



## OPTIMASI KARAKTERISTIK BAN PADA KENDARAAN PENUMPANG UNTUK MENDUKUNG EFISIENSI DAYA PENGGERAK

Moh Azizi Hakim, Ahmad Dimiyati, Erik Heriana

*Universitas Mathla'ul Anwar Banten*

*E-mail : zeehakim@gmail.com*

*Masuk : 9 Oktober 2020*

*Direvisi : 26 Februari 2021*

*Disetujui : 4 Maret 2021*

**Abstrak:** Sebuah mobil listrik ini didesain mempunyai panjang 2,5 meter, lebar 1,6 meter dan berat kosong 770 kg memiliki 4 roda untuk kapasitas 4 penumpang berkisar 300 kg. Dengan mempertimbangkan isu aktual yaitu efisiensi energi dan dampak lingkungan, faktor paling dominan yang dapat memberikan dampak terhadap hal tersebut adalah faktor material berupa penggunaan ban kendaraan sesuai karakteristik operasional melalui optimasi tekanan ban, beban yang diterima ban dan diameter ban, diharapkan dapat menurunkan kebutuhan daya penggerak sekecil mungkin. Beberapa permasalahan yang mempengaruhi spesifikasi ban, data dan analisis hasil optimasi daya penggerak dengan menggunakan eksperimen diperoleh hasil, yaitu pada tekanan ban sebesar 241,316 kPa, beban yang diterima ban 310 kg, dan diameter ban 520 mm, diperoleh efisiensi kebutuhan daya penggerak yang optimum sebesar 2323,978 watt

*Kata kunci: tekanan ban, beban yang diterima ban, diameter ban*

**Abstract:** An electric car is designed to have a length of 2.5 meters, a width of 1.6 meters and an empty weight of 770 kg has 4 wheels for a capacity of 4 passengers ranging from 300 kg. By considering the actual issue of energy efficiency and environmental impact, the most dominant factor that can have an impact on it is the material factor in the form of the use of vehicle tires according to operational characteristics, through optimization of tire pressure, the load received by the tire and tire diameter, expected to reduce power requirements the smallest drive possible, several problems that affect tire specifications. From the data and analysis of the results of the optimization of the driving force using experiments obtained results, namely at a tire pressure of 241.316 kPa, the load received by the tire 310 kg, and a tire diameter of 520 mm, obtained the optimum efficiency of the driving force needs of 2323.978 watts.

*Keywords: tire pressure, tire load, tire diameter.*

### PENDAHULUAN

Ban merupakan bagian dari roda kendaraan yang bersentuhan langsung dengan permukaan jalan. Beban ban sangat berat karena sebagai tumpuan berat kendaraan dan muatannya. Membuat peranan ban sangat penting mengingat fungsi dan kerjanya menyangga beban keseluruhan pada kendaraan, baik beban kosong maupun beban penuh/maksimal[1]. Ban adalah bagian terpenting dari sebuah kendaraan, karena ban satu-satunya yang mempunyai kontak langsung dengan permukaan jalan. Seiring berkembangnya jenis-jenis ban berbagai produsen ban pun bermunculan, mereka saling bersaing untuk menghasilkan ban yang berkualitas baik dari segi campuran bahan, model ban, performa maupun kenyamanan saat digunakan. Faktor Komposisi bahan adalah paling berpengaruh langsung terhadap kualitas yang akan dihasilkan. Sampai saat ini karet masih unsur utama dari sebuah ban. Hampir semua ban merupakan produk karet. Ini karena bahan karet tidak cepat menyerap panas.

Bahan utama yang digunakan untuk pembuatan ban ini terdiri dari kawat untuk tepi ban (bead wire), kain ban (terbuat dari tekstile dan jalinan kawat baja), karbon hitam (black carbon), sulfur (belerang) dan kompon[2]. Karena permukaan jalan adalah besaran konstan yang tidak bisa diubah, maka untuk menaikkan koefisien gesek dengan 3 memperbaiki kualitas dari komposisi kompon ban. Dalam penelitian ini dibutuhkan variasi komposisi kompon yang dipadukan dengan sulfur dan karbon hitam untuk memperoleh hasil yang diinginkan[3]

Ban adalah komponen yang berpengaruh besar terhadap kinerja kendaraan, komponen utama pada ban adalah karet dan sintetis yang diproduksi dalam bebrapa tahaman serta uji laboratorium yang sesuai dengan standar SNI. Beberapa karakter yang harus dimiliki oleh ban untuk mencapai standar keselamatan pada kendaraan. Di bawah ini adalah karakteristik ban yang harus dimiliki oleh ban yang bersetandar SNI, tekanan ban untuk menopang kendaraan yang sesuai dengan standar SNI dan jenis angin yang digunakan untuk menahan tekanan beban kendaraan[4]. Tekanan angin dan tipe ban (*radial/bias*) yang bersentuhan langsung dengan jalan dan menahan guncangan yang besar sebelum suspensi, tipe radial yang paling baik untuk menahan guncangan dari pada ban bias. Kawat-kawat yang *fleksible* terbungkus *carcass* dan dilapisi oleh *matriks* dan kate sitetis untuk memahan guncangan disetiap sisi dan alas ban. Gaya-gaya yang diredam oleh ban mempengaruhi ketahanan kawat dan karet. Pada saat kondisi panas kelenturan ban akan terabaikan karena panas yang dihasilkan oleh pengereman dan traksi putaran ban melemahkan kawat yang melapisi ban. Maka dari itu tekanan ban harus sesuai dengan karakteristik ban yang digunakan[5]. Selain itu ban juga dapat menerima gaya-gaya yang diberikan oleh mesin yang diteruskan oleh transmisi serta diterima oleh ban sebagai kinerja traksi dan pengereman sangat untuk meneruskan berpengaruh dari pattern atau alur kembang dari ban itu sendiri[6]. Kekuatan ban atau disebut *Ply rating* adalah inti dari kekuatan ban, dimana semakin banyak serat kawat yang dipakai oleh ban, maka semakin kuat menahan beban kendaraan yang diperoleh. banyak lapisan benang katun (*carcass*) yang membentuk kerangka ban yang didesain sedemikian rupa untuk menjaga ketahanan lapisan ban[7].



Gambar 1. Ban menahan beban kendaraan [4]

Tahanan gelinding (*Rolling Resistance*) yang terjadi pada ban disebabkan oleh sifat *hysteresis* ban karena adanya *defleksi* dari ban. Akibat adanya *defleksi* ban pada saat *rolling*, dan sifat material ban yang tidak cepat kembali setelah terdefleksi[8]. Sedangkan koefisien gesek pada berbagai kondisi jalan tergantung pada kecepatan kendaraan, tahanan gelinding adalah gaya yang bekerja berlawanan arah dengan arah gerak kendaraan yang sedang berjalan, bagian yang mengalami secara langsung adalah ban bagian luar, selain hal tersebut gaya hambatan yang timbul akan mengakibatkan terjadinya defleksi pada ban yang berputar[9]. Ban memiliki struktur yang kompleks, untuk mengurangi terjadinya *rolling resistance* dimana ketahanan ban sangat diperlukan untuk menjaga konsistensi traksi ban pada saat berjalan (*side wall*) maupun bentuk dan pola alas ban yang berpengaruh pada saat berputar pada jalan. [10] Ketahanan ban juga dapat mempengaruhi efisiensi bahan bakar dalam memilih konstruksi ban sesuai kondisi jalan (*crown*) ban berkontribusi sekitar 60% dari *rolling resistance* sehingga tekanan ban (*inflation pressure*) sangat dibutuhkan untuk menjaga kestabilan dan ketahanan dan menghindari panas yang dibangkitkan oleh pergerakan telapak ban yang akan berakibat meningkatkan *rolling resistance*[11]. Alur ban atau kembang ban mempengaruhi koefisien gesek antara ban dengan permukaan jalan, ini akan mengakibatkan ketahanan komponen ban terutama lapisan kawat yang terkena panas akibat gesekan dengan permukaan jalan. Pemilihan kembang ban harus sesuai standar SNI bukan karena bentuk dan pola yang menarik. Hal tersebut akan mempengaruhi gesekan yang dihasilkan oleh permukaan jalan dan ban. Kawat yang putus dikarenakan tidak kuatnya menahan gaya beban kendaraan dan panas dari gesekan akan mempengaruhi pola bentuk ban yang akan menggelembung dan tidak rata [12].

## METODOLOGI

Pembahasan mengenai “Optimasi Karakteristik Ban Pada Kendaraan Penumpang Untuk Mendukung Efisiensi Daya Penggerak, dilakukan dengan melakukan penelitian, dimulai dari beban yang ditopang oleh ban untuk mendapatkan efisiensi ukuran ban yang sesuai dengan karakter kendaraan. Dilihat dari tabel dibawah ini adalah berat kendaraan dengan komponen-komponen kendaraan sesuai dengan titik pusat kendaraan.

Pengumpulan dan pengolahan data yang nantinya akan dipergunakan dalam perhitungan empiris kebutuhan daya penggerak terkait dengan optimasi karakteristik ban.

Tabel 1. Berat Komponen Kendaraan

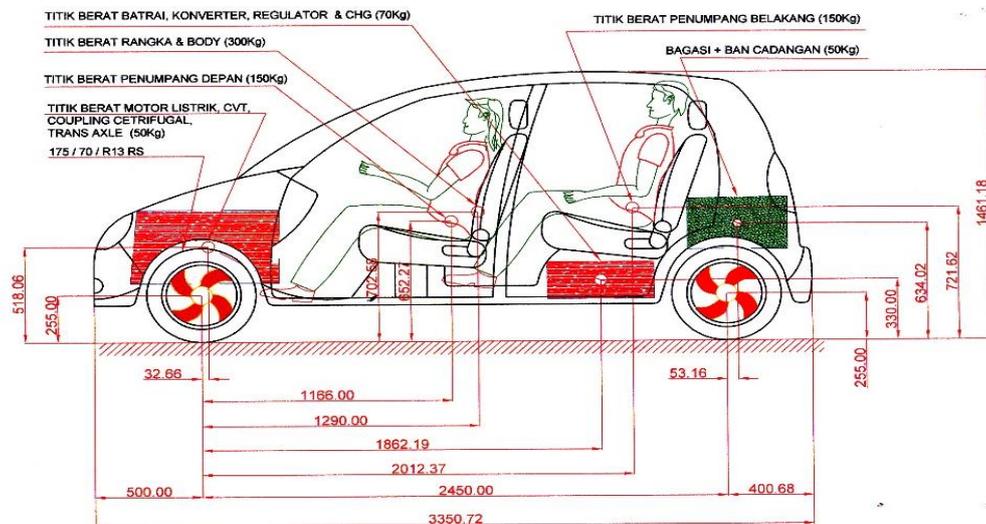
Nama Komponen	$m_i$ (kg)	$x_i$ (mm)	$y_i$ (mm)	$z_i$ (mm)	$m_i \cdot x_i$ (kg.mm)	$m_i \cdot y_i$ (kg.mm)	$m_i \cdot z_i$ (kg.mm)
Penumpang Depan	150	1166	0	652,27	174900	0	97840,5
Penumpang Belakang	150	2012,37	0	721,62	301855,5	0	108243
Motor Listrik, CVT, Coupling & Axle	50	32,66	0	518,06	1633	0	25903
Batrai, Konverter & Regulator	70	1862,19	0	330	130353,3	0	23100
Bagasi & Ban Cadangan	50	2503,16	0	634,02	125158	0	31701
Rangka & Body	300	1290	0	702,58	387000	0	210774
<b>TOTAL</b>	<b>770</b>		<b>0</b>		<b>1120899,8</b>	<b>0</b>	<b>497561,5</b>

Setelah mengetahui data-data yang diperoleh, maka dilakukan pemilihan ban yang sesuai dengan kebutuhan kendaraan serta tidak menyampingkan standarisasi mengatur keamanan dan kenyamanan yang dikeluarkan oleh ECE Regulasi No 54 tentang karakteristik serta kelenturan ban. Metode yang diambil untuk mengetahui kebutuhan ban yang digunakan kendaraan maka dilakukan perhitungan secara matematis untuk mengetahui keamanan dan kenyamanan yang di atur oleh ECE Regulasi No 54. Maka ada beberapa perhitungan yang harus dilakukan agar sesuai dengan kebutuhan kendaraan, diantaranya:

- Perhitungan berat yang ditanggung roda ( $W_s$ )
- Perhitungan koefisien rolling resistansi ( $C_{rr}$ )
- Perhitungan nilai radial stiness ( $k$ )
- Perhitungan nilai hysteresis ( $h$ )
- Perhitungan defleksi ban ( $d$ )
- Perhitungan area kontak ban ( $A$ )
- Perhitungan rolling resistansi ( $R$ )
- Perhitungan daya ( $P$ )

### HASIL DAN PEMBAHASAN

Selanjutnya akan dilaksanakan pembahasan “Optimasi Karakteristik Ban Pada Kendaraan Kategori M1, Untuk Mendukung Efisiensi Kebutuhan Daya Penggerak” sesuai dengan alur penelitian yang dijelaskan di atas, supaya tujuan dan hasil yang diperoleh mendapatkan kesimpulan yang merujuk dapa standarisasi karakteristik ban yang di izinkan. Desain awal kendaraan yang dipergunakan adalah kategori kendaraan M1, seperti gambar di bawah ini.



Gambar 2. Desain Kendaraan

3.1 Berat yang ditanggung oleh suspensi dan roda

Berat yang ditanggung oleh suspensi dan roda ( $W_s$ ) : [6]

$$\bar{x} = \frac{\sum(m_i \cdot x_i)}{\sum m_i} \tag{1}$$

$$\bar{x} = \frac{1120899,8}{770}$$

$$\bar{x} = 1455,714$$

$$\bar{z} = \frac{\sum(m_i \cdot X_i)}{\sum m_i}$$

$$\bar{z} = \frac{497561,5}{770}$$

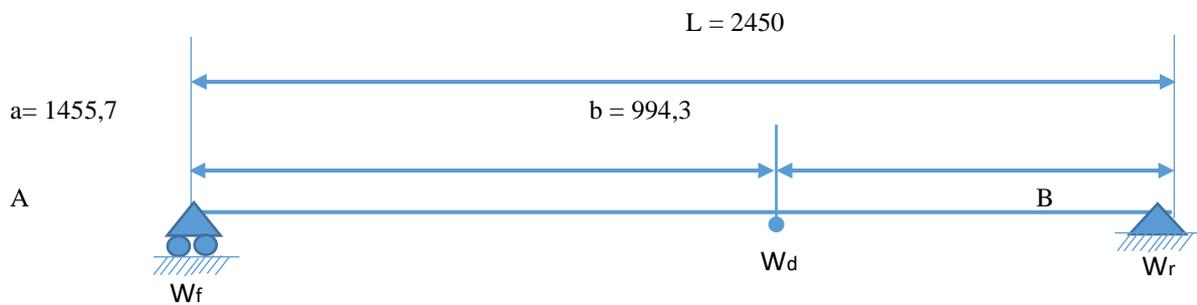
$$\bar{z} = 646,18$$

$$W_s = m \cdot g \tag{2}$$

$$W_s = 770 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/det}^2$$

$$W_s = 7553,7 \text{ N}$$

Berat yang ditanggung oleh Suspensidan Roda bagian depan ( $w_f$ ) : [13]



Gambar 3. Titik Berat Kendaraan

Momen pada titik B :

$$\sum M_b = 0 \tag{3}$$

$$W_f \cdot L - W_d \cdot b = 0$$

$$W_f = \frac{b}{L} \times W_d$$

$$W_f = \frac{994,3}{2450} \times 15107,4$$

$$W_f = 0,4 \times 15107,4$$

$$W_f = 6042,96 \text{ N}$$

Berat yang ditanggung oleh masing – masing roda depan ( $W_{f1}$ ) adalah :

$$W_{f1} = \frac{W_f}{2} \tag{4}$$

$$= \frac{6042,96}{2}$$

$$= 3021,48 \text{ N}$$

3.2 Coefficient rolling resistance terhadap tekanan ban

Tahanan gulir ( $F_{rr}$ ), dimana perubahan tekanan ban merupakan parameter yang mempengaruhi operasian ketika tekanan ban berubah akan mempengaruhi tahanan gulir ban, hubungan yang dipergunakan antara gaya tahanan gelinding ( $F_{rr}$ ) terhadap tekanan ban ( $Pr$ ) dapat dinyatakan sebagai berikut: [7]

$$C_r = 0,1071 \cdot Pr^{-0,477} \tag{5}$$

dimana :

$$C_r = \text{koefisien rolling resistance}$$

$$P_r = \text{tekanan ban}$$

$$C_r = 0,1071 \cdot (206,843)^{-0,477}$$

$$C_r = 0,0084$$

Perhitungan tahanan gulir (rolling resistance) adalah sebagai berikut:

$$R_r = C_r \cdot F_v$$

.(6)

Dimana :

$$F_v = M \cdot g$$

$$M = \text{massa kendaraan (kg)}$$

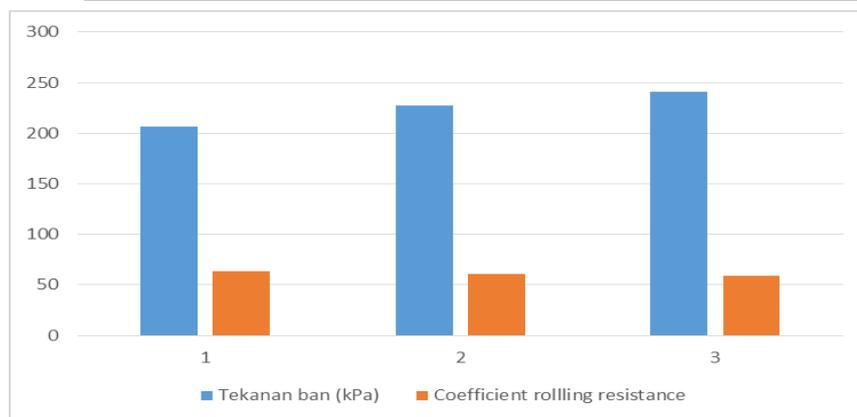
$$g = \text{percepatan gravitasi (9,81 m/s}^2\text{)}$$

$$R_r = 0,1071 \cdot P_r^{-0,477} \cdot 770 \cdot 9,81$$

$$R_r = 63,590$$

Tabel 2. Pengaruh tekanan ban terhadap coefficient rolling resistance

Tekanan ban (kPa)	Coefficient rolling resistance
206,843	63,590
227,527	60,764
241,316	59,082



Gambar 4. Pengaruh tekanan ban terhadap coefficient rolling resistance [7]

### 3.3 Coefficient rolling resistance terhadap beban ban

Dalam hubungan ini menunjukkan bahwa *rolling resistance* adalah berbanding lurus dengan beban  $W$ , yaitu :

$$R = C \cdot W$$

(7)

dimana:

$$R = \text{rolling resistance}$$

$$C = \text{nilai kemiringan (0,010)}$$

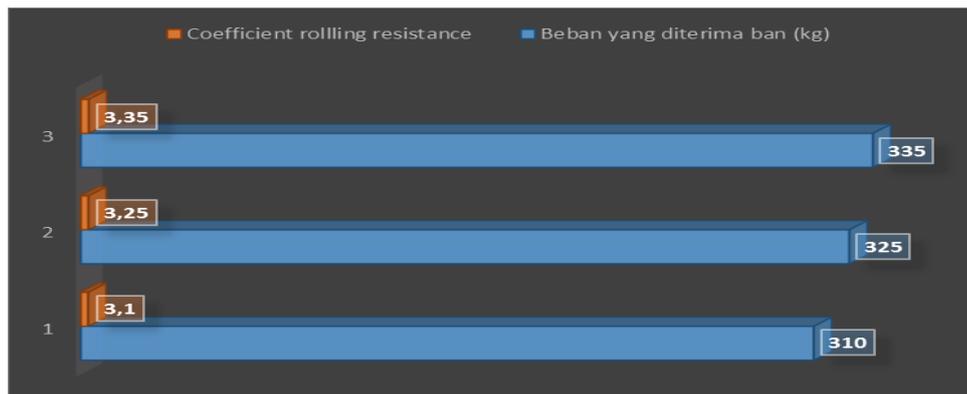
$$W = \text{beban ban (kg.)}$$

$$R = 0,010 \cdot 310$$

$$R = 3,1$$

Tabel 3. Pengaruh beban yang diterima ban terhadap Coefficient rolling resistance

Beban yang diterima ban (kg)	Coefficient rolling resistance
310	3,1
325	3,25
335	3,35



Gambar 5. Pengaruh beban yang diterima ban terhadap coefficient rolling resistance [7]

### 3.4 Coefficient rolling resistance terhadap diameter ban

Untuk mendapat hubungan *rolling resistance* terhadap diameter ban, dicari dengan hubungan di bawah ini, dimana dengan berubahnya diameter ban akan mempengaruhi nilai *k* (*radial stiffness*) [8].

$$k = 2,68 \cdot p \cdot \sqrt{w/D} + 33,1 \tag{8}$$

dimana:

$k = \text{radial stiffness (N/mm)}$

$p = \text{pressure (mpa)}$

$w = \text{lebar ban (mm)}$

$D = \text{diameter ban (mm)}$

$$k = 2,68 \cdot 0,207 \cdot \sqrt{163/510} + 33,1$$

$$k = 2,68 \cdot 0,207 \cdot 0,025 + 33,1$$

$$k = 33,413 \text{ N/mm}$$

Nilai *k* (*radial stiffness*) akan mempengaruhi besaran dari nilai *hysteresis*, dimana dapat dicari dengan hubungan sebagai berikut :

$$h = k (1/p^*) \tag{9}$$

dimana:

$h = \text{ratio hysteresis}$

$k = \text{radial stiffness (N/mm)}$

$p = \text{tekanan ban (kpa)}$

$*$  = nilai eksponen (2,73)

$$h = 33,413 \left( \frac{1}{206,843^{2,73}} \right)$$

$$h = 0,000016$$

Perubahan diameter ban tentunya akan berpengaruh terhadap defleksi ban, dimana dapat dinyatakan pada hubungan sebagai berikut:

$$d = W / (K \cdot p) \tag{10}$$

dimana:

$d = \text{defleksiban (mm)}$

$W = \text{beratban (kg)}$

$k = \text{radialstiffness (N/mm)}$

$p = \text{tekananban (kpa)}$

$$d = \frac{310}{33,413.206,843}$$

$$d = 0,045 \text{ mm}$$

Perhitungan area kontak ban dengan jalan dapat dipergunakan hubungan sebagai berikut:

$$A = \frac{c \cdot W^{0,7} \cdot \sqrt{b/d}}{p^{0,45}} \text{ (m}^2\text{)} \tag{11}$$

dimana:

$A = \text{areakontakbandenganjalan (m}^2\text{)}$

$W = \text{bebanban (kN)}$

$b = \text{lebarban (m)}$

$d = \text{diameterluarroda (m)}$

$p = \text{tekananban (kPa)}$

$c = \text{konstantatergantungtexturejalan (dipergunakanilai 0,30)}$

$$A = \frac{0,30 \cdot 3,041^{0,7} \cdot \sqrt{0,163/0,51}}{206,843^{0,45}} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A = \frac{0,30 \cdot 2,178 \cdot 0,792}{206,843^{0,45}} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A = 0,034 \text{ m}^2$$

Dari hasil persamaan di atas, untuk perhitungan rolling resistance terkait dengan diameter ban, dipergunakan persamaan berikut ini,[6]

$$R = \left( h \cdot d \cdot \frac{w}{A} \right) \cdot W \tag{12}$$

dimana:

$R = \text{rollingresistance}$

$h = \text{tirehysteresis}$

$d = \text{deflection}$

$w = \text{footprintwidth (lebarjejak)}$

$A = \text{arearespectively (luasantapakban)}$

$W = \text{tireload (bebanban)}$

$$R = \left( 0,000016 \cdot 0,045 \cdot \frac{163}{33,536} \right) \cdot 310$$

$$R = 0,00108$$

Pada perhitungan pengaruh *rolling resistance* terhadap diameter ban, dengan mengacu pada rumus hubungan yang telah disampaikan sebelumnya dapat disampaikan bahwa nilai *rolling resistance* terkait dengan diameter ban dipengaruhi oleh tekanan ban, diameter ban dan bebanyang diterima ban. Sehubungan dengan hal tersebut tekanan ban ( $p$ ) akan diambil tekanan ban yang tertinggi karena berdampak pada nilai *rolling resistance* yang paling rendah sedangkan untuk diameter ban diambil ukuran diameter yang lebih kecil, dimana akan berpengaruh terhadap area kontak ban dengan jalan, terhadap beban yang di ban dari analisa yang dilakukan pada pembahasan sebelumnya dipergunakan beban ban yang paling ringan karena akan memberikan nilai rolling resistance yang paling rendah [9]

### 3.5 Pengaruh ban terhadap daya penggerak

Untuk mendapat pengaruh ban terhadap energi, dapat dicari dengan persamaandi bawah ini.

$$P = \frac{1}{2} \rho A v^2 \tag{13}$$

Dimana:

$P = \text{Daya (Watt)}$

$A = \text{Luas penampang (m}^2\text{)}$

$\rho = \text{Kerapatan udara (kg/m}^3\text{)}$

$$= 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$V =$  Kecepatan maksimum (km/jam)

$$P = \frac{1}{2} \cdot 12.0034 \cdot 50^2$$

$$P = 2515,212 \text{ Watt}$$

## KESIMPULAN

Kontribusi ban pada kebutuhan daya penggerak sangat signifikan untuk kendaraan, dimana di pengaruhi daya tahanan lucur dan koefisien *rolling resistance* yang rendah membuat pengurangan kebutuhan daya penggerak untuk kendaraan. Tekanan ban pada kendaraan mempengaruhi nilai koefisien *rolling resistance* berupa traksi ban pada permukaan jalan, mesin akan bekerja lebih berat dan akan mempunyai efek terhadap peningkatan kebutuhan daya penggerak. Beban yang diterima ban pada kendaraan mempengaruhi nilai koefisien *rolling resistance*, berupa gaya gesek permukaan jalan dengan ban, gaya gesek mempunyai sifat menghambat gerak kendaraan dipengaruhi nilai koefisien *rolling resistance*, dimana ekuivalen dengan peningkatan kebutuhan daya penggerak untuk dapat melawan traksi ban yang diperlukan. Diameter ban pada kendaraan mempengaruhi nilai *rolling resistance*, terkait dengan sifat kekakuan radial (*radial stiffness*) dan besaran *ratio hysteresis* dimana perubahan diameter ban akan berpengaruh terhadap defleksi ban. Hasil optimasi daya penggerak dengan menggunakan perhitungan matematis diperoleh hasil berat kendaraan ditambah empat orang penumpang, maka efisiensi roda dan ban yang diperoleh sesuai dengan peraturan ECE Regulasi No 54. Tentang karakteristik ban yang aman dan nyaman sesuai dengan kebutuhan.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Nyoman Sutantra, (2010), Guna Widya Teknologi Otomotif, Surabaya.
- [2] Martin Mc Mahon & CDX Global, (2007), Trade of Motor Mechanic, Foras Áiseanna Saothair .
- [3] F Kounty (2010) Geometry and Mechanics of Pneumatic tires,.
- [4] Hartana, Pande (1993), Karakteristik Beban Angin dan Pengaruhnya Terhadap Perilaku .Arah dan Kinerja Traksi Kendaraan, Teknik Mesin FTI – ITS Surabaya,
- [5] Handbook of Energy & Economic Statistics of Indonesia (2011), Centre for Data and Information on Energy and Mineral Resources, Kementrian Energi dan Sumber Daya Mineral.
- [6] International Journal of Mechanics, The Impact of Agricultural Vehicles Rolling System On Soil, University of Agricultural Sciences and Veterinary Medicine Iași.
- [7] International Journal of Mechanics, Effect of Tyre Overload and Inflation Pressure on Rolling Loss (Resistance) and Fuel Consumption of Automobile and Trucks/Bus Tyres, Padmanabha S Pillai, MTI Associates Tallmadge, Ohio 44278, USA.
- [8] Standar Nasional Indonesia (SNI) 06-0098-2002, Ban Mobil Penumpang.
- [9] Commitee for The National Tire Efficiency Study, Transportation Research Board (2006), Tire and Passenger Vehicle Fuel Economy Washington, D.C
- [10] Société de Technologie Michelin. (2003) The Tyre Rolling Resistance and Fuel Savings
- [11] Hans B Pracejka, Delft University of Technology Consultant TNO Automotive 2006. Tyre and Vehicle Dynamics, Helmond The Netherlands,
- [12] ID. Gary Subagia, Wajan Berata (2004), Pemodelan Simulasi Berbasis Fuzzy Controller Terhadap Perilaku Yaw Rate dengan Pengendalian Sudut Steer Roda Belakang (4WS), Jurnal Teknik Mesin Vol 6/No.2.
- [13] Wong, JY (2001), Theory of Ground Vehicle (2nd edition), Ottawa, John Willey & Sons, New York
- [14] International Journal of Mechanics, Effect of Tyre Overload and Inflation Pressure on Rolling Loss (Resistance) and Fuel Consumption of Automobile and Trucks / Bus Tyres, Padmanabha S Pillai, MTI Associates Tallmadge, Ohio 44278, USA.
- [15] International Journal of Mechanics, The Impact of Agricultural Vehicles Rolling System On Soil, University of Agricultural Sciences and Veterinary Medicine Iași.