

2. ELEMENTE DE MECANICA CONTACTULUI

2.1. Calitatea suprafețelor de frecare

Procedeele tehnologice de obținere a suprafețelor conduc la existența unor abateri de la forma ideală a suprafețelor, precum și de la “netezimea” acestora.

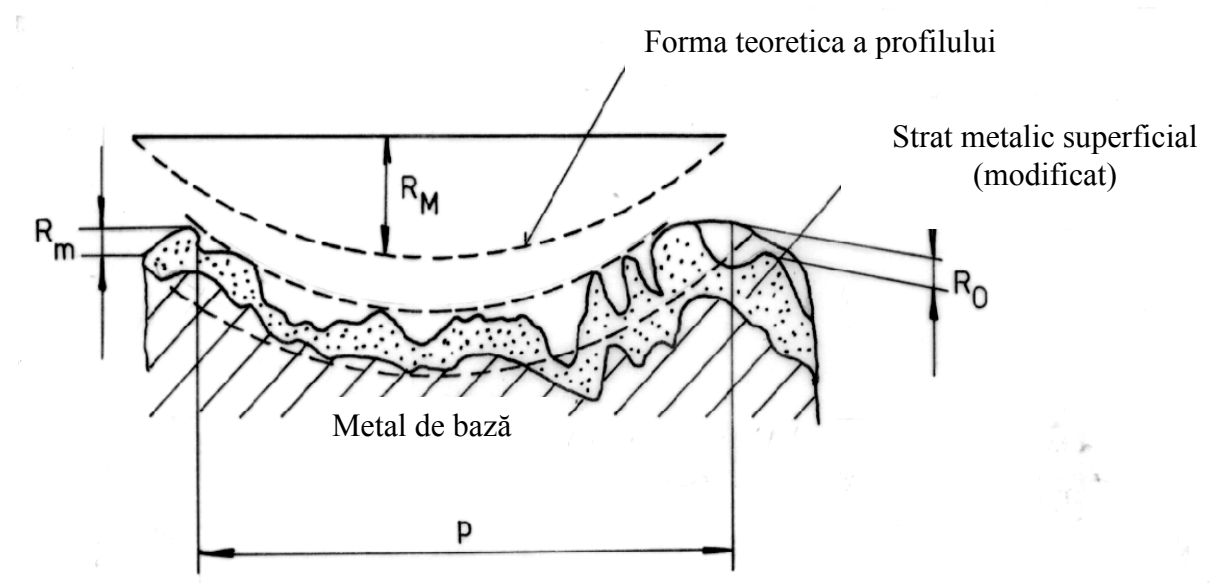
Se pot releva abateri mai mari sau mai mici în raport cu geometria teoretică. Noțiunea “calitatea suprafețelor uzinate” cuprinde două aspecte fundamentale:

- 1) Aspectul fizic care permite explicarea stratului superficial în comparație cu materialul de bază. Aceasta permite definirea diferitelor constante ca funcție de proprietățile fizico-mecanice.
- 2) Aspectul geometric care evidențiază abaterile dimensionale față de o suprafață ideală definită prin desen.

Abaterile geometrice pot fi clasificate funcție de dimensiunile lor, astfel:

- a) neregularități macroscopice;
- b) ondulații;
- c) neregularități microscopice.

Definiția completă a neregularităților superficiale trebuie să ia în considerație și orientarea urmelor reziduale de pe suprafața prelucrată.



Neregularitățile macroscopice (abateri de la macrogeometrie) reprezintă abateri cu înălțimea mică, R_M , și cu pas foarte mare (fig. 2.1)

Aceste abateri reprezintă abateri de la planeitate, de convexitate sau concavitate pentru suprafețe plane. În cazul suprafețelor cilindrice, abaterile conduc la ovalități, conicități, forme de butoi sau hiperboloizi etc.

Cauza acestor abateri este dată de imprecizia mașinii unelte, sculelor de prelucrat, sistemul de rezemare etc. De obicei, abaterile macrogeometrice sunt izolate pe suprafață.

Ondulațiile sunt abateri cu înălțimea mică, R_O , care au un pas mediu, p . Ele sunt numeroase cu dimensiuni asemănătoare și sunt uniform distribuite. Ondulațiile sunt cauza vibrațiilor sistemului mașină – piesă- sculă și a deformațiilor plastice.

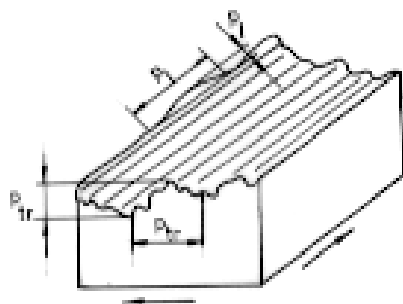


Fig. 2.2 Neregularități pe o suprafață plană rectificată

Ondulațiile unei suprafețe plane rectificate sunt prezentate în figura 2.2.

Vibrațiile asociate detașării neuniforme (aleatoare) a particulelor abrazive din piatra de rectificat au un profil aproximativ sinusoidal.

Suprafața este acoperită de ondulații perpendiculare sau oblice în raport cu direcția de mișcare a pietrei abrazive. Ca urmare, ondulațiile în direcția de tăiere au amplitudinea R_e și pasul p_e , în timp ce ondulațiile perpendiculare pe direcția de tăiere au R_{tr} și pasul p_{tr} .

Neregularitățile microscopice (abateri microgeometrice sau rugozități) sunt defecte cu înălțimea foarte mică, R_m și un pas mult mai mic decât al ondulațiilor (fig.2.1). Ele apar în timpul prelucrării ca urmare a formei sculei de prelucrat, deformațiilor elastice și plastice ale materialului, regimului cinematic al mașinii de prelucrat.

Rugozitatea este considerată într-o secțiune longitudinală a suprafeței (fig. 2.3, a), similară

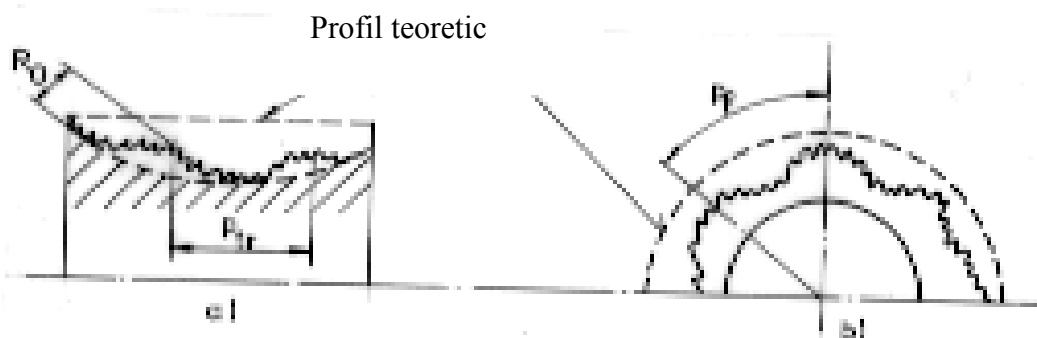


Fig. 2.3 Defecte ale unei suprafețe cilindrice prelucrate prin strunjire

direcției principale de prelucrare și într-o secțiune transversală, similară direcției de avans (fig. 2.3,b)

Defectele microgeometrice care apar pe suprafața prelucrată în direcția de mișcare principală definesc rugozitatea longitudinală, iar cele produse în direcția de avans reprezintă rugozitatea transversală.

De regulă, rugozitatea transversală este mai accentuată decât cea longitudinală. Ca atare, pentru caracterizarea rugozității se utilizează rugozitatea transversală.

Cele trei aspecte geometrice ale unei suprafețe se disting prin valoarea pasului, p , al defectelor (fig.2.1).

Dacă se consideră raportul p/R (R – înălțimea asperităților pentru cele trei tipuri de defecte) se pot distinge:

- i) defecte microgeometrice care corespund la $0 < p/R \leq 50$.
- ii) ondulații la $50 < p/R \leq 1000$
- iii) defecte macrogeometrice cu $p/R > 1000$.

Valoarea înălțimii rugozității, R , este de același ordin de mărime pentru cele trei defecte, diferențele fiind pentru neregularitățile macrogeometrice.

Aprecierea rugozității se poate face prin:

1. Abaterea medie aritmetică, R_a , care reprezintă valoarea medie a înălțimilor punctelor succesive ale profilului y_1, y_2, \dots, y_n (fig. 2.4) evaluate pe linia medie, m , definită pe o lungime de bază, l .

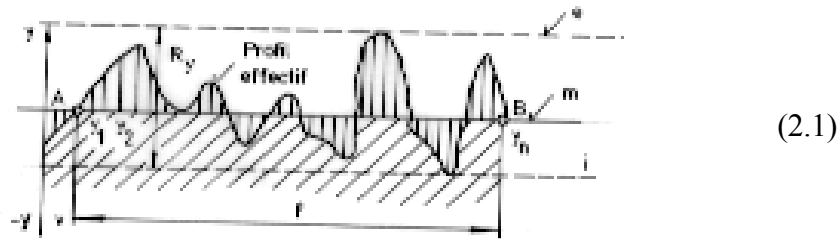


Fig. 2.4 Definirea parametrului de rugozitate R_a (schemă de principiu)

Abaterea medie aritmetică reprezintă integrala valorilor absolute ale abaterilor succesive:

Integrala se poate substitui printr-o sumă finită de termeni:

$$R_a \cong \frac{l}{n} \sum_{i=1}^n |y_i| \quad (2.2)$$

2. Înălțimea rugozității, R_z , este definită ca distanța dintre media celor mai înalte cinci rugozități și a celor mai mici cinci rugozități situate pe o lungime de bază considerată. Cotele vârfurilor și văilor sunt măsurate față de o linie paralelă cu linia medie care nu taie profilul în nici-un punct din lungimea de bază.

Ca urmare, înălțimea R_z se poate determina cu relația

$$R_z = \frac{l}{5} [(R_1 + R_3 + R_5 + R_7 + R_9) - (R_2 + R_4 + R_6 + R_8 + R_{10})] \quad (2.3)$$

3. Înălțimea maximă a rugozităților, R_y , este definită ca distanța dintre două drepte paralele cu linia

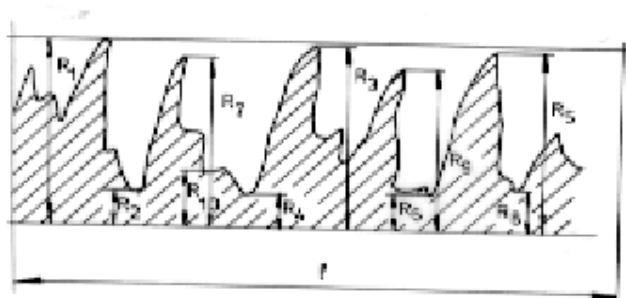


Fig. 2.5 Definirea criteriului de rugozitate R_z

medie a profilului, duse ca tangente la cel mai înalt vârf și respectiv cea adâncă vale de pe lungimea de bază (fig.2.4).

4. Statistica rugozității. Rugozitatea suprafeței este determinată de acțiunea simultană a mai multor factori, dintre care unii cu caracter aleator, astfel că prezintă două variabile:

- o variabilă deterministă care depinde de cinematica mașinii unelte și geometria sculei;

- o variabilă aleatoare.

$$y(x) = d(x) + p(x) \quad (2.4)$$

Dacă se consideră profilul rugozității transversale ca fiind o funcție $y(x)$, atunci, profilul este o sumă de două funcții:

$$z(x, y) = d(x, y) + p(x, y) \quad (2.5)$$

unde $d(x)$ este o funcție periodică, specifică regimului de prelucrare și $p(x)$ - o funcție aleatoare.

Înălțimea rugozității (z) pentru o analiză spațială (x, y, z) are forma:

Înălțimea teoretică determinată a asperităților (R_d) caracterizează amplitudinea funcției deterministe

$$R_d = \left(1 - \frac{s^2}{r^2} \right) r \quad (2.6)$$

$d(x)$ și poate fi calculată. De exemplu, pentru suprafața obținută prin strunjirea cu un cuțit cu vârful rotund de rază r și cu avansul s , amplitudinea rugozității se poate deduce analitic cu o relație de forma

Relații similare se pot obține pentru toate procedeele tehnologice.

Aspectul aleator al microgeometriei se poate aprecia prin următorii parametri statistici:

- Funcția de distribuție a rugozității, $f(x)$ (ca variabilă aleatoare poate fi considerată înălțimea, înclinarea și curbura).

$$M_K = \int_{-\infty}^{\infty} y^K f(x) dy \quad (2.7)$$

- Momentele centrate și necentrate, M_K , care dau informații asupra tendinței de grupare,

$$z_2 = \left[\frac{1}{l} \int_0^l f^2(x) dx \right]^{1/2} \quad (2.8)$$

dispersiei, simetriei și tendinței de nivelare, apltizare (pentru variabila aleatoare stocastică):

$$z_3 = \frac{1}{l} \int_0^l f(x) f(x + \Delta) dx \quad (2.9)$$

Abaterea medie pătratică este

Funcția de autocorelație este definită ca :

unde Δ este intervalul de corelație .

$$S(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} z_3 e^{-i\omega t} dt \quad (2.10)$$

- Spectrul de putere (densitatea spectrală, transformata Fourier) cu frecvența ω .

$$z_4 = \frac{1}{l} \int_0^l f_1(x) f_2(x + \Delta) dx \quad (2.11)$$

- Funcția de intercorelație
Pentru două profile $y_1=f_1(x)$ și $y_2=f_2(x)$:

$$T(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} z_4 e^{-i\omega t} dt \quad (2.12)$$

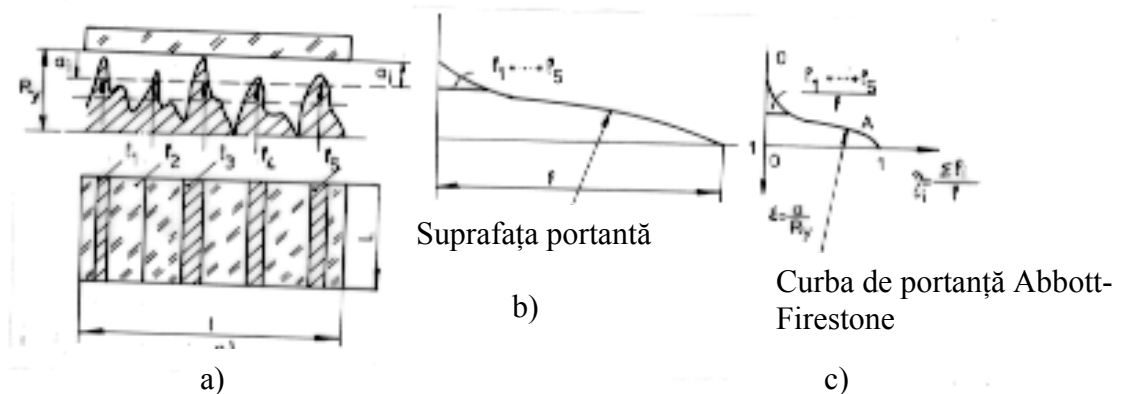
- Densitatea interspectrală are forma matematică:

5. Curba de portanță Abbott-Firstone

Suprafața reală (efectivă) de contact este utilizată în studiile de uzură ale suprafețelor metalice și nemetalice, în aprecierea etanșeității sau a portanței asamblărilor presate, articulațiilor artificiale, contactului dintre proteze și suprafața osoasă etc.

