

STUDI FLASH TEMPERATURE YANG BERASAL DARI GESEKAN PADA SEMI-ELLIPSOIDAL DENGAN MODEL BOS

M Denny Surindra

Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Semarang
Jl. Prof. Sudarto, SH. Tembalang, Kotak Pos 6199/SMS Semarang 50329
Telp: (024) 7473417, 7466420 (Hunting), 7478384, Fax. 7472396

Abstrak

Tribology merupakan ilmu yang mempelajari kontak permukaan yang sedang melakukan gerakan relatif. Banyak proses manufaktur dan aplikasi tribosystem melibatkan gerakan sliding antara dua buah body yang menimbulkan energi panas pada daerah kontak. Paper ini mereview model-model perpindahan panas yang terbangkitkan akibat adanya deformasi plastis atau gesekan. Gesekan ini mengakibatkan pelepasan panas (frictional heat) pada area kontak yang dapat menyebabkan kegagalan permukaan berupa lecet/scuffing. Dengan demikian perlu pengembangan identifikasi dan verifikasi flash temperature yang dapat menyebabkan scuffing menggunakan model numerik dengan menggunakan finite element method, dalam hal ini peneliti akan menggunakan software ANSYS 11 yang mana dapat memprediksi distribusi flash temperature yang terbangkitkan. Hasil akhirnya berupa simulasi distribusi flash temperature yang dapat memberikan parameter resistensi scuffing.

Kata kunci: *flash temperature, kontak sliding,*

1. Pendahuluan

Teknologi seperti ekonomi mengalami hasil yang meningkat pesat salah satunya pada operasi tribosystem yang bekerja pada kondisi yang sangat ekstrem. Kondisi yang sangat ekstrim ini dapat dicontohkan misalnya mekanisasi dengan pembebanan load yang sangat berat, pengoperasian dengan temperatur yang sangat tinggi dan kontak dengan pelumasan yang sangat kurang. Jelasnya teknologi kontak permukaan di bidang manufacturing yang berkaitan dengan kekasaran permukaan, pelumasan yang berkaitan dengan viskositas dapat menyebabkan masalah besar, salah satunya fenomena thermal.

Kondisi ekstrim yang terus berkembang membutuhkan design yang lebih akurat untuk menjawab masalah tersebut termasuk fenomena thermal yang diakibatkan oleh kontak permukaan. Secara umum, aspek thermal di tribology sangat penting untuk menentukan hal berikut ini:

- performa sistem (ketebalan film pelumasan, kehilangan daya)
- besarnya temperatur maksimum dan terletak di titik mana
- pengaruh gradient thermal di geometri kontak

- aliran thermal dari dan ke komponen di dalam sistem

Penomena thermal mempengaruhi kehandalan bearing dan dapat menyebabkan kegagalan berupa degradasi material bearing atau pelumasan. Kalau gradient thermal ini sangat besar dapat menyebabkan cracking atau ekspansi thermal yang melebihi kekuatan komponen dapat menyebabkan kerusakan yang serius pada komponen.

Aspek thermal berhubungan erat dengan friction dan pelumasan saat terjadi kontak mekanik. Friction mempunyai sifat menahan gerakan dan menyebabkan konversi kerja mekanik ke energi thermal dimana menunjukkan kenaikan temperatur local di dalam tribo-element.

Hal tersebut dipelajari dalam tribology yang merupakan ilmu pengetahuan yang mempelajari interaksi dua buah permukaan yang mengalami gesekan. Gesekan antara dua permukaan dapat berupa gerakan sliding, rolling dan sliding-rolling. Permukaan kontak benda tersebut dilihat dengan batasan dalam skala kecil berupa asperity-asperity yang bersinggungan. Bagian kontak asperity tersebut menimbulkan aliran panas yang dikenal dengan local temperature rise atau flash temperature dimana aliran panas

tersebut hanya terjadi di lokal saat bersinggungan dan bersifat sesaat.

