

## BAB III

### PEMODELAN KONTAK BERPELUMAS DAN PERHITUNGAN KEAUSAN

#### 3.1 Pemodelan keausan

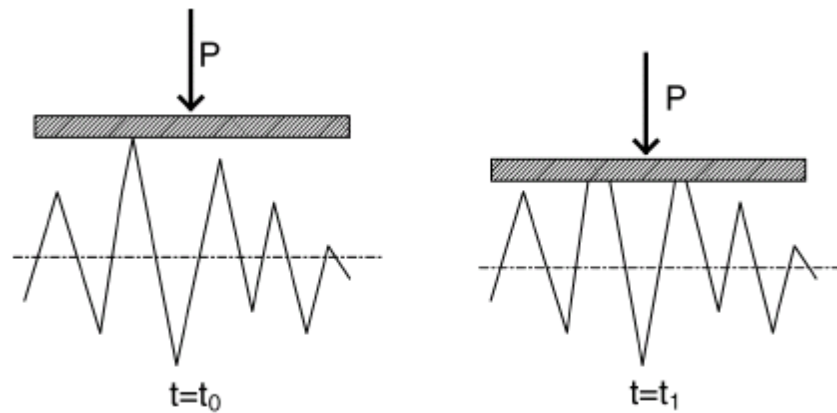
Pelumasan dan keausan biasanya dibahas dan dipelajari secara terpisah. Meskipun demikian, pelumasan dan keausan dapat saling berhubungan pada sistem kontak yang mengalami tekanan tinggi yang beroperasi pada regime *elastohydrodynamic lubrication*, khususnya selama fase *running-in*. dengan meningkatnya kemampuan komputasi dan berkembangnya beberapa *software*, kesulitan yang dihadapi dalam pemodelan keausan yang kompleks dapat dilakukan dengan komputasi dan simulasi numerik. Salah satu contoh kasus kontak berpelumas yang mengalami keausan adalah kontak antar 2 permukaan dengan kekasaran awal tertentu pada fase *running-in* [18].

Pemodelan keausan pada kondisi *dry wear* lebih berkembang daripada *wet wear* atau kondisi berpelumas. Hal ini dikarenakan pemodelan keausan pada kontak berpelumas sangat kompleks. Berikut contoh pemodelan keausan pada kontak berpelumas:

##### 3.1.1 Model PEHL Wang [18]

Pada kondisi *real* operasional, permukaan dengan kekasaran tertentu bekerja pada beban operasional yang besar, misalnya pada roda gigi dan bearing. Hal ini menyebabkan terjadinya *partial elastohydrodynamic lubrication* (PEHL), yaitu kondisi dimana ketebalan lapisan pelumas hampir setara dengan kekasaran permukaan yang berkontak. Hal ini menyebabkan kedua permukaan yang berkontak tidak dapat dipisahkan sepenuhnya. Pada kondisi ini, terdapat kontak antar *asperity* dan lapisan pelumasan yang masing-masing berperan dalam menerima beban operasional yang bekerja.

Pada model yang dikembangkan oleh Wang, sebuah model kontak terdiri dari permukaan "*flat and hard*" berkontak dengan "*rough and soft surface*" yang menghasilkan keausan pada permukaan yang lebih lunak kekerasannya, secara skematik diilustrasikan seperti Gambar 3.1 berikut.

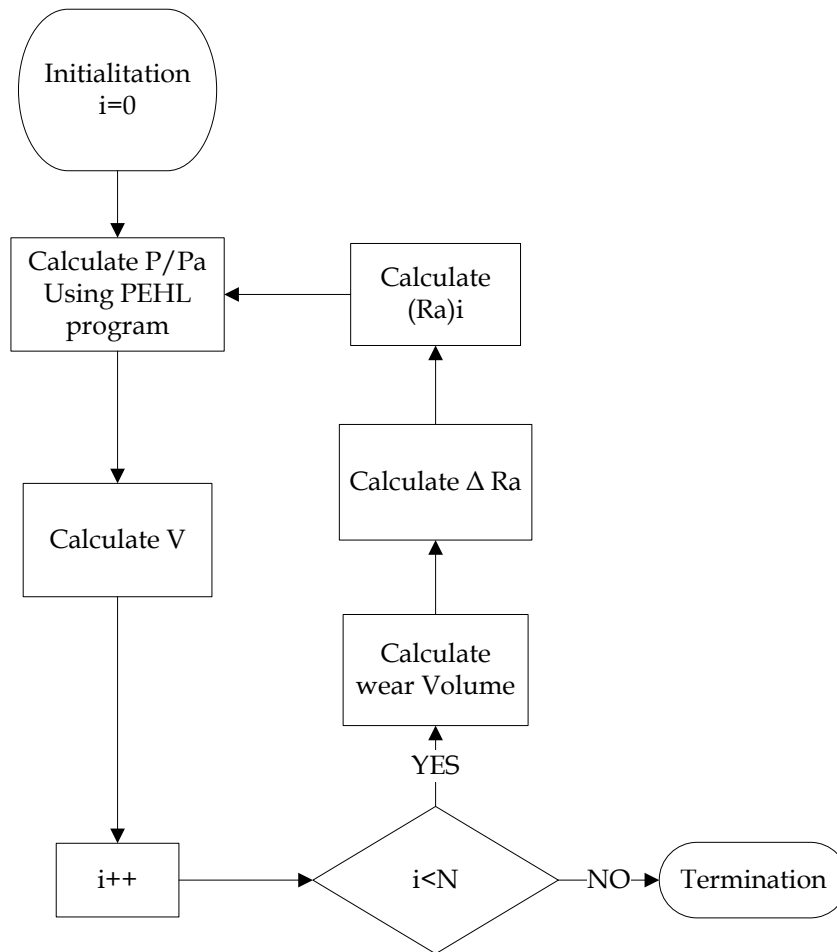


Gambar 3.1 Skema model keausan PEHL [1].

Pada kondisi PEHL, beban total yang bekerja diterima oleh pelumas dan *asperity*. Digunakan parameter  $AR$  untuk menentukan luas kontak *asperity* yang terjadi. Sedangkan  $PA$  adalah beban yang diterima oleh *asperity*. Dengan kedua parameter tersebut, didapat tekanan kontak rata-rata pada *asperity*. Keausan pada fase *running-in* dijelaskan sebagai proses dimana berkurangnya tekanan kontak *asperity* rata-rata sama seperti laju keausan. Dengan adanya perubahan tekanan ini, dicari keausan yang terjadi dengan persamaan keausan Archard:

$$V = \frac{kp}{H} \quad (3.1)$$

Keausan ini mengakibatkan perubahan pada luas kontak area  $AR$ . Perubahan luas kontak area ini merupakan gabungan dari pengaruh kekasaran permukaan, *density asperity*, dan *radius of curvature asperity*. Dengan demikian, persamaan luas kontak area dapat ditulis sebagai fungsi *conformity*  $C$  dan kekasaran rata-rata permukaan  $Ra$ . Keausan yang terjadi dapat dihitung sehingga menghasilkan perubahan nilai  $AR$  pada permukaan. Dapat dilihat pada Gambar 3.2 di bawah, menunjukkan alur perhitungan perubahan kekasaran permukaan  $Ra$  pada permukaan yang berkontak dengan pendekatan keausan yang terjadi.



Gambar 3.2 Alur perhitungan perubahan *surface roughness* pada model PEHL [18].

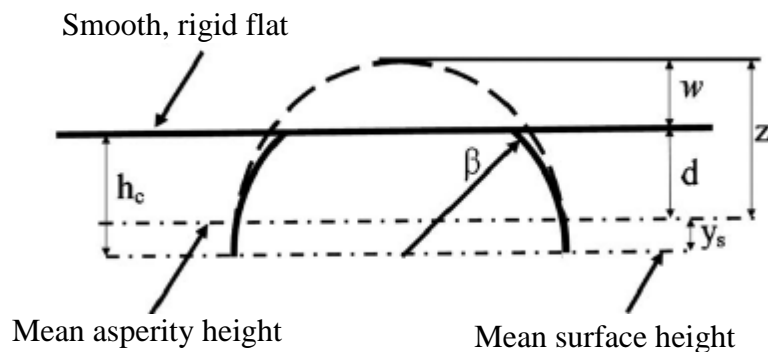
### 3.1.2 Model *load sharing concept* Akbarzadeh [3]

Pada kontak antara dua permukaan dengan nilai kekasaran tertentu yang disertai dengan pelumasan, ada 3 kemungkinan jenis pelumasan yang terjadi yaitu *hydrodynamic lubricated*, *mixed lubricated* dan *boundary lubricated*. Dalam kasus ini, dipelajari fenomena '*mixed lubricated*', dimana beban yang terjadi saat kontak dan gerak relatif ditumpu oleh lapisan *fluid film* dan *asperity*. Untuk menghitung distribusi beban yang diterima *asperity* dan pelumas, digunakan suatu metode yaitu '*load sharing concept*' yang dikembangkan dari persamaan Moes.

Moes [19] mengembangkan persamaan untuk menghitung ketebalan *fluid film* dalam kasus *Elastohydrodynamic Lubricated* (EHL) dengan asumsi permukaan yang berkontak halus (*smooth surface*). Awalnya Moes mengembangkan persamaan untuk memprediksi ketebalan pusat *fluid film* untuk EHL pada kasus *smooth surfaces*. Penerapan *load sharing method* untuk permasalahan *line contact* pertama kali dirumuskan oleh Gelinck dan Schipper [20] yang dicetuskan oleh Johnson [9]. Kemudian Lu [21], menerapkan metode ini pada kasus *pin-bushing* dengan pembebanan yang besar. Metode ini digunakan oleh para peneliti untuk analisis roda gigi [22,23] selama *running-in* dan *steady state*, dan juga mempelajari fenomena *Stribeck curve* [24].

Ketika dua “*fresh surface*” mengalami kontak, dimana terdapat pelumas, ujung *asperity* yang menonjol dari ketebalan *film* mengalami kontak dengan permukaan lainnya. Awalnya, *asperity* mengalami deformasi plastis, dengan demikian permukaan menjadi lebih halus. Skema dari puncak *asperity* berupa *hemi-spherical* dengan ketinggian  $Z_{before}$  dan jari-jari  $B_{before}$  di hadapan pelumas dengan ketebalan  $h_c$  sebelum kontak dan kekasaran yang sama setelah kontak dengan *rigid flat surfaces* ditunjukkan pada Gambar 3.3 berikut, dimana  $y_s$  adalah jarak antara rata-rata ketinggian permukaan dan rata-rata ketinggian *asperity*. *interferensi w* dihitung sebagai:

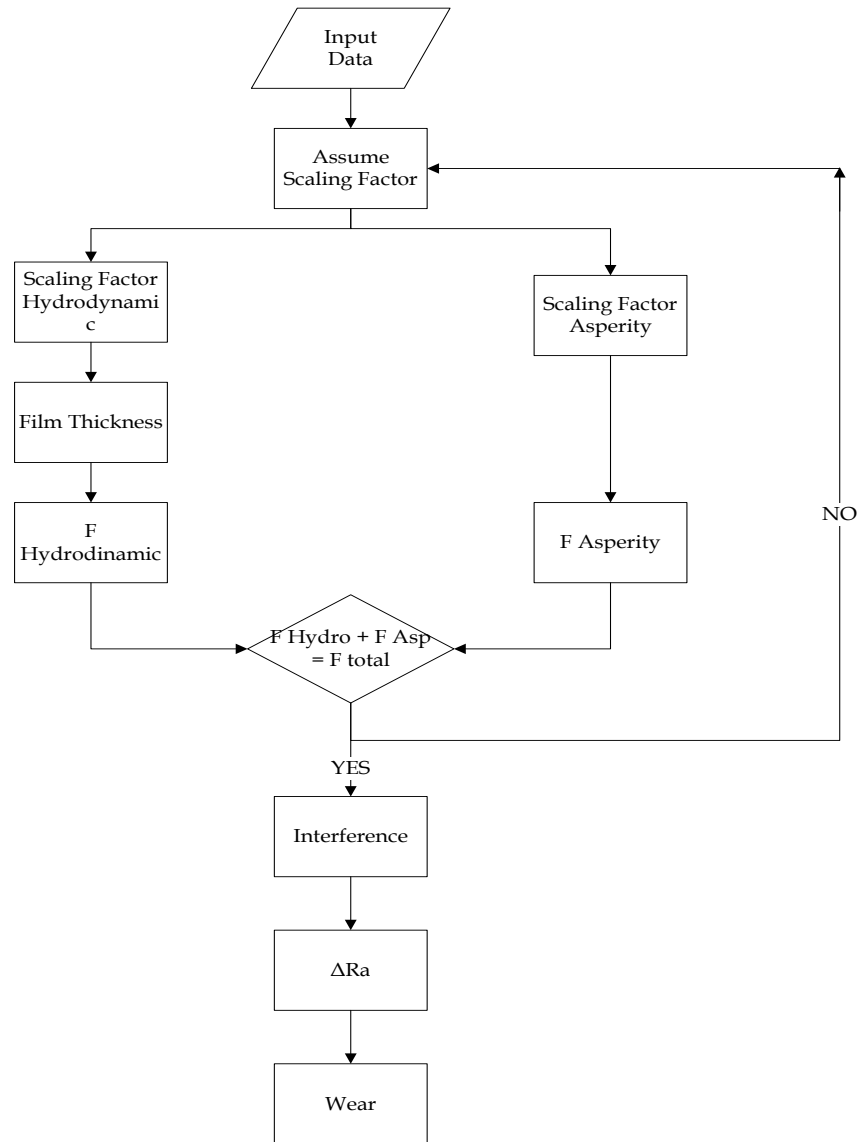
$$w = z - h_c + y_s \quad (3.2)$$



Gambar 3.3 Skema kontak pada *asperity* [9].

Gambar 3.3 di atas adalah skema kontak yang terjadi pada *asperity* dengan adanya *fluid film* dimana titik pusat ketebalan *fluid film*,  $h_c$ , dihitung sebagai pengaruh kekasaran permukaan. Nilai *interference* dihitung untuk semua *asperity* yang mengalami kontak. Karena pengaruh kondisi operasi dan sifat material, *asperity* yang berkontak berada dalam daerah elastis, daerah elastis-plastis, dan daerah plastis.. Penjumlahan dari beban yang diterima oleh *asperity* yang mengalami deformasi merupakan beban yang diterima oleh *asperity*. Sedangkan bagian lain dari beban total diterima oleh lapisan pelumas. Deformasi plastik dari *asperity* menghasilkan sebuah perubahan permanen pada profil kekasaran dari permukaan kontak, sehingga mempengaruhi koefisien gesek, *scaling factor*, *load-sharing* dan tingkat keausan.

Semakin lama, selama proses *running-in*, persentase *asperity* yang mengalami deformasi plastis menurun sementara persentase *asperity* yang mengalami deformasi elastis meningkat. Parameter input yang digunakan dalam simulasi adalah kekasaran permukaan profil, geometri dari roller menghubungi, bahan properti, kecepatan, beban, dan sifat pelumas dan parameter prediksi adalah faktor skala  $\gamma_1$  dan  $\gamma_2$ . *Regime steady-state* dimulai ketika *running-in* dalam tahap selesai dan terutama pengalaman *asperity* deformasi elastis. Dalam parameter ini rezim seperti koefisien gesekan dan laju keausan tetap konstan.

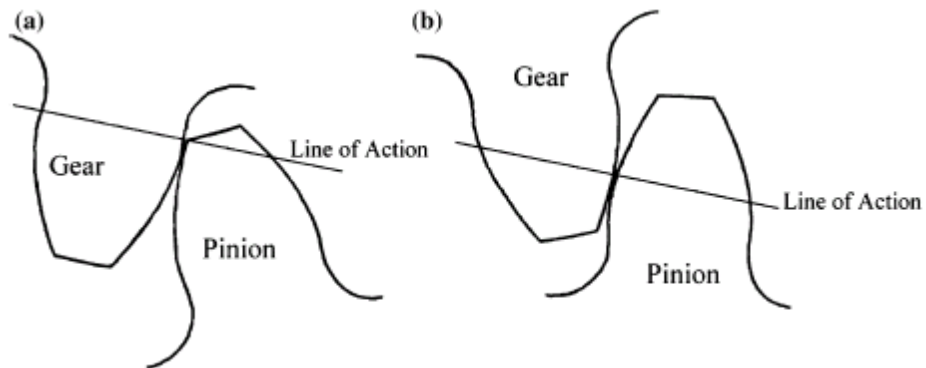


Gambar 3.4 Alur perhitungan perubahan *surface roughness* pada model keausan dengan *load sharing concept*.

### 3.1.3 Present model

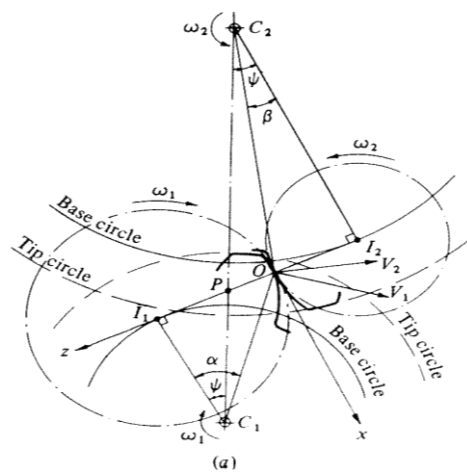
Kasus keausan pada kontak berpelumas pada daerah *mixed lubricated* terjadi pada kontak antara dua permukaan dimana sistem mengalami beban yang besar hingga lapisan pelumas tidak dapat memisahkan kedua permukaan tersebut. Kondisi ini biasa terjadi pada

kasus kontak antar roda gigi dan *bearing*, dimana keduanya menerima beban kerja yang besar dan beroperasi dengan kecepatan tinggi. Pada kasus kontak antar roda gigi dengan *pinion*, kontak yang terjadi mengikuti suatu garis yang disebut *Line of Contact* seperti yang diilustrasikan pada Gambar 3.5 berikut:



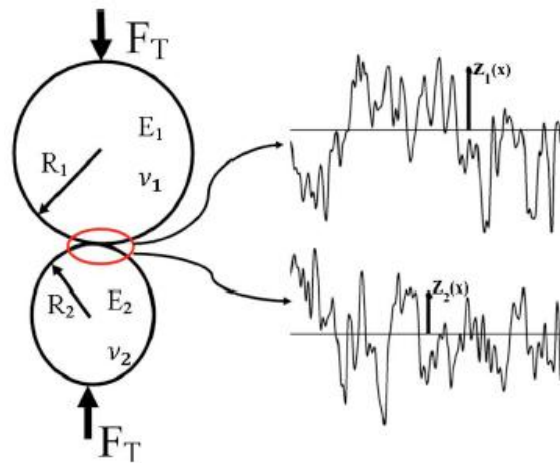
Gambar 3.5 Kontak antara *gear* dengan *pinion* mengikuti garis kontak.

Untuk mengimitasi jenis kontak yang terjadi, digunakan kontak antara dua buah roller dengan *radius* tertentu. Pemilihan dimensi roller untuk mengimitasi kontak berdasarkan dimensi dari roda gigi diilustrasikan seperti Gambar 3.6. Dua buah roda gigi berkontak dengan kecepatan sudut  $\omega_1$  dan  $\omega_2$ , dapat diubah menjadi kontak antara 2 buah roller.



Gambar 3.6 Ilustrasi penggunaan dua roller untuk mengimitasi kontak yang terjadi antara roda gigi.

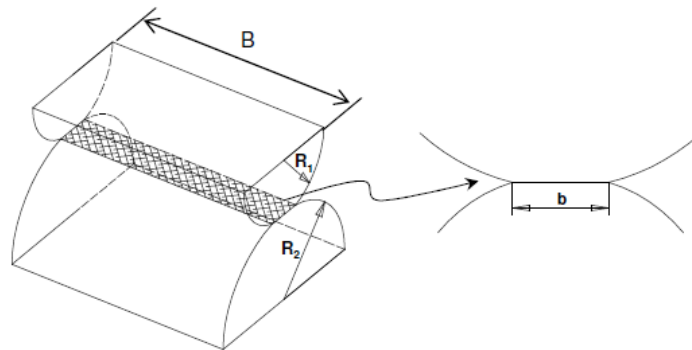
Selanjutnya perhatian dialihkan ke kekasaran permukaan dari permukaan roller yang saling berkontak. Permukaan roller memiliki kekasaran permukaan tertentu akibat proses *finishing* yang dilakukan dalam proses manufakturnya. Ketika dua buah roller saling berkontak, dalam skala mikro terjadi kontak antar *asperity*, seperti yang diilustrasikan dalam Gambar 3.7 di bawah.



Gambar 3.7 Ilustrasi kontak antar dua permukaan.

Dua buah roda gigi saling kontak dapat dimodelkan dengan kontak antara dua buah silinder seperti pada Gambar 3.6 sehingga geometri kontak yang terbentuk adalah *line contact*. Seperti dalam bahasan sebelumnya dalam bab 2, pada kasus *line contact* akan ada panjang kontak yang dinotasikan dengan  $B$  dan lebar kontak yang dinotasikan dengan  $b$ . dari dua variabel tersebut dapat diperoleh luas area kontak. Ilustrasi *line contact* dapat dilihat pada Gambar 3.8 di bawah dimana diilustrasikan kontak antara dua silinder.





Gambar 3.8 *Line contact* [17].

Jika dilihat dengan skala mikro, dalam area kontak tersebut terdapat banyak *asperity* yang saling kontak tetapi tidak semua *asperity* yang ada mengalami kontak. Hanya *asperity* yang memiliki ketinggian lebih dari tinggi pelumas yang saling kontak. Dalam hal ini, ada suatu pendekatan yang disebut dengan *summit*. *Summit* merupakan titik tertinggi diantara delapan titik didekatnya. Ilustrasi *summit* dapat dilihat pada Gambar 2.7. Dengan pendekatan ini maka tidak semua *asperity* yang ada mengalami kontak.