Dacă pe o suprafață rugoasă (fig. 2.7 a) se aplică o prismă de sticlă, se pot observa zone de contact și

$$\eta_i = \frac{L \sum l_i}{L \cdot l} = \frac{\sum l_i}{l} \quad (2.14)$$



lungimile lor l_1, l_2, \dots, l_n , pe toată lungimea prisme.

Se poate suprafața portantă la orice nivel orizontal considerat de secționare a rugozităților, așa cum se observă în fig. 2.7,b.

Dacă suprafața portantă se exprimă cu ajutorul parametrilor adimensionali, atunci se poate considera curba de portanță Abbott- Firstone (fig. 2.7 c) ca fiind aria reală adimensională de contact.

$$\varepsilon = \frac{a_i}{R_y}$$

$$\eta_i = \frac{\sum l_i}{l} \quad (2.13)$$

Mărima ariei reale de contact este dependentă de caracteristicile geometrice ale rugozităților, de caracteristicile mecanice ale materialelor și de sarcina exterioară ce trebuie preluată. Modul de obținere al curbei de portanță Abbott – Firststone implică posibilitatea apariției aceleași curbe pentru rugozități diferite ca geometrie. De remarcat că, la același procedeu tehnologic și aceeași clasă de precizie, curbele de portanță sunt diferite.

(2.15)

$$\eta = b \varepsilon^v$$

Pentru prima parte a curbei de portanță (zona OA, fig. 2.7,c) se poate scrie:

în care parametrii v și b sunt numiți parametrii curbei Abbott – Firststone și au valori funcție de materialul prelucrat și de procedeu tehnologic de obținere a suprafeței.

Acești parametri se pot obține pe baza profilogramelor suprafețelor prin considerarea expresiei de

(2.16)

$$v = \frac{1}{3} \left[\frac{\ln \frac{n_2}{n_1}}{\ln \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}} + \frac{\ln \frac{n_3}{n_1}}{\ln \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_3}} + \frac{\ln \frac{n_3}{n_2}}{\ln \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_3}} \right]$$

$$b = \frac{1}{3N} \left(\frac{n_1}{\varepsilon_1^v} + \frac{n_2}{\varepsilon_2^v} + \frac{n_3}{\varepsilon_3} \right)$$

forma (2.15):

unde n_1, n_2, n_3 reprezintă numărul vârfurilor ce se găsesc la nivelul de a_1, a_2, a_3 și corespund unei

(2.17)

$$\varepsilon_1 = \frac{a_1}{R_y} ; \varepsilon_2 = \frac{a_2}{R_y} ; \varepsilon_3 = \frac{a_3}{R_y}$$

deformații relative

iar N este numărul vârfurilor rugozităților ce se găsesc pe lungimea respectivă de profilogramă. De exemplu, pentru o suprafață plană din oțel prelucrată prin rectificare : $b=0,4-0,6$ et $v=0,9-1,1$.

Deformația relativă, ε , poate fi determinată în funcție de microgeometria idealizată (rugozități sferice, conice, prismatice etc.) peut être déterminer en fonction de la microgeometrie ideale (la rugosité spherique, conique, prismatique etc.), de proprietățile elastice și plastice ale materialelor și de forța exterioară aplicată.

2.2. Suprafața reală (efectivă) și presiunea efectivă de contact

Din punct de vedere tehnic, aplicațiile tribologiei au în vedere conceptul de sistem pentru explicarea transmiterii forțelor și / sau momentelor, în prezența unei mișcări relative sau unei tendințe de mișcare. Ca atare, se definește **cupla de frecare** ca ansamblu a două elemente, dintre

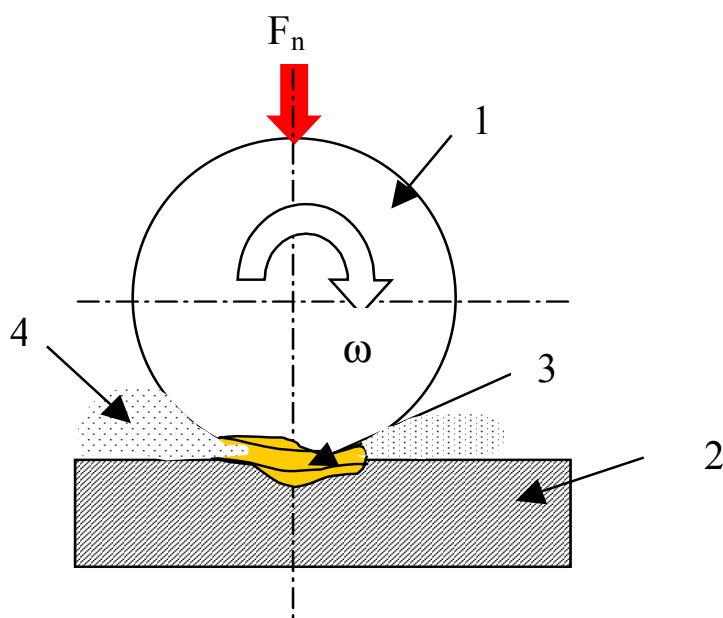


Fig.2.2.1

care cel puțin unul în stare solidă, cu mișcare continuă sau temporară și care transmite o forță și / sau un moment. Pe baza acestei definiții, la orice cuplă de frecare se disting patru caracteristici: **elementele cuplei** (1,2), **corpul „terț”** (3) format în zona efectivă de contact și **mediul de lucru** (4) (fig. 2.2.1).