2. Tinjauan Pustaka

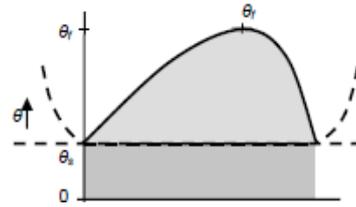
Beberapa tahun tema ini telah dipelajari secara intensif yang dimulai pada tahun 1937 dengan suatu penelitian yang dilakukan oleh Blok yang selanjutnya merangsang penelitian-penelitian berikutnya. Kemudian Kennedy 1984 memberikan literatur review yang comprehensive. Pada saat ini secara umum dapat diterima bahwa kenaikan temperatur dimodelkan dengan baik dengan kenaikan temperatur permukaan suatu setengah bola yang bergerak. Teori dasar untuk masalah ini telah diteliti oleh Carslaw and Jaeger dan hasil analisisnya dari distribusi panas sederhana yang dimodelkan dengan empat persegi panjang dengan angka *pecllet number* yang tinggi.

Teori *flash temperature* mengandung *thermal skin* yang dipengaruhi oleh suatu kekuatan yang mendesak yang mana aliran *frictional heating* mengalir ketika terjadi penekanan pada salah satu *body* yang bergesekan [11]. Pengaruh dari *thermal skin* ini menyebabkan munculnya dua komponen temperatur dalam gesekan. Yang pertama dikenal dengan *flash temperature* yang bersifat transien dan berada pada permukaan. Yang kedua adalah *bulk temperature* yang terjadi pada ketebalan dari permukaan kontak.

Bos dan Moes [16] meneliti *heat partition* untuk sumber panas lingkaran dan *elliptic* dan mengembangkan pendekatan numerik untuk menyelesaikan *steady-state heat partition* dan dihubungkan dengan *flash temperature* untuk bentuk kontak berubah-ubah dengan *me-matching*-kan temperatur permukaan dari dua solid yang kontak pada semua poin di dalam area kontak. Mereka mengembangkan sebuah algoritma untuk *heat partition* dengan *me-matching*-kan temperatur permukaan pada semua poin dengan area kontak.

Bos [17] telah mengembangkan model untuk memprediksi temperatur kontak pada sumber panas bentuk *elliptical*. Hasilnya dipresentasikan dengan akurat mendekati bentuk formula *fit* untuk menghindari waktu

yang dibutuhkan dalam perhitungan numerik dan dengan penelitian Bos tersebut dapat meningkatkan aplikasi situasi puncak multi kontak seperti dalam Gambar 1.



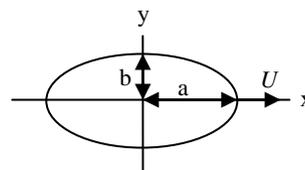
Gambar 1. Situasi kontak temperatur menurut Bos

Dalam penelitiannya Bos telah menyelesaikan problem *asymptotic* yaitu *pecllet number* yang sangat kecil dan sangat besar secara analitis. Untuk nilai *pecllet number* di tengah-tengah, penyelesaian *asymptotic* tidak dapat melukiskan kenaikan temperatur lokal. Pada range ini, konveksi dan konduksi bekerja bersamaan sebagai mekanisme perpindahan panas.

Secara umum, pada kondisi nilai *pecllet number* tengah-tengah, ada dua mekanisme perpindahan panas yang terjadi secara simultan yaitu konduksi dan konveksi. *Pecllet number* atau *ratio antara perpindahan panas konveksi dengan konduksi* ini adalah suatu pengukuran yang seolah-olah relatif lebih penting konveksi dibandingkan dengan konduksi. Hal ini dirumuskan sebagai berikut:

$$P \equiv \frac{LU}{\kappa} \quad (1)$$

Dimana L adalah panjang sumber panas. Sumber panas ini diasumsikan berbentuk *elliptic* sebagai bentuk kontak secara *tribological*. Geometri kontak *elliptical* terlihat dalam gambar 2 dibawah ini.