Dengan adanya pelumasan pada kontak antar *asperity*, beban total yang bekerja pada sistem diterima oleh pelumas dan *asperity*. Selanjutnya dengan *metode load sharing concept*, dihitung perubahan deformasi plastis yang terjadi pada tingkat *asperity*. Keausan yang terjadi merupakan akibat dari deformasi plastis yang terjadi pada masing-masing *asperity*.

### 3.2 *Load sharing concept* [9]

Pada kontak 2 permukaan, dengan nilai kekasaran tertentu yang disertai dengan pelumasan, ada 3 kemungkinan jenis pelumasan yang terjadi, yaitu *Hydrodynamic Lubricated*, *Mixed Lubricated* dan *Boundary Lubricated*. Dalam kasus ini, dipelajari fenomena *Mixed Lubricated*, dimana beban yang terjadi saat kontak dan gerak relatif ditumpu oleh *fluid film* dan *asperity*. Untuk menghitung distribusi beban yang diterima *asperity* dan pelumas, digunakan suatu metode yaitu *load sharing concept* yang dikembangkan dari persamaan Moes.

Moes mengembangkan persamaan untuk menghitung ketebalan *fluid film* dalam kasus *Elastohydrodynamic Lubricated* (EHL) dengan asumsi permukaan yang berkontak halus (*smooth surface*).

Awalnya Moes mengembangkan persamaan untuk memprediksi ketebalan pusat *fluid film* untuk EHL pada kasus *smooth surfaces*. *Non-dimensional film thickness*,  $H_c$ , adalah:

$$\left[ \left( H_{RI}^{7/3} + H_{EI}^{7/3} \right)^{3s/7} + \left( H_{RP}^{-7/2} + H_{EP}^{-7/2} \right)^{-2s/7} \right]^{1/s} \quad (3.3)$$

dimana

$$s = \frac{1}{5} \left( 7 + 8e^{\left( \frac{2H_{EI}}{H_{RI}} \right)} \right) \quad (3.4)$$

Dengan parameter yang digunakan sebagai berikut:

$$H_{RI} = 3 \left( WU_{\Sigma}^{-0.5} \right)^{-1} \quad (3.5)$$

$$H_{EI} = 2.621 \left( WU_{\Sigma}^{-0.5} \right)^{-0.2} \quad (3.6)$$

$$H_{RP} = 1.287 \left( GU_{\Sigma}^{-0.25} \right)^{2/3} \quad (3.7)$$

$$H_{EP} = 1.311 \left( WU_{\Sigma}^{-0.5} \right)^{-1/8} \left( GU_{\Sigma}^{-0.25} \right)^{3/4} \quad (3.8)$$

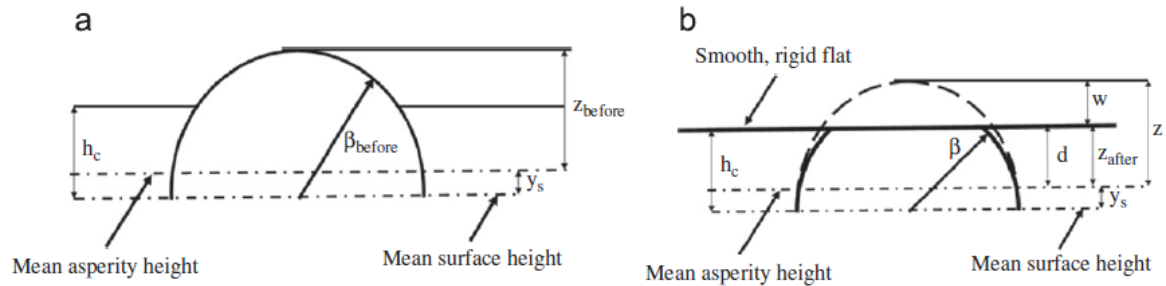
$$W = \frac{F_T}{E_p R' B} \quad (3.9)$$

$$G = \alpha E_p \quad (3.10)$$

$$U_{\Sigma} = \frac{\mu_0 u}{E_p R'} \quad (3.11)$$

$$H_c = \frac{h}{R'} U_{\Sigma}^{-0.5} \quad (3.12)$$

Berikut ini adalah skema kontak yang terjadi pada *asperity* dengan adanya *fluid film*.



Gambar 3.9 Skema kontak *asperity* (a) sebelum kontak (b) setelah deformasi plastis

Dari Gambar 3.1 di atas dapat kita lihat saat 2 permukaan berpelumas berkontak, beban diterima *asperity* dan pelumas. Beban yang diterima *asperity* menyebabkan terjadinya deformasi sejauh *interference* ( $w$ ). Ketinggian *fluid film* dapat dilihat pada gambar ( $h_c$ ) yang ikut menerima tekanan kontak. “ketebalan *fluid film* memiliki efek signifikan pada *interference* yang dialami *asperity*”.

$$w = z - h_c + y_s \quad (3.2)$$

Dengan adanya *interference* yang terjadi pada *asperity*, terjadi deformasi pada tiap-tiap *asperity*. Ada 3 jenis deformasi yang mungkin dialami oleh suatu *asperity*, yaitu deformasi elastis, deformasi elastoplastis dan deformasi plastis. Untuk tiap tipe deformasi, memiliki persamaan gaya yang berbeda-beda, yaitu:

a. Deformasi elastis

Pada deformasi ini, setelah pembebanan tidak dilakukan, *asperity* yang mengalami deformasi akan kembali ke bentuk geometri awal. Persamaan luas kontak dan gayanya adalah:

$$A_{ie} = \pi \beta_i w_i \quad (3.13)$$

$$F_{ie} = \frac{4}{3} E_p \beta_i^{0.5} w_i^{0.5} \quad (3.14)$$

b. Deformasi elastoplastis

Regime deformasi ini merupakan peralihan dari deformasi elastis menuju deformasi plastis, untuk persamaan luas kontak dan gayanya, dipakai persamaan sebagai berikut:

$$A_{iep} = \pi\beta_i w_i \left( 1 - 2 \left( \frac{w_i - w_e}{w_p - w_e} \right)^3 + 3 \left( \frac{w_i - w_e}{w_p - w_e} \right)^2 \right) \quad (3.15)$$

$$F_{iep} = \left( H - 0.6H \frac{\ln w_p - \ln w_i}{\ln w_p - \ln w_e} \right) A_{iep} \quad (3.16)$$

c. Deformasi plastis

Pada deformasi ini, setelah pembebanan tidak dilakukan, *asperity* yang mengalami deformasi akan tetap pada bentuk geometri setelah pembebanan. Persamaan luas kontak dan gaya nya adalah:

$$A_{ip} = 2\pi\beta_i w_i \quad (3.17)$$

$$F_{ip} = HA_{ip} \quad (3.18)$$

Pada suatu permukaan kasar dengan variasi ketinggian *asperity*, maka total kontak area dan gaya yang terjadi merupakan penjumlahan total dari ketiga jenis deformasi diatas, sehingga persamaan luas area kontak total dan gaya totalnya menjadi:

$$F_c = \sum_{i=1}^n F_{ei} + F_{epi} + F_{pi} \quad (3.19)$$

$$A_c = \sum_{i=1}^n A_{ei} + A_{epi} + A_{pi} \quad (3.20)$$

Karena terjadi kontak dalam kondisi *Mixed Lubrication*, maka beban total yang diterima oleh *asperity* dan *fluid film*. Berdasarkan *Load Sharing Concept*, *hidrodynamics film* dan *asperity* berkontribusi dalam membagi beban total yang diterima

$$F_T = F_H + F_C \quad (3.21)$$

$$\frac{F_T}{\gamma_1} = \text{Load yang dibawa fluid film}$$

$$\frac{F_T}{\gamma_2} = \text{Load yang dibawa asperity}$$

*Fluid film* dan *asperity* menerima gaya sebesar:

$$F_T = \frac{F_T}{\gamma_1} + \frac{F_T}{\gamma_2} \quad (3.22)$$

Parameter  $\gamma_1$  dan  $\gamma_2$  memiliki hubungan:

$$1 = \frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} \quad (3.23)$$

Dengan demikian, besarnya gaya yang diterima oleh *asperity* menggunakan metode deformasi dengan *scaling factor* haruslah menghasilkan nilai yang sama.

### 3.3 Load sharing concept untuk kontak pada *rough surface* [9]

Penjelasan *load sharing concept* pada bagian 3.1 di atas, merupakan aplikasi untuk kontak berpelumas untuk single *asperity*. Aplikasi dari persamaan *load sharing concept* oleh Moes pada *rough surface* pertama kali dirumuskan oleh Gellinck-Schipper, diverifikasi pada percobaan Lu, dan dipakai untuk analisa pada *spur gears* oleh Akbarzadeh-Khonsari.

