura di uscita è certamente superiore a quella di alimentazione dato che la viscosità produce attrito, perdita di potenza e conseguente riscaldamento dell'olio. Si assume un valore di tentativo  $T_t$  per la temperatura dell'olio nel meato e si deduce la corrispondente viscosità; si calcola il numero di Sommerfeld e dai diagrammi si ricavano il fattore di attrito  $f$  e la portata laterale  $Q_z$ . La potenza perduta per attrito nella coppia può essere calcolata come

$$P_p = fN\omega R$$

Tale potenza viene dissipata in calore e siccome si assume che il calore venga completamente asportato dall'olio che esce assialmente, la potenza dissipata sarà pari al flusso termico che riscalda l'olio dalla temperatura di alimentazione  $T_a$  a quella di uscita  $T_u$ . Quindi, indicato con  $c$  il calore

specifico dell'olio,

$$fN\omega R = Q_z c\rho (T_u - T_a)$$

da cui si può ricavare  $T_u$ .

La temperatura media del lubrificante nel meato viene posta pari al valore medio fra ingresso e uscita dal cuscinetto:  $T_m = (T_u + T_a)/2$ . Se questo valore coincide con quello di tentativo  $T_t$  il problema è risolto; altrimenti si ripete il calcolo usando  $T_m$  come temperatura di tentativo. Si procede così fino ad ottenere la coincidenza fra la temperatura di tentativo e quella calcolata. A questo punto si possono ricavare dai diagrammi della Fig. 4.23 e da altri analoghi tutti i valori delle grandezze interessanti il cuscinetto.

Fra le ipotesi di lubrificazione idrodinamica usate in precedenza si è posto che le due superfici del meato non si avvicinino e che quindi l'altezza di ogni sezione del meato sia costante nel tempo. Se si adotta un modello di lubrificazione più completo, in cui la variazione di altezza nel tempo non è nulla, si può studiare la *lubrificazione per espulsione (squeeze)* che nasce per effetto della resistenza che un fluido viscoso oppone ad essere espulso da un meato formato da due superfici che si avvicinano una all'altra. Questa lubrificazione si realizza per esempio nei cuscinetti dei motori a combustione interna, in presenza dei carichi pulsanti dovuti alle pressioni del gas sui pistoni.

#### 4-2 Lubrificazione idrostatica (*hydrostatic lubrication*)

La lubrificazione idrostatica si realizza quando le superfici dei corpi di una coppia sono tenute separate da un fluido interposto fra esse ad una pressione mantenuta maggiore di quella ambientale con una pompa. In questo modo le superfici non sono mai a contatto anche se si fermano. Lo schema di principio della lubrificazione idrostatica è riportato in Fig. 4.24. L'olio, mandato alla pressione  $p_0$  dalla pompa, attraversa una resistenza idraulica (un tubo di piccolo diametro) e arriva con pressione  $p_p$  ad una tasca scavata nel corpo 1 detta *pozzetto*. Indicata con  $A$  è l'area della sezione del pozzetto affacciata al corpo 2, la forza agente sul corpo 2 per effetto della pressione è, trascurando gli effetti ai bordi,  $Ap_p$  e può quindi equilibrare una identica forza  $N$  agente verticalmente sul corpo 2. La resistenza idraulica serve a rendere stabile il sistema anche quando la forza  $N$  varia.

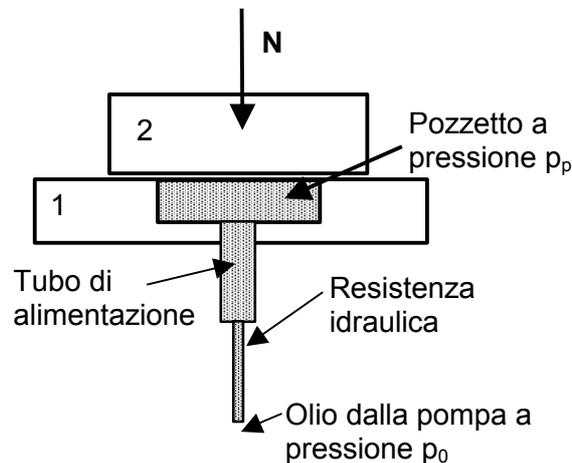


Fig. 4.24 Schema di principio della lubrificazione idrostatica

Una realizzazione più complessa, riguardante una coppia rotoidale, è riportata in Fig. 4.25. Il funzionamento può essere facilmente compreso facendo riferimento al modello elettrico nella stessa figura. Le 4 resistenze  $R_{0,i} = R_0$ , uguali e costanti, rappresentano le resistenze idrauliche nei tubi di alimentazione dei 4 pozzetti. Le 4 resistenze  $R_i$  rappresentano le resistenze idrauliche fra il perno e il cuscinetto all'uscita dei singoli pozzetti, variabili. La tensione di alimentazione  $V_0$  equivale alla pressione  $p_0$ , la tensione a "massa"  $V_s$  equivale alla pressione allo scarico del cuscinetto. Le tensioni  $V_i$  equivalgono alle pressioni  $p_i$  nei diversi pozzetti. Le correnti  $I_i$  nei diversi rami del circuito equivalgono alle portate  $Q_i$  nei diversi pozzetti.

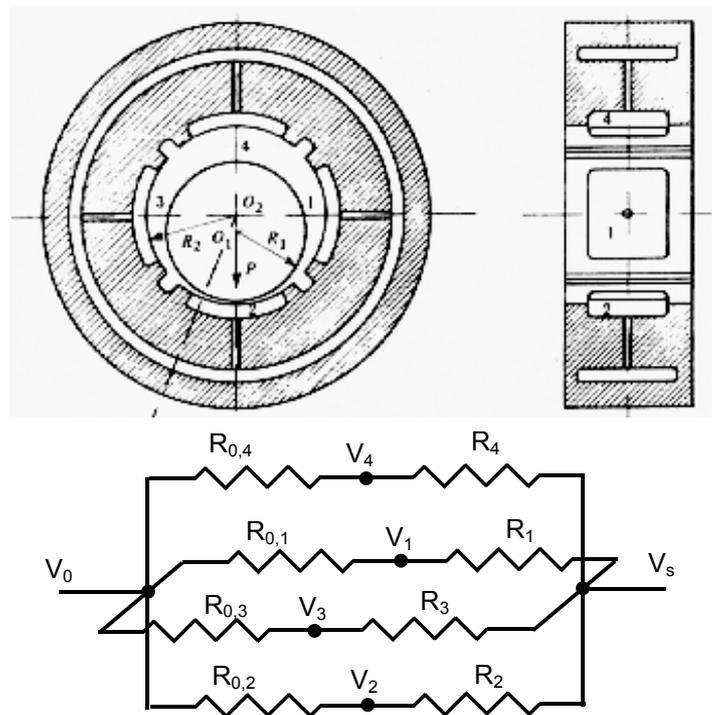


Fig. 4.25 Coppia rotoidale con lubrificazione idrostatica e circuito elettrico equivalente

Quando il perno è centrato rispetto al cuscinetto le resistenze  $R_i$  sono uguali fra loro. Nei 4 rami del circuito elettrico le resistenze e le cadute di tensione sono identiche, pertanto le  $V_i$  sono uguali fra loro. Essendo dunque le  $p_i$  nei pozzetti uguali fra loro, sul perno agiscono forze uguali ed opposte ed il perno può restare in equilibrio in assenza di carico esterno. Si applichi ora la perno una forza  $N$  verticale: il pozzetto si sposta verso il basso, per cui aumenta la resistenza  $R_2$  e diminuisce la  $R_4$ . Nel circuito elettrico avviene quanto segue:

- aumenta la resistenza totale del ramo 2, diminuisce quella del ramo 4;
- essendo costante la differenza di tensione  $V_0 - V_s$ , la corrente  $I_2$  diminuisce mentre la corrente  $I_4$  aumenta;
- quindi la caduta di tensione nella resistenza  $R_{0,2}$ , uguale a  $R_0 I_2$  diminuisce, mentre la caduta di tensione nella resistenza  $R_{0,4}$  aumenta;
- la caduta di tensione in  $R_2$  aumenta, mentre caduta di tensione in  $R_4$  diminuisce
- la tensione  $V_2$  aumenta mentre la tensione  $V_4$  diminuisce.

Pertanto nel pozzetto 2 la pressione aumenta, in quello 4 diminuisce. La risultante di tali pressioni fa nascere una forza verticale che si oppone al carico esterno  $N$  fino a che il perno assume una posizione tale da equilibrarlo.

In modo analogo può essere analizzato il caso di carico esterno orizzontale (si sbilanciano i rami 1 e 3 del circuito ovvero i pozzetti 1 e 3) o comunque inclinato (si sbilanciano tutti i rami ovvero tutti i pozzetti).

Dato che il sostentamento è dovuto alla pressione fornita all'olio dalla pompa e non da un effetto dinamico dovuto alla velocità relativa fra le parti, il principale vantaggio della lubrificazione idrostatica rispetto a quella idrodinamica consiste nella possibilità di avere sostentamento e quindi separazione fra le parti anche con velocità relativa fra i corpi estremamente piccole e anche quando le parti sono ferme. E' pertanto molto interessante là dove le velocità siano modeste o dove la macchina interessata si arresta o inverte il movimento. Una applicazione tipica è nelle slitte delle macchine utensili in cui il movimento di avanzamento avviene con velocità modesta. Sono peraltro evidenti la maggior complessità ed il maggior costo di questo tipo di lubrificazione.

Quando nel meato sono contemporaneamente presenti diversi modi di formazione della pressione nel lubrificante la lubrificazione è detta *ibrida*.

### 4-3 Elementi di tecnica della lubrificazione

#### 4-3.1 CARATTERISTICHE DEI LUBRIFICANTI

La variazione della viscosità dinamica  $\mu$  (o della viscosità cinematica  $\nu = \mu/\rho$ ) con la temperatura  $T$  è una proprietà molto importante per i lubrificanti fluidi e dipende dai tipi di idrocarburi che prevalgono nella loro composizione chimica. Se la composizione è prevalentemente paraffinica la variazione è inferiore rispetto ad una composizione prevalentemente naftenica. Per gli oli la viscosità diminuisce notevolmente all'aumentare della temperatura. Si può ricavare la curva di viscosità  $\mu = \mu(T)$  sperimentalmente, con opportuni apparecchi detti *viscosimetri*. Per esprimere la dipendenza della viscosità cinematica dalla temperatura la A.S.T.M (American Society for Testing of Materials) ha adottato la relazione approssimata

$$\ln(\ln(\nu + \gamma)) = C - n \ln(T)$$

essendo costanti  $\gamma$ ,  $C$ ,  $n$ . Un grafico (qualitativo) della relazione è riportato in Fig. 4.26-a

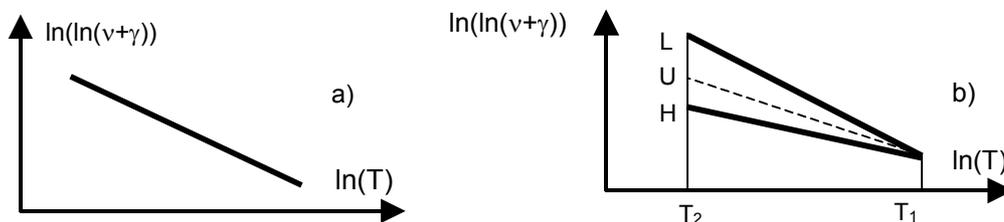


Fig. 4.26 Relazione viscosità cinematica temperatura e indice di viscosità

La qualità di un olio rispetto alla variazione della viscosità viene spesso espressa dall'*indice di viscosità (IV)*, stabilito da Dean e Davis nel 1929, con il quale si confronta il comportamento dell'olio in esame con quelli di due oli di riferimento, aventi, alla temperatura  $T_1 = 98.9^\circ\text{C}$ , la stessa viscosità cinematica di quello. Viene poi misurata la viscosità dei tre oli alla temperatura  $T_2 = 37.8^\circ\text{C}$  (Fig. 4.26-b). Indicando con  $L$ ,  $H$ ,  $U$  la viscosità dell'olio peggiore (che ha maggior variazione rispetto alla viscosità alla temperatura  $T_1$ ), migliore (che ha minor variazione rispetto alla viscosità alla temperatura  $T_1$ ) ed in esame, l'indice di viscosità è dato da

$$IV = 100 (L-U)/(L-H).$$

Pertanto l'olio "migliore" (che ha minor variazione di viscosità) ha  $IV = 100$ , mentre l'olio "peggiore" (che ha maggior variazione di viscosità) ha  $IV = 0$ .

Dalla definizione si vede che valori bassi di I.V. corrispondono a un olio la cui viscosità varia molto, mentre valori alti di I.V. corrispondono ad un olio che si comporta in modo opposto. Quando fu proposto IV era sempre compreso fra 0 e 100. Oggi l'uso di additivi ha prodotto oli con IV fino a 140. Sono state previste differenti definizioni dell'IV per gli oli con IV tradizionale superiore a 100. I lubrificanti per motori per trazione, per i cambi e per i differenziali vengono spesso classificati secondo le gradazioni SAE (Society of Automotive Engineers). Gli oli sono classificati con numeri (gradi) convenzionali che aumentano con la viscosità: per esempio per i motori esistono i gradi 5W, 10W, 20W, 20, 30, 40, 50; per le trasmissioni esistono 75, 80, 90, 140, 250. Le gradazioni con la lettera W (winter) si riferiscono ad oli da impiegarsi preferibilmente in climi freddi, per i quali è necessario che il lubrificante sia sufficientemente fluido anche a basse temperature per non rendere difficoltoso l'avviamento della macchina (eccessive viscosità aumentano troppo le forze di attrito). Pertanto la SAE ha stabilito che la viscosità di queste gradazioni sia compresa entro determinati valori alla temperatura di  $-17.8^\circ\text{C}$  ( $=0^\circ\text{F}$ ), senza tener conto della viscosità a temperature diverse. Le gradazioni senza il W si riferiscono ad oli che devono avere buon comportamento alle alte temperature in modo che la loro viscosità sia sufficiente nelle condizioni di esercizio di motori impiegati a piena potenza per lunghi periodi. Pertanto per le gradazioni senza la lettera W è

richiesto che il lubrificante abbia una viscosità compresa entro determinati valori alla temperatura di 98.9 °C (=210 °F). La tabella seguente mostra i campi di definizione (in termini di viscosità cinematica misurata in mm<sup>2</sup>/s) dei vari gradi SAE. Per esempio un olio con  $\nu = 5000 \text{ mm}^2/\text{s}$  alla temperatura di -17.8 °C è un 20W.

Allo scopo di avere oli sufficientemente fluidi a basse temperature e sufficientemente viscosi ad alte temperature, sono stati introdotti gli oli multigrado, che, con opportuni additivi, migliorano l'indice di viscosità: essi hanno a bassa temperatura la viscosità di un olio con W, ad alta temperatura la viscosità di un olio senza W. Per esempio un olio SAE 20W/40 si comporta come un SAE 20W a bassa temperatura (-17.8 °C) e come un SAE 40 ad alta temperatura (98.9 °C).

Numero SAE	Min a -17.8 °C	Max -17.8 °C	Min a 98.9 °C	Max 98.9 °C
5W	-	1303	-	-
10W	1303	2606	-	-
20W	2606	10423	-	-
20	-	-	5.73	9.62
30	-	-	9.62	12.93
40	-	-	12.93	16.77
50	-	-	16.77	22.68

Oltre alla viscosità occorre tenere conto di alcune altre caratteristiche per garantire un corretto funzionamento di un lubrificante nelle previste condizioni di impiego. Come esempio si riportano:

- *resistenza all'ossidazione*: è il requisito più generale richiesto ad un olio;
- *contenuto di acqua*: l'acqua può ridurre la vita dell'olio e dar luogo a corrosione;
- *demulsività*: è la capacità dell'olio di separarsi dall'acqua, utile nelle applicazioni dove l'olio entra in contatto con questa;
- *proprietà antiusura EP*: rende possibile, mediante additivi, di contenere i fenomeni di usura anche a pressioni molto elevate (*Extreme Pressure, EP*);
- *formazione di schiuma*: è la tendenza ad inglobare bollicine di aria quando il fluido viene agitato; può compromettere la lubrificazione.