Gambar 2. Geometri kontak *ellipse*

Aspek *ratio* dari kontak *ellipse* ini didefinisikan sebagai berikut ini:

$$\phi = \frac{b}{a} \quad (2)$$

Di dalam literturnya (Kuhlmann-Wilsdorf 1987, Greenwood 1991), sumbu simetri kontak *ellipse* dalam arah kecepatan U , a sering dipilih sebagai karakteristik panjang sumber panas. Dalam hal ini nilai *péclet number* menjadi berikut ini:

$$P \equiv \frac{aU}{\kappa} \quad (3)$$

Jika para peneliti dapat berargumen bahwa mekanisme perpindahan panas terpisah dan keduanya (konduksi dan konveksi) beroperasi bersamaan, maka hukum interpolasi dapat diterapkan dengan mengasumsikan bahwa kedua mekanisme bekerja secara paralel yaitu:

$$\frac{1}{\mathcal{G}_f} = \frac{1}{\mathcal{G}_l} + \frac{1}{\mathcal{G}_r} \quad (4)$$

Di mana \mathcal{G}_l dan \mathcal{G}_r adalah temperatur karena konduksi dan konveksi. Akan tetapi bagian aliran panas konduksi dan konveksi adalah palsu dan atribut kedua aliran panas tersebut adalah salah. Ini tidak mengarahkan ke pendekatan yang akurat untuk kenaikan temperatur permukaan lokal pada *péclet number* dengan range tengah-tengah/*intermediate*. Berdasarkan hasil sumber kotak Greenwood (1991) menemukan bahwa aturan interpolasi yang diberikan di atas sungguh tidak mengarah ke pendekatan yang lebih baik. Dia menasihati bahwa kenaikan temperatur permukaan lokal dengan sumber berbagai bentuk dapat diestimasi dengan interpolasi dari penyelesaian *stationary*/tetap dan penyelesaian kecepatan tinggi, \mathcal{G}_l dan \mathcal{G}_r berdasarkan aturan berikut ini:

$$\frac{1}{\mathcal{G}_f^2} = \frac{1}{\mathcal{G}_l^2} + \frac{1}{\mathcal{G}_r^2} \quad (3)$$

Rumus interpolasi ini menunjukkan sebuah persetujuan yang baik dengan perhitungan temperatur secara numerik. Perbandingan kurva fit dengan data numerik, telah mendapatkan rumus interpolasi yang memberikan hasil yang lebih baik untuk sumber panas *elliptic*:

$$\mathcal{G}_f^s = \mathcal{G}_l^s + \mathcal{G}_r^s \quad (3)$$

dengan

$$s = 0,5 \cdot \exp(1 - \phi) - 2,5 \quad (4)$$

atau equivalen dengan

$$\mathcal{G}_f \approx \frac{F}{K\sqrt{ab}} \left[\left\{ \theta_l S(\phi) \right\}^2 + \left\{ \theta_r / \sqrt{\phi P} \right\}^s \right]^{1/s} \quad (5)$$

Di mana θ_l dan θ_r mempresentasikan angka *asymptotic* temperatur *flash* (*dimensionless number*) berturut-turut untuk *péclet number* kecil dan besar. Persamaan (3) atau (5) adalah adalah rumus interpolasi Greenwood secara umum dan untuk kontak lingkaran, $\phi=1$, kenyataannya ini adalah rumus yang sama dengan Bos.

Angka *asymptotic* temperatur *flash* θ_l dan θ_r (*dimensionless temperature number*) masih tergantung dengan bentuk distribusi *supply* panas dan jenis temperturnya apakah temperatur maksimum atau temperatur rata-rata. Table 2.1 memberikan daftar perbedaan angka *asymptotic* temperatur *flash*.

