

Evaluasi Kinerja Sistem Rem pada Mobil Pick Up Berdaya Angkut 1000kg Produksi PT.INKA

Harus Laksana Guntur dan Lungit Zarista

Lab.Sistem Dinamis&Vibrasi, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, ITS
Jl.Arif Rahman Hakim, Kampus ITS Keputih, Sukolilo-Surabaya (60111)
Jawa Timur, Indonesia

Phone: +62-31-5946230, FAX: +62-31-5922941, E-mail: haruslg@me.its.ac.id

Abstrak

Paper ini menyajikan hasil evaluasi kinerja sistem rem lock pada mobil pick up berdaya angkut 1000kg, studi kasus mobil pick up GEA produksi PT.INKA. Kendaraan ini menggunakan sistem rem jenis cakram untuk roda depan dan jenis tromol untuk roda belakang. Evaluasi kinerja sistem rem meliputi evaluasi pengaruh distribusi gaya pengereman pada beberapa tingkat kecepatan terhadap *stopping distance* dan pengaruh roda lock saat terjadi pengereman terhadap perilaku belok kendaraan. Evaluasi pada kendaraan uji diawali dengan melakukan pengukuran dimensi sistem rem, berat kendaraan, posisi titik berat kendaraan dan tekanan pada master silinder sistem rem ketika pedal rem diinjak maksimal. Hasil pengukuran menunjukkan jarak pedal rem ke tumpuan 0,28m; jarak push rod ke tumpuan 0,09m; diameter master silinder 0,03m; rem depan (jenis cakram):diameter piston kaliper 0,05m; diameter rotor disk 0,23m; rem belakang(jenis tromol): diameter wheel cylinder 0,022m; diameter tromol cylinder 0,24m; lebar kanvas 0,04m; jarak wheel cylinder ke tumpuan 0,17m; sudut kanvas 20° dan 110°. Jarak titik berat kendaraan dari ground 0,71m; dari roda depan 1,76m dan dari roda belakang 0,83m. Tekanan pada master silinder ketika pedal rem diinjak maksimal adalah 7,6 MPa. Dari hasil pengukuran dilakukan perhitungan sehingga didapatkan kondisi faktual sistem rem, yaitu meliputi distribusi gaya pengereman roda depan $K_{bf}=0,77$ dan distribusi gaya pengereman roda belakang $K_{br}=0,23$. Dari berat total kendaraan 1780kg, maka didapatkan nilai ideal distribusi gaya pengereman roda depan $K_{bf}=0,48$ dan distribusi gaya pengereman roda belakang $K_{br}=0,52$. Dari hasil perhitungan untuk bisa mendapatkan distribusi gaya pengereman ideal diusulkan untuk merubah diameter *wheel silinder* untuk rem belakang menjadi sebesar 0,042m. *Stopping distance* bertambah jauh sebanding dengan bertambahnya kecepatan sesaat sebelum pengereman. Sedangkan dari hasil analisa perilaku belok kendaraan pada saat terjadi pengereman didapatkan kondisi kendaraan saat belok adalah *understeer* untuk distribusi gaya pengereman ideal.

Keywords: sistem rem, rem cakram, rem tromol, distribusi gaya pengereman, roda lock, stabilitas kendaraan

Pendahuluan.

Sistem rem pada kendaraan harus mampu mengurangi kecepatan atau menghentikan kendaraan secara aman baik pada kondisi jalan lurus maupun belok pada segala kecepatan (Valentinas,2011). Meskipun sistem rem *antilock* lebih aman digunakan, tetapi konsumsi energi dan harganya yang tinggi membuatnya jarang digunakan pada kendaraan tingkat menengah ke bawah (Mingxing,2011). Sistem rem *lock* justru lebih banyak digunakan karena teknologinya yang sederhana, tidak membutuhkan energi dari luar, dan harganya yang murah. Sistem rem jenis *lock* ini menghentikan kendaraan dengan cara membuat roda berhenti berputar atau *lock*. Gaya gesek antara ban yang *lock* dengan jalan dimanfaatkan untuk mengurangi kecepatan dari kendaraan. Sistem rem yang baik adalah sistem rem yang bisa membuat *lock* semua roda secara bersama-sama. Setiap kesalahan pada sistem rem akan mengakibatkan roda depan atau belakang berhenti

duluan (Otis T. Nyandoro,2011).

Pada mobil produksi PT. INKA (Pick Up New GEA) ini diterapkan sistem pengereman jenis *lock*. Pada roda depan digunakan rem jenis cakram(Disc Brake) dan pada roda belakang digunakan rem jenis tromol(Drum brake).

Ketika roda belakang *lock* duluan, kendaraan akan kehilangan kestabilan. Pada saat roda belakang *lock*, kemampuan roda untuk menahan gaya samping menjadi sangat kecil. Sehingga jika ada gaya samping, maka akan mengakibatkan putaran momen yang tak tertahan. Dengan putaran (*yaw*) mobil bertambah maka momen juga akan bertambah dan akhirnya menaikkan percepatan *yaw*. Jika roda depan *lock* duluan, maka akan menyebabkan pengemudi kehilangan kontrol dan tidak mampu lagi menggunakan *steer* secara efektif. Hal ini bisa mengakibatkan kehilangan stabilitas. Hal ini terjadi ketika simpangan ke samping dari roda depan melawan momen inersia terhadap pusat putaran dan

akan membawa kendaraan kembali seimbang (Jinggang Gou,2009).

Pada penelitian ini dilakukan evaluasi kinerja sistem rem lock pada mobil pick up berdaya angkut 1000kg, studi kasus mobil pick up GEA produksi PT.INKA. Evaluasi kinerja sistem rem meliputi evaluasi pengaruh distribusi gaya pengereman pada beberapa tingkat kecepatan terhadap *stopping distance* dan pengaruh roda lock saat terjadi pengereman terhadap perilaku belok kendaraan.

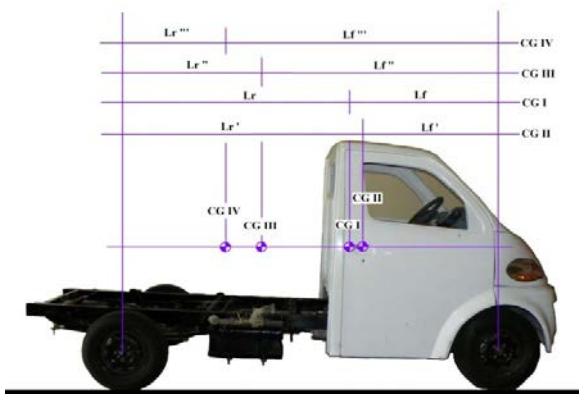
Pengambilan Data Teknis Kendaraan.

Dimensi dan berat kendaraan.

Gambar 1 menunjukkan foto mobil pick up New GEA produksi PT.INKA yang akan di evaluasi kinerja sistem remnya. Pada mobil ini dilakukan pengukuran dimensi kendaraan, posisi titik berat dan juga berat kendaraan. Gambar 2 menunjukkan metode pengukuran dimensi, posisi titik berat dan berat kendaraan dilakukan. Berat kendaraan diukur pada ban bagian depan dan belakang. Dari hasil pengukuran berat kendaraan yang ditopang oleh ban depan dan belakang, serta dengan menggunakan prinsip keseimbangan momen, maka posisi titik berat kendaraan bias didapatkan. Sedangkan gambar 3 menunjukkan metode penentuan jarak titik berat kendaraan dari ground (tinggi titik berat kendaraan).



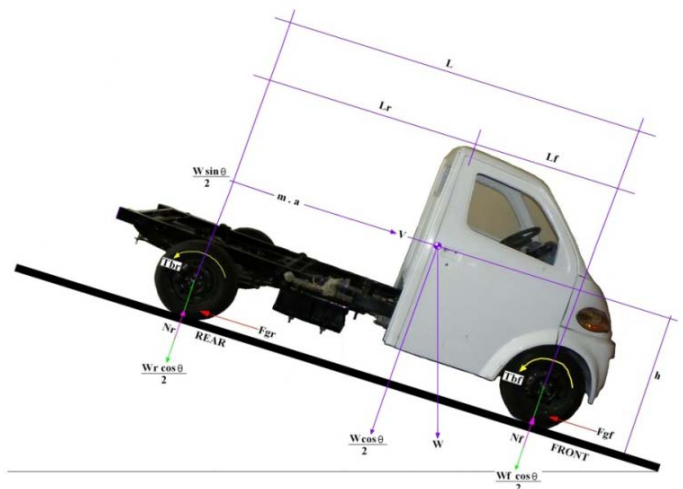
Gambar 1. Foto kendaraan uji, mobil pick up new GEA produksi PT.INKA.



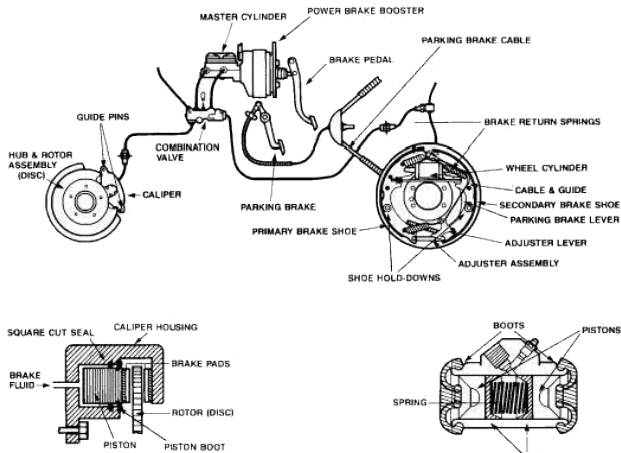
Gambar 2. Skema pengukuran dimensi dan titik berat kendaraan.

Tabel 1.Data teknis kendaraan hasil pengukuran dan perhitungan.

Spesifikasi GEA model Pick-Up	
Dimensi	
Jarak sumbu roda	2590 mm
Jarak COG ke sumbu roda depan(L_f)	1060 mm
Jarak COG ke sumbu roda belakang(L_r)	1530 mm
Jarak COG ke ground (h)	396 mm
Berat	
Berat total (W)	660 kg
Berat depan (W_f)	380 kg
Berat belakang (W_r)	280 kg
Aerodynamic	
Luas frontal (A_f)	2,51 m ²
Massa jenis angin (ρ)	1,23 kg/m ³
Koefisien drag (C_d)	0,4
Koefisien hambat angin (R_a)	0,9
Koefisien rolling (f_r)	0,06
Koefisien adhesi (μ_s)	0,65
Dimensi Pengereman	
Jarak pedal rem ke tumpuan (a)	0,28 m
Jarak push rod ke tumpuan (b)	0,09 m
Diameter dalam master silinder	0,03 m
Brake Pressure (P_e)	7,6MPa
Rem Model Cakram (Single Piston)	
Diameter piston kaliper (r_{ds})	0,05 m
Diameter rotor disk (r_d)	0,23 m
Rem Model Tromol	
Diameter wheel silinder (r_t)	0,0225 m
Diameter silinder tromol (r_{st})	0,024 m
Lebar kanvas rem tromol	0,04 m
Jarak wheel silinder ke tumpuan (a)	0,17 m
θ_1	20°
θ_2	110°
Ban (P 165/80 R13)	
Jenis	Radial
Diameter roda	590 mm
Lebar	165 mm



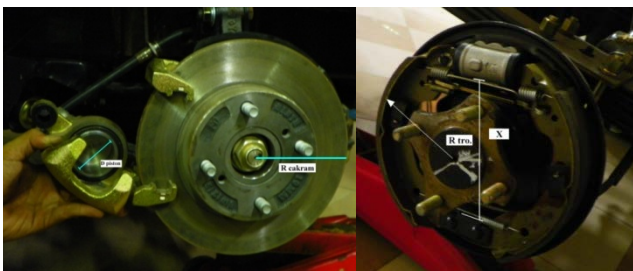
Gambar 3. Skema pengukuran untuk mendapatkan ketinggian titik berat.



Gambar 4. Skema system pengereman pada kendaraan.



Gambar 6. Foto pengukuran tekanan pada sisi luar brake booster.



Gambar 5. Foto pengukuran dimensi system rem depan(cakram) dan belakang(tromol).

Dengan mengukur berat kendaraan pada ban bagian belakang dan dengan menerapkan prinsip keseimbangan momen terhadap roda depan maka tinggi titik berat kendaraan bisa didapatkan. Hasil pengukuran dan perhitungan dimensi dan berat kendaraan selengkapnya bisa dilihat pada Tabel 1.

Parameter aerodinamika kendaraan.

Parameter aerodinamika kendaraan yang dibutuhkan adalah luas frontal, koefisien drag, koefisien hambat angin, koefisien rolling, koefisien adhesi. Hasil pengukuran bias dilihat pada Tabel 1.

Dimensi dan tekanan system rem.

Mobil pick up New GEA produksi PT.INKA menggunakan rem jenis lock dengan rem cakram(disc brake) pada roda depan dan rem jenis tromol(drum brake) pada roda belakang. Gambar 4 menunjukkan diagram skema sistem rem pada kendaraan. Gaya injak kaki pada pedal rem diteruskan oleh brake cylinder menjadi tekanan dan diperbesar menjadi 3 kali oleh pressure booster. Tekanan dari pressure booster diteruskan ke silinder pada rem cakram dan tromol menjadi gaya pengereman. Untuk bisa mengevaluasi gaya pengereman faktual pada kendaraan uji, dilakukan pengukuran dimensi sistem rem kendaraan dan tekanan keluaran pada brake pressure booster.

Gambar 5 menunjukkan pengukuran foto pengukuran dimensi sistem rem cakram dan tromol pada mobil pick up New GEA. Sedangkan gambar 6 menunjukkan pengukuran tekanan pada sisi luar brake pressure booster. Hasil pengukuran dimensi dan tekanan rem selengkapnya bisa dilihat pada Tabel 1.

Evaluasi dan Analisa Performa Sistem Rem Kendaraan.

Distribusi gaya pengereman riil kendaraan.

Dari data dimensi dan tekanan sistem rem depan dan belakang yang diperoleh dari hasil pengukuran, dilakukan perhitungan distribusi gaya pengereman faktual (existing) pada roda depan (Kbf) dan belakang (Kbr) mobil pick up New GEA.

Gaya pengeremam pada roda depan adalah

$$F_{bf} = \mu \cdot P_e \cdot \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2 = 7461,43 \text{ N} \tag{1}$$

Sementara torsi pengereman pada roda depan adalah

$$T_{bf} = F_{bf} \cdot (R_d - r_{ds}) = 671,53 \text{ Nm} \tag{2}$$

Gaya pengereman pada roda belakang bisa didapatkan dari selisih gaya tekan pada silinder tromol dengan gaya pada pegas tromol. Dimana gaya tekan pada silinder tromol rem adalah

$$F_{br} = \mu \cdot P_e \cdot \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (d_{st})^2 = 1510,94 \text{ N} \tag{3}$$

Sedangkan gaya pada pegas tromol adalah

$$F_p = \Delta x \cdot k \cdot \mu = 196,005 \text{ N} \tag{4}$$

Sehingga gaya pengereman pada roda belakang menjadi

$$F_{br} = 1510,94 - (F_p \cdot \mu) = 1412,94 \text{ N} \tag{5}$$

Sementara torsi pengereman pada roda belakang adalah

$$T_{br} = F_{br} \cdot R_t = 1412,94 \cdot 0,14 = 197,81 \text{ Nm} \quad (6)$$

Total torsi pengereman kendaraan bisa didapat dengan menjumlahkan torsi pengereman roda depan dan roda belakang.

$$T_{total} = T_{bf} + T_{br} = 869,34 \text{ Nm} \quad (7)$$

Sehingga distribusi gaya/torsi pengereman roda depan (K_{bf}) dan belakang (K_{br}) faktual (existing) yang dimiliki mobil pick up New GEA bisa dihitung sebagai berikut:

$$K_{bf} = T_{bf}/T_{total} = 0,77 \quad ; \quad K_{br} = T_{br}/T_{total} = 0,23$$

Distribusi gaya pengereman ideal kendaraan.

Kendaraan pick up New GEA produksi PT.INKA didesain memiliki daya angkut maksimal 1000kg dengan dua penumpang. Jika diasumsikan berat dua penumpang adalah 120kg, maka total berat kendaraan ketika dimuati penuh dengan penumpang adalah $W_{total} = 1780 \text{ kg}$. Dengan menerapkan persamaan keseimbangan statis jumlah momen yang timbul akibat beban yang bekerja pada kendaraan dan dari hasil pengukuran dimensi kendaraan (posisi COG), maka distribusi berat kendaraan pada roda bagian depan dan belakang bisa didapatkan dari persamaan berikut:

$$W_f = \frac{W \cdot b + (hr+r)(F_b + f_r \cdot W)}{a+b} \quad (8)$$

$$W_r = \frac{W \cdot a - (hr+r)(F_b + f_r \cdot W)}{a+b} \quad (9)$$

Sehingga distribusi gaya/torsi pengereman ideal roda depan dan belakang bisa didapatkan sebagai berikut:

$$K_{bf} = \frac{W_f}{W_{total}} = K_{br} = \frac{W_r}{W_{total}} = 0,52$$

Stopping distance pada kecepatan yang bervariasi.

Stopping distance kendaraan bisa didapat dari persamaan dibawah (Sutantra, 2001):

$$S = \frac{\gamma_m \cdot W}{2g \cdot C_{ae}} \ln \left[1 + \frac{C_{ae} \cdot V^2}{F_{bmax}} \right] + (t_d \cdot V) \quad (10)$$

Dimana nilai koefisien tahanan aerodinamis C_{ae} didapat dengan persamaan:

$$C_{ae} = \frac{\rho}{2} \cdot C_d \cdot A_f = \frac{1,23}{2} \cdot 0,4 \cdot 2,51 = 0,61746 \text{ kg/m} \quad (11)$$

Dan faktor massa dari komponen kendaraan yang

berotasi (γ_m) = 1,04, serta asumsi waktu keterlambatan respon sistem $t_d = 0,3$ detik.

Dari data teknis kendaraan yang didapat, seperti terlihat pada Tabel 1 dan dengan persamaan (10) dan (11), nilai *stopping distance* kendaraan ketika bermuatan penuh $W_{total} = 1780 \text{ kg}$ bisa didapatkan untuk variasi kecepatan 40km/jam, 60km/jam dan 80km/jam. Hasil perhitungan *stopping distance* kendaraan dengan muatan penuh untuk variasi kecepatan bisa dilihat pada Tabel 2.

Tabel 2. Nilai *stopping distance* kendaraan pada kecepatan yang bervariasi.

Kecepatan	Muatan kosong (720 kg)	Muatan Penuh (1780 kg)	Ideal
40 km/jam	13,32 m	13,37 m	11m
60 km/jam	27,25 m	27,49 m	27m
80 km/jam	45,65 m	46,40 m	45m

Analisa perilaku belok kendaraan (understeer dan oversteer).

Kondisi atau perilaku kendaraan saat belok ditentukan oleh dua parameter, yaitu apakah kendaraan dalam kondisi *understeer* atau *oversteer*. Dimana kendaraan akan mengalami *understeer* jika perlambatan roda depan lebih kecil dari roda belakang dan akan mengalami *oversteer* jika sebaliknya. Pada saat belok, kendaraan diharapkan berada pada kondisi *understeer*. Perlambatan roda depan dan belakang bisa didapatkan dari persamaan (12) dan (13).

$$\left(\frac{a}{g}\right) f = \frac{\mu \cdot b + K_{bf} \cdot L \cdot F_f}{L \cdot K_{bf} - \mu \cdot h} \quad (12)$$

$$\left(\frac{a}{g}\right) r = \frac{\mu \cdot b + K_{br} \cdot L \cdot F_r}{L \cdot K_{br} - \mu \cdot h} \quad (13)$$

Kendaraan dalam kondisi *understeer* jika

$$\left(\frac{a}{g}\right) f < \left(\frac{a}{g}\right) r \quad (14)$$

Dari persamaan (12), (13) dan (14) didapat bahwa pada saat belok kendaraan dengan muatan penuh $W_{total} = 1780 \text{ kg}$ dalam kondisi *understeer*. Hal ini menunjukkan bahwa dengan sistem rem yang ada kendaraan dinyatakan sudah cukup aman.

Rekomendasi perbaikan untuk sistem rem.

Dari hasil perhitungan distribusi gaya pengereman ideal ($K_{bf} = 0,48$ dan $K_{br} = 0,52$) kendaraan ketika bermuatan penuh, dapat dihitung berapa kebutuhan gaya pengereman roda depan dan belakang agar terpenuhi distribusi gaya pengereman ideal tersebut. Perubahan bisa dilakukan dengan merubah gaya

pengereman pada roda depan atau belakang berdasarkan nilai distribusi gaya pengereman ideal hasil perhitungan. Dengan mempertimbangkan tingkat kemudahan dalam perubahan fisik sistem rem dan ketersediaan spare part di pasaran, dan berdasarkan nilai distribusi gaya pengereman ideal roda belakang ($K_{br} = 0,52$) bisa dihitung diameter silinder tromol pada sistem rem roda belakang sebagai berikut:

$$K_{br} = 0,52 = T_{br}/(T_{bf}+T_{br}) \quad (15)$$

Dari hasil perhitungan pada persamaan (2), jika torsi pengereman roda depan $T_{bf} = 671,53$ Nm, maka torsi pengereman roda belakang T_{br} bisa didapatkan dari persamaan (15), dan kebutuhan gaya pengereman pada rem tromol roda belakang bisa diperoleh dari persamaan berikut:

$$F_{br} = T_{br}/r_t = 5196,36 \text{ N} \quad (16)$$

Dari nilai F_{br} yang didapat pada persamaan (16) dan dengan menggunakan persamaan (3), (4) dan (5) didapatkan diameter silinder tromol untuk menghasilkan distribusi gaya pengereman ideal.

$$d_{st} = 0,042 \text{ m} \quad (17)$$

Kesimpulan

Paper ini menyajikan hasil evaluasi kinerja sistem rem lock pada mobil pick up berdaya angkut 1000kg, studi kasus mobil pick up GEA produksi PT.INKA. Kendaraan ini menggunakan sistem rem jenis cakram untuk roda depan dan jenis tromol untuk roda belakang. Evaluasi kinerja sistem rem meliputi evaluasi pengaruh distribusi gaya pengereman pada beberapa tingkat kecepatan terhadap *stopping distance* dan pengaruh roda lock saat terjadi pengereman terhadap perilaku belok kendaraan. Hasil evaluasi menunjukkan kondisi faktual sistem rem, yaitu distribusi gaya pengereman roda depan $K_{bf}=0,77$ dan roda belakang $K_{br}=0,23$. Dari berat total kendaraan 1780kg, maka didapatkan nilai ideal distribusi gaya pengereman roda depan $K_{bf}=0,48$ dan distribusi gaya pengereman roda belakang $K_{br}=0,52$. Sehingga diusulkan untuk merubah diameter *wheel silinder* untuk rem belakang menjadi sebesar 0,042m. Sedangkan dari hasil analisa perilaku belok kendaraan pada saat terjadi pengereman didapatkan kondisi kendaraan saat belok adalah *understeer* untuk distribusi gaya pengereman ideal.

Ucapan Terima kasih

Ucapan terimakasih kami sampaikan kepada Program

Insentif Riset SINAS Kementerian Riset dan Teknologi yang telah mendanai penelitian ini.

Nomenklatur

A_f	Frontal area kendaraan (m^2)
C_d	Koefisien drag/hambat kendaraan
d_{st}	Diameter silinder tromol (m)
F_p	Gaya pegas (N)
F_{bf}	Gaya pengereman roda depan (N)
F_{br}	Gaya pengereman roda belakang (N)
T_{br}	Torsi pengereman roda depan (N.m)
T_{bf}	Torsi pengereman roda belakang (N.m)
k	Konstanta kepegasan (N/m)

Greek letters

ρ	Massa jenis udara (kg/m^3)
μ	viscosity (Pas)

Referensi

- Mingxing M.A., Jichuan H., Ghoumin Xu. & Yanchi G., Experimental Investigation on Pressure Gradient of Automotive Hydraulic Anti-lock Braking Systems. Journal, Vol.2 No.3 Automotive Safety and Energy 198-205 (2011)
- Nyandoro O.T., Pedro J.O., Dahunsi O.A & Dwolatzky B., Linear Slip Control Formulation for Vehicular Anti-Lock Braking System with Suspension Effects. Journal, IFAC World Congress Milano (Italy) 4778-4784 (2011)
- Mitunevicius V. & Imelinskas R., Research Of Braking Of Car With Anti-Lock Brake System. Journal, Vilnius Gediminas Technical University Transport Engineering Faculty, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224, Vilnius, Lithuania 120-125 (2011)
- Guo J., Wang J & Cao B., Study on Braking Force Distribution of Electric Vehicles. Journal, IEEE 978-1-4244-2487 (2009)
- Li Wenjuan, Wang Xudong, Leng Xue & Wang Meng., Modeling and Simulation of Automobile Braking System Based on Kinetic Energy Conversion. Journal, IEEE 978-1-4244-1849 (2008)
- I Nyoman Sutantra, Teknologi Otomotif, Teori dan Aplikasinya, Penerbit Guna Widya, Edisi pertama (2001)