#### 4-3.2 SISTEMI DI APPLICAZIONE DEGLI OLI LUBRIFICANTI

A seconda che la lubrificazione sia limite o idrodinamica si realizzano differenti sistemi per applicare gli oli alle varie parti da lubrificare di una macchina. Nel primo caso è sufficiente mantenere una pellicola oleosa sulle superfici a contatto e occorre quindi una modesta erogazione di lubrificante, nel secondo un'erogazione maggiore per mantenere il flusso di olio e rinnovarlo continuamente. L'olio comunque deve compensare le perdite. La quantità di lubrificante da immettere può anche essere dettata dalla necessità di asportare il calore attraverso il flusso di olio.

I sistemi di lubrificazione ad olio si classificano in due categorie:

- *a tutta perdita* nei quali il lubrificante viene applicato periodicamente in quantità limitata e, dopo l'impiego, non viene recuperato;
- *a recupero* in cui il lubrificante, dopo l'impiego, viene recuperato e nuovamente utilizzato (eventualmente previo raffreddamento e filtraggio).

I sistemi a tutta perdita sono suddivisi in sistemi ad erogazione intermittente e continua. I sistemi a recupero sono: *a bagno d'olio*, *a sbattimento*, *a circolazione forzata*.

Il modo più semplice per realizzare un sistema *a bagno d'olio* consiste nell'immergere nell'olio tutto o parte dell'elemento mobile della coppia da lubrificare (il perno o una ruota dentata), ottenendo un'alimentazione abbondante. Rientrano in questa categoria anche i sistemi *a collare* e quelli *ad anello*, nei quali anziché immergere completamente il perno nell'olio vi si fa pescare un elemento (collare, anello) rotante con il perno che distribuisce l'olio sulla superficie da lubrificare (Fig. 4.27). Nel sistema a collare al perno è collegato un disco (collare) che pesca nell'olio

contenuto nella scatola del cuscinetto, lo solleva fino alla parte alta dove un raschiaolio lo raccoglie e lo guida in canali distributori su tutta la lunghezza del perno. In modo analogo funziona il sistema ad anello dove l'olio viene sollevato da un anello appoggiato al perno che viene da questo trascinato in rotazione per attrito. Per un buon funzionamento dei sistemi in bagno d'olio occorre mantenere un corretto livello di olio nella scatola, da verificare (a macchina ferma) con un indicatore di livello. La scatola del cuscinetto deve aver notevole capacità per favorire la dispersione del calore e permettere il deposito delle impurità.

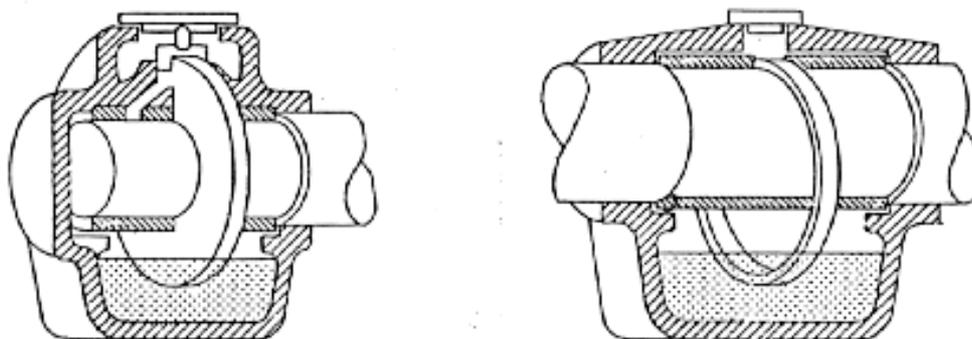


Fig. 4.27 Sistemi di lubrificazione a bagno d'olio a collare e ad anello

I sistemi *a sbattimento* utilizzano il movimento delle parti per distribuire l'olio, anche in forma di nebbia leggera sulle parti da lubrificare. Sono usati nella lubrificazione di piccole macchine alternative utilizzando il movimento dell'albero a gomiti parzialmente immerso nel lubrificante; erano usati in passato, ma oggi non lo sono più, nei motori a combustione interna per trazione. Sono usati anche nella lubrificazione di ingranaggi dove una o più ruote dentate pescano nell'olio contenuto nella scatola e lo proiettano intorno, facendolo arrivare anche nella zona dei cuscinetti, oltre che trascinandolo nella zona fra i denti. Anche in questo caso occorre avere un adeguato livello di olio nella scatola e una quantità di olio tale da poter esercitare azione raffreddante.

