

Pemilihan Transmisi Bus Untuk Mendapatkan Konsumsi Bahan Bakar Ideal Berdasarkan Kecepatan Tiap Roda Gigi

Sigit Setijo Budi^{1*}, Daru Ade Juniarto²

¹Program Studi Teknik Mesin, Politeknik Harapan Bersama Tegal

²PT Transportasi Jakarta (Transjakarta)

¹Jln. Dewi Sartika No.71 Pesurungan Kidul Kota Tegal, Indonesia

²Jln. Mayjen Soetoyo No.1 Kebon Pala Makasar Jakarta Timur, Indonesia

E-mail: seti08405@gmail.com¹, daruade@gmail.com²

Abstrak

Info Naskah:

Naskah masuk: 11 Mei 2020

Direvisi: 30 Juli 2020

Diterima: 13 Agustus 2020

Populasi kendaraan di Indonesia, dari tahun ke tahun selalu mengalami peningkatan, hal ini berdampak pada konsumsi bahan bakar minyak yang terus bertambah pula, pengurangan konsumsi bahan bakar pada kendaraan dapat dilakukan dengan metode *eco driving*, salah satu metode dalam *eco driving* yang paling mudah diterapkan adalah pengaturan kecepatan, posisi roda gigi, dan pemilihan jenis transmisi yang tepat. Fokus penelitian dengan melakukan analisis terhadap hasil perhitungan konsumsi bahan bakar kendaraan bus dengan variasi dua jenis transmisi model transmisi, untuk mengetahui pola pengendaraan yang rendah konsumsi bahan bakar dan jenis transmisi yang terbaik dari dua transmisi. Hasil yang diperoleh dari penelitian ini, konsumsi bahan bakar bus akan terus menurun pada 1000-1300 rpm, namun akan naik kembali secara perlahan pada 1400-2300 rpm, sedangkan kenaikan kecepatan berbanding lurus dengan pertambahan putaran mesin, transmisi tipe MB GO190 adalah transmisi yang paling baik diantara ketiga transmisi lainnya karena selisih antara tingkat rasio dalam transmisi ini tidak terlalu jauh sehingga bahan bakar yang terbuang akibat jeda *loses* traksi pada transmisi ini yang sedikit dan akselerasi kendaraan yang halus dan cepat.

Abstract

Keywords:

transmissions;

velocity;

gear position;

specific fuel consumption

The population of vehicles in Indonesia, always has increased, this has an impact on oil fuel consumption continue to grow also, reduction of fuel consumption in vehicles can be done by the method of *eco driving*, one of the methods in *eco driving* most easily applied is the speed settings, gear position, and the selection of the right type of Transmission, but the information setting the speed and position of the gears on each vehicle is definitively less Thus, do the research to find speed settings and the position of the gear is done. This research was conducted on the analysis of the results of calculation of the Specific fuel consumption of vehicles bus with the variations of the two types of transmissions, to know the pattern of the ride's low Specific fuel consumption and the type of transmission the best of transmissions to two. The results obtained from this study, Specific fuel consumption bus will continue to decline at 1000-1300 rpm, but will slowly climb back on 1400-2300 rpm, while the increase in speed is directly proportional to the increase of rotation of the engine, transmission Type MB GO 190 is the most excellent transmission among other transmission a third because of the difference between the rate ratio in this transmission is not too far away so that fuel is wasted due to a pause on this transmission traction loses a little and acceleration of the vehicle a smooth and fast.

*Penulis korespondensi:

Sigit Setijo Budi

E-mail: seti08405@gmail.com

1. Pendahuluan

Pengurangan konsumsi bahan bakar minyak pada kendaraan dapat dilakukan salah satunya dengan metode *eco driving*. Metode *eco driving* adalah metode berkendara dengan konsumsi bahan bakar yang rendah, metode *eco driving* dibagi menjadi tiga macam, pertama dengan *strategic decision* yaitu metode *eco driving* dengan pemilihan klasifikasi kendaraan, model kendaraan, konfigurasi kendaraan, kedua *tactical decision* metode *eco driving* ini memperhatikan dari tipe jalan, profil kekasaran permukaan jalan, rute jalan yang ditempuh dan berat kendaraan, dan yang ketiga adalah *Operational decision* yaitu metode *eco driving* dengan memperhatikan *idling*, *speed/rpm*, *cruise control*, penggunaan penyejuk udara, dan *aggressive driving* [1]. Metode *eco driving operational Decision* dengan memperhatikan kecepatan dapat menekan konsumsi bahan bakar sebesar 30 % sedangkan metode *eco driving strategic decision* dengan memperhatikan pemilihan model transmisi kendaraan mampu menekan konsumsi bahan bakar sebesar 38 %.

Penelitian tentang perhitungan pengaruh rasio transmisi terhadap konsumsi bahan bakar pada kