
PENGARUH PEMODELAN TEKANAN KONTAK RATA-RATA TERHADAP MODEL KEAUSAN KONTAK *SLIDING* ANTARA SILINDER DENGAN BIDANG DATAR

I. Syafa'at^{*1)}, S.A. Widyanto²⁾, Jamari²⁾, R. Ismail²⁾

¹⁾ Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Wahid Hasyim
Jln. Menoreh Tengah X/22 Sampangan Semarang 50236

²⁾ Jurusan Teknik Mesin Universitas Diponegoro, Semarang
Jln. Prof. Sudarto S.H. Tembalang, Semarang 50275

^{*)} email: immsyaf@yahoo.co.id

Abstrak

Kajian tentang keausan yang terjadi akibat kontak dari dua buah benda telah banyak dilakukan. Terdapat banyak studi untuk menganalisa keausan secara akurat dalam komponen permesinan, baik secara analitik maupun numerik. Paper ini membahas tentang pengaruh tekanan kontak rata-rata (average contact pressure) terhadap pemodelan keausan kontak sliding antara silinder dengan bidang datar. Model dibuat dengan menggunakan simulasi elemen hingga. Tekanan kontak rata-rata diperoleh dengan dua cara, yaitu dari hasil simulasi FEA dan dari model Hertz. Hasil studi ini menunjukkan bahwa model memiliki hasil yang bagus.

Kata kunci: tekanan kontak rata-rata, kontak sliding, keausan, silinder

Pendahuluan

Ketika sebuah produk rakitan mulai dirakit, sesungguhnya sebuah mekanisme perkontakan telah dimulai. Jika perkontakan ini diberi pembebanan dan kedua benda saling bergerak, gesekan antara dua permukaan itupun terjadi. Peristiwa ini akan mengakibatkan keausan dalam kurun waktu tertentu. Keausan sebagai fenomena yang sulit dihindari dalam aplikasi di *engineering*, mulai diteliti oleh Archard (1953). Archard mengemukakan sebuah model fenomenal untuk menjelaskan tentang *sliding wear*. Dalam modelnya diasumsikan bahwa parameter kritis dalam *sliding wear* adalah tekanan pada kontak dan jarak *sliding* antara permukaan kontak.

Dewasa ini penggunaan teknologi dengan perangkat lunak mulai dikembangkan, khususnya keausan model Archard (1953). Strömberg (1999) menggunakan simulasi analisa elemen hingga (FEA) untuk keausan thermoelastis, de Saracibar dan Chiumenti (1999) menampilkan sebuah model numeris untuk mensimulasikan perilaku keausan gesek dalam kondisi nonlinear kinematis. Molinari dkk. (2001) memodifikasi model Archard (1953) pada kekerasan dari material yang lebih lunak dengan fungsi suhu. Komputasi ini dengan mensimulasikan kontak yang sederhana dari sebuah kotak yang meluncur di atas piringan. Podra dan Andersson [6] melakukan eksperimen *pin-on-disc* dengan asumsi bahwa aus hanya terjadi pada pin saja. Dengan membandingkan model FEA, bahwa akurasi FEA tergantung pada diskritisasi model.

Öqvist (2001) memodelkan sebuah kontak antara *roller* silindris dengan *plate*. Dalam penelitiannya ditemukan topografi keausan yang berbentuk datar antara dua permukaan yang saling kontak. Hasil FEA ini kemudian diverifikasi dengan eksperimen. Hegadekatte (2006) menampilkan *Global Incremental Wear Model* (GIWM) dengan pin yang diputar pada piringan untuk kasus *point contact*. Keausan pin dan keausan piringan dihitung dengan model Archard (1953). Perhitungan keausan piringan menggunakan asumsi evolusi daerah kontak ellips dimana panjang kontak terus menurun ketika lebar bekas keausan mengalami peningkatan. Permulaan untuk mencari keausan piringan menggunakan jari-jari kontak awal dengan formula dari Hertz (1882). Hasil analitik GIWM dan FEA memperlihatkan hasil yang bagus.

Prosedur simulasi dalam penyelesaian kasus keausan dengan analisa elemen hingga secara umum menggunakan model keausan Archard (1953). Pendekatan dengan model ini telah digunakan oleh Podra dan Andersson (1999), Öqvist (2001), Kim dkk. (2005), dan Hegadekatte (2006). Meskipun menggunakan cara yang berbeda-beda, namun secara umum prosedur simulasi tersebut meliputi:

- a) Perhitungan tekanan kontak dari mekanisme persinggungan antara dua benda.

- b) Penentuan peningkatan keausan berdasarkan model keausan.
- c) *Updated geometry* untuk mencerminkan besaran keausan yang menghasilkan bentuk geometri baru. Dimana geometri baru ini digunakan untuk iterasi berikutnya dalam simulasi proses keausan.

Melihat dari berbagai penelitian di atas, model keausan Archard (1953) merupakan model yang sering digunakan sebagai acuan. Hegadekatte (2006) hanya pada kasus *point contact* saja. Sedangkan Öqvist (2001) menggunakan gerak resiprokasi dengan angka *wear steps* sebagai masukannya. Sampai sekarang belum terlihat adanya model keausan silinder pada bidang datar dengan FEA yang menggunakan tekanan kontak rata-rata (*average contact pressure*). Tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh tekanan kontak rata-rata antara hasil FEA dan tekanan kontak rata-rata yang diperoleh dari pendekatan model Hertz (1882) pada keausan silinder akibat *sliding* pada bidang datar. Penelitian ini merupakan pengembangan dari model Archard (1953) dan Hegadekatte (2006) untuk kasus *line contact* berdasar *updated geometry*.

Dasar Teori

Archard (1953) mengasumsikan bahwa parameter kritis dalam *sliding wear* adalah tekanan pada kontak dan jarak *sliding* antara permukaan kontak. Model keausan Archard yaitu:

$$\frac{V}{s} = K \frac{F_N}{H} \quad (1)$$

dimana V adalah volume material yang hilang, s adalah jarak *sliding*, F_N adalah beban normal tiap daerah kontak, H adalah kekerasan dari material yang lebih lunak, K adalah koefisien aus.

Prosedur simulasi dalam penyelesaian kasus keausan dengan analisa elemen hingga secara umum menggunakan Pers. (2) dengan menambahkan peningkatan jarak *sliding*. Pendekatan dengan model ini telah digunakan oleh Podra (1999), Öqvist (2001), Kim dkk. (2005), Hegadekatte (2006), yaitu:

$$h_j = h_{j-1} + k_D \cdot p_j \cdot \Delta s_j \quad (2)$$

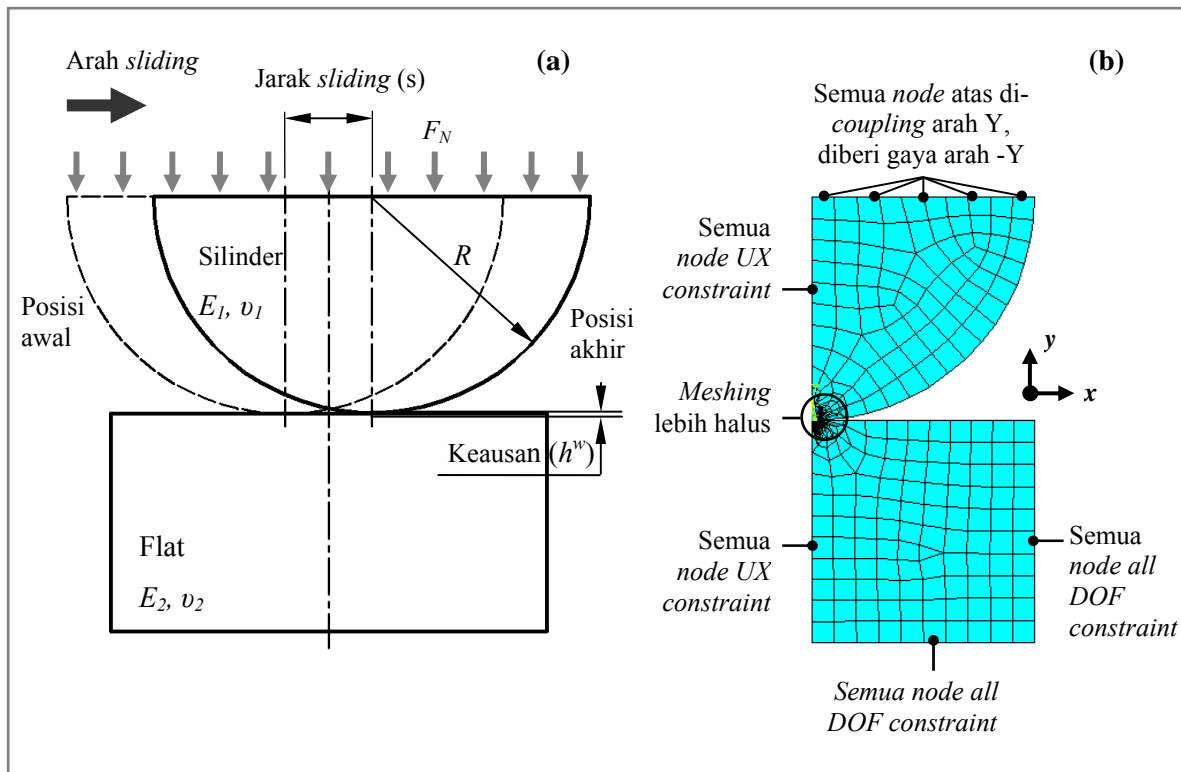
dalam Pers. (2) h_j adalah kedalaman aus saat iterasi ke- j , h_{j-1} adalah kedalaman aus saat iterasi sebelumnya, k_D adalah koefisien aus, p_j adalah tekanan kontak saat iterasi ke- j dan Δs_j adalah peningkatan (*increment*) jarak *sliding* saat iterasi ke- j . Jadi parameter penting kedalaman aus adalah tergantung pada koefisien aus k_D dan tekanan kontak p . Hertz (1882) menggunakan Pers. (3) untuk menghitung tekanan maksimum p_o pada pusat sumbu (Johnson, 1985), yaitu:

$$p_a = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot p_o, \quad (3)$$

dimana p_a adalah tekanan kontak rata-rata dan p_o adalah tekanan kontak pada sumbu pusat. Dalam penelitian ini, tekanan kontak rata-rata p_a diperoleh menggunakan dua model, yaitu dari simulasi FEA dengan *software* ANSYS® dan perhitungan model Hertz (1882).

Pemodelan FEA

Silinder dimodelkan dengan bentuk seperempat lingkaran dengan *plain strain*. Skema ilustrasi tentang arah *sliding*, pembebanan yang merata pada silinder dapat dilihat pada Gambar 1. (a). Semua *node* pada *flat* bagian bawah di-*constraint* terhadap sumbu x dan sumbu y (*all DOF*), semua *node* atas silinder di-*coupling* arah y serta diberi beban arah $-y$. Tipe elemen yang digunakan ialah PLANE82, elemen target TARGE169, elemen kontak CONTA175 (ANSYS, 2006). Diskritisasi model ini terdiri dari 17038 elemen dan 50442 *node* sebagaimana terlihat dalam Gambar 1 (b). Beban (F_N) 10 N, Radius silinder (R) adalah 10 mm. Baik material silinder maupun *flat* mempunyai modulus elastisitas sama, E_1 dan E_2 sebesar 200 GPa, *Poisson's ratio* ν_1 dan ν_2 0.32. Sedangkan koefisien aus (k_D) antara baja dengan baja sebesar $1.2E-7$ mm³/Nmm (Hegadekatte, 2006). Simulasi ini menggunakan koefisien gesek 0. Verifikasi model dengan Hertz (1882) menunjukkan deviasi di bawah 3%, seperti ditunjukkan dalam Tabel 1.



Gambar 1. Pemodelan kontak *sliding* antara silinder dengan bidang datar (a) Ilustrasi skematik, dan (b) Model FEA.

Tabel 1. Verifikasi model dengan beban $F_N = 10 \text{ N}$

Perbandingan	Hertz (1882)	FEA	Deviasi (%)
Tek. kontak maks (p_o) [MPa]	188.36	188.43	0.04
Tek. kontak rata-rata (p_a) [MPa]	147.94	144.19	2.60
Setengah lebar kontak (b) [mm]	0.0338	0.0340	0.56

Prosedur Pemodelan FEA

Prosedur pemodelan diawali dengan pembuatan geometri model yang disederhanakan (lihat Gambar 1.(b)). Pembuatan ini membutuhkan sifat-sifat material seperti modulus elastisitas (E) dan *Poisson's ratio* (ν). Setelah langkah ini dilakukan, dibuatlah diskritisasi model dengan membagi menjadi elemen-elemen kecil yang disebut dengan *meshing*. Langkah kedua yaitu menentukan jenis perkontak, pemberian kondisi batas dan pembebanan. Pemberian kondisi batas ini mencakup *node* yang di-*constarint* agar bergerak ke arah sumbu tertentu ataupun dikehendaki agar tidak bergerak ke arah manapun. Berikutnya adalah pembebanan berupa gaya. Setelah berhasil simulasi dengan sejumlah iterasi, akan diperoleh tekanan kontak rata-rata (p_a). Untuk model 1, tekanan kontak rata-rata hasil FEA ini diperoleh dengan menjumlahkan nilai tekanan kontak pada masing-masing *node* kemudian membaginya dengan jumlah *node* yang saling kontak. ANSYS hanya bisa mengidentifikasi tekanan kontak maksimal, tetapi tidak bisa mengidentifikasi tekanan kontak rata-rata. Sedangkan model 2 dengan menggunakan Pers. (3).

Seperti pada pemodelan keausan yang lain, input berupa jarak *sliding* tidaklah dihitung dengan FEA (Öqvist, 2001). Jadi penerapan interval jarak (Δs) secara manual akan sangat mempengaruhi besarnya kenaikan besaran keausan karena koefisien aus (k_D) merupakan konstanta. Hegadekatte (2006) membuat formula dalam menentukan jarak *sliding* ini seperti pada Pers. (7).

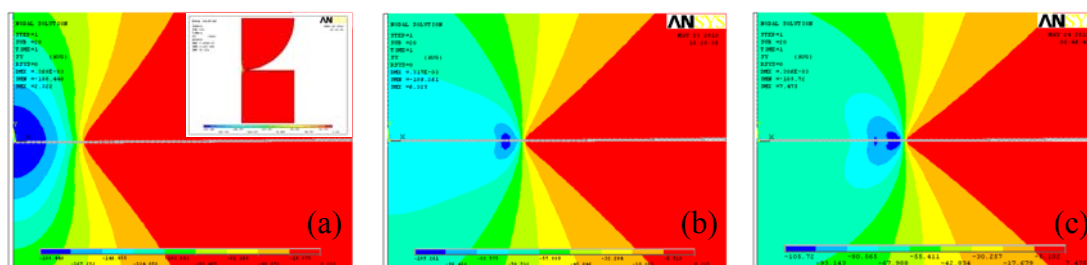
$$\Delta s_i = \frac{\varepsilon h_{\max i}}{k_D p_i} \quad (7)$$

dimana p_i adalah tekanan kontak pada titik pusat kontak setiap kenaikan jarak *sliding*, k_D adalah koefisien keausan, $\Delta h_{max i}$ adalah nilai keausan maksimum yang diijinkan. Nilai konstan diambil sebagai nilai faktor pengali, ϵ , dari $\Delta h_{max i}$ yang diambil dalam perhitungan Δs_i . Dalam studi ini, nilai ϵ yang dipakai adalah 1.

Langkah berikutnya setelah mendapatkan besaran keausan (h^w) adalah membuat simulasi lagi dengan penekanan berupa beban *displacement* (UY). Besarnya *displacement* ini sesuai dengan besarnya keausan (h^w) dengan memperhitungkan setengah lebar kontak (b). Hasil deformasi ini kemudian disimpan untuk kemudian diambil lagi pada simulasi berikutnya. Demikian langkah-langkah tersebut dilakukan secara berulang hingga mencapai jarak *sliding* yang diinginkan dan mendapat nilai keausan yang diharapkan. Kondisi batas dan pembebanan dalam setiap simulasinya sama dengan saat simulasi awal. Perlu dicatat bahwa untuk setiap simulasi, geometri *flat* masih utuh seperti pada keadaan awal simulasi. Disini diasumsikan bahwa geometri silinder saja yang hanya mengalami keausan. Sehingga geometri yang diperbarui (*updating geometry*) hanya silindernya saja.

