

CORSO
DI
TRIBOLOGIA

Prof. Vincenzo Niola

MECCANICA DEI CONTATTI

Due superfici a contatto devono essere cinematicamente coniugate nel moto relativo e possono dar luogo, da un punto di vista puramente geometrico, fondamentalmente a contatti di due tipi: **contatti concentrati e contatti estesi**.

Nei contatti concentrati l'area di contatto é degenera e si riduce teoricamente ad un punto (**contatto puntuale**) o ad una linea (**contatto lineare**). Contatto puntuale si attua ad esempio fra gli elementi volventi e le piste di rotolamento di cuscinetti volventi a sfere, laddove contatti lineari si attuano fra i denti delle ruote dentate, nella gran parte delle coppie cinematiche camma-punteria, fra gli elementi volventi e le piste di rotolamento dei cuscinetti volventi a rulli, ecc.

E' bene notare che una generica coppia cinematica in cui si realizza contatto concentrato, per effetto delle forze applicate ai suoi membri, subisce una deformazione tale da dar luogo ad una superficie di contatto non degenere, avendosi, in generale, nel caso di deformazione elastica una superficie ellittica nei contatti puntuali, un rettangolo nei contatti lineari.

Nei **contatti estesi** l'area di contatto teoricamente non é degenere e si realizza ad esempio, nel caso di slitte piane, dei cuscinetti di strisciamento, ecc. Nella realtà le superfici degli organi di macchine, a causa delle lavorazioni meccaniche che hanno subito, non hanno una forma geometrica regolare (fig.1.1a), bensí presentano un aspetto tutt'altro che regolare, per cui, ad un esame microscopico, mostrano un aspetto come quello riportato esageratamente nella fig. 1.1b.

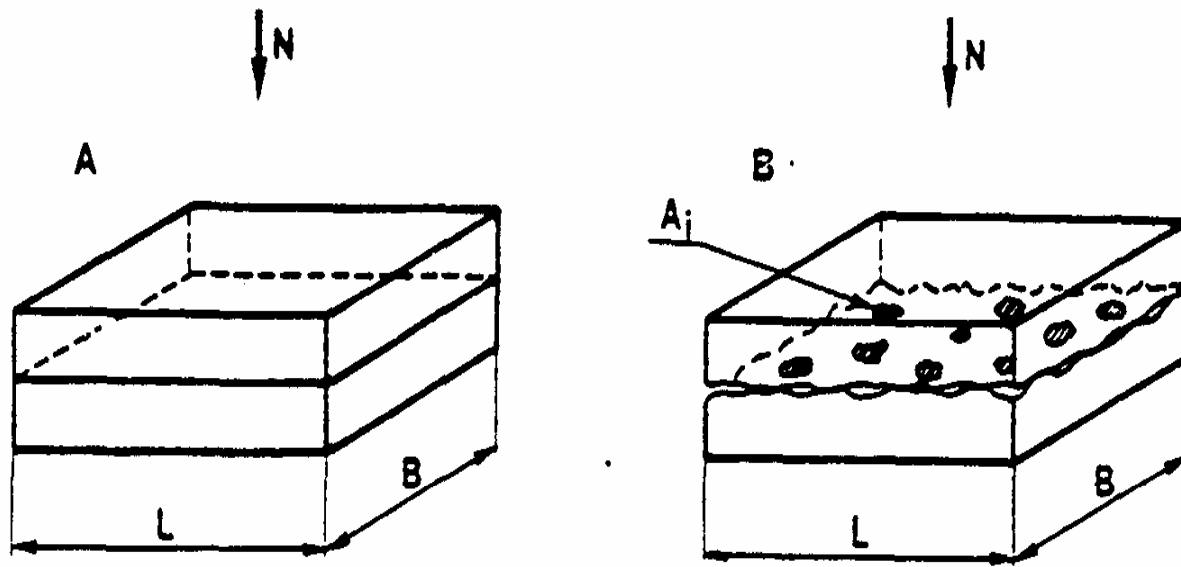


Fig. 1.1. Forma geometrica e reale delle superfici

Organi a contatto diretto: determinazione dell'area di contatto

Due organi di macchine in moto relativo sono posti a contatto diretto quando si richiede che essi sviluppino forze di attrito considerevoli o quando le condizioni di lavoro non consentono l'interposizione di un lubrificante fra le superfici.

E' bene, però, notare che contatto diretto si realizza anche negli organi di macchine lubrificati, nelle fasi in cui risulta impossibile l'instaurarsi di un film continuo di lubrificante.

E' quanto si verifica, ad esempio, nelle fasi transitorie (avviamento e arresto), nelle brusche variazioni di regime e, in generale, in tutte le condizioni in cui si verifica la crisi del film lubrificante a causa di fenomeni generalmente di tipo termo-meccanico.

Al fine di studiare quanto avviene all'interfaccia fra superfici direttamente accoppiate (fenomeni superficiali meccanici e termici), particolare interesse assume la determinazione dell'**area di contatto**.

Per quanto detto in precedenza, bisogna far distinzione fra **contatti concentrati** e **contatti estesi**.

Contatti concentrati

L'area di contatto può valutarsi attraverso un'analisi della deformazione nell'intorno del punto o della linea di contatto geometrico. Ovviamente, poiché le deformazioni ammissibili nei solidi elastici sono solitamente molto modeste, l'area di contatto risulta piccola in rapporto alle dimensioni dei solidi stessi.

L'analisi delle deformazioni localizzate di un solido rappresenta un problema riguardante la teoria dell'elasticità, per cui ne verranno di seguito richiamati solo i risultati conclusivi che trovano

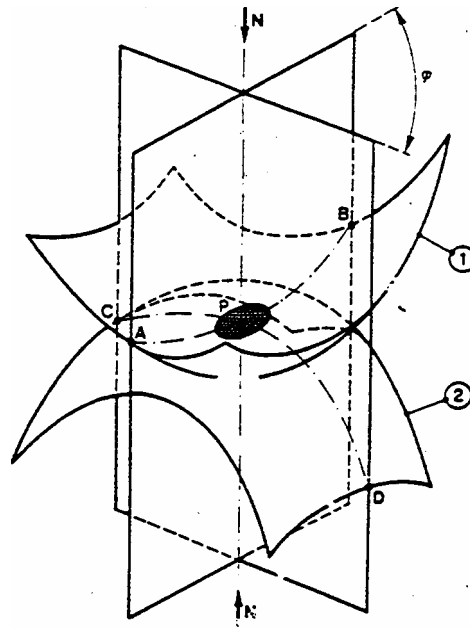
applicazione in specifici problemi tribologici.

La teoria dell'elasticità, sviluppata soprattutto da Hertz, si basa su alcune ipotesi fondamentali fra le quali le più importanti sono:

- i raggi di curvatura dei solidi accoppiati sono ben definiti nel punto di contatto;
- i corpi sono perfettamente elastici, omogenei ed isotropi;
- le forze di contatto sono tra loro parallele ed ortogonali al piano di contatto;
- si trascura, sul campo di pressioni nell'intorno della zona di contatto (dovuta alla deformazione elastica dei corpi), l'influenza delle forze tangenziali dovute all'attrito.

Contatto fra solidi qualsiasi

Con riferimento alla figura 1.2., si indichino con R_1 , R'_1 , E_1 e ν_1 rispettivamente i raggi principali di curvatura nel punto di contatto, il modulo di elasticità e il modulo di Poisson del materiale del solido 1 e con R_2 , R'_2 , E_2 ν_2 le corrispondenti grandezze del solido 2.



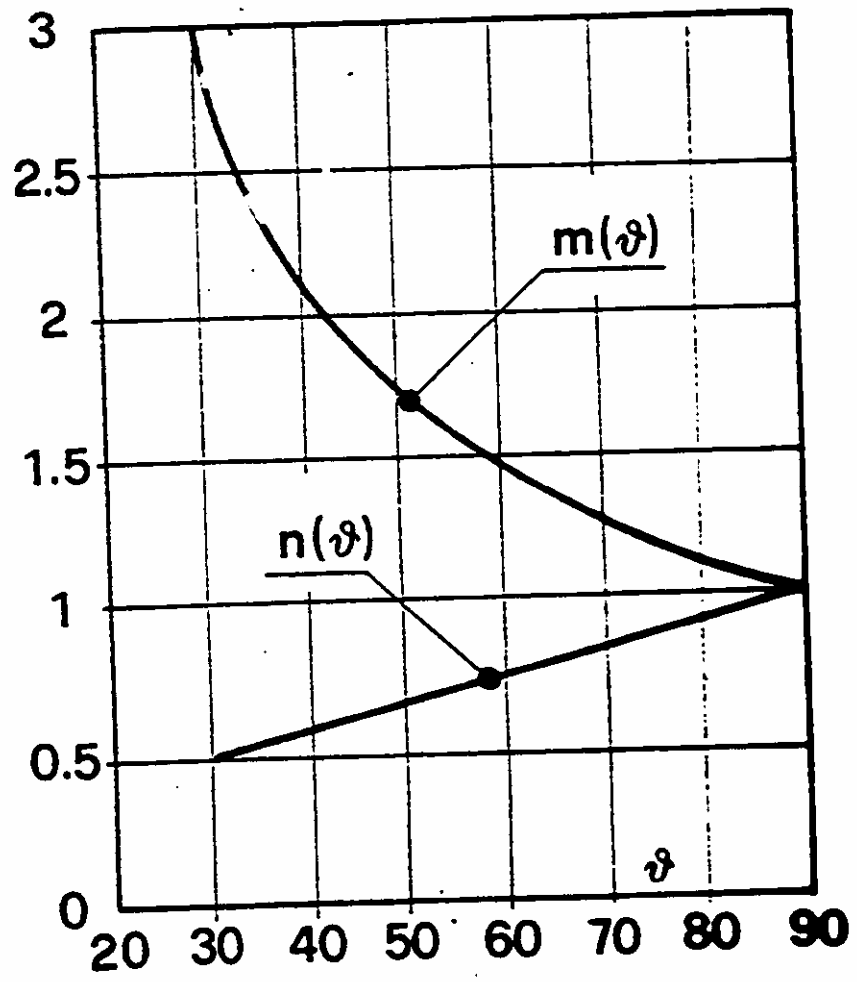
Sia, inoltre, N la forza di chiusura. L'area di contatto fra i solidi deformati elasticamente per effetto della forza chiusura N é un'ellisse i cui semiassi, indicati con a e b , sono forniti dalle relazioni

$$\begin{aligned} a &= m(\theta) 0,908 \sqrt[3]{(N/D)(1/E^*)} \\ b &= n(\theta) 0,908 \sqrt[3]{(N/D)(1/E^*)} \end{aligned} \quad (1.1.)$$

in cui $1/E^*$ e D sono forniti dalle relazioni:

$$\begin{aligned} 1/E^* &= [(1 - \nu_1^2)/E_1] + [(1 - \nu_2^2)/E_2] \\ D &= 1/2[(1/R_1) + (1/R_1') + (1/R_2) + (1/R_2')] \end{aligned} \quad (1.2)$$

Le funzioni $m(\theta)$ ed $n(\theta)$ sono riportate graficamente nella fig. 1.3. in cui



la grandezza ϑ che compare sull'asse delle ascisse è definito dalla relazione:

$$\theta = \arccos (C/D) \quad (1.3)$$

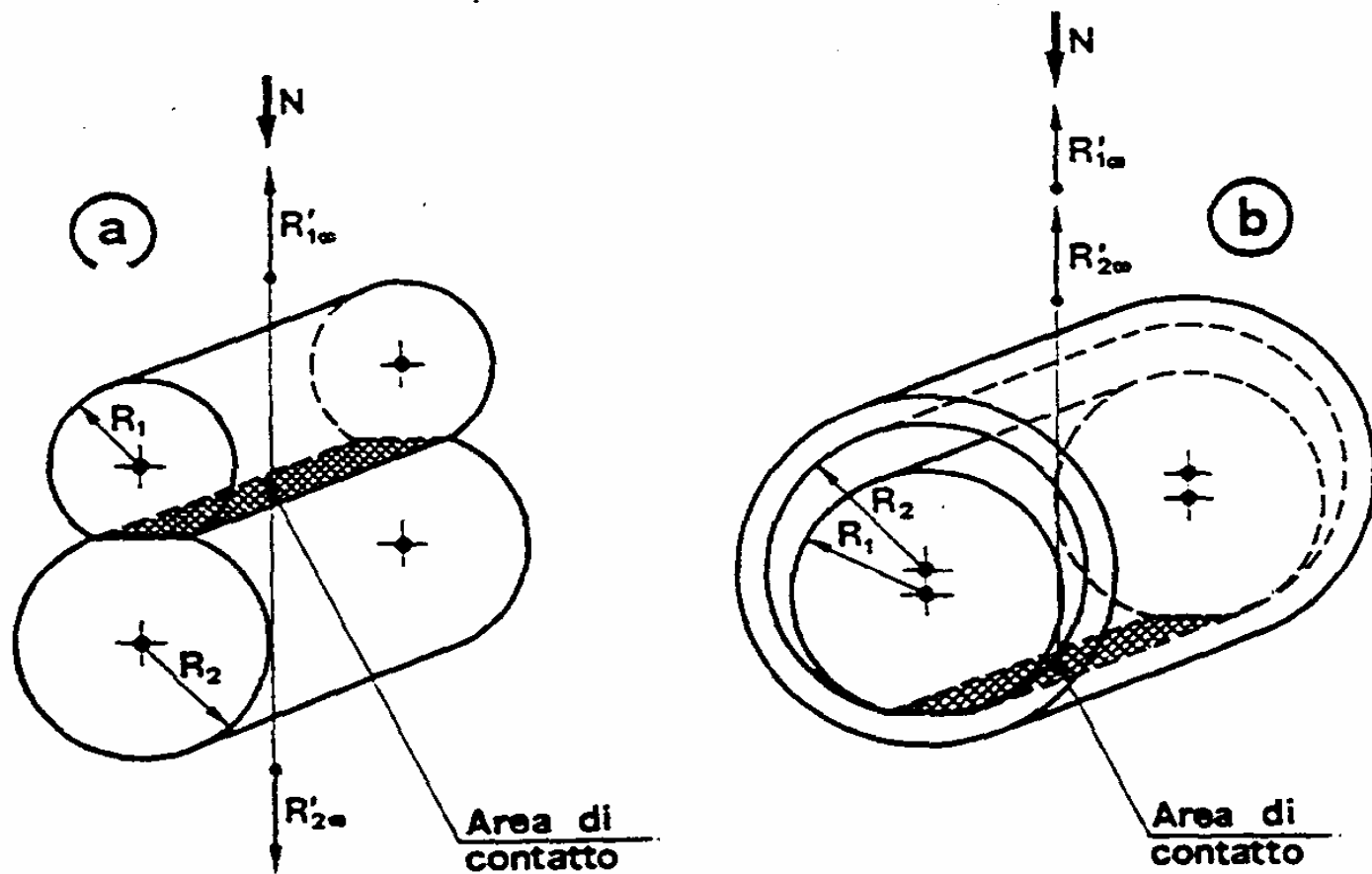
dove C risulta espresso da:

$$C = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'}\right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'}\right)^2 + 2\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'}\right)\left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'}\right)\cos 2\varphi} \quad (1.4)$$

essendo φ l'angolo fra i piani che contengono le curvature principali $1/R_1$ e $1/R_2$ dei solidi a contatto (fig. 1.2.).

Nelle (1.2) e (1.4) i raggi di curvatura vanno assunti positivi o negativi rispettivamente se i centri di curvatura corrispondenti si trovano nella parte del materiale costituente i solidi o viceversa.

Nell'accoppiamento tra due cilindri, ad esempio, i raggi di curvatura sono tutti positivi se i due cilindri sono uno esterno all'altro (fig. 1.4.a), laddove sono positivi i raggi di curvatura del cilindro interno, negativi quelli del cilindro esterno nel caso dell'accoppiamento di fig. 1.4.b.



Il carico si ripartisce, ovviamente, sull'area deformata ellittica (fig. 1.2.) e la pressione hertziana varia con legge semiellissoidica. Precisamente in un qualunque punto dell'area deformata, di coordinate x e y (fig. 1.5.), la pressione è definita dalla relazione:

$$p = p_{\max} \sqrt{1 - (x/a)^2 - (y/b)^2} \quad (1.5)$$

I valori medio e massimo della pressione valgono rispettivamente:

$$p_m = N/\pi ab \qquad p_{\max} = 3/2 p_m \quad (1.6)$$

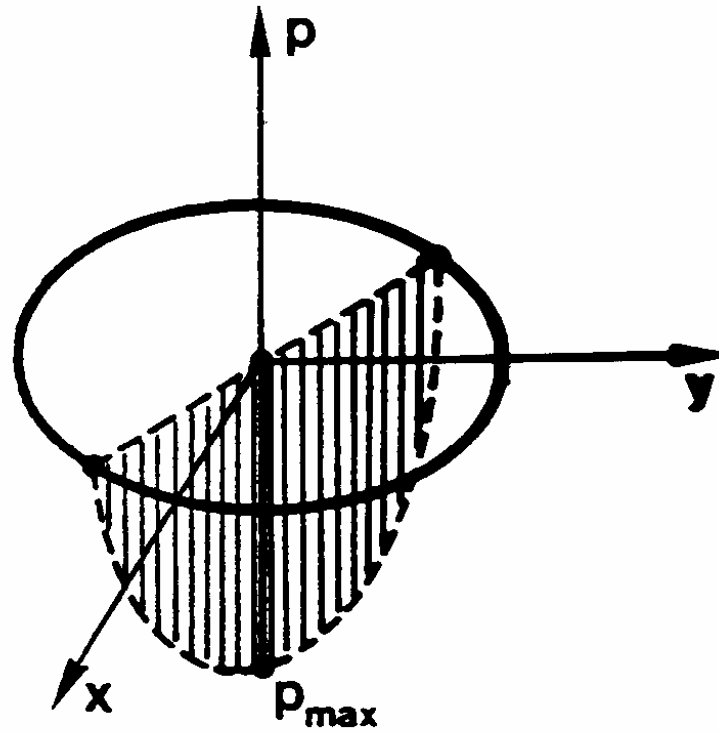


Fig. 1.5. La legge di variazione della pressione hertziana

CONTATTO TRA SFERE

La superficie di contatto è un cerchio; infatti, essendo $R_1 = R_1'$ e $R_2 = R_2'$, annullandosi tutti i termini in parentesi nella (1.4), risulta, per la (1.3), $\theta = 90$ e quindi (fig. 1.3.) $m(\theta) = n(\theta) = 1$ ovvero:

$$a = b = 0,908 \sqrt[3]{(N/D)(1/E^*)} \quad (1.7)$$

Naturalmente la pressione media e la pressione massima risultano ancora espresse dalle (1.6) e nei diversi punti della superficie di contatto la pres-

sione varia con legge semiellissoidica (fig. 1.6.) espressa dalla relazione:

$$p = p_{\max} \sqrt{1 - (x^2/a^2)} = (3/2)(N/\pi a^2) \sqrt{1 - (x^2/a^2)} \quad (1.8)$$

Nel caso di contatto fra sfere dello stesso materiale, essendo $E_1 = E_2 = E$ ed assumendo $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$ (acciaio, alluminio, bronzo), sostituendo nella (1.7) la seconda delle (1.2) opportunamente particolarizzata si ottiene:

$$a = 1,109 \sqrt[3]{(N/DE)} \quad (1.9)$$

Dalle suddette relazioni possono trovarsi tutti gli eventuali casi particolari quali (fig. 1.7.a e b), il contatto sfera-piano ($R_2 = \infty$) e il contatto sfera concava-sfera convessa ($R_2 < 0$).

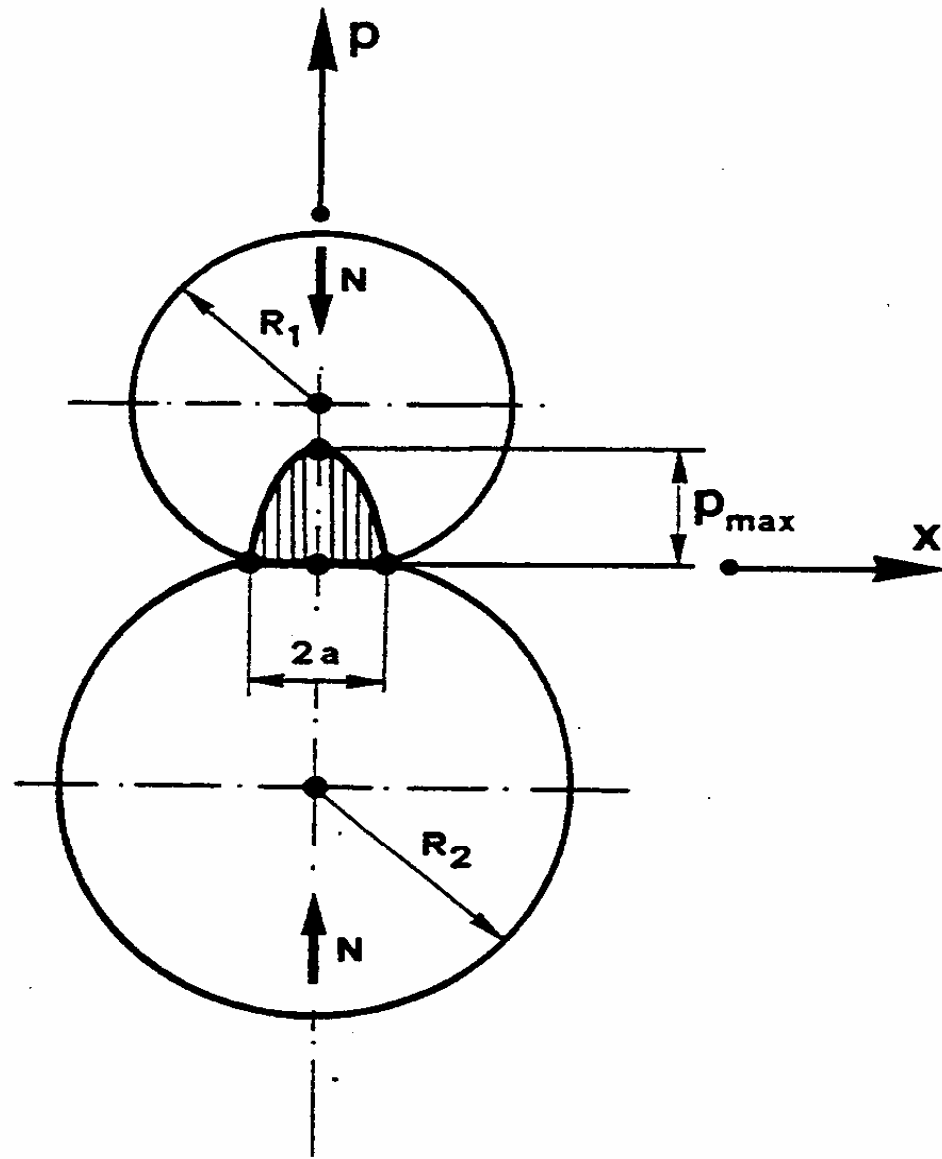


Fig. 1.6. Contatto concentrato fra sfere

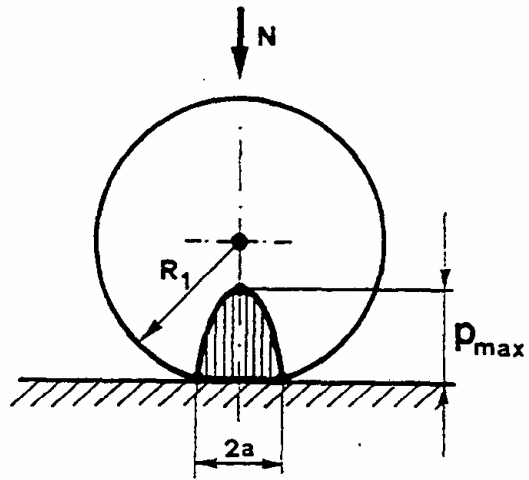


Fig. 1.7.a) Contatto fra sfera-piano

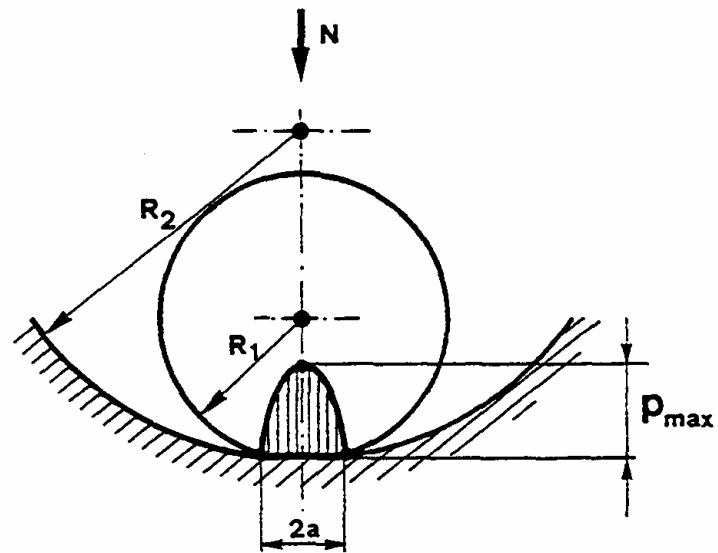


Fig. 1.7.b) Contatto concava-sfera convessa

CONTATTO TRA CILINDRI

L'ellisse, limitatamente al contatto fra due cilindri ad assi paralleli, degenera in un rettangolo (fig. 1.8.) avente dimensione B e 2a.

La semilunghezza a non deriva direttamente dalla (1.1) essendo fornita dalla relazione:

$$a = 0,797 \sqrt{N / (DE^* \cdot B)} \quad (1.10)$$

in cui le grandezze D ed E* sono ancora espresse dalle (1.2).

La pressione media di contatto vale ovviamente:

$$p_m = N / (2aB) \quad (1.11)$$

mentre la pressione massima è legata al valore medio dalla relazione:

$$p_{\max} = 1,27 p_m = 1,27(N/2aB) \quad (1.12)$$

La distribuzione di pressione sui punti della superficie di contatto è cilindrica a direttrice semiellittica (fig. 1.8.) e vale:

$$p = p_{\max} \sqrt{1 - (x/a)^2} \quad (1.13)$$

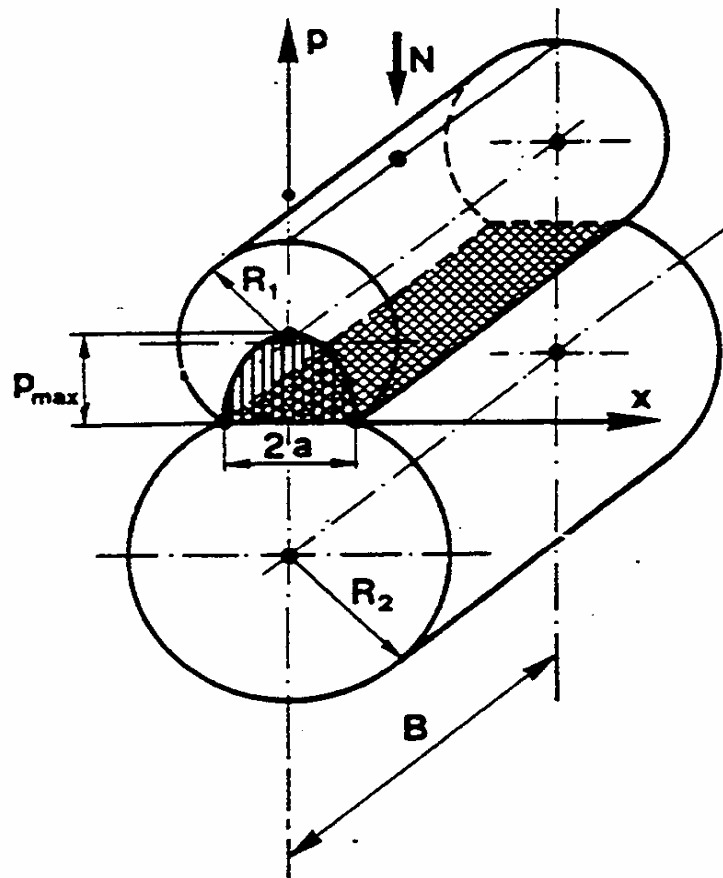


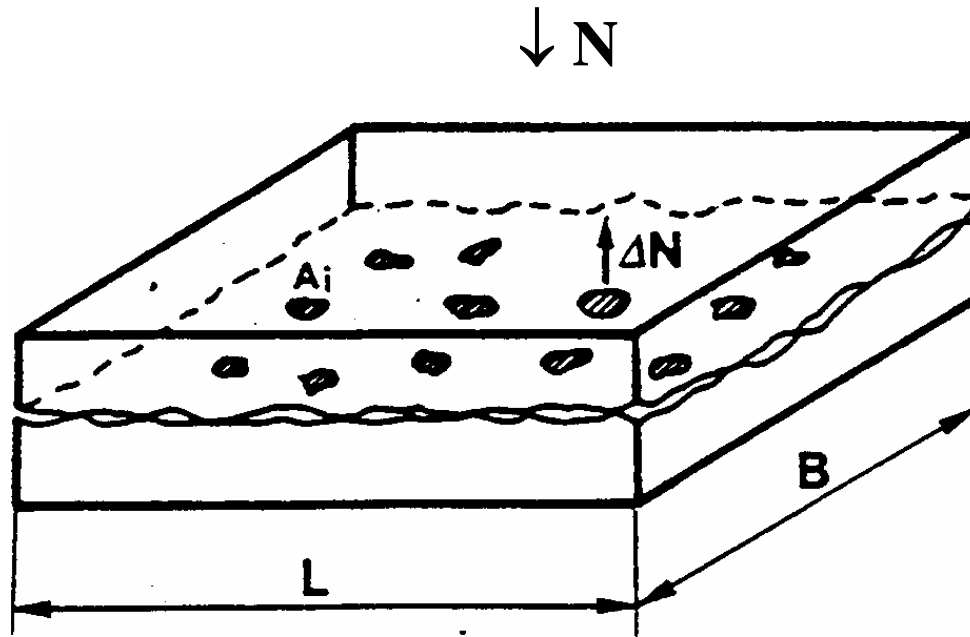
Fig. 1.8. Contatto concentrato fra cilindri

CONTATTI ESTESI: AREA REALE ED AREA APPARENTE DI CONTATTO

Si consideri l'accoppiamento di due elementi cinematici a contatto diretto: se le superfici fossero perfettamente piane, il contatto si verificherebbe su un'area $A=B \cdot L$ essendo B la dimensione dell'elemento prismatico in direzione normale al piano del disegno.

In realtà le due superfici, per la presenza delle irregolarità superficiali, non si toccano che in numero finito di punti nei quali la pressione attinge un valore tanto alto da provocare la deformazione plastica dell'organo il cui materiale presenta minore durezza.

Piú precisamente, i materiali delle due superfici aderiscono in un certo nu-mero di piccole aree A_i , determinate dalle deformazioni dei picchi delle asperitá superficiali, formando delle microsaldature (le cosiddette junctions) le quali vengono successivamente distrutte qualora i due corpi siano dotati di moto relativo.



Il contatto fra le due superfici avviene, pertanto, su un numero ristretto di aree A_i la cui somma costituisce l'area reale di contatto A_r :

$$A_r = \sum_1^n A_i \quad (1.14)$$

Nei limiti di validità del presente studio statistico non si commette errore apprezzabile se si assume che in tutti i punti di ciascuna area A_i il materiale meno duro, plasticizzato, sia sottoposto ad un valore della pressione corrispondente alla sua pressione di flusso p_f che rappresenta proprio la pressione alla quale il materiale fluisce plasticamente ed è, con buona approssimazione, coincidente con la durezza Brinell o Vicheers.

Di conseguenza, in ciascuna di dette aree (fig. 1.9.) agisce una forza normale ΔN pari a:

$$\Delta N = p_f A_i \quad (1.15)$$

Per l'equilibrio del prisma alla traslazione lungo la direzione della N stessa deriva:

$$N = \sum_1^n \Delta N$$

da cui, per la (1.15):

$$N = \sum_1^n p_f A_i = p_f \sum_1^n A_i$$

e quindi, stante la (1.14), si avrà:

$$A_r = N/p_f \tag{1.16}$$

che mostra come l'area dipende esclusivamente dalla forza di chiusura N e dal minore dei valori della durezza Brinell dei due materiali a contatto.

Metodi pratici per la determinazione dell'area reale di contatto sono stati proposti da Kragelski e Demkin.

Naturalmente le reali zone di contatto non appaiono ad un esame macroscopico delle superfici per cui, teoricamente, i due elementi della coppia cinematica sembrano toccarsi su tutta l'area geometrica $B \cdot L$ definita, perciò, area apparente di contatto.

Il rapporto K tra l'area apparente e l'area reale decrescerà all'aumentare della forza di chiusura N .

Nella tab. 1.1 vengono riportati i valori di K misurati con un metodo elettrico relativamente ad una superficie geometrica pari a 21 cm^2 con diversi valori del carico.

Tab. 1.1

CARICO (N)	SUP. GEOMETRICA DI CONTATTO (cm^2)	SUP. REALE DI CONTATTO (cm^2)	K
5000	21	0,05	420
1000	21	0,01	2.100
50	21	0,0005	42.000
20	21	0,0002	105.000

STATO DI SOLLECITAZIONE DELLA SUPERFICIE

Nello studio della meccanica dei contatti è necessario introdurre un parametro che dia conto del livello medio di sollecitazione della superficie. Tale livello può essere espresso dalla pressione media di contatto p_m definita come rapporto fra la forza di chiusura N e l'area della proiezione della superficie di contatto su un piano normale alla forza di chiusura stessa. La valutazione della pressione media di contatto è agevole nel caso di organi a contatto esteso essendo immediata la determinazione della area anzidetta. Con riferimento alla fig. 1.10., la pressione media di contatto, cui spesso dà il nome di pressione specifica, è fornita da:

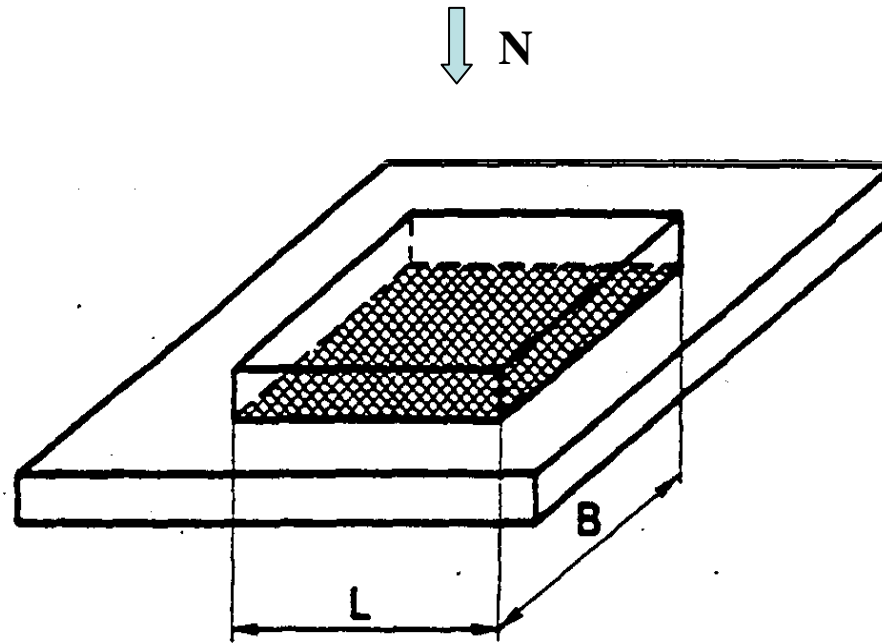
$$p_m = N/A \quad (1.17)$$

Viceversa, nel caso di organi a contatto concentrato il computo di p_m non è tanto immediato, dovendosi preventivamente valutare l'area A che, da quando si evince dal precedente paragrafo, coincide con l'area deformata elasticamente.

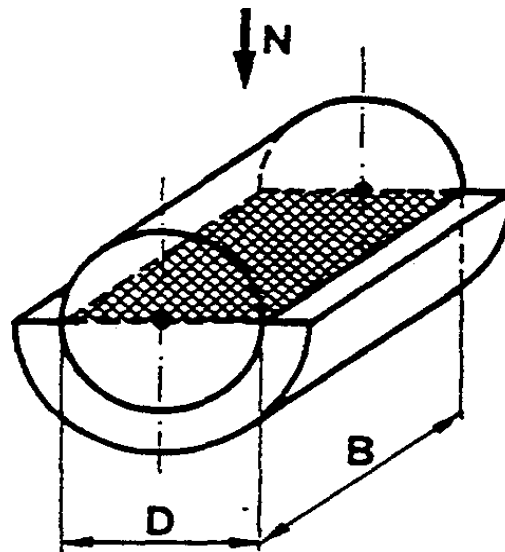
estesi la pressione media supera raramente il valore di 20 MN/m^2 , mentre nei contatti lineari o puntuali valori dell'ordine di 1000 MN/m^2 sono tutt'altro che inusuali.

Nel caso di contatti concentrati è necessario verificare preliminarmente che la pressione hertziana media, per quanto elevata, non sia prossima alla pressione di flusso del materiale meno duro, onde evitare danni permanenti alle superfici.

Se la pressione media uguaglia infatti la durezza Brinell del materiale meno duro, quest'ultimo subisce una deformazione permanente cui si dà comunemente il nome di Brinelling.



Es. superfici a
contatto esteso



Attrito

L'attrito è una resistenza passiva che si manifesta attraverso una distribuzione di forze applicate agli elementi di superfici a contatto, tale da ostacolare o addirittura impedire il moto relativo tra le superfici stesse.

Il lavoro delle forze d'attrito è negativo nello spostamento effettivo del sistema e causa una perdita di energia meccanica, che comporta una diminuzione del rendimento delle macchine, e lo sviluppo di una equivalente quantità di calore.

Nel presente paragrafo ci limiteremo allo studio delle forze di "attrito esterno", che si manifesta quando i corpi fra i quali si trasmettono le azioni di attrito, appartengono a sistemi distinti (solido-solido, solido lambito da una corrente fluida ecc.)

Di alcune forme di "attrito interno", che si ha se i due corpi fra i quali si trasmettono le forze di attrito costituiscono due parti solo idealmente di-stinte (deformazione plastica di un fluido o di un solido; in un fluido in moto laminare o turbolento ecc.), si tratterà nel seguito.

Attrito secco

L'attrito secco "dry friction" è la resistenza al moto che si genera quando un corpo solido, a cui è applicato un carico normale, si muove rispetto ad un altro con il quale è a contatto diretto.

L'attrito, per svolgendo in molti componenti un ruolo attivo (freni, frizioni, ecc.), in molti cinematismi svolge un ruolo passivo dando luogo a fenomeni indesiderati e dannosi, da cui nasce l'esigenza di ridurre i suoi effetti mediante progetti più sofisticati, uso di lubrificanti, impiego di materiali più idonei. Naturalmente l'attrito assolutamente secco si realizza nella pratica solo teoricamente per cui è più corretto parlare di "attrito secco tecnico" volendo con tale termine intendere che tra le superfici in moto relativo manca un fluido volutamente interposto ma che, nel contempo, lo stato superficiale è alterato da sostanze che si trovano nell'ambiente circostante per adsorbimento fisico, per reazione chimica ecc.

Attrito radente

Con riferimento allo schema di fig. 1.12. si possono distinguere due differenti situazioni a seconda che la forza applicata al solido a contatto sulla superficie orizzontale sia tale da indurre o meno moto relativo.

Quando la forza tangenziale T risulta più piccola di un valore $|T_S| = f_S \cdot N$ la forza d'attrito all'interfaccia è uguale e contraria a T per cui è tale da prevenire il moto relativo e l'attrito è noto come *attrito statico*.

Viceversa quando la forza tangenziale risulta maggiore o al più uguale al valore T_S , si manifesta lo slittamento tra i corpi a contatto e *l'attrito si definisce cinetico*.

Il moto relativo, una volta instaurato, viene garantito applicando una forza $|T_C| = f_C \cdot N$ in genere minore di T_S .

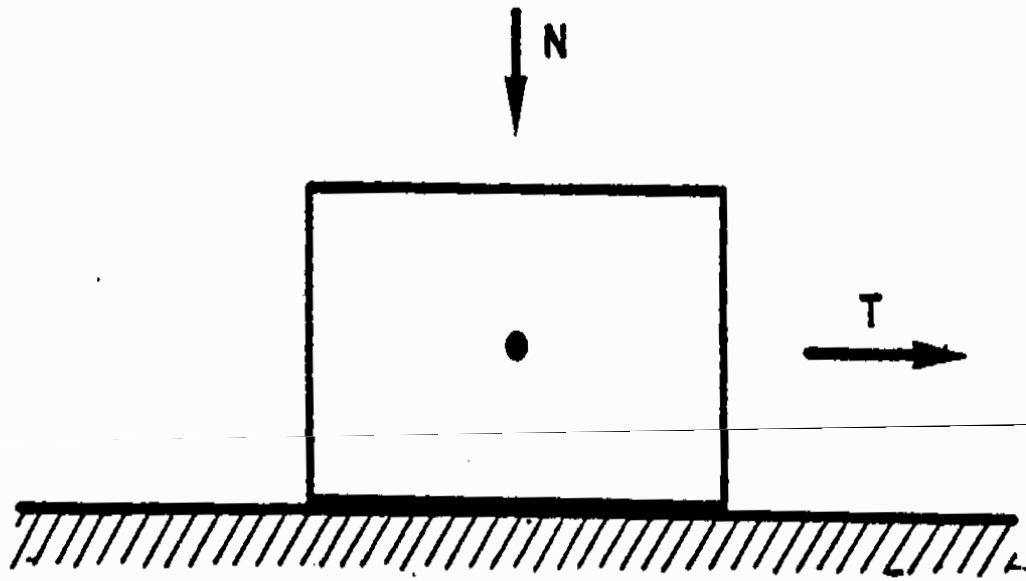


Fig. 1.12. Schema di un corpo soggetto ad una forza tangenziale a contatto con una superficie orizzontale

Infatti il coefficiente di attrito statico f_s risulta maggiore del corrispondente coefficiente d'attrito cinetico f_c per accoppiamenti con materiali metallici; per accoppiamenti con materiali polimerici può accadere che f_s è minore di f_c .

La caratterizzazione quantitativa delle forze di attrito prende le mosse da alcune leggi classiche che possono sintetizzarsi nei seguenti punti:

a) la forza di attrito F_a è proporzionale al carico normale N ed è indipendente dall'area apparente di contatto;

b) il coefficiente di attrito, definito come rapporto tra le predette forze F_a ed N (come tale sarebbe più rigoroso parlare di fattore di attrito), è indipendente dalla velocità di strisciamento e dipende dalla natura dei materiali accoppiati ed in moto relativo.

In realtà queste leggi, dovute soprattutto ad Amontons e Coulomb, possono ritenersi valide solo in prima approssimazione così come non rigorose sono altre teorie atte a spiegare i meccanismi di attrito.

Tra queste la più nota è la teoria dell'adesione per l'attrito proposta da Holm e studiata, tra gli altri, da Bowden e Tabor prima ed Archard e Green poi.

Secondo tale teoria l'attrito radente è dovuto alla formazione di microsaldature a freddo tra le superfici reali dei corpi a contatto e al susseguente taglio delle stesse per effetto della forza tangenziale cui è affidato il compito di indurre moto relativo.

Siano due corpi solidi a contatto secco (fig. 1.13.) e in moto relativo. Trascurando in prima approssimazione i momenti delle forze applicate, si può affermare che la resistenza d'attrito è fornita dalla somma delle forze necessarie a distruggere le microsaldature che si formano continuamente per effetto delle deformazioni plastiche cui sono sottoposte, al contatto, le asperità superficiali.

Indicando, quindi, con τ_R la sollecitazione tangenziale di crisi del materiale meno duro, la forza ΔT che provoca la rottura di una singola giunzione avente arèa A_i risulta pari a:

$$\Delta T = \tau_R A_i \quad (1.18)$$

Ne consegue che la forza d'attrito F_a , che in regime di moto uniforme equilibra la forza tangenziale esterna T , vale (vedi 1.2.2):

$$F_a = |T| = \sum_1^n \tau_R A_i = \tau_R \sum_1^n A_i = \tau_R A_r \quad (1.19)$$

essendo, al solito, n il numero di microsaldature distrutte.

Con riferimento alla teoria di Coulomb, il coefficiente d'attrito radente f è definibile mediante la relazione:

$$f = F_2/N = \tau_R/p_f \quad (1.20)$$

stante la (1.16) e la (1.19).

Per i materiali ferrosi la pressione di flusso è con buona approssimazione pari al triplo del carico di rottura a trazione σ_R , mentre la sollecitazione unitaria τ_R è legata al carico di rottura attraverso il criterio di crisi di Hencky e V. Mises, che può porsi nella forma particolare $\sigma = \sqrt{3} \tau_R$.

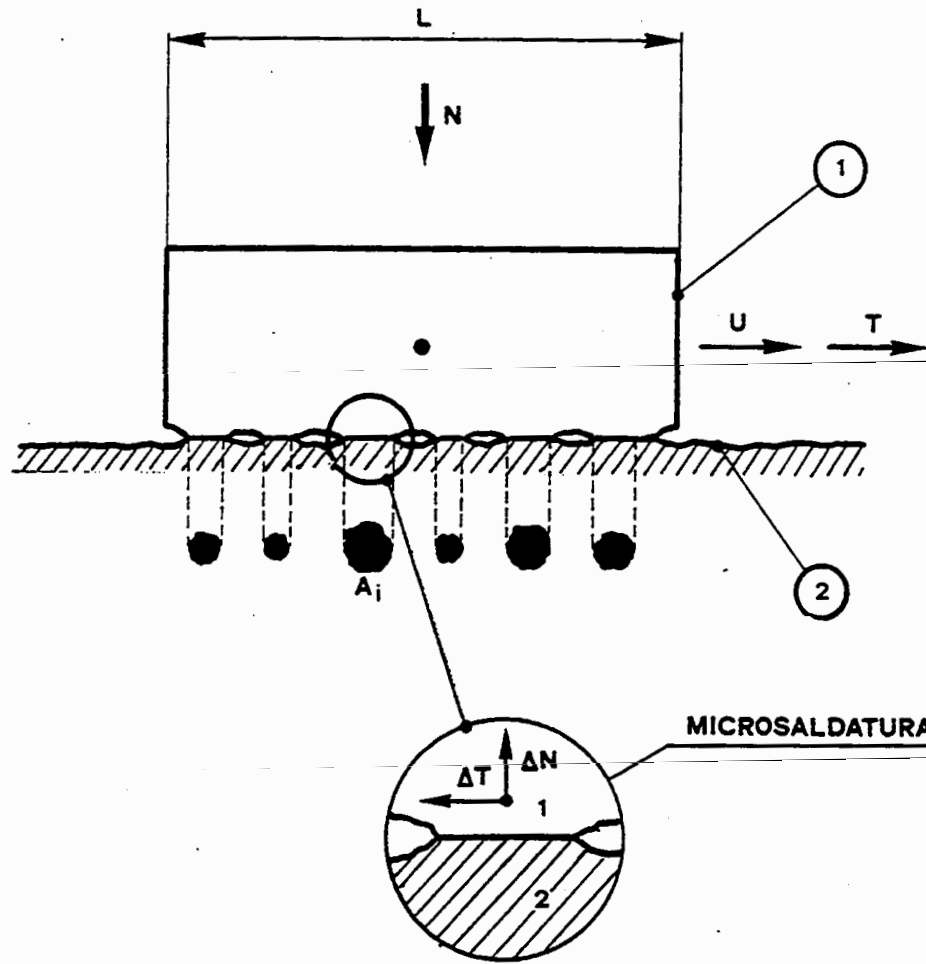


Fig. 1.13 Superfici reali accoppiate in moto relativo

La (1.20) può, pertanto, scriversi:

$$f = (\sigma_R / \sqrt{3}) 1/3 \sigma_R = 1/3 \sqrt{3} = 0,192 \quad (1.21)$$

Questo risultato sembra ancora giustificare le citate legge classiche dell'attrito radente, secondo le quali la forza d'attrito non dipende dalla pressione media di contatto, dallo stato della superficie ed in genere delle condizioni operative.

In realtà il coefficiente d'attrito assume valori che non concordano con la (1.21), attingendo valori molto maggiori o molto minori per effetto dello stato cinetico della superficie.

Valori sensibilmente più alti si verificano quando uno dei materiali a contatto è molto più duro dell'altro, per cui le asperità del primo si comportano come microutensili che solcano la superficie del secondo materiale (vedi usura abrasiva).

Altri fattori che influenzano il coefficiente d'attrito, non previsti dalla teoria di Coulomb, sono principalmente la velocità di strisciamento, la temperatura superficiale, che varia nel tempo incrementandosi per la potenza dissipata in attrito, nonché i continui cambiamenti all'interfaccia tra

L'influenza di questi parametri o solo di alcuni di essi sul coefficiente d'attrito può essere, naturalmente, valutata solo attraverso idonee prove di laboratorio che simulino le reali condizioni d'esercizio.

Valori indicativi del coefficiente d'attrito per alcune coppie di materiali sono riportati nelle tabb. 1.2, 1.3 e 1.4.

Tab. 1.2 Valori del coefficiente d'attrito statico per alcuni metalli in diverse condizioni.
(o) acciaio normalizzato (0,13% C; 3,42% Ni)

Condizioni	Metallo											
	Ag	Al	Cd	Cu	Cr	Fe	In	Mg	Mo	Ni	Pb	Pt
Metallo su se stesso in aria	1.4	1.3	0.5	1.3	0.4	1.0	2	0.5	0.9	0.7	1.5	1.3
Metallo su acciaio in aria ^(o)	0.5	0.5	0.4	0.8	0.5	—	2	—	0.5	0.5	1.2	—

Tab. 1.3 Valori del coefficiente di attrito statico di allegati metallici su acciaio
(0,13% C; 3,42% Ni)

Allegati	Coeff. d'attrito statico
Rame-piombo	0.2
Metallo bianco (base in Sn)	0.8
Metallo bianco (base in Pb)	0.5
Acciaio (0,13%C; 3,42%Ni)	0.8
Ghisa	0.4

Tab. 1.4 Coefficiente d'attrito tra acciaio e polimeri a temperatura ambiente e per basse velocità di strisciamento

Materiale	Condizioni	Coefficiente di attrito
Nylon	Secco	0.4
Nylon	Umido	0.15
Plexiglass	Secco	0.5
PVC	Secco	0.5
Polipropilene	Secco	0.3
Polistirene	Secco	0.5
Polietilene (non plasticizzato)	Secco o umido	0.4
Polietilene (plasticizzato)	Secco o umido	0.1
Polietilene (alta densità)	Secco o umido	0.08
Teflon	Secco	0.2
PTFE	Secco o umido	0.05
PTFE (alti carichi)	Secco o umido	0.08
PTFE (alte velocità)	Secco o umido	0.3
Gomma (Poliuretano)	Secco	1.6
Gomma (isoprene)	Secco	3÷10
Gomma (isoprene)	Umido (sol. acqua ed alcool)	2÷4

Attrito volvente

E' la resistenza al moto che incontrano due corpi a contatto in condizioni di rotolamento relativo.

La perdita di energia, dovuta agli strisciamenti corrispondenti alle deformazioni nella zona di contatto, al fenomeno di isteresi e agli urti causati dalle asperità superficiali, risulta, a parità di carico normale tra i corpi a contatto, notevolmente inferiore a quella prodotta dall'attrito radente.

Con riferimento a due corpi a contatto aventi geometria regolare (sfere su piano, cilindro su piano ecc.), per effetto della deformazione (fig. 1.14), se con T si indica la forza richiesta per mantenere costante la velocità, si definisce parametro di attrito al rotolamento la grandezza:

$$a = (T \cdot r) / N \quad (1.22)$$

Alcuni valori di a , che ha le dimensioni di una lunghezza, sono raccolti nella tab. 1.5

Tab. 1.5 Valori di a per alcuni accoppiamenti tipici

Materiali	Parametro di attrito a (mm)		
Acciaio su acciaio	0.18	÷	0.40
Acciaio su legno	1.50	÷	2.54
Pneumatici su strada liscia	0.50	÷	0.76
Pneumatici su strada fangosa	1.01	÷	1.50
Acciaio indurito su acciaio ind.	0.005	÷	0.012

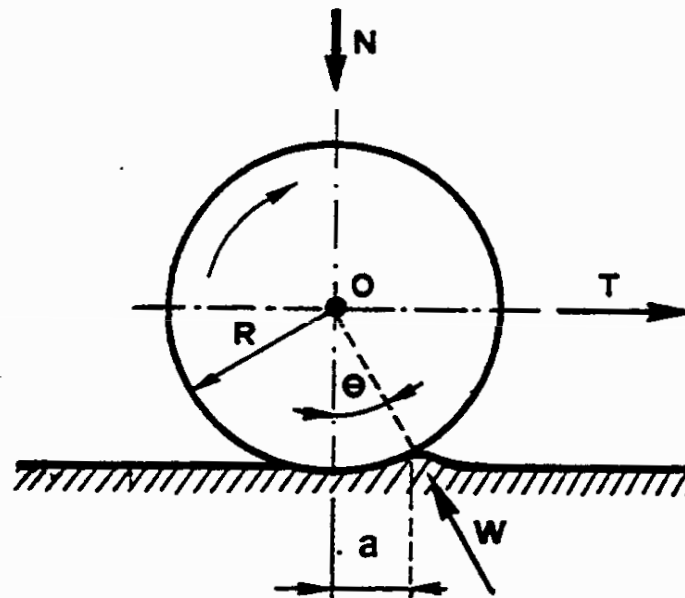


Fig. 1.14. Attrito volvente tra superfici regolari

Il coefficiente di attrito volvente può essere definito come rapporto tra il lavoro perduto e il carico normale moltiplicato per lo spostamento del punto teorico di contatto rispetto alla congiungente i centri di curvatura.

Generalmente è contenuto nel campo $5 \cdot 10^{-3} \div 10^{-5}$.

La perdita di energia è naturalmente tanto più grande quanto maggiore risulta la deformazione nella zona di contatto.

Per superfici poco scabre, in condizioni di modeste deformazioni nella zona di contatto, il moto si mantiene prossimo a condizioni di puro rotolamento laddove, se l'area deformata raggiunge una certa estensione, risulta incrementata sensibilmente la perdita di energia dovuta allo strisciamento.

Per tener conto dell'effetto combinato rotolamento - strisciamento sul coefficiente d'attrito volvente f_v , può essere, con buona approssimazione, utilizzata la relazione

$$f_v = (v_s/v_r)f_c \quad (1.23)$$

in cui f_c , v_s e v_r sono rispettivamente il coefficiente di attrito radente cinetico le velocità di strisciamento e la velocità di rotolamento.

Il fenomeno dello stick-slip

Si è detto in precedenza che l'attrito statico risulta maggiore dell'attrito cinetico corrispondente con eccezione di alcuni materiali viscoelastici in cui si manifesta il contrario.

Alcuni studiosi hanno messo in luce che il coefficiente di attrito statico e quello cinetico risultano rispettivamente funzione del tempo di contatto e della velocità di strisciamento secondo le leggi mostrate nelle figg. 1.15.a e b. Le combinazioni dell'attrito statico e cinetico produce un caratteristico moto di "stop" e "start" noto con il nome di stick-slip.

In generale tale fenomeno interessa alcuni sistemi tribomeccanici caratterizzati da basse velocità relative e si manifesta attraverso un moto intermittente dovuto alle accelerazioni e decelerazioni derivanti da continue variazioni del coefficiente d'attrito nel tempo, con una legge riportata qualitativamente in fig. 1.16.

Lo stick-slip, collegato spesso a manifestazioni di vibrazioni autoeccitate, individuabili attraverso il caratteristico cigolio, si verifica quotidianamente

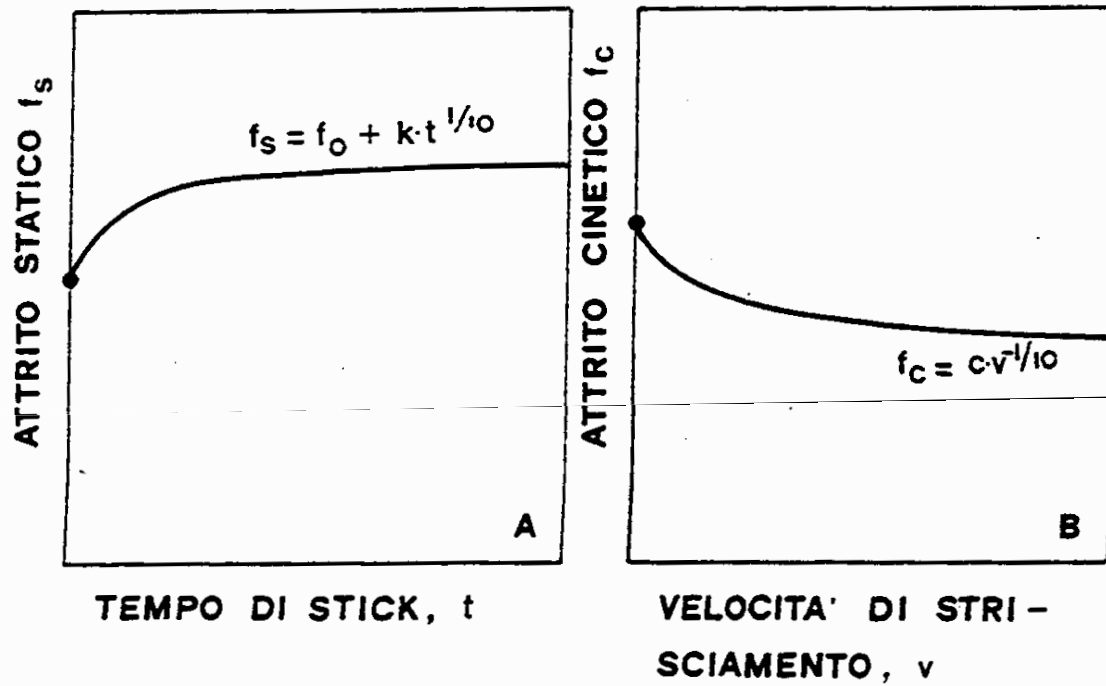


Fig. 1.15. a) Legge di variazione del coefficiente d'attrito statico con il tempo
 b) Legge di variazione del coefficiente d'attrito cinetico con la velocità

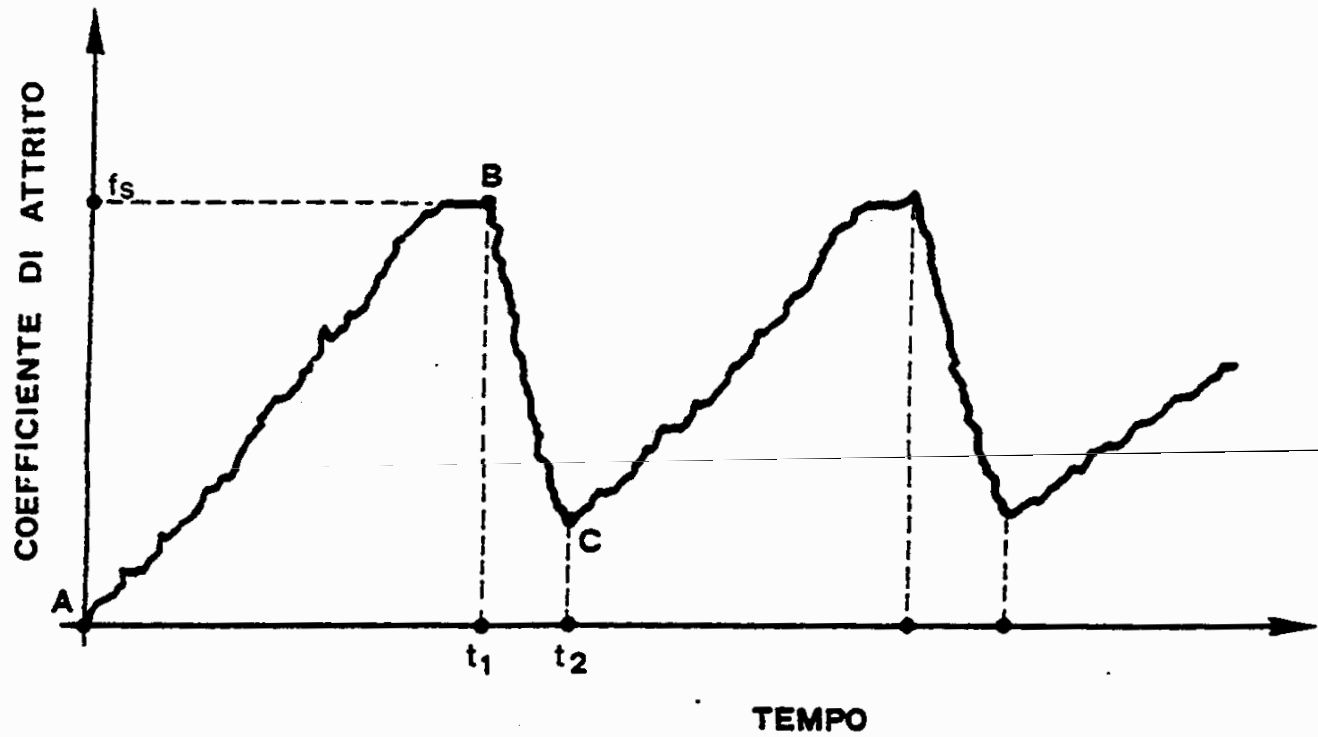


Fig. 1.16. Andamento del coefficiente d'attrito nel fenomeno di "stick-slip"

in numerosi sistemi familiari come ad es. nei cardini delle porte, nella bacchetta di gesso che scorre sulla lavagna, nelle corde degli strumenti ad arco ecc., ed è spesso causa di seri inconvenienti in organi di macchine scarsamente lubrificati ed in lento moto relativo ($10^{-6} \div 10^{-3}$ m/s) come ad es. nelle slitte delle macchine utensili.

Su tali organi, infatti, in prossimità del punto di inversione del moto e quindi di arresto, si possono verificare salti di alcuni millimetri con conseguente notevole disagio per l'accuratezza e la precisione della lavorazione.

Per comprendere il fenomeno dello stick-slip nel suo meccanismo, si può fare riferimento alla schematizzazione di fig. 1.17. tra due corpi a contatto in cui il coefficiente d'attrito statico risulti maggiore di quello cinetico.

Se il piano si muove con velocità U , prevalendo inizialmente il coefficiente d'attrito statico, la massa rimarrà aderente al nastro e verrà da questo trascinato senza che si induce moto relativo (fase di "stick").

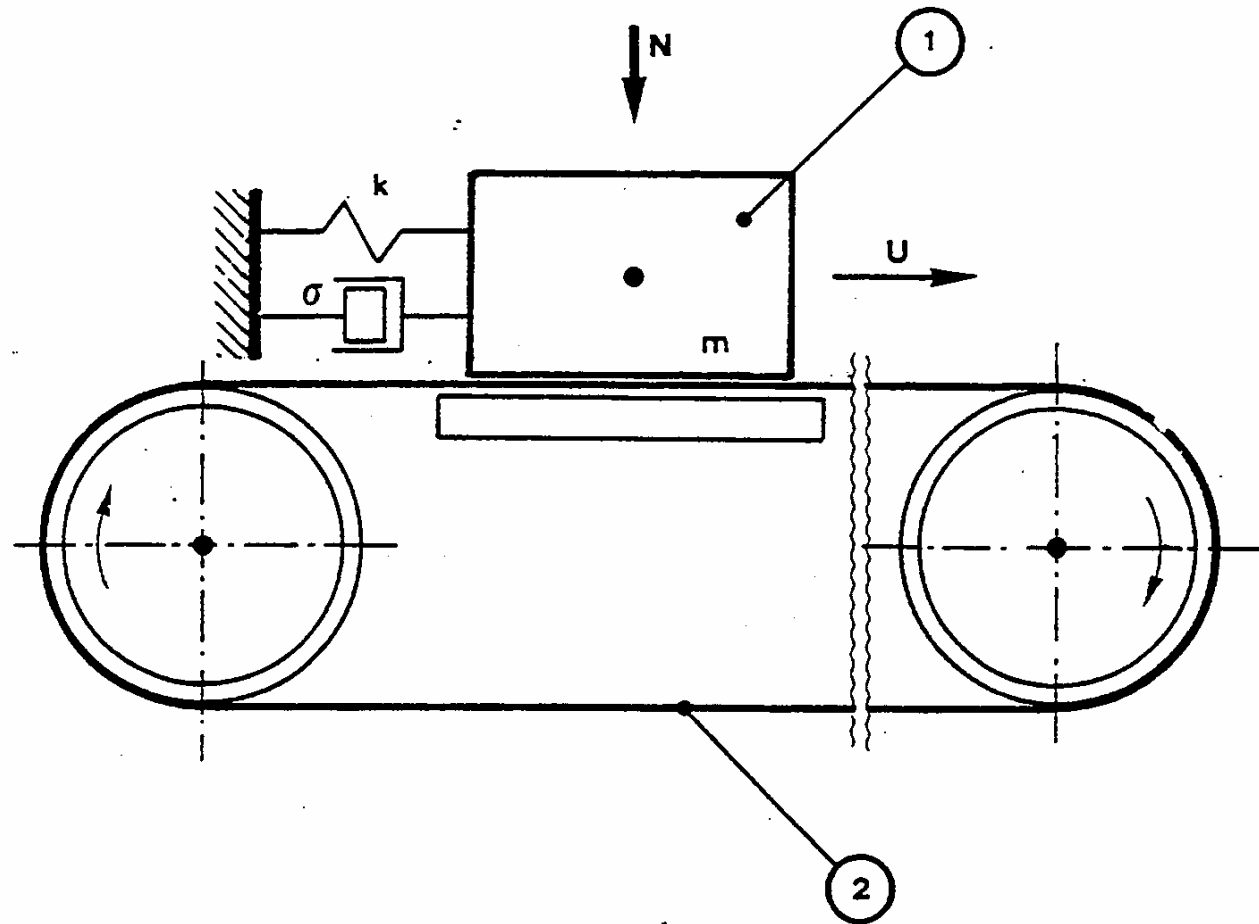


Fig. 1.17. Schema di accoppiamento in cui si può realizzare “stick-slip”

Il moto relativo tra i due elementi accoppiati si instaura quando la forza di richiamo applicata dal sistema elastico sulla massa risulta tale da superare la forza di attrito statico.

In tali condizioni (fase di "slip"), risultando diminuito il coefficiente d'attrito, la forza elastica accumulata dal sistema nella fase di avvio della slitta, risulta esuberante rispetto a quella necessaria per vincere la forza d'attrito cinetica, per cui si ha una accelerazione del moto. Naturalmente l'elemento elastico tende a scaricarsi e la massa subisce una decelerazione che porta rapidamente la velocità del moto relativo al valore zero mentre il coefficiente d'attrito tende ad assumere valori sempre più alti avvicinandosi al coefficiente d'attrito statico.

La slitta rimane ferma fino a quando la forza ad essa applicata non supera nuovamente la forza d'attrito al distacco, per cui inizia una nuova fase di slittamento.

Questo meccanismo, ripetuto periodicamente, dà luogo ad un moto intermittente noto appunto con il nome di "stick-slip".

Poiché tale fenomeno si verifica spesso nelle guide di macchine utensili, non solo nella fase di avviamento ma anche in prossimità dei punti di inversione del moto, quando, cioè, la velocità diminuisce rapidamente, è chiaro che l'ipotesi dell'attrito statico maggiore di quello cinetico, è insufficiente a spiegare l'origine delle vibrazioni che ne derivano.

Studi recenti attribuiscono l'insorgere delle vibrazioni all'aumento del valore del coefficiente d'attrito al diminuire della velocità (fig. 1.15b) per cui ad ogni rallentamento della slitta si ha un aumento della forza d'attrito che può causare l'arresto della slitta stessa con conseguente accumulo di forza elastica da parte del sistema.

Naturalmente quando la forza elastica supera il livello della forza di attrito all'interfaccia, si induce moto relativo.

Per eliminare o contenere lo stick-slip alle basse velocità dei comandi di avanzamento delle slitte di macchine utensili, è buona norma ricorrere a sistemi di trasmissione dotati di una certa rigidità.

E' tuttavia necessario l'uso di idonei lubrificanti, contenenti specifici additivi, con particolari proprietà fisico-chimiche: è necessario, infatti, che il coefficiente d'attrito statico f_s sia inferiore di quello cinetico f_c contrariamente a quanto appunto avviene in assenza di lubrificazione o con lubrificanti non appropriati per la specifica applicazione (il comportamento ottimale si ha per $f_s \leq 0.065$ ed $f_c \leq 0.080$).

Se si definisce "numero di Stick-slip" il rapporto f_s/f_c , quanto minore di uno risulta tale grandezza, tanto più risulta attenuato il fenomeno vibratorio. Un numero di stick-slip inferiore a 0.85 dovrebbe scongiurare la presenza.

Temperatura massima superficiale

L'energia dissipata per attrito, trasformata in calore, provoca l'aumento della temperatura media degli organi a contatto finchè non si raggiunge l'equilibrio tra il calore prodotto nell'unità di tempo e quello scambiato con l'ambiente.

Con riferimento alla fig. 1.18. in cui sono schematizzate due coppie cinematiche realizzanti rispettivamente contatti estesi e concentrati tra corpi in moto relativo, se U_1 e U_2 sono le velocità con cui si muovono i corpi stessi (nel caso dei cilindri il moto relativo è di rotolamento e strisciamento e le velocità sono quelle periferiche) e se f è il coefficiente d'attrito radente, (trascurando il momento di attrito volvente per i due cilindri a contatto), si può esprimere la potenza dissipata P_p nella forma:

$$P_p = fN(U_1 - U_2) = Q \quad (1.24)$$

che esprime anche la potenza termica Q della sorgente. Tale grandezza uguaglia la somma dei flussi termici globali Q_1 e Q_2 , da essa indotti nei solidi 1 e 2, che all'equilibrio termodinamico rappresentano anche le potenze termiche che i corpi di ognuna delle coppie cinematiche scambiano con l'ambiente.

Il campo delle temperature nei solidi a contatto è definito, come è noto, dall'equazione di Fourier:

$$\Delta_2 t = (\partial^2 t / \partial x^2) + (\partial^2 t / \partial y^2) + (\partial^2 t / \partial z^2) = (1/\chi)(\partial t / \partial \tau) \quad (1.25)$$

in cui t è la temperatura nel generico punto del sistema, variabile da istante ad istante, τ è il tempo e χ la diffusività termica.

Se si tiene conto che a causa del moto di due organi le condizioni al contorno, che consentono di calcolare l'integrale della (1.25), sono variabili nel tempo, si comprende che la determinazione del suddetto campo di tem-

perature è piuttosto complessa e deve essere effettuata caso per caso facendo, di solito, ricorso a procedimenti di calcolo numerico.

Poichè la temperatura modifica in misura considerevole le proprietà chimico-fisiche dei materiali e poichè le superfici degli organi a contatto possono raggiungere livelli termici elevati, si comprende come la determinazione del campo di temperature sulla superficie degli organi stessi, presenti un notevole interesse negli studi di meccanica dei contatti.

Tale problema è stato oggetto di notevole attenzione da parte di molti ricercatori tra i quali vanno menzionati Carslaw e Jaeger, Holm, Archard e Blok.

Quest'ultimo ha ottenuto uno dei risultati più significativi avendo proposto un metodo per la determinazione approssimata del massimo livello termico superficiale di due organi a contatto in moto relativo.

Lo studio è fondato sulle ipotesi che la temperatura media all'interno degli organi e sulle superfici, prima del contatto, sia costante e pari a t_0 , che la temperatura stessa vari con legge parabolica lungo la direzione del moto, a partire dal valore t_0 e che i punti omologhi delle due superfici a contatto

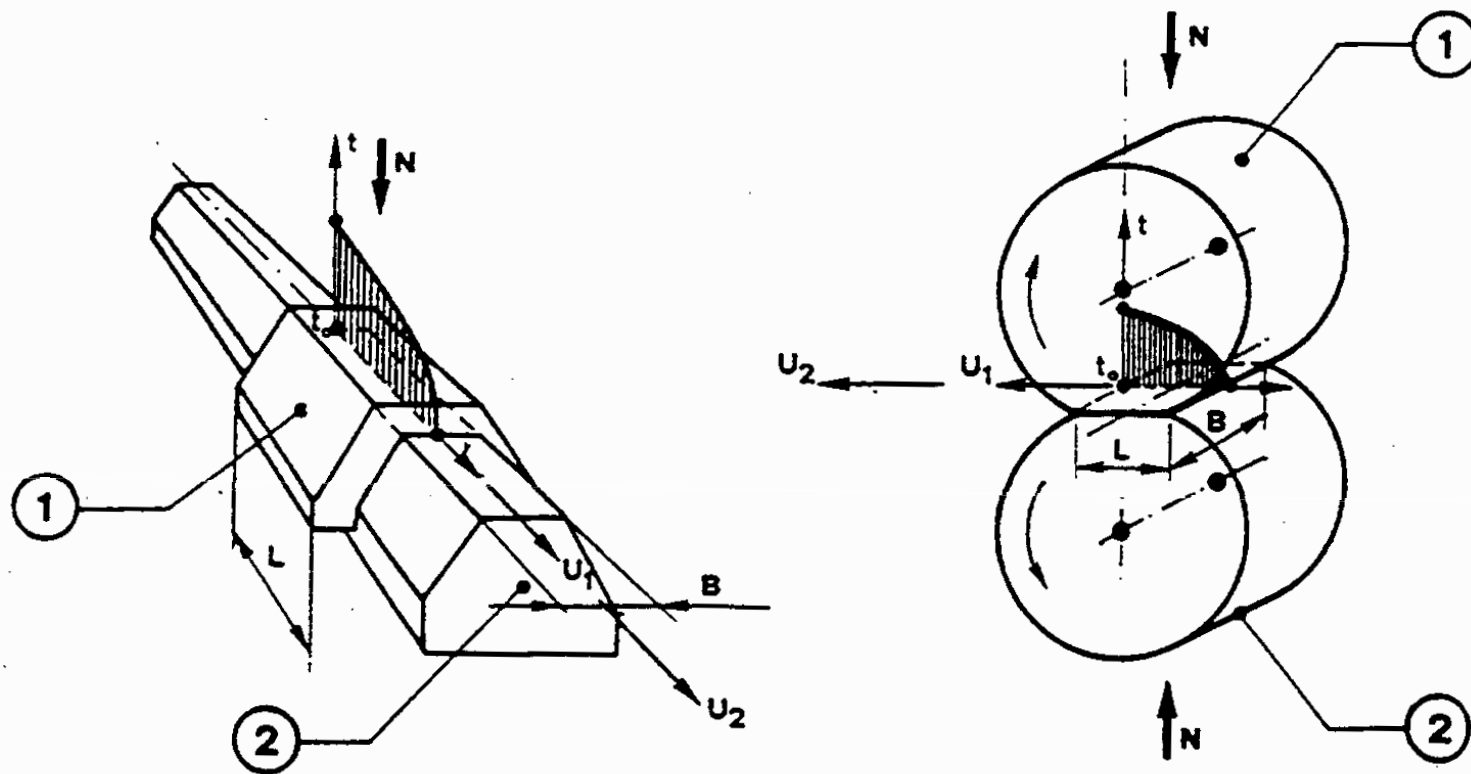


Fig. 1.18. Accoppiamento distribuito e accoppiamento concentrato

abbiano la stessa temperatura.

Con riferimento alla fig. 1.18., indicando con k_1 , ρ_1 e c_1 e con k_2 , ρ_2 e c_2 la conducibilità termica, la densità ed il calore specifico dei due materiali a contatto, con B ed L le dimensioni dell'area di contatto (apparente nel caso di contatti estesi; dovuta alla deformazione hertziana nel caso di contatti concentrati), il massimo incremento della temperatura superficiale, definita temperatura di flash t_f , può esprimersi mediante la formula:

$$t_f = 1,17 (fN |U_1 - U_2|) / [B\sqrt{L} (\sqrt{k_1 \rho_1 c_1 |U_1|} + \sqrt{k_2 \rho_2 c_2 |U_2|})] \quad (1.26)$$

La massima temperatura superficiale t_{\max} , che rappresenta un indice dello stato di sollecitazione termica dei materiali a contatto, è pari, ovviamente, a:

$$t_{\max} = t_0 + t_f$$

e viene attinta dai punti delle superfici nell'istante in cui escono dall'area di contatto.

La formula di Blok (1.26), nei limiti consentiti dalle ipotesi adottate, si conserva valida anche nel caso in cui le superfici siano separate da uno strato sottile di lubrificante, a condizione di esprimere opportunamente il coefficiente d'attrito radente f che ivi compare, e che il meccanismo di scambio termico, cui si deve l'asportazione di calore dalla superficie di contatto, sia di tipo prevalentemente conduttivo.

Ciò si verifica, oltre che in condizioni di contatto diretto (dry friction), in condizioni di lubrificazione limite e, in alcuni casi, in condizioni di lubrificazione elastoidrodinamica, caratterizzata da un film continuo di lubrificante tra superfici a forte curvatura relativa deformate elasticamente.

Viceversa, in condizioni di lubrificazione fluidodinamica, essendo lo spessore del film d'olio tale da indurre un meccanismo di scambio termico di tipo prevalentemente convettivo, la (1.26) perde significato. Il calcolo della temperatura nel film d'olio dovrà essere condotto, pertanto, sfruttando i risultati della teoria della lubrificazione ovvero calcolando opportunamente la potenza dissipata in attrito.

La temperatura di esercizio è un dato fondamentale per prevedere il comportamento di una coppia cinematica.

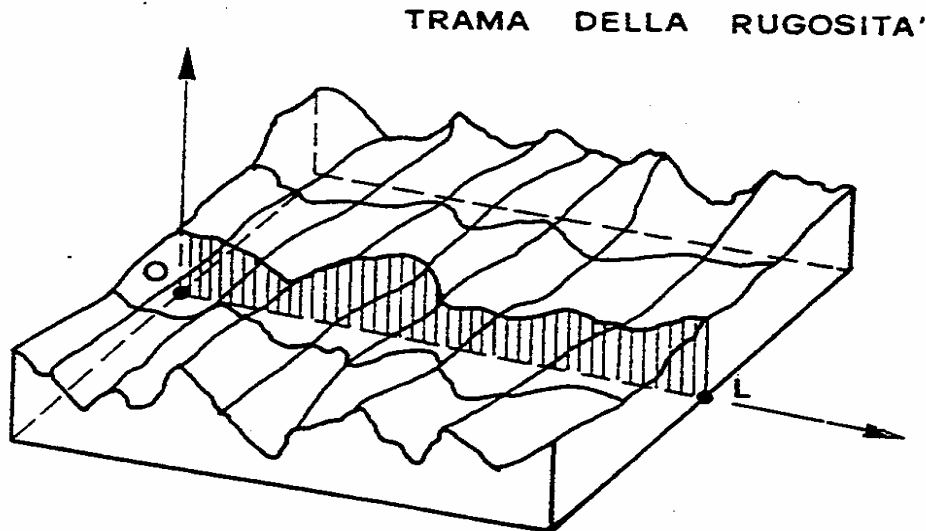
In particolare, se la temperatura di flash, e quindi quella massima superficiale, risulta molto alta, si può andare incontro a fenomeni distruttivi per cui si è costretti a rivedere il dimensionamento tribologico della coppia in esame.

LA METROLOGIA DEGLI STATI SUPERFICIALI

Topografia superficiale

Le superfici degli organi di macchine, sottoposte ad un esame microscopico, sono ben lontane dall'essere perfettamente regolari, anche se sottoposte a processi di finitura molto spinti.

La topografia superficiale appare, infatti, costituita da una serie di picchi e di valli come, esageratamente, mostrato in fig. 2.1.



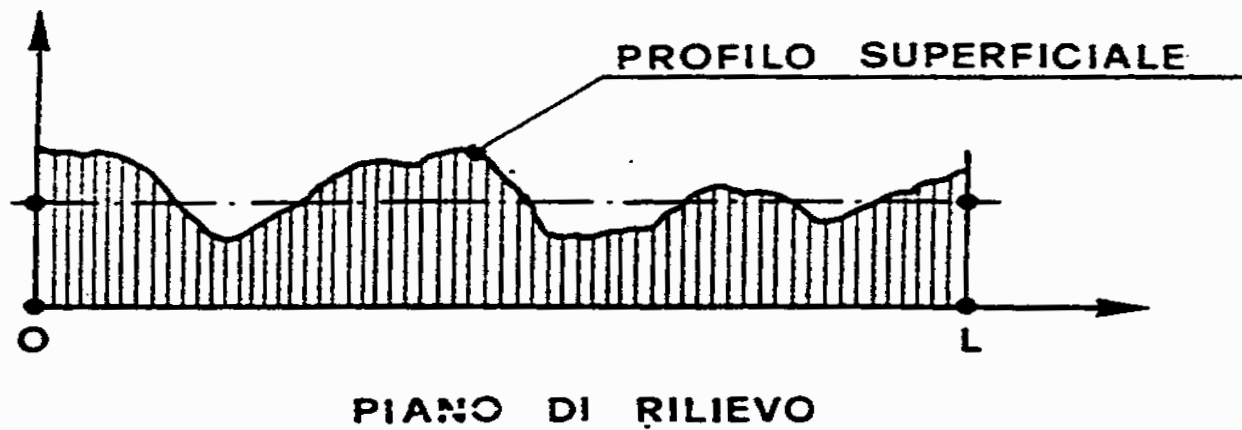


Fig. 2.1. Topografia superficiale

L'attrito, l'usura e la possibilità di una lubrificazione efficace sono influenzate sostanzialmente dalla microgeometria superficiale degli organi di macchine a contatto.

In particolare nei contatti diretti (a secco o con particelle di lubrificante interposto) le asperità superficiali da un lato, l'attrito e l'usura dall'altro, sono da considerarsi inscindibili rappresentando, in genere, causa ed effetto; nei contatti lubrificati le asperità stesse possono impedire la formazione di un film d'olio continuo qualora risultassero abbastanza pronunciate e non previste in sede di progetto.

L'insieme delle irregolarità (solchi, creste, rigature ecc.) che le superfici presentano in conseguenza del tipo di lavorazione o del metodo di finitura cui sono soggettate viene definita rugosità; il disegno delle irregolarità stesse (parallele, circolari, incrociate ecc.) individuano (fig. 2.1.) la trama della rugosità.

La linea di intersezione della superficie con un piano ad essa ortogonale o se la trama è orientata perpendicolare alla direzione predominante dei solchi (piano di rilievo) rappresenta il profilo superficiale.

Per meglio comprendere il concetto di rugosità è opportuno chiarire (fig. 2.2.) le definizioni di superficie reale, ideale, misurata e tecnica, assunte come riferimento dalla normativa italiana (UNI 3963) e cioè:

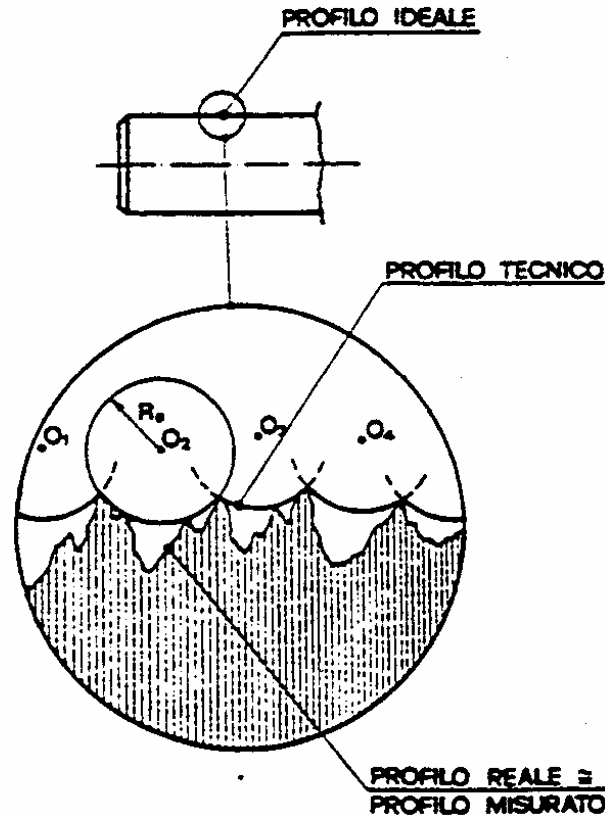


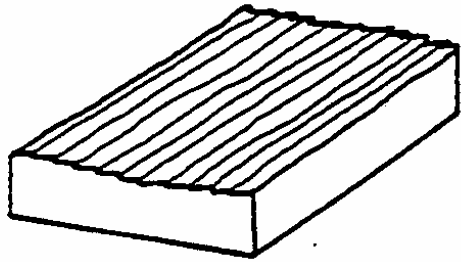
Fig. 2.2. Diverse definizioni di superfici in un pezzo meccanico

- a – superficie reale: è la superficie effettivamente ottenuta dalla lavorazione;
- b – superficie ideale: è la superficie rappresentata dal disegno;
- c – superficie misurata: è la superficie rilevata da strumenti di misura idonei ad indagini di microgeometria;
- d – superficie tecnica: è la superficie o traiettoria inviluppante creata da un palpatore sferico avente raggio $R_p = 25$ mm.

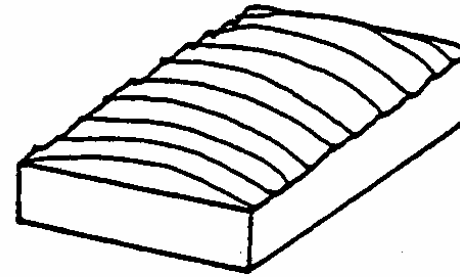
Naturalmente la traiettoria rappresentante il profilo tecnico è puramente convenzionale e rappresenta la linea di riferimento alla quale il palpatore dello strumento rilevatore dovrebbe riferirsi nel determinare il grado di finitura di una superficie.

Gli errori microgeometrici sono definiti come l'insieme delle irregolarità che differenziano la superficie reale da quella tecnica, in contrapposizione agli errori di forma macrogeometrici che differenziano la superficie tecnica da quella ideale.

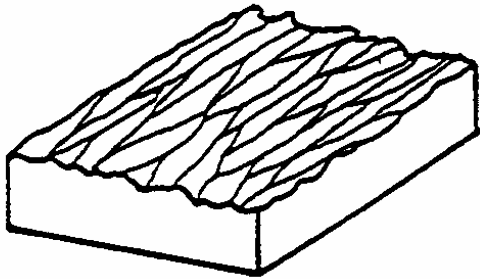
La scabrosità superficiale ovvero gli errori microgeometrici di una superficie sono imputabili al tipo di utensile impiegato per la lavorazione ed al modo con cui esso ha lavorato, come mostrato a titolo di es. in fig. 2.3.



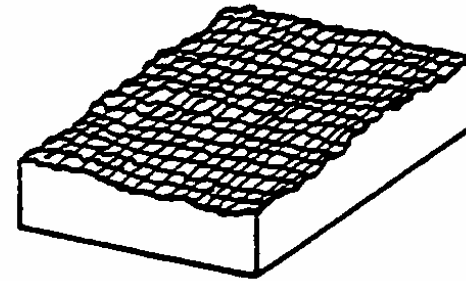
Ⓐ LIMATURA



Ⓑ FRESATURA



Ⓒ MOLATURA



Ⓓ ELETTROEROSIONE

Fig. 2.3. Esempi di scabrosità superficiali derivanti da diverse lavorazioni meccaniche

In particolare le irregolarità provocate dall'azione asportatrice dell'utensile in fase di lavorazione costituiscono la *tessitura primaria o rugosità*, mentre le irregolarità provocate dalle vibrazioni tra utensile e pezzo o altre imperfezioni nel processo di lavorazione (irregolarità di alimentazione dell'avanzamento o della profondità di passata, irregolarità della velocità di taglio, imperfetta lubrorefrigerazione ecc.) sono classificate come *tessitura secondaria o ondulazione*.

Le imperfezioni macroscopiche, denominate errori di forma, sono causate in genere da imperfezioni delle guide delle macchine utensili, dal cedimento del portautensile sotto sforzo ecc., e non appartengono alla scabrosità superficiale per cui vanno esclusi dal calcolo della rugosità.

A tale proposito è bene precisare che i due fenomeni tessitura primaria e tessitura secondaria vanno tra loro scissi.

Ciò è reso possibile dai moderni strumenti di misura mediante l'ausilio di filtri d'onda.

La metrologia degli stati superficiali si prefigge lo scopo di misurare ed analizzare il grado di rugosità o, viceversa, il grado di finitura di una superficie.

Valutazione numerica della rugosità

Il metodo di valutazione riconosciuto nei principali paesi del mondo consiste nel definire una linea di riferimento entro il profilo e, rispetto ad essa, calcolare la media degli scostamenti dal profilo effettivo.

Il sistema di misura E (Envelope), sostenuto dalle norme DIN, assume come riferimento la linea di involuppo esterna al profilo reale e coincidente con il profilo tecnico.

Il sistema M, sostenuto da altre normativa tra le quali le A.S.T.M. americane, le B.S. inglesi e le norme UNI, prende come riferimento la linea media del profilo da misurare, ovvero quella linea interna al profilo tale da rendere uguali quelle parti del profilo stesso che si trovano al di sopra e al di sotto di essa (fig. 2.4.).

Immaginando di ribaltare le aree che si trovano al di sotto della linea media ed assimilando (fig. 2.5.) il profilo così ottenuto ad una funzione $f(x)$ si può scrivere, relativamente ad una assegnata lunghezza L del profilo da misurare:

$$R_a = 1/L \int_0^L |f(x)| dx = \text{C.L.A.} \quad (2.1)$$

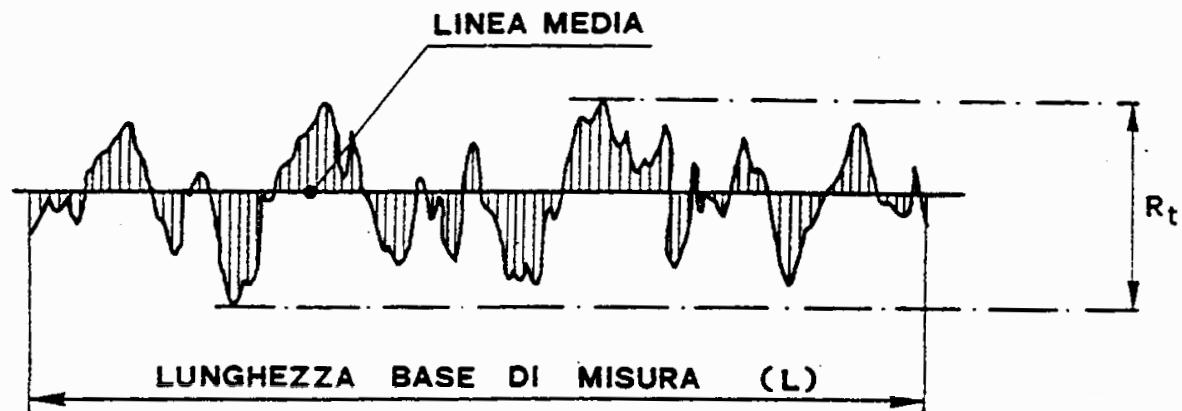


Fig. 2.4. Linea media del profilo superficiale

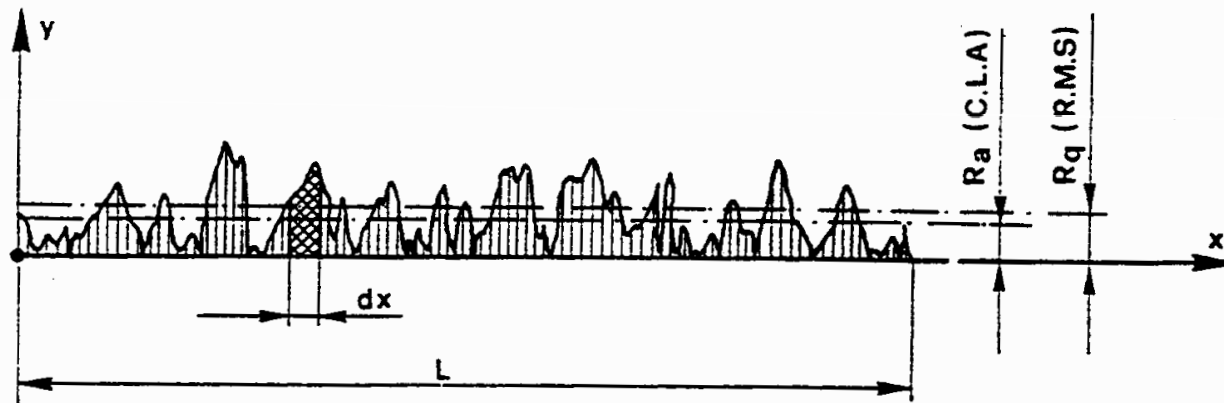


Fig. 2.5. Significato di alcuni parametri di misura della rugosità (R_a e R_q)

Tale parametro viene definito *rugosità media aritmetica* ed è espressa in microns (le norme americane ed inglesi chiamano questo parametro C.L.A. “centre line average” e lo esprimono in micropollici).

Molto frequente è l’uso di definire la *rugosità media quadratica*, definita (fig. 2.5.) come media quadratica delle deviazioni del profilo dalla linea media.

Questo parametro è indicato con le sigle R_q o RMS ed è espresso:

$$R_q = 1/L \sqrt{\int_0^L f(x)^2 dx} = \text{R.M.S.} \quad (2.2)$$

Esso risulta poco più grande del valore assunto dall’ R_a come mostra la 2.6. che fornisce la correlazione che intercorre tra le due suddette grandezze.

Sebbene non è possibile esprimere rigorosamente uno stretto rapporto tra rugosità e tipo di lavorazione, le norme UNI forniscono (tab. 2.1) i valori dell’ R_a che si dovrebbero ottenere in funzione del tipo di lavorazione che si deve eseguire.

Esso risulta poco più grande del valore assunto dall' R_a , come mostra la 2.6. che fornisce la correlazione che intercorre tra le due suddette grandezze.

Sebbene non è possibile esprimere rigorosamente uno stretto rapporto tra rugosità e tipo di lavorazione, le norme UNI forniscono (tab. 2.1) i valori dell' R_a che si dovrebbero ottenere in funzione del tipo di lavorazione che si deve eseguire.

Altri parametri di un certo interesse nella misura della rugosità sono rappresentati dall' R_t , R_z ed R_{tm} .

Il criterio più semplice ed invero più approssimato è quello di assumere (fig. 2.4.) come indice di rugosità la massima altezza picco valle " R_t " (indice di Schmaltz) riscontrata nell'ambito della lunghezza base L di misura.

Eventuali scabrosità occasionali influenzano notevolmente il valore dell' R_t non risultando, le stesse, mediate come nel caso dell' R_a e dell' R_q , per cui ha scarso significato l'assunzione di tale parametro come indice di rugosità.

Basti pensare, a titolo di esempio, l'errore che si commetterebbe nel misurare in tal modo la rugosità di una superficie lappata sulla quale fosse presente una imperfezione casuale tipo un graffio.

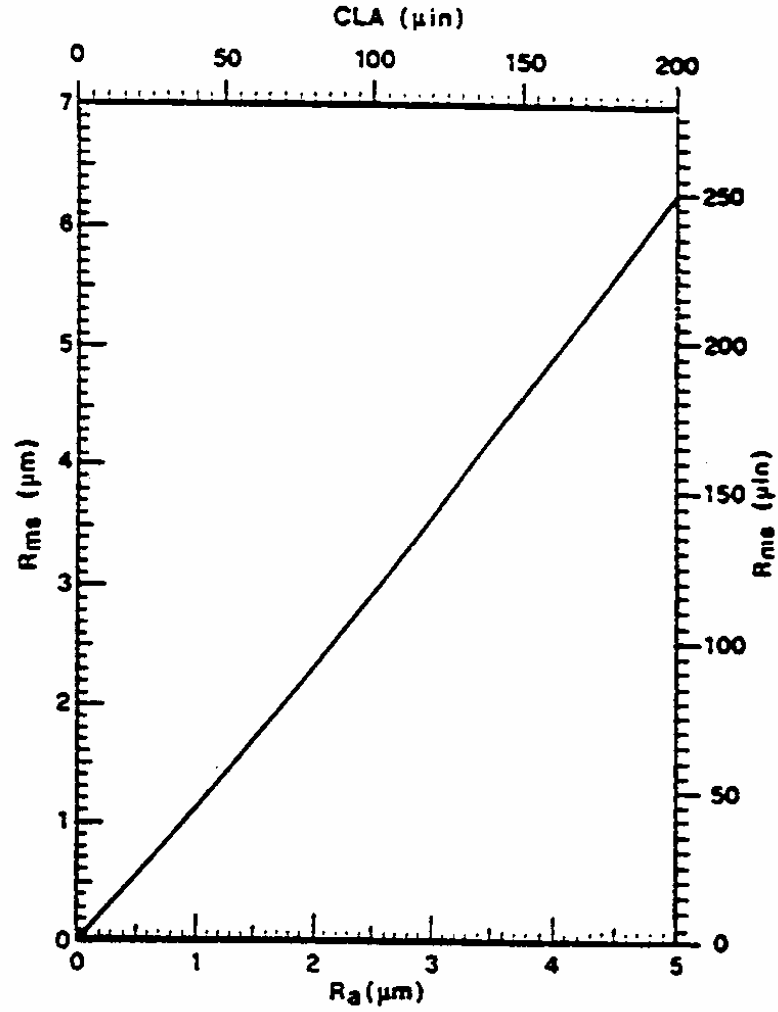


Fig. 2.6. Correlazione tra R_a ed R_q

Tab. 2.1 Valori di rugosità per alcune lavorazioni meccaniche

LAVORAZIONI	RUGOSITA (Ra)												
	0.025	0.05	0.1	0.2	0.4	0.8	1.6	3	6	12	16	20	25
SBAVATURA - SEGATURA													
TORNITURA - FRESATURA													
TRAPANATURA													
PIALLATURA													
ALESATURA													
BROCCIATURA													
RETTIFICA													
LEVIGATURA													
LAPPATURA													
LUCIDATURA													
PALLINATURA													
LAMINAZIONE A CALDO													
COLATA IN SABBIA													
FUCINATURA													
COLATA IN CONCHIGLIA													
COLATA SOTTO PRESSIONE													
LAMINAZIONE - RULLATURA TRAFILATURA A FREDDO													
ESTRUSIONE													



VALORI STATISTICAMENTE
PIU' PROBILI

L'indice di Schmalz assume, invece, particolare importanza nello studio della lubrificazione in quanto, dovendo essere garantita la completa separazione delle superfici in moto relativo da parte del film d'olio interposto, è necessario che lo stesso risulti continuo e che quindi non venga lacerato dai picchi delle superfici reali anche se rappresentano un fattore occasionale. Un valore statisticamente più affidabile, nel computo della rugosità, è fornito dal parametro "R_z", ancora in uso nei paesi Est Europei, ottenuto considerando (fig. 2.7.) i cinque picchi più alti e le cinque valli più profonde sempre con riferimento ad una lunghezza L, secondo la relazione:

$$R_z = [(P_1 + P_3 + \dots P_9) - (P_2 + P_4 + \dots P_{10})]/5 \quad (2.3)$$

Molto più significativo dell'indice di Schmalz e dello stesso R_z risulta essere il parametro R_{tm} fornito da:

$$R_{tm} = (R_{max1} + R_{max2} + R_{max3} + R_{max4} + R_{max5})/5 \quad (2.4)$$

ovvero, con riferimento alla fig. 2.8., dalla media aritmetica dei 5 R_{max}

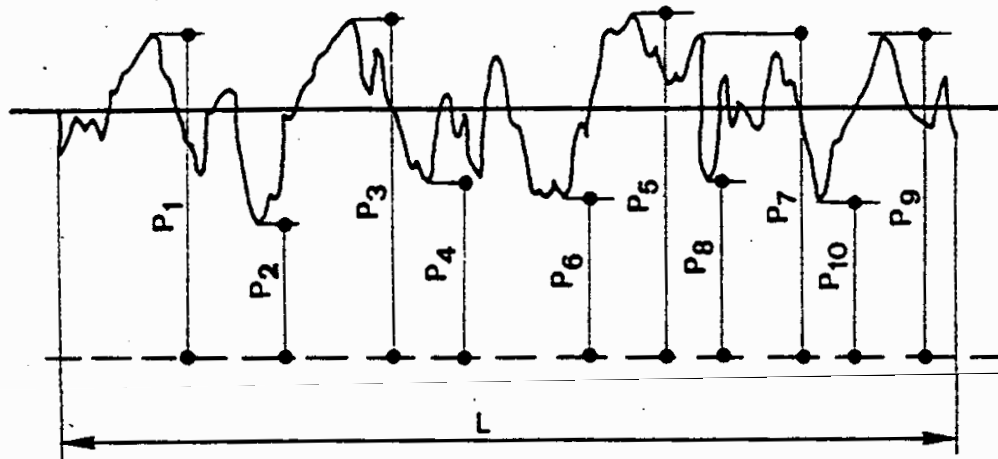


Fig. 2.7. Significato dell' R_z per misure di rugosità

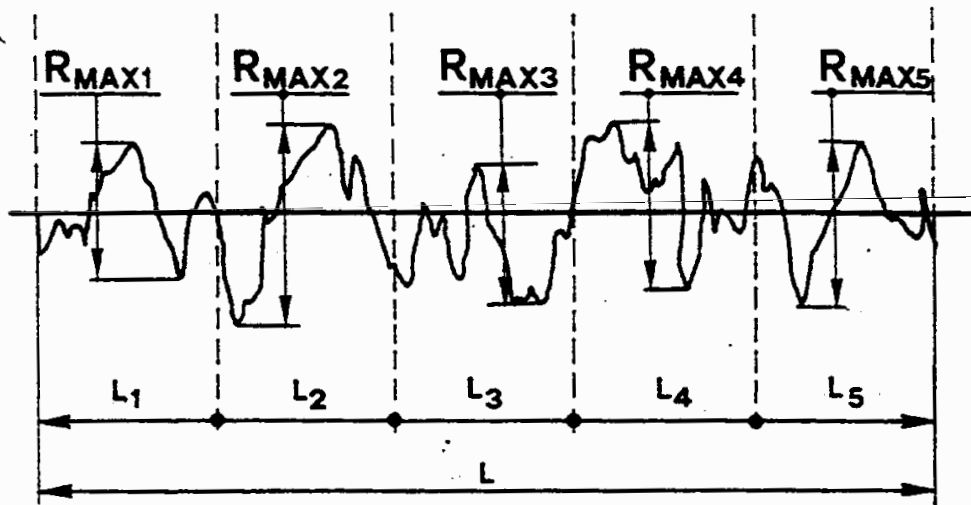


Fig. 2.8. Significato dell' R_{tm} per misure di rugosità

consecutivi essendo $R_{\max i}$ la distanza fra il punto più alto ed il punto più basso nell'ambito di una delle cinque lunghezze L_i cui risulta suddivisa la lunghezza base L .

I parametri fin qui menzionati, per caratterizzare lo stato microgeometrico di una superficie, tengono conto esclusivamente dei fenomeni così detti verticali relativi, cioè, alle altezze dei picchi.

Per meglio caratterizzare lo stato di una superficie vengono, spesso, associati ad uno dei parametri precedentemente esaminati, un parametro che tenga conto dei fenomeni così detti orizzontali, ovvero della frequenza con cui si susseguono le asperità superficiali.

Di questi il più significativo, denominato lunghezza d'onda media, è definito come rapporto tra l' R_a e la pendenza media dei picchi, cioè:

$$\lambda_a = 2\pi \left[\int_0^L |f(x)| dx \right] / \left[\int_0^L |f'(x)| dx \right] \quad (2.5)$$

Superfici aventi parametri verticali pressochè uguali possono esibire parametri orizzontali molto discosti (fig. 2.9.) con conseguente comportamento dinamico completamente differente.

Infatti le superfici in moto relativo, per effetto della forza di chiusura N , interferiscono provocando danni reciproci che continuamente comportano una modifica della forma delle superfici stesse.

L'entità dell'usura, ovvero dei fenomeni di interazione che causano l'asportazione di materiale dalle superfici, dipende dall'entità dei picchi e dalla loro spaziatura.