Dengan adanya “Load Sharing Concept”, masalah dibagi menjadi 2 bagian.

1. Kontak antara 2 rollers dengan modulus elastisitas yang ekuivalen ( $E_P/\gamma_1$ ) dengan gaya yang bekerja sebesar ( $F_T/\gamma_1$ ) dicari solusinya hingga nilai *Film Thickness* ( $h_C$ ) diketahui.

2. Kontak 2 permukaan dengan modulus elastisitas ( $E_P/\gamma_2$ ) dimana gaya yang bekerja equivalent dengan ( $F_T/\gamma_2$ ).

Dengan substitusi gaya yang bekerja sebesar ( $F_T/\gamma_1$ ) dan modulus elastisitas ( $E_P/\gamma_1$ ) didapat persamaan untuk mencari *film thickness*  $h_C$  dengan memperhatikan nilai kekasaran permukaan, yaitu:

$$H_C = \left[ \gamma_1^{s/2} \left( H_{RI}^{7/3} + \gamma_1^{14/15} H_{EI}^{7/3} \right)^{3s/7} + \gamma_1^{-s/2} \left( H_{RP}^{-7/2} + H_{EP}^{-7/2} \right)^{-2s/7} \right]^{1/s} (\gamma_1)^{1/2} \quad (3.24)$$

$$s = \frac{1}{5} \left( 7 + 8e^{\left( \frac{2(\gamma_1)^{-7/5} H_{EI}}{H_{RI}} \right)} \right) \quad (3.25)$$

Ketika  $H_C$  (*non-dimensinal film thickness*) diketahui, dapat dicari  $h_C$  (*dimensional film thickness*) yang dihitung dari persamaan:

$$H_C = \frac{h}{R'} U_{\Sigma}^{-0.5} \quad (3.12)$$

Perhitungan di atas dengan asumsi temperatur oli/pelumas saat perhitungan sama dengan temperatur pelumas pada bagian *inlet*. Ketika efek temperatur juga diperhatikan, maka digunakan persamaan:

$$C_t = \frac{h_{thermal}}{h_{isothermal}} = \frac{1}{1 + 0.00766G^{0.687} W^{0.447} TL^{0.527} e^{0.75sr}} \quad (3.26)$$

dimana :

$sr = \text{slide to roll ratio}$

$TL = \text{thermal loading parameter} = \frac{\mu_0 \gamma U_{rolling}^2}{k_f}$

$\mu_0 = \text{viscosity at ambient pressure \& temperatur}$

$k_f = \text{Thermal conductivity}$

$\gamma = \text{temperatur-viscosity coefficient lubricant}$

$U_{\text{rolling}} = \text{Rolling velocity}$

Pada suatu permukaan kasar dengan variasi ketinggian *asperity*, maka total kontak area dan gaya yang terjadi merupakan penjumlahan total dari ketiga jenis deformasi di atas, sehingga persamaan luas area kontak total dan gaya totalnya menjadi:

$$F_c = \sum_{i=1}^n F_{ei} + F_{epi} + F_{pi} \quad (3.19)$$

$$A_c = \sum_{i=1}^n A_{ei} + A_{epi} + A_{pi} \quad (3.20)$$

Besarnya beban yang diterima *asperity* haruslah sama dengan gaya total sistem dibagi dengan *scaling factor* yang digunakan untuk mencari besarnya ketebalan lapisan fluid film.

*Fluid film* dan *asperity* menerima gaya sebesar:

$$F_T = \frac{F_T}{\gamma_1} + \frac{F_T}{\gamma_2} \quad (3.21)$$

Parameter  $\gamma_1$  dan  $\gamma_2$  memiliki hubungan:

$$1 = \frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} \quad (3.22)$$

Dengan memasukkan faktor kekasaran tersebut, pemodelan keausan pada kontak antara permukaan dengan kekasaran tertentu yang disertai adanya pelumasan dapat terselesaikan dengan menggunakan perhitungan analitik. Dalam kasus ini, pengaruh dari perubahan temperatur selama kontak terjadi dapat dimasukkan sebagai faktor koreksi tersendiri dimana besarnya dipengaruhi oleh sifat pelumas dan perbandingan kecepatan *sliding* dan *rolling* pada sistem yang bekerja.