Tabel 1. Dimensionless number atau angka asymptotic flash temperature

UNIFORM			
MAKSIMUM		RATA-RATA	
θ_l^{um}	θ_r^{um}	θ_l^{ua}	θ_r^{ua}
0,318310	0,507949	0,27019	0,309955
SEMI-ELLIPSOIDAL			
MAKSIMUM		RATA-RATA	
θ_l^{em}	θ_r^{em}	θ_l^{ea}	θ_r^{ea}
0,375	0,589487	0,28125	0,322991

Dimensionless number untuk *supply* panas *uniform* berlaku untuk pendekatan kondisi kontak EHL (*Elasto Hydrodynamic Lubrication*) yaitu untuk kondisi terendam dengan minyak pelumas. Untuk kondisi *dry contact* atau BL (*Boundary Lubrication*) menggunakan pendekatan *dimensionless number* untuk *supply* panas *semi-ellipsoidal*. Dengan nilai koefisien geseknya konstan, *supply* panas mempunyai distribusi yang sama dengan kontak tekanan *elastic Hertzian*.

Aliran panas rata-rata mengikuti rumus sebagai berikut:

$$F = \mu F_n U \quad (6)$$

Dikarenakan adanya *deformasi elastic* pada benda tersebut maka aliran panas rata-rata akan mempunyai distribusi *semi-ellipsoidal*, sehingga θ_l^{em} dan θ_r^{em} digunakan untuk menggantikan θ_l dan θ_r dalam persamaan 5. Dengan mensubstitusikan nilai tersebut, mengakibatkan temperatur kontak maksimum sebagai fungsi dari kecepatan *sliding*, dengan persamaan berikut ini:

$$g_f(U) \approx \frac{\mu F_n U}{K_{steel} \sqrt{ab}} \left[\left\{ \theta_l^{em} \right\}^{-2} + \left\{ \theta_r^{em} / \sqrt{\frac{aU}{\kappa_{steel}}} \right\}^{-2} \right]^{-1/2}$$

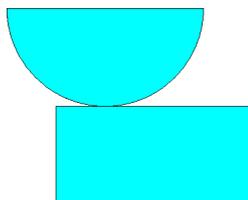
3. Methodologi Penelitian

Bos mengilustrasikan temperatur kontak maksimum suatu *zirconia ball* yang berdiameter 10 mm mengalami *sliding* di atas plat *steel* yang akan dikalkulasi sebagai fungsi kecepatan *sliding*. Kedua benda tersebut mempunyai sifat material/*material properties* seperti dalam tabel 1.

Tabel 1 Material Properties

Material Properties				
		AISI52100 Hardness Steel		ZrO ₂
Young's modulus	[Gpa]	E	213	191
Poisson's ratio		v	0,3	0,3
Thermal conductivity	[W/mK]	K	45	2,5

Dalam tabel 1 tersebut terlihat *list material properties* untuk konduktivitas *steel* duapuluh kali lebih besar daripada konduktivitas *zirconia* sehingga dapat diestimasikan dengan mengasumsikan dengan menyakinkan bahwa semua panas yang terbangkitkan saat terjadi kontak temperatur akan mengalir ke plat *steel*.



Gambar 3. Ilustrasi yang dilakukan oleh Bos

Kondisi kontak adalah sebagai berikut:

- Beban kontak yang diberikan adalah berupa *load* pada *indenter* F_n sebesar 100N.
- Kecepatan *sliding* U yang digunakan adalah dari 0 m/s sampai 2 m/s.
- Untuk koefisien gesek sebesar $\mu = 0,38$ yang diambil dari penelitian (He, et. Al. 1995).
- Nilai κ_{steel} sebesar $13e-6$.
- Berdasarkan teori *Hertzian* di mana $\phi=1$, radius lingkaran area kontak adalah 0,15mm.

4. Hasil dan Pembahasan

Berdasarkan tabel 1 *dimensionless number* untuk kondisi *semi-ellipsoidal* pada temperatur kontak maksimum karena aliran panas konduksi (θ_l^{em}) adalah sebesar 0,375, sedangkan untuk temperatur kontak maksimum karena aliran panas konveksi (θ_r^{em}) adalah sebesar 0,589487.

Dengan menggunakan teori *Hertzian* di mana $\phi=1$ dan telah diketahui radius lingkaran area kontak adalah 0,15mm² sehingga dapat dicari jari-jari kontak yaitu menggunakan rumus luas lingkaran $A=\pi R^2$, dengan demikian jari-jari kontak adalah 0,000219 m.

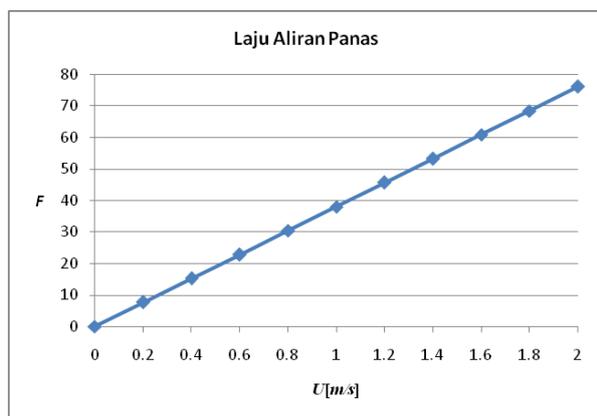
Dari hasil perhitungan menggunakan persamaan yang telah ada akan didapatkan nilai seperti dalam tabel 3.

Tabel 3. Hasil Perhitungan sebagai fungsi dari sliding speed

No	U	F	g_f
1	0	0	0.000
2	0.2	7.6	188.593
3	0.4	15.2	300.415
4	0.6	22.8	385.606
5	0.8	30.4	456.632
6	1	38	518.643
7	1.2	45.6	574.311
8	1.4	53.2	625.219
9	1.6	60.8	672.391

10	1.8	68.4	716.536
11	2	76	758.162

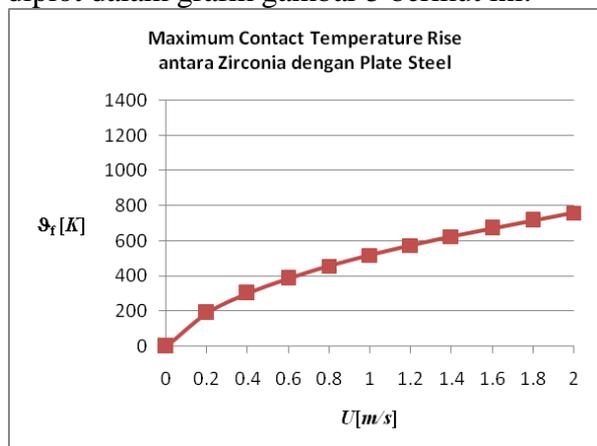
Untuk kondisi *boundary lubrication* pendekatan pendekatan yang baik adalah *semi-ellipsoidal* di mana pada saat koefisien gesek konstan laju aliran panas mempunyai distribusi yang sama dengan tekanan kontak *Hertzian (elastic contact)*. Dengan demikian gaya F dapat dikatakan sebagai laju aliran panas dan terlihat dalam grafik gambar 4 berikut ini:



Gambar 4. Grafik Laju Aliran Panas karena gesekan

Semakin besar kecepatan yang diberikan pada benda maka semakin besar gaya yang dibutuhkan benda tersebut untuk bergerak dengan demikian semakin besar pula laju aliran panas yang terjadi di permukaan plat *steel*.

Untuk *flash temperature* maksimum dapat diplot dalam grafik gambar 5 berikut ini:



Gambar 5. Grafik *Maximum Contact Temperature Rise* atau *Flash Temperature*

Dengan bertambahnya kecepatan U , terjadi peningkatan *flash temperature* seperti terlihat dalam grafik gambar 5 dimana dengan menambahkan kecepatan mencapai 2 m/s terjadi *flash temperature* mencapai 800K. Terlihat bahwa pada $U > 0,1$ m/s, *maximum contact temperature rise/flash temperature* mencapai 200⁰K, hal ini menunjukkan telah terjadi *tempering* pada *steel* dan oleh sebab yang mungkin terjadi adalah pelunakan dan hanya di bawah permukaan.

5. Kesimpulan

- Untuk menggunakan *engineering* secara praktis, pemodelan *function fits* yang dilakukan Bos dapat dimanfaatkan untuk menghitung kenaikan temperatur maksimum ataupun rata-rata, tanpa harus meghadapi simulasi *numerical* yang sangat *complicated*.
- Semakin besar kecepatan yang diberikan pada benda maka semakin besar pula laju aliran panas yang terjadi di permukaan plat *steel*.
- Flash temperature* mengakibatkan *tempering* pada *steel* dan menyebabkan pelunakan yang hanya terjadi pada permukaan material.

6. Daftar Pustaka

- Van Drogen, Mark., 2005, "The transition to adhesive wear of lubricated concentrated contact", Ph.D. thesis, Twente University, Enschede, The Netherlands.
- Guha D, Roy Choudhuri SK., 1996, "The effect of surface roughness on the temperature at the contact between sliding bodies", *Wear*, Vol. 197, pp. 63-73.
- Mitjan Kalim and Jože Vižintin., 2001, "Comparison of different theoretical models for flash temperature calculation under fretting conditions", *Tribology International*, Vol. 34, pp. 831-839.
- Blok, H., 1937, "Theoretical study of temperature rise at surface of actual contact under oiliness lubricating

- condition”, *Instn. Mech. Engrs., Proceedings of general discussion on lubrication and lubricants*, Vol. 2, pp. 222-235.
5. Jianqun Gao and Si C.Lee., 2000, “An FFT-Based transient Flash temperature model for general three-dimensional rough surface contacts”, *ASME*, Vol. 122, pp. 519-523.
 6. Blok, H., 1939, “Seizure Delay Method for determining the protection against scuffing afforded by extreme pressure lubricants”, *SAE Journal*, Vol. 44, pp. 193-204.
 7. Lee., S.C. and Cheng, H.S., 1991, “Scuffing theory modeling and experiment mental correlation”, *ASME J. Tribology*, Vol. 113, pp. 327-334.
 8. Blok, H., 1963, “Flash temperature concept”, *Wear*, Vol. 36, pp. 483-494.
 9. Jaeger, J.C., 1942, Moving sources of heat and the temperature of sliding contact, *Proc. R. Soc. NSW*, Vol. 76, pp. 203-224.
 10. Archard, J.F., 1958/1959, “The temperature of rubbing surface”, *Wear*, Vol. 2, pp. 438-455.
 11. Blok, H., 1970, “The postulate about the constancy of scoring temperature”, NASA, sp-237, Washington, DC.
 12. Abdel-Aal, H.A., 2002, “Thermal compatibility of dry sliding tribo-specimens”, *Wear*, Vol 251 (11), pp. 939-948.
 13. Rice, S.L., Nowtony, H., Wayne, S.F., 1982, “Formation of subsurface zone in impact wear”, *Trans. ASLE*, Vol 72 (2), pp. 264-268.
 14. Abdel-Aal, H.A., 2003, “Efficiency of thermal energy dissipation in dry rubbing”, *Wear*, Vol 255 (11), pp. 348-364.
 15. Chao, B.T., and Trigger, K.J., 1955, “Temperature distribution at the chip-tool interface in metal-cutting”, *Trans. ASME*, Vol 77, pp. 1107-1121.
 16. Bos, J. and Moes, H., 1995, “Frictional heating of tribology contact”, *Trans. ASME J. Tribol.*, Vol. 117, pp. 117-177.
 17. Bos, J., 1995, “Frictional heating of tribological contact”, Ph.D. thesis, University of Twente, The Netherlands.
 18. Priit Põdra and Sören Andersson., 1999, “Simulating sliding wear with Finite Element Method”, *Tribology International*, Vol. 32, pp. 71-81.
 19. Ling, F.F. and Ng, 1962, “On temperatures at the interface of bodies in sliding contact”, *Proceedings of the 4th US National Congress of Applied Mechanics*, ASME, New York, NY, Vol. 4, pp. 1343-1349.
 20. Ling, F.F. and Pu, S., 1964, “Probable interfaces temperatures of solids in sliding contact”, *Wear*, Vol. 7 (9), pp. 23-34.
 21. Barber, J.R., 1967, “Distribution of heat between sliding surface”, *J. Mech. Eng. Sci.*, Vol. 9, pp. 133-146.
 22. Barber, J.R., 1970, “The conduction of heat from sliding solid”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 13, pp. 857-869.
 23. Berry, G.A. and Barber, J.R., 1984, “The division of frictional heat-a guide to the nature of sliding contact”, *Trans. ASME J. Tribol.*, Vol. 106, pp. 405-415.
 24. Francis, H.A., 1970, “Interfacial temperature distribution within a sliding hertzian contact”, *ASLE Trans.*, Vol. 14, pp. 41-54.
 25. Tian, X. and Kennedy, Jr., F.E., 1993, “Contact surface temperature models for finite bodies in dry and boundary lubricated sliding”, *Trans. ASME. J. Tribol.*, Vol. 115, pp. 411-418.
 26. Tian, X. and Kennedy, Jr., F.E., 1994, “Maximum and average flash temperatures in sliding contact”, *Trans. ASME. J. Tribol.*, Vol. 116, pp. 167-174.
 27. Floquet, A., Play, D. and Godet, M., 1977, “Surface temperature in distributed contact application to bearing design”, *Trans. ASME J. Lubric. Technol.*, Vol. 99, pp. 277-283.
 28. Floquet, A., 1978, “Temperatures de contact en frottement sec, determinations theorique et experimental”, *Docteur-*

- Ingenier thesis.*, Universite Claude Bernard, Lyon, France.
29. Kennedy, Jr., F.E., 1984, "Thermal and thermomechanical effect in dry sliding", *Wear*, Vol. 100, pp. 453-476.
 30. Kennedy, Jr., F.E., 1981, "Surface temperature in sliding system-a finite element analysis", *Trans. ASME J. Tribol.*, Vol. 103, pp. 90-96.
 31. Komanduri, R. and Hou, Z.B., 2000, "Thermal modeling of the metal cutting process, Part II. The temperature rise distribution due to the frictional heat source at the chip-tool interface", *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 43, pp. 57-88.
 32. Komanduri, R. and Hou, Z.B., 2001, "Analysis of heat partition and temperature distribution in sliding systems", *Wear.*, Vol. 251, pp. 925-938.
 33. Komanduri, R. and Hou, Z.B., 2001, "Thermal analysis of dry sleeve bearing – a comparison between analytical, numerical (finite element), and experimental results", *Tribol. Int.*, Vol. 34, pp. 145-160.

Bos mengilustrasikan flash temperature dengan zirconia ball berdiameter 10 mm yang mengalami sliding di atas plate steel dengan kecepatan 0 m/s sampai 2 m/s. Nilai κ_{steel} sebesar $13e-6$ dan koefisien gesek sebesar $\mu = 0,38$. Beban kontak yang diberikan adalah berupa load pada indenter F_n sebesar 100N. Semakin besar kecepatan yang diberikan pada benda maka semakin besar pula laju aliran panas yang terjadi di permukaan plat steel. Flash temperature yang bersifat seketika dan hilang tersebut mengakibatkan tempering pada steel dan menyebabkan pelunakan yang hanya terjadi pada permukaan material.