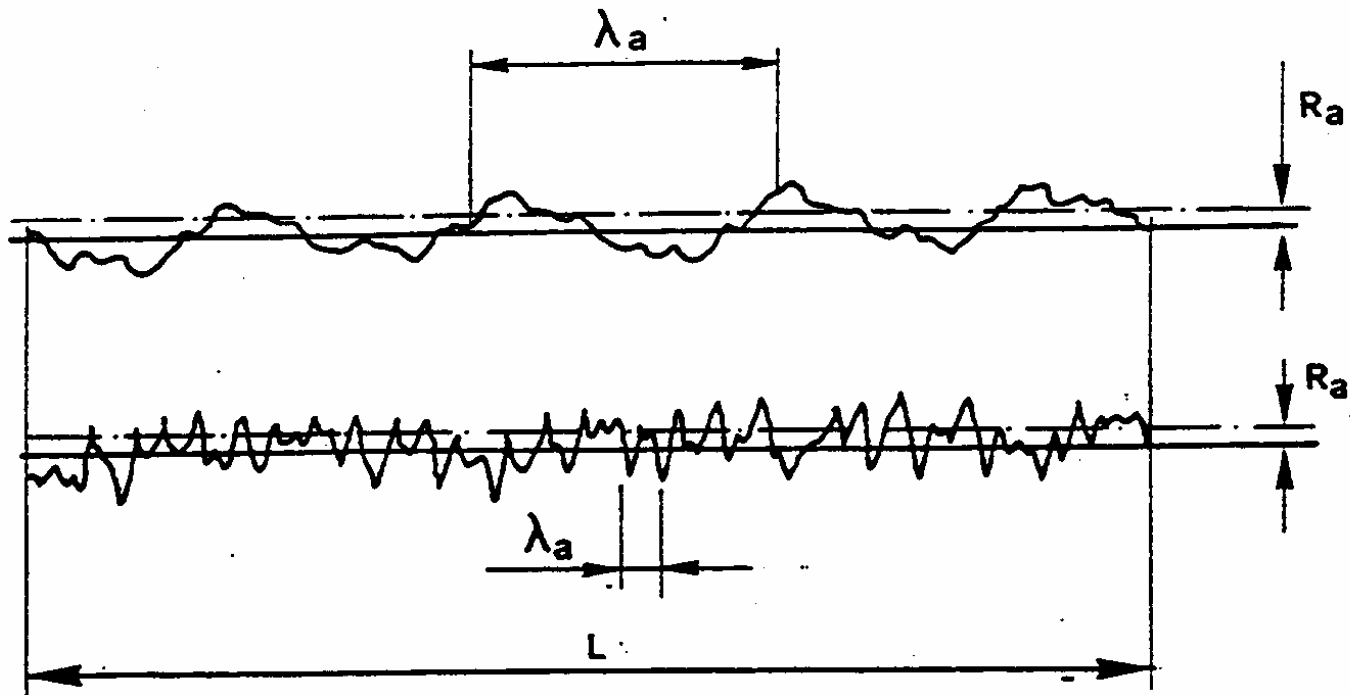


Fig. 2.9. Superfici aventi uguali R_a e differente parametro microgeometrico orizzontale

Valori orientativi di λ_a , per alcune lavorazioni, sono indicati in tab. 2.2.

Tab. 2.2 Alcuni valori di λ_a per tipiche lavorazioni

Piallatura	400
Piallatura con passata leggera	440
Fresatura a più taglienti	1300
Fresatura ad un solo tagliente	300
Tornitura (sgrossatura)	100
Tornitura (finitura media)	100
Tornitura a diamante	5"
Elettrosione	340
Elettroincisione	5"
Rettifica di piani	--
Rettifica di circonferenze	33

Strumenti rilevatori della rugosità

Il grafico delle irregolarità superficiali viene ottenuto mediante *strumenti rilevatori della rugosità o rugosimetri* che, il più delle volte, forniscono anche i valori numerici delle grandezze su definite. Commercialmente usati sono i rugosimetri a stilo (fig. 2.10.) costituiti essen-

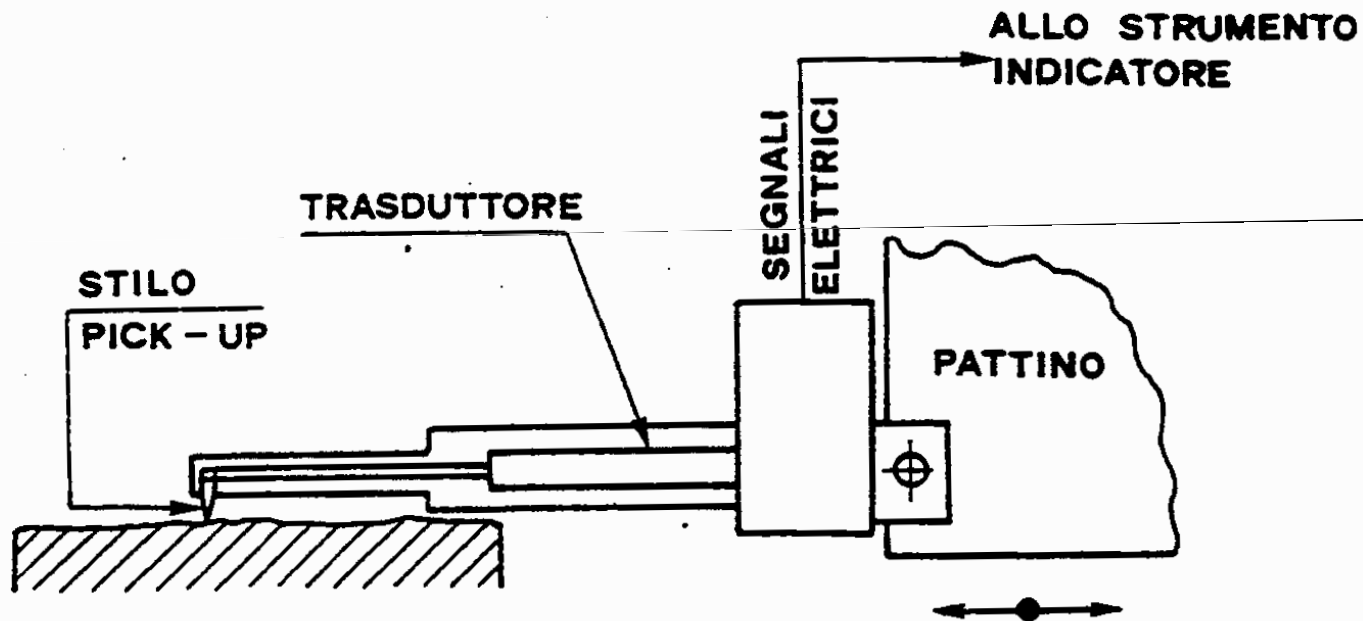


Fig. 2.10. Schema di rugosimetro con tastatore a stilo

zualmente da un "pick-up" fornito di tastatore appuntito e di piccole dimensioni ($2\mu\text{m}$) che, fatto scorrere lungo la superficie da esaminare, è in grado di seguirne fedelmente le asperità.

I movimenti verticali del tastatore rispetto al pattino usato per guidare il pick-up sul pezzo, sono convertiti da un trasduttore in corrispondenti segnali elettrici.

Differenti metodi di trasduzione vengono attualmente impiegati, fornendo diverse classi di precisione ai vari strumenti.

In particolare molto diffuso è l'utilizzo di trasduttori piezoelettrici, fotore-sistivi ed induttivi con tendenza ad abbandonare il primo di detti metodi che impartisce allo strumento un ridotto grado di precisione.

I segnali elettrici provenienti dal trasduttore, opportunamente amplificati in una unità elettronica, sono usati per pilotare un registratore grafico ed informare un circuito di calcolo per la determinazione di uno o alcuni dei parametri definiti nel precedente paragrafo.

Il principio di funzionamento dei più moderni rugosimetri a stilo è riconducibile allo schema di fig. 2.11.

Il grafico delle irregolarità deve essere corredato (fig. 2.12.) con le scale verticali ed orizzontali il cui rapporto può attingere valori diversi (fig. 2.13.). Altri strumenti impiegati per misure di topografia superficiale utilizzano metodi di rilevamento diversi da quello descritto come ad es. il metodo idraulico, pneumatico o quello ottico.

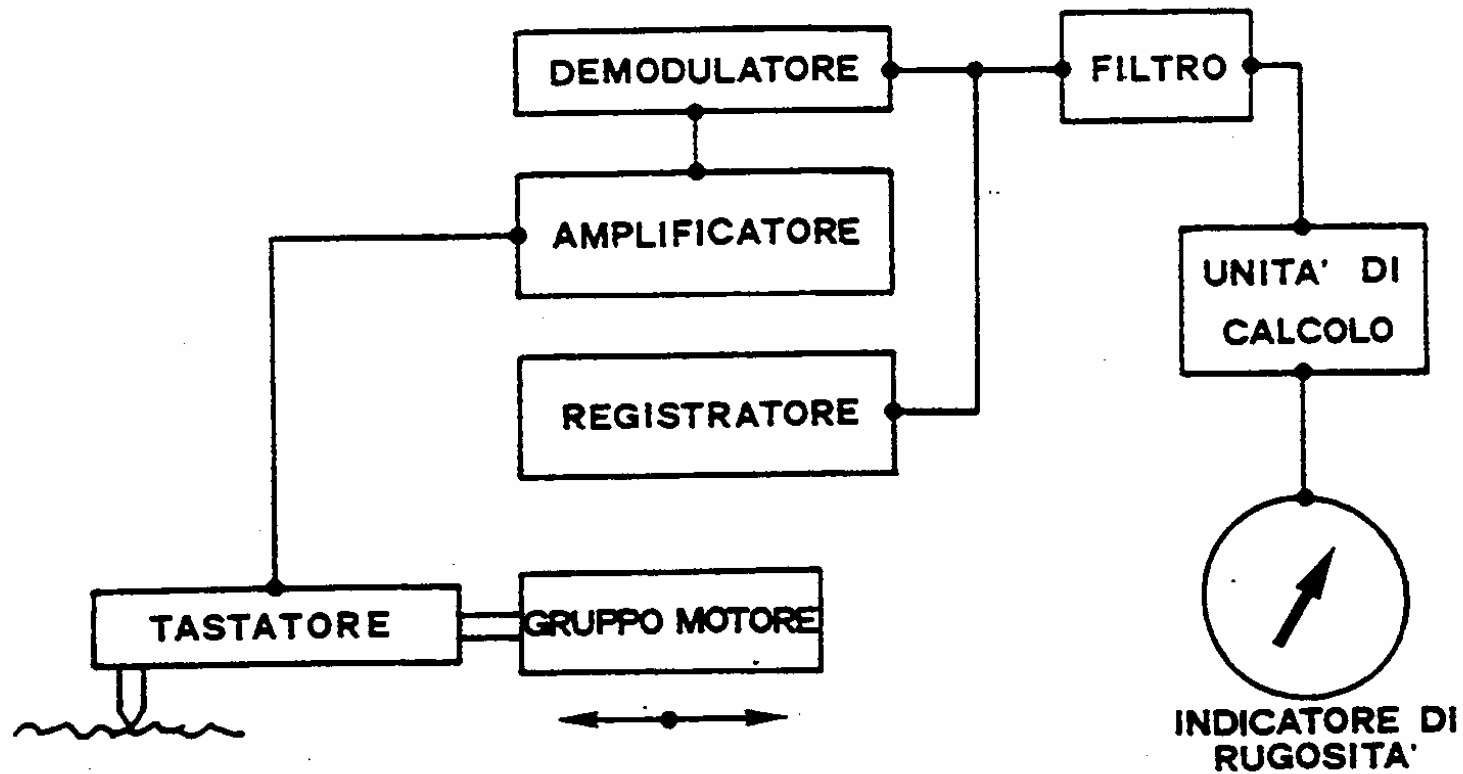


Fig. 2.11. Schema a blocchi del funzionamento di rugosimetri a stilo

Questi metodi (della cui descrizione si rimanda alla bibliografia specifica), così come quello impiegato nei rugosimetri a stilo, affidano la scelta della linea di esplorazione all'operatore per cui, in qualche caso, il valore dell'indice di rugosità può essere marcatamente influenzato da tale scelta. Pertanto i dati finora ritenuti sufficienti a caratterizzare una superficie attraverso il semplice profilogramma, può essere talvolta insufficiente essen-

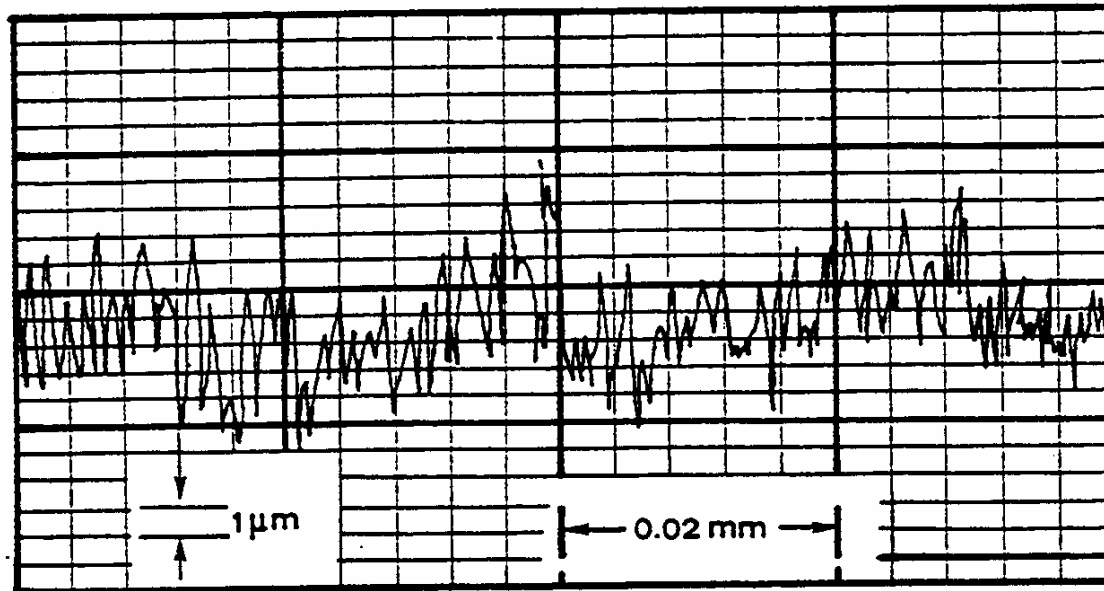


Fig. 2.12. Esempio di grafico delle irregolarità di una superficie

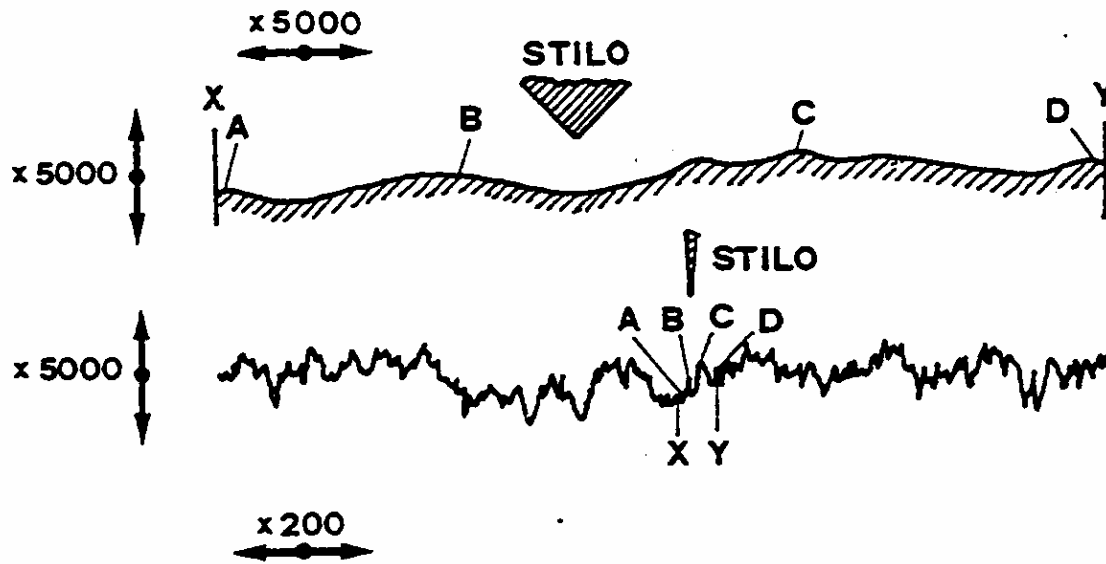
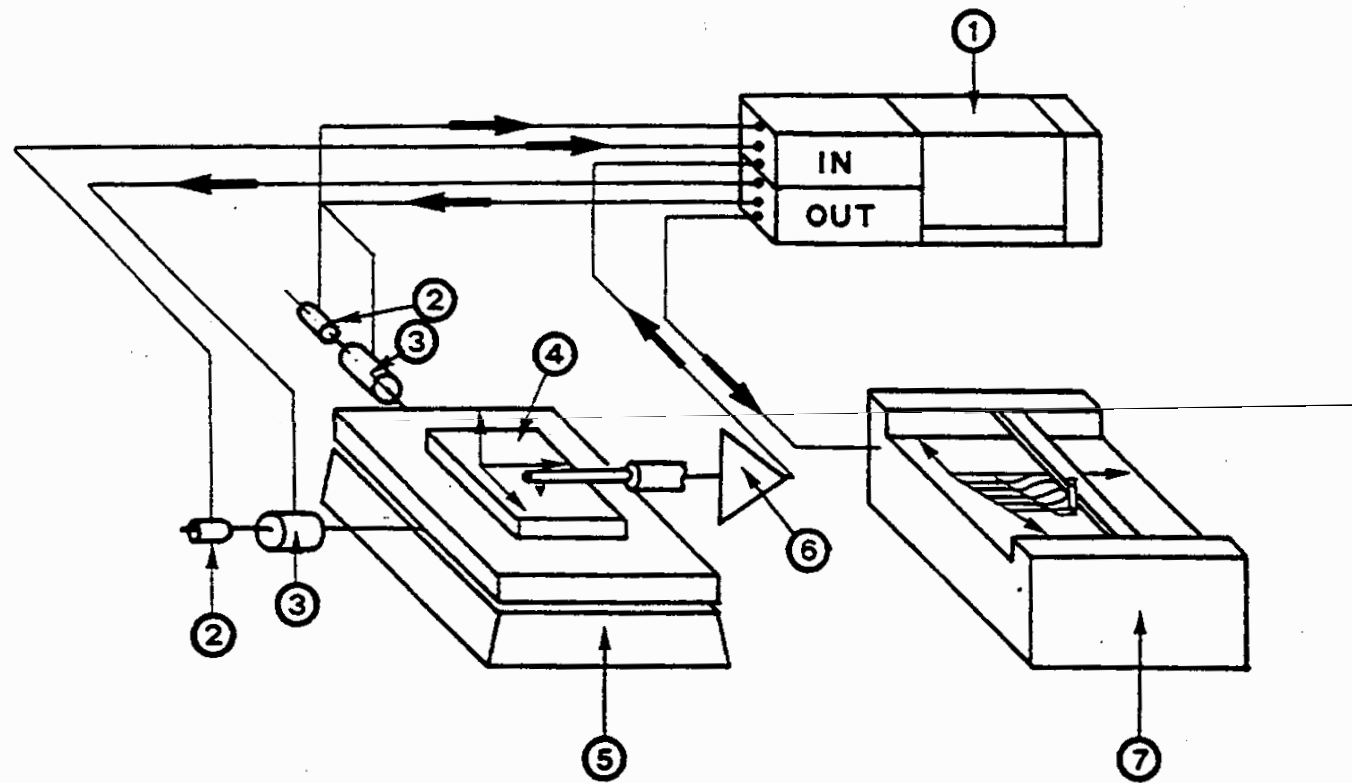


Fig. 2.13. Diversi rapporti di scala verticale-orizzontale

do sempre più sentita la necessità di visualizzare in maniera quanto più completa possibile la topografia superficiale di un organo di macchine ed in particolare la forma, l'orientamento ed in genere la distribuzione delle asperità superficiali prodotte per effetto delle lavorazioni meccaniche. L'impiego sempre più diffuso del microscopio elettronico a scansione in questo campo è una testimonianza di questa tendenza.