Nei sistemi *a lubrificazione (o circolazione) forzata* l'olio contenuto in un serbatoio viene inviato attraverso un filtro (che lo purifica dalle impurità dovute a particelle di usura, acqua, etc.) alle parti da lubrificare e da queste ritorna al serbatoio. E' anche possibile inserire nel circuito un sistema di raffreddamento dell'olio. Una pompa di circolazione provvede alla movimentazione dell'olio. L'olio riposa per un tempo prestabilito nel serbatoio in modo da favorirne il raffreddamento e la separazione dalle impurità. Il tempo di riposo dipende dalla viscosità dell'olio e dal tipo di applicazione: può variare da 100 s per una turbina a vapore a 100 min per impianti di acciaieria.

#### 4-3.3 DEPURAZIONE DELL'OLIO IN SERVIZIO

Per garantire una soddisfacente lubrificazione è fondamentale che l'olio sia pulito. Le fonti di contaminazione dell'olio sono:

- residui di lavorazione all'avviamento di una macchina nuova;
- sporcizia nel circuito di lubrificazione all'avviamento di una macchina fermata per manutenzione, dovuta a smontaggio e montaggio di parti;
- detriti di usura generati dal movimento delle parti;
- prodotti dell'olio per elevata temperatura;
- infiltrazioni di acqua o altri fluidi (per esempio per trafileamento di acqua nelle tenute di una turbina a vapore o in quelle dell'albero dell'elica di una nave);
- materiale estraneo proveniente dall'ambiente di operazione della macchina dovute a difetto di tenuta in coperchi, guarnizioni, valvole, etc.

Molto importante è la contaminazione dovuta a particelle di usura generate all'interno della macchina dalle parti in movimento. Minute particelle solide presenti nell'olio possono penetrare nei

giochi degli accoppiamenti, aderiscono ad una superficie e rigano l'altra. Si formano così nuovi detriti che, se non vengono rimossi, ritornano in circolo e provocano ulteriore usura, innescando una catena di effetti dannosa. Pericolosi fenomeni di usura possono verificarsi anche nei cuscinetti a rotolamento con lubrificazione limite.

Dato che i giochi minimi negli accoppiamenti sono nell'ordine dei pochi  $\mu\text{m}$ , occorre rimuovere dall'olio le particelle di dimensioni maggiori o uguali a circa  $5 \mu\text{m}$ . Varie normative consentono di stabilire il livello di contaminazione di un olio in base al numero di particelle contaminanti presenti in esso. La norma ISO 4406 ne è un esempio. E' poi possibile decidere, per le varie applicazioni dell'olio, quale livello di contaminazione sia per esso accettabile.

La depurazione di un olio lubrificante in servizio viene ottenuta per *sedimentazione*, *filtraggio*, *centrifugazione*.

La depurazione per *sedimentazione* avviene lasciando depositare per gravità le impurità sul fondo di un serbatoio a fondo inclinato, dotato di rubinetto di spurgo.

La depurazione per *filtraggio* è diffusissima e avviene facendo passare il lubrificante attraverso un mezzo poroso (detto *filtro*) che trattiene le particelle solide contaminanti. Filtri ben noti sono quelli a *setti in carta pieghettata*, di uso corrente in campo automobilistico che trattengono particelle di diametro superiore a  $10 \mu\text{m}$  e possono trattenerne anche di diametro inferiore. Essendo poco costosi, quando sono intasati vengono scartati e sostituiti con filtri nuovi.

Nella depurazione per *centrifugazione* il lubrificante è immesso in un contenitore rotante ad alta velocità (centrifuga) che proietta verso l'esterno la parti più pesanti, quali le particelle di contaminante. Salvo la presenza di additivi particolari questo tipo di filtraggio può trattenere particelle fino a dimensioni di 3 micron.