Pentru definirea funcțiilor cuplei este necesară cunoașterea

următoarelor mărimi: *sarcina transmisă* - forța normală sau moment – notată simbolic F_n , *viteza relativă* dintre elementele 1 și 2 ale cuplei – notată simbolic ω , *natura corpului „terț”* 3 și *mediul de funcționare* 4 (umiditatea, presiunea ambiantă, „contaminarea” etc.).

Particularitățile privind transmiterea sarcinii F_n de la un element 1 la celălalt 2 sunt determinate de geometria celor două elemente. Din acest punct de vedere se disting :

- cuple de frecare **conforme** cu contactul de tip *suprafață plană* (ambreiaje, lagăre axiale, etanșări frontale, ghidaje, frâne cu placheți, încălțăminte - sol etc.), de tip *suprafață cilindrică* (protezele dentare, asamblări presate, lagăre de alunecare cu joc mic, bușe pentru lanțuri, curele late, frâne cu tambur etc.), de tip *suprafață conică* (asamblări filetate utilizate pentru fixarea fracturilor, pivoți dentari, asamblarea pe con, asamblarea cu inele tronconice, lagărele conice cu joc mic, curele trapezoidale etc.) și de tip *suprafață sferică* (articulații cu joc mic, articulația genunchiului, șoldului, articulațiile vertebrale etc) ;
- cuple de frecare **neconforme** sau **cuple hertziene** cu contactul de tip *punctual eliptic* (articulația protezei totale de șold, de genunchi, de umăr, utilizate în ortopedie), rulmenți și șuruburi cu bile, rulmenți cu role butoi, variatoare de turație cu elemente intermediare toroidale etc.) și de tip *liniar* (lagăre cu alunecare cilindrice cu joc relativ mare, rulmenți cu

role cilindrice, angrenaje cu roți dințate, variatoare cu role cilindrice, lanțuri, cuplaje dințate etc.).

Pentru cuplele conforme, în general, se acceptă că sarcina se transmite prin presiuni de contact uniforme dacă corpul “terț”, se neglijează sau, funcție de natura și geometria acestui corp, sarcina normală determină, în corelație cu alți parametri (viteza, microgeometria suprafeței, reologia lubrifianțului, elasticitatea elementelor cuplei etc.), distribuția de presiuni.

2.2.1. Contactul elastic

Pentru cuplele neconforme, în ipoteza unor deformații elastice, sarcina se transmite prin presiuni de contact neuniforme. Legea de distribuție, pentru contacte cu dimensiuni esențial mai mici decât geometria corpurilor, a fost determinată de Hertz cu anumite ipoteze simplificatoare și anume legea parabolică. Se vor explicita ulterior mărimile specifice pentru contactul punctual și pentru cel liniar. În prezența corpului “terț”, această distribuție de presiuni se modifică.

Transmiterea forțelor și / sau momentelor de la un moment al cuplei la celălalt se face prin zona de contact. La orice cuplă de frecare se disting trei tipuri de suprafețe (fig. 2.2.2) :

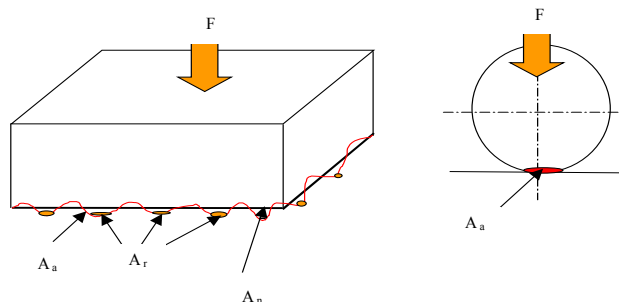


Fig. 2.2.2

zona de contact ;

- *suprafața (aria) aparentă de contact* A_a , definită pentru cuplele neconforme și poate fi eliptică sau dreptunghiulară, funcție de forma corpurilor ;
- *suprafața (aria) reală de contact* A_r , definită de vârfurile rugozităților și undulațiilor ce se găsesc pe aria nominală sau pe cea aparentă.

În general, $A_r < A_a < A_n$.

Pentru determinarea ariei aparente de contact A_a a diferitelor organe de mașini, se consideră ca aplicabilă teoria lui Hertz. Ipotezele care stau la baza acestei teorii :

- deformațiile corpurilor sunt perfect elastice și sunt mici în comparație cu dimensiunile corpurilor ;
- sarcina care se transmite este normală la planul tangent corpurilor, în punctul de aplicație al acestei sarcini ;

- *suprafața (aria) nominală de contact* A_n , definită de forma geometrică a celor două elemente ale cuplei conforme ; această arie poate fi circulară, inelară, dreptunghiulară, cilindrică, sferică, prismatică etc. și depinde numai de forma corpurilor din

- sarcina este constantă și contactul este static ;
- corpurile sunt perfect netede, nu se iau în considerație rugozitățile ;
- forțele de frecare în timpul deformației elastice nu se iau în considerație ;
- suprafața de contact în timpul deformației este plană, forma ei fiind eliptică, pentru contactul a două corpuri cu raze de curbură variabile pe diferite direcții (elipsoizi), cu cazul particular de formă circulară pentru contactul unor sfere și dreptunghiulară pentru contactul a doi cilindri cu axele paralele.

Pentru înțelegerea fenomenelor din cuplele biologice sau artificiale cu contacte hertziene este necesară cunoașterea următoarelor mărimi : forma și dimensiunile zonei de contact (semiaxele a_H și b_H pentru contactul eliptic, raza cercului a_H pentru contactul circular și semilățimea b_H pentru contactul după o fâșie dreptunghiulară), presiunea p_H și deformația maximă a celor două corpuri δ_H .

a) Contactul punctual circular (fig. 2.2.3)

Se consideră cunoscute:

- sarcina normală ce trebuie transmisă de la o sferă la cealaltă, F
- razele celor două sfere R_1 și R_2
- caracteristicile de elasticitate ale celor două materiale : modulele de elasticitate E_1 și E_2
- coeficienții contracției transversale (coeficienții Poisson) ν_1, ν_2 .

Se definesc :

- Curbura totală ($1/R_r$) și raza de curbură redusă (R_r) :

$$1/R_r = 1/R_1 + 1/R_2$$
 – pentru contactul a două sfere exterioare
 (contact convex) ;

$$1/R_r = 1/R_1 - 1/R_2$$
 – pentru contactul a două sfere interioare
 (contact concav) ;
- Modulul de elasticitate redus

$$E_r = 2 / E_r = (1 - \nu_1^2) / E_1 + (1 - \nu_2^2) / E_2$$

Pe baza teoriei lui Hertz se deduc expresiile razei cercului de contact a_H , presiunii maxime din centrul cercului de contact $p_{H \max}$, deformației elastice totale a celor două sfere δ_H , tensiunii tangențiale maxime τ_{\max} și poziției acesteia în substratul de material z_0 (Fig.2.2.4):

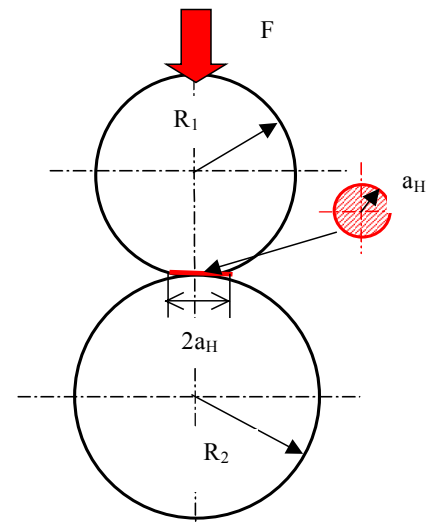


Fig.2.2.3

$$a_H = 0,93\sqrt[3]{R_r 2F / E_r};$$

$$p_{H \max} = 0,573\sqrt[3]{\frac{FE_r^2}{4R_r^2}};$$

$$\delta_H = 0,823\sqrt[3]{\frac{4F^2}{R_r E_r^2}}$$

$$\tau_{\max} = 0,31 p_{H \max} \quad z_0 = 0,48 a_H$$

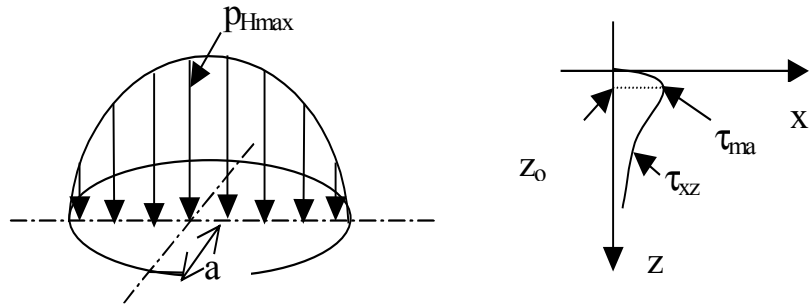


Fig.2.2.4

Aria aparentă este chiar aria cercului hertzian de contact: $A_a = A_H = \pi a_H^2$.

Presiunea de contact p_H într-un punct situat la distanța radială r este

$$p_H = p_{H \max} \sqrt{1 - r^2 / a_H^2}.$$

b) Contactul liniar cilindric (fig. 2.2.5)

Analog ca la contactul punctual circular, se consideră cunoscute: forța normală ce trebuie transmisă de la un cilindru la celălalt prin generatoarea comună, razele celor doi cilindri cu axele paralele, R_1 și R_2 , lungimea generatoarei comune de contact, B și caracteristicile de elasticitate ale materialelor E_1 , E_2 , ν_1 , ν_2 .

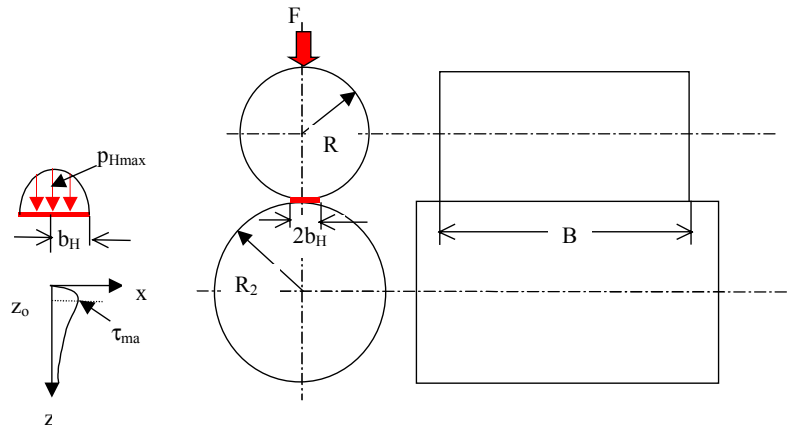


Fig.2.2.5

Raza de curbură redusă R_r și modulul de elasticitate redus E_r se definesc similar cu cazul contactului circular, astfel că parametrii specifici de contact au expresiile:

- semilățimea hertziană de contact
$$b_H = 1,12\sqrt{\frac{2FR_r}{BE_r}}$$

- presiunea hertziană maximă din centrul fâșiei de contact
$$p_{H \max} = 0,56\sqrt{\frac{FE_r}{2BR_r}}$$

- deformația elastică totală

$$\delta_H = \frac{2F}{\pi B} \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} \left(\ln \frac{2R_1}{b_H} + 0,407 \right) + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \left(\ln \frac{2R_2}{b_H} + 0,407 \right) \right]$$

- tensiunea tangențială maximă $\tau_{max} = 0,30 p_{Hmax}$
- poziția acestei tensiuni în substratul de material $z_0 = 0,786 b_H$.

Presiunea într-un punct situat la distanța x de centrul fâșiei de contact este

$$p_H = p_{Hmax} \sqrt{1 - x^2 / b_H^2}.$$

Aria aparentă de contact este chiar aria « fâșiei » dreptunghiulare hertziene

$$A_a = A_H = 2b_H B$$

Starea de tensiuni din zona contactului static permite analiza tipului de deformație a organului de mașină, respectiv presiunea hertziană maximă care se compară cu rezistența caracteristică de elasticitate și cu duritatea acelei suprafețe.

Deformația totală este un indicator local al rigidității de contact. Tensiunea tangențială maximă și poziția acesteia în substratul de material sunt indicatori ai comportării la oboseala de contact și implicit indicatori ai adâncimii de durificare a suprafețelor.

Aria reală de contact (A_r) este dependentă atât de sarcina exterioară ce trebuie transmisă F , de proprietățile de elasticitate ale celor două materiale E_1, E_2, ν_1, ν_2 (E_r), cât și de caracteristicile geometrice ale rugozităților (raze de curbură, înălțime, pas etc.). Dacă se definește aria reală adimensională η_r ca raportul dintre aria reală A_r și cea nominală A_n , se poate deduce, prin analiză teoretică și prin verificări experimentale, dependența ariei reale de principalii parametri :

$$\eta_r = A_r / A_n = c (p_n / E_r)^k,$$

în care constantele c și k depind de microgeometria suprafeței (raza rugozităților model, înălțimea rugozităților, legea statistică de dispunere a înălțimii etc.), iar presiunea nominală p_n se determină cu relațiile obișnuite, funcție de forța normală de pe acea suprafață, $p_n = F / A_n$.

Ca ordin de mărime, $\eta_r = 0,0001 - 0,1$ și evident că, pentru o cuplă de frecare dată (geometria și microgeometria cunoscute, parametrii de elasticitate cunoscuți), depinde de încărcare (forța normală), atunci când se poate considera contactul static.

Faptul că forța se transmite nemijlocit prin această arie, se poate considera aria reală ca o mărime funcțională a suprafețelor cu rugozități, atunci când nu există în zona de contact nici un film de lubrifiant. În acest caz, presiunea reală de contact p_r este semnificativ mai mare decât cea

nominală, astfel, punând condiția transmiterii aceleiași forțe prin aria reală și prin cea nominală $F = A_r p_r = A_n p_n$, se deduce $p_r = p_n / \eta_r$.

Valorile presiunii reale, cel puțin în perioada de rodaj, sunt foarte mari, astfel că depășesc limita de curgere a materialului și se formează o altă microgeometrie cu aria reală mai mare.

2.2.2. Contactul plastic

Suprafețele a două solide, 1 și 2, sunt considerate fără moment relativ. Pentru tribologie cunoașterea următorilor parametri specifici este importantă.: presiunea de contact, geometria și deformația.

Deformația corpurilor este plastică atunci când energia de variația a formei atinge o anumită valoare, numită energie critică. Se consideră corpul 1 perfect rigid și corpul 2 perfect plastic (fig. 2.2.6 a,b).

La pătrunderea corpului 1 în corpul plastic 2 se disting următoarele situații: contact plastic fără frecare, contact plastic cu frecare constantă și contact plastic cu frecarea proporțională cu tensiunile normale.

Se exemplifică dependența parametrilor de contact (unghiul γ pentru corpurile circulare, sferice sau cilindrice, fig. 2.2.6,a, și dimensiunea caracteristică pentru corpurile conice sau prismatice. fig. 2.2.6 b) unde F_n este forța normală; pentru un material rezistența la curgere σ_c și în ipoteza unui contact fără alunecare se poate scrie:

$$F_{1n} = \sigma_c r [(\pi + 2) \sin \gamma_e + 2(1 - \cos \gamma_e) - \gamma_e \sin \gamma_e]$$

$$\text{unde } F_{1n} = \begin{cases} F_n/r, & \text{pentru corpuri sferice} \\ F_n/B, & \text{pentru corpuri cilindrice cu lungimea B.} \end{cases}$$

Dacă forța F_{1n} este cunoscută, se poate determina unghiul γ_e și raza suprafeței de contact a sferei

$$a = r \cdot \sin \gamma_e$$

rigide cu planul plastic

$$\delta = r(1 - \cos \gamma_e)$$

Pentru corpuri conice sau prismatice (corpuri “unghiulare”) cu unghiul γ_e (fig. 2.2.6, b).

$$F_{ln} = a \cdot \sigma_c (\pi + 2 - 2\gamma_e)$$

ou $F_{ln} = \begin{cases} F_n/a & \text{pentru corpuri conice} \\ F_n/B, & \text{pentru corpuri prismatice cu lungimea B.} \end{cases}$

Dacă se cunosc forța F_{ln} și rezistența la curgere σ_c , se poate determina “a” și apoi penetrația :

$$\delta = a \cdot \text{ctg } \gamma_e$$

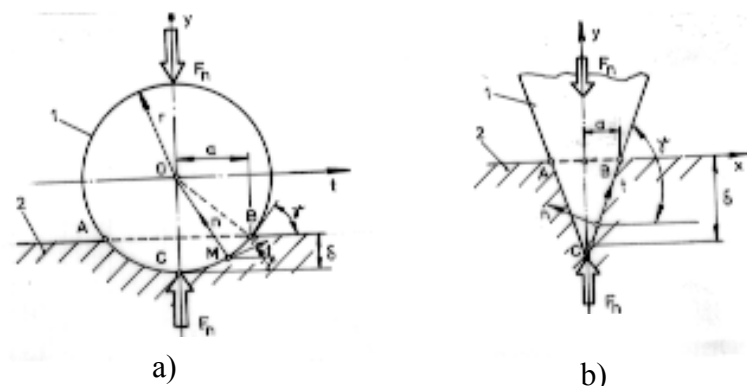


Fig. 2.2.6. Contactul plastic

2.3. Mișcarea relativă în cuplele de frecare

Între elementele cuplei de frecare poate exista una sau mai multe mișcări simple. Dacă, generic, se consideră o sferă și un plan rigid (fig. 2.3.1), atunci aceasta poate avea :

- *mișcare de alunecare*, caracterizată prin viteza v (fig. a)
- *mișcare de rostogolire*, caracterizată prin viteză unghiulară ω (fig. b)
- *mișcare de pivotare sau de spin*, caracterizată prin viteză unghiulară de spin ω_s cu direcția paralelă cu direcția forței F (fig. c)
- *mișcare de impact*, caracterizată prin viteza de impact v_i (fig. d).

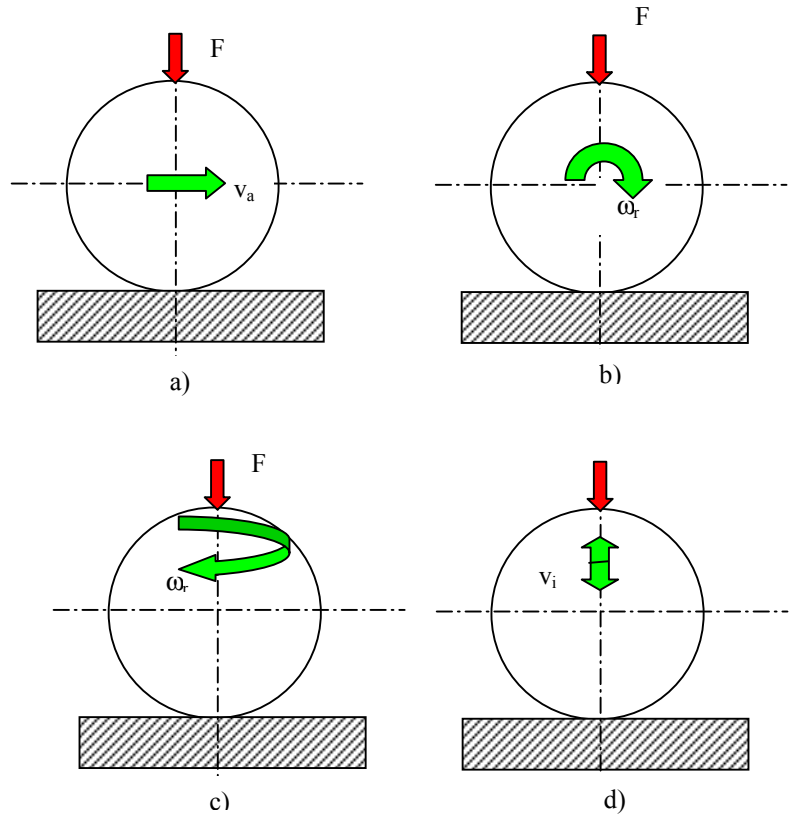


Fig.2.31

Mișcările simple pot fi continue sau oscilatorii.

În funcție de aceste mișcări simple, se disting tipurile de frecări dintre elementele cuplei: frecare de alunecare, de rostogolire, de pivotare sau de spin și de impact. Efectele acestor frecări se evaluează prin forța de frecare pentru alunecare și impact și prin moment de frecare de rostogolire sau de pivotare pentru rostogolire, respectiv pivotare.