Per i motivi esposti sono state messe a punto tecniche che, attraverso il rilievo tridimensionale di una superficie, visualizzano in maniera completa ed immediata la reale geometria del pezzo, consentendo, quindi, la visualizzazione dello stato superficiale microgeometrico e macrogeometrico.

Un apparato di misura per il rilevamento tridimensionale di superfici, che sfrutta un metodo di scansione per righe, è riportato in fig. 2.14.



- 1 GRUPPO COMANDO
- 2 TRASDUTTORI X - Y
- 3 MOTORI X - Y
- 4 PROVINO
- 5 TAVOLA MOBILE (X - Y) PORTA PROVINO
- 6 AMPLIFICATORE
- 7 PLOTTER X - Y - Z

Fig. 2.14. Schema di un apparato di misura della rugosità mediante scansione per righe

Esso sfrutta l'accoppiamento di un normale rugosimetro a stilo e di un registratore, laddove il pezzo da esaminare è fissato ad un tavolino micrometrico motorizzato che comunica al pezzo stesso il moto lungo la direzione x ed il moto di scansione y ortogonale al precedente. Alcuni rilievi tridimensionali effettuati su superfici piane o cilindriche sono riportati nelle figg. 2.15.

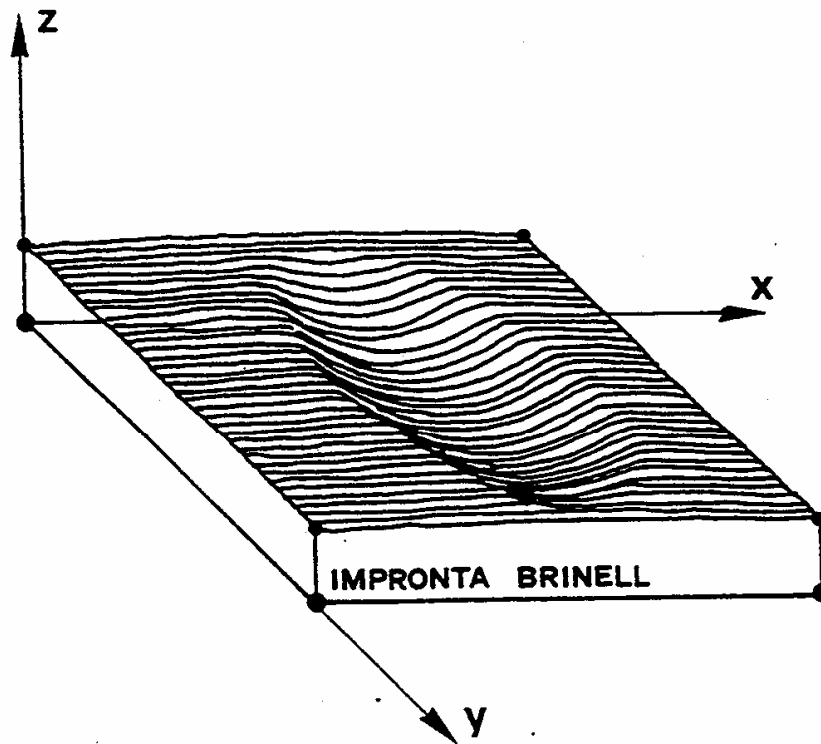


Fig. 2.15a Topografia tridimensionale di una impronta brinell

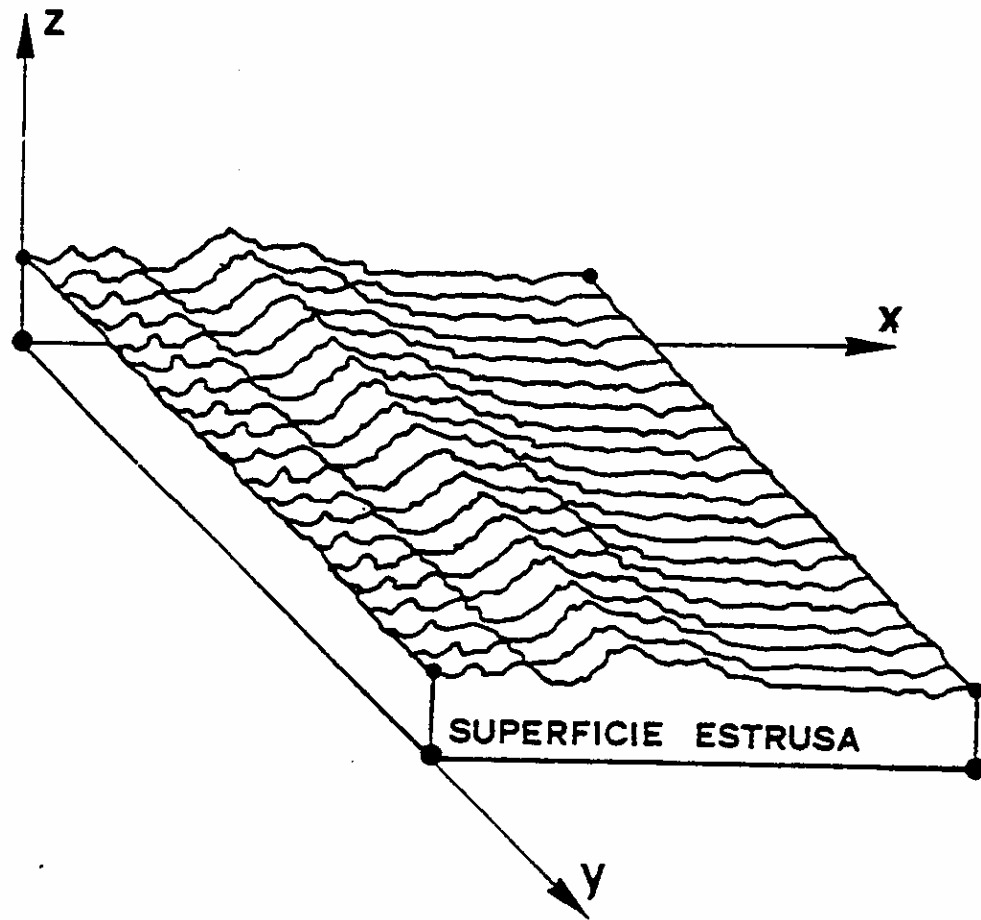


Fig. 2.15.b Topografia tridimensionale di una superficie estrusa

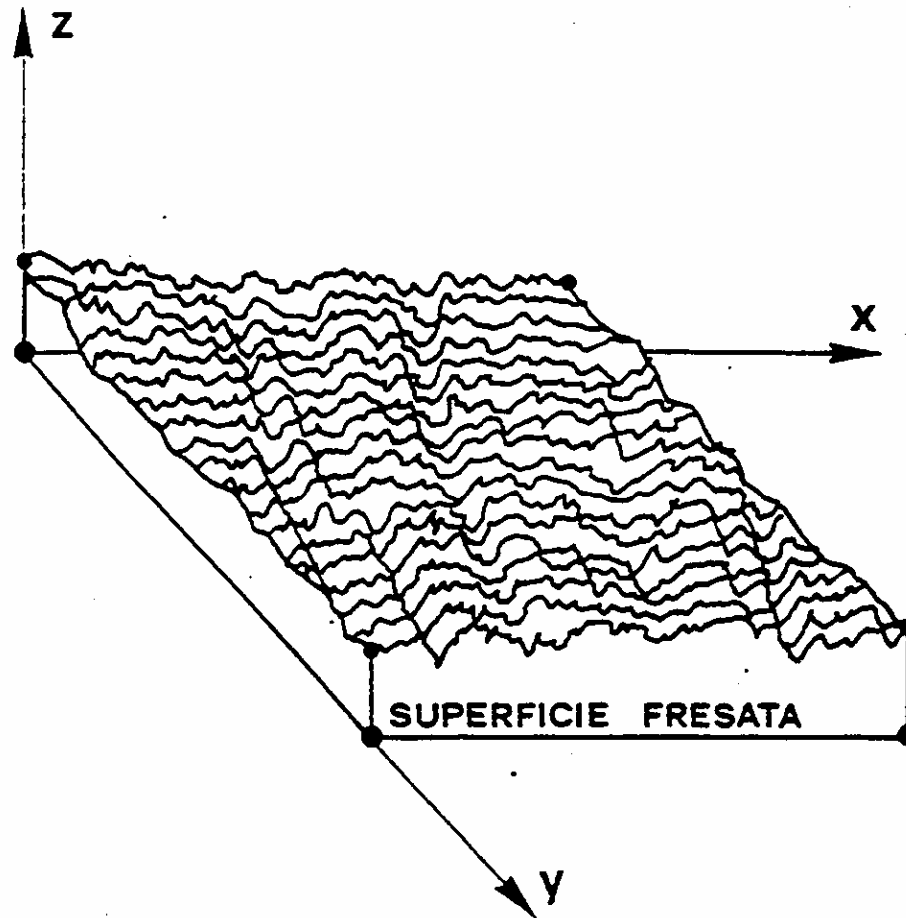


Fig. 2.15.c Topografia tridimensionale di una superficie fresata

Il controllo della rotondità

Particolare importanza assume il controllo della rotondità in quegli organi di macchine in cui necessità la concentricità di due diametri, la coassialità fra foro e cilindro esterno, l'ortogonalità della superficie piana rispetto all'asse del foro ecc.

Il buon funzionamento di alcune coppie cinematiche può essere limitato dall'ovalizzazione di uno o entrambi i membri accoppiati per effetto delle variazioni dei giochi e tolleranze che risultano discosti da quelli previsti in sede di progetto.

Il film stesso d'olio, in organi lubrificati fluidodinamicamente, può entrare in crisi per effetto di errori di circolarità; basti pensare, a titolo esemplificativo, all'accoppiamento perno-cuscinetto di strisciamento, i cui membri in moto relativo sono accoppiati con giochi radiali dell'ordine anche del centesimo di millimetro.

Errori di circolarità possono essere dovuti a cuscinetti difettosi nei mandrini delle macchine utensili, a parti rotanti squilibrate, a sollecitazione indesiderate nel sistema di serraggio, a flessioni dell'utensile da taglio o del pezzo ecc.

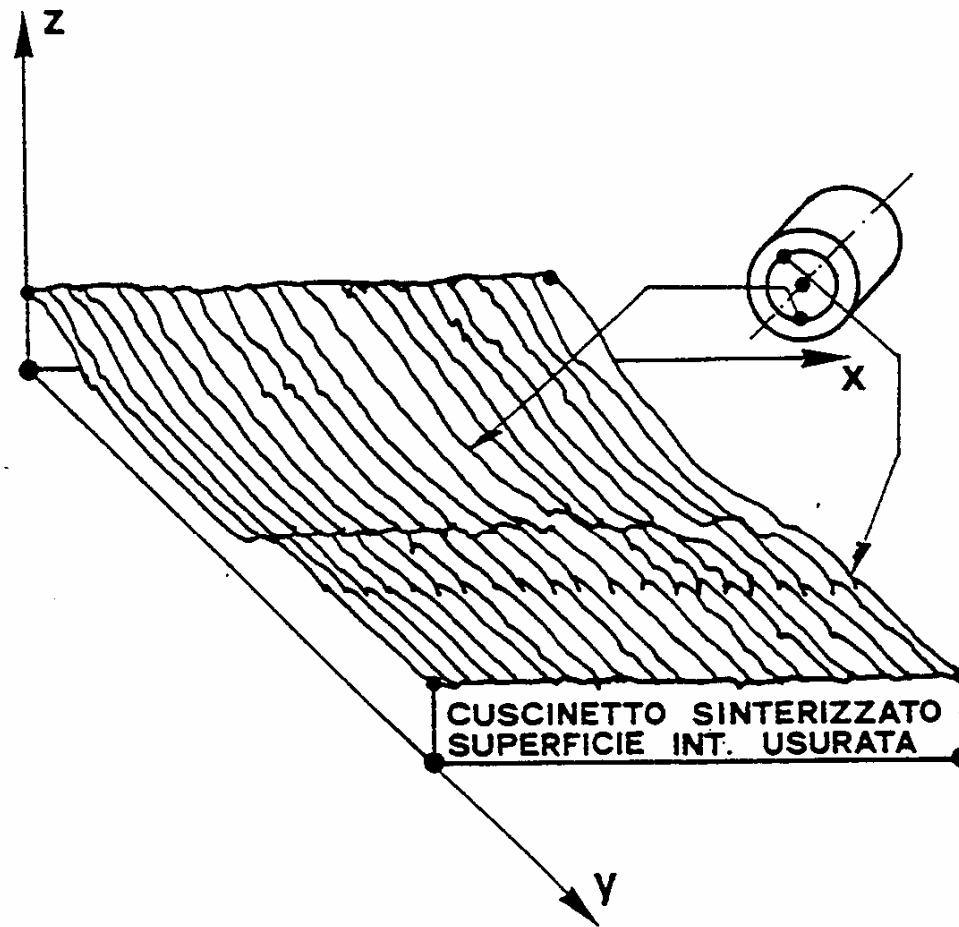


Fig. 2.15.d Topografia tridimensionale di una superficie interna di un cuscinetto sinterizzato usurato

Per la misurazione della rotondità si impiegano strumenti funzionanti secondo la stessa tecnica impiegata per i rugosimetri a stilo (fig. 2.16.). Il moto relativo tra stilo e pezzo in esame è realizzato rendendo rotante la testina rilevatrice nei confronti della tavola porta provino (fig. 2.16.a) o viceversa (fig. 2.16.b).

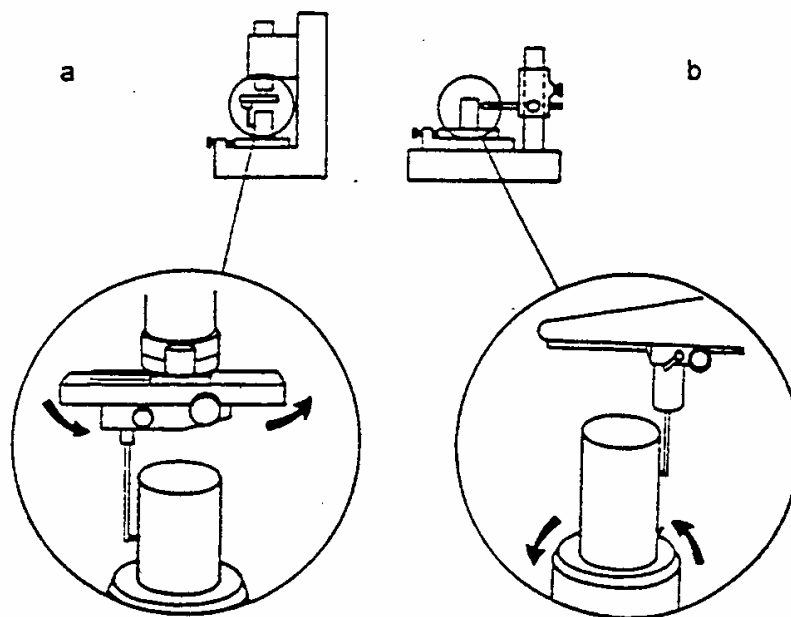


Fig. 2.16. Schema di uno strumento per la misura della rotondità

La rappresentazione grafica di una misura condotta con siffatti strumenti (fig. 2.17.), consente anche il rilievo e la misura della scabrosità superficiale del pezzo.

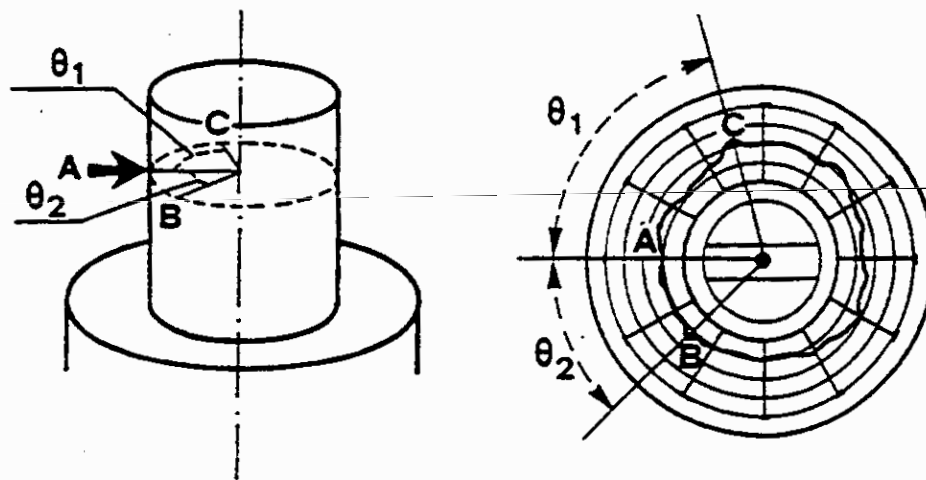


Fig. 2.17. Grafico della rotondità di un pezzo meccanico