Hasil dan Pembahasan

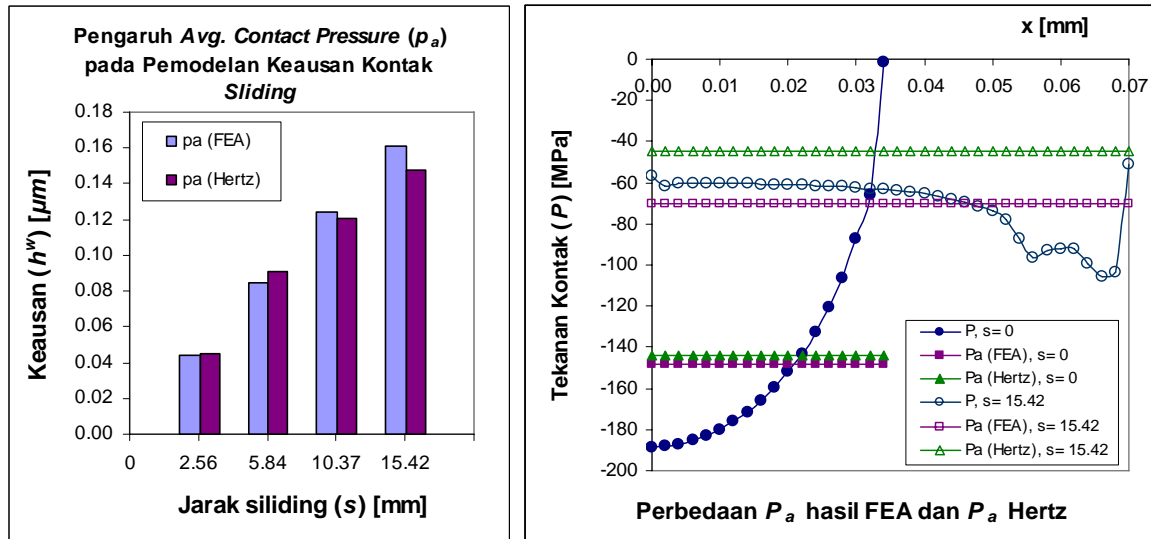
Dalam studi ini ditemukan tekanan kontak maksimal mengalami pergerakan posisi dari pusat sumbu ke arah tepi silinder pada kedua model. Hal ini dikarenakan semakin sering geometrinya diperbarui sebagai akibat dari jarak *sliding* yang terus meningkat, bentuk konformal kedua permukaan semakin terbentuk dengan ditandai semakin besarnya lebar setengah kontak b (lihat Gambar 2). Tekanan kontak maksimal pada *node* tidak selalu berada pada pusat sumbu $x=0$, $y=0$. Itulah yang mendasari kenapa penulisan notasi tekanan kontak maksimal menggunakan notasi p_o bukan p_{maks} . Hal ini menjadikan topografi *node* terluar ini lebih tinggi dan akan menghasilkan tekanan kontak tertinggi ketika kontak. Meskipun demikian, hasil perhitungan tekanan kontak rata-rata dari *node* yang saling kontak tidak berpengaruh signifikan terhadap perhitungan plot keausan hasil pengembangan model Archard (1953). Perbedaan kontur distribusi tegangan antara Gambar 2 (b) dan (c) disebabkan oleh nilai p_a yang berbeda diantara keduanya. Pada model 1 (Gambar 2 (b)) dengan mengambil tekanan kontak sejumlah *node* yang kontak dan membaginya, membuat permukaan konformal relatif lebih cepat terbentuk. Sedangkan pada model 2 (Gambar 2 (c)) kontur distribusi tegangan di tepi silinder lebih besar. Ini disebabkan kelemahan perhitungan dengan Pers. (3) yang menganggap besar tekanan rata-rata pada pusat sumbu. Padahal kenyataannya tekanan kontak terbesar justru pada daerah tepi silinder, bukan pada tengah sumbu, seperti pada kontak elastis Hertz (1882). Hal tersebut seperti ditunjukkan dalam Gambar 3 (b). Hegadekatte (2006) memang telah mencatat bahwa penggunaan tekanan kontak rata-rata model Hertz (1882) hanya dapat dipergunakan ketika awal simulasi saja sebelum model di-*updated geometry*. Hal ini dikarenakan faktor elastisitas material selama proses *updating geometry*. Penekanan sebesar lebar setengah kontak b mengakibatkan *node* yang tidak tertekan pada ujung kontak terluar akan cenderung mempertahankan posisi semula.



Gambar 2. Gambar pembesaran kontur tegangan arah yy , (a) saat $s = 0$ mm, gambar kanan atas adalah tanpa pembesaran, (b) model p_a dengan FEA saat $s = 15.42$ mm, dan (c) model p_a dengan pemodelan Hertz saat $s = 15.42$ mm.

Hasil pemodelan FEA menunjukkan bahwa keausan pada silinder mengalami peningkatan seiring dengan bertambahnya jarak *sliding*. Pada Gambar 3 (a) terlihat model p_a dengan FEA mengalami peningkatan yang cukup tajam jika dibanding dengan model p_a dari Hertz. Pada jarak

sliding antara 0 sampai 5.84 mm keausan lebih besar terjadi pada model 2. Kemudian setelah itu terlihat lebih rendah dibanding model 1. Hal ini disebabkan penggunaan tekanan kontak rata-rata dengan FEA memiliki hasil yang relatif konstan peningkatannya. Pada model 2, penggunaan tekanan kontak dengan mempertimbangkan besarnya tekanan pada pusat sumbu mengakibatkan keausan setelah jarak 5.84 mm cenderung lebih rendah. Ini karena tekanan kontak maksimal sudah tidak berada pada pusat sumbu.



Gambar 3. (a) Keausan Silinder pada bidang datar dan (b) perbedaan p_a hasil FEA dan p_a Hertz

Seperti terlihat dalam Gambar 3 (b) dan juga pada Tabel 1 menunjukkan bahwa perbedaan antara tekanan kontak rata-rata FEA dan Hertz sebesar 2.60% pada permulaan kontak, tidak berarti secara otomatis perbedaan keausan yang dihasilkan sebesar itu. Pada jarak sliding 15.42 mm, perbedaan keduanya mencapai 3%. Karena disamping tekanan kontak, interval jarak *sliding* yang dihasilkan memiliki pengaruh terhadap besarnya keausan.

Kesimpulan

Pemodelan keausan kontak sliding antara silinder dengan bidang datar dengan mempertimbangkan tekanan kontak rata-rata telah dilakukan. Model 1 menggunakan tekanan kontak rata-rata dari FEA dan model 2 dengan perhitungan model Hertz. Diperoleh keausan yang berbeda diantara keduanya. Pada tahap awal *sliding*, model pertama cenderung mengalami peningkatan yang konstan, sedangkan model 2 mengalami peningkatan keausan yang lebih rendah dibanding tahap awal. Ini dikarenakan faktor elastisitas material karena proses *updating geometry*. Secara umum hasil yang didapatkan bagus untuk digunakan sebagai gagasan pemodelan *steady state*. Perlu kiranya dilakukan pengujian secara eksperimen maupun analitik untuk mengetahui keakuratannya.

Daftar Pustaka

- ANSYS, 2006, *ANSYS Contact Technology Guide Release 10.0*, ANSYS, Inc. Southpointe 275 Technology Drive, Canonsburg, PA 15317
- Archard, J. F., 1953, Contact and rubbing of flat surfaces, *J. Appl. Phys.*, 24, 981-988.
- de Saracibar, C. A. and Chiumenti, M., On the numerical modeling of frictional wear phenomena, 1999, *Comput. Methods Appl. Mech. Engg.*, 177, 401-426.
- Hegadekatte, V., 2006, *Modelling and Simulation of Dry Sliding Wear for Micro-machine Applications*, PhD Dissertation, Universität Karlsruhe (TH) Kaiserstrasse, Germany.
- Hertz, H., 1882, Über die berührung fester elastische körper und über die harte (On the contact of rigid elastic solids and on hardness), *Verhandlungen des Vereins zur Beforderung des Gewerbefleisses*, Leipzig.

- Johnson, K.L., 1985, *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- Kim, N. H., Won, D., Burris, D., Holtkamp, B., Gessel, G., Swanson, P., Sawyer, W.G., 2005, Finite element analysis and experiments of metal/metal wear in oscillatory contacts, *Wear*, 258, 1787-1793.
- Molinari, J. F., Ortiz, M., Radovitzky, R., and Repetto, E., 2001, A., Finite element modeling of dry sliding wear in metals, *Engg. Comput.*, 18, 592-609.
- Öqvist, M., 2001, Numerical simulations of mild wear using updated geometry with different step size approaches, *Wear*, 249, 6-11.
- Podra, P. and Andersson, S., 1999, Simulating sliding wear with finite element method, *Tribol. Int.*, 32, 71-81.
- Strömberg, N., 1999, Finite element treatment of two-dimensional thermoelastic wear problems, *Comput. Methods Appl. Mech. Engg.*, 177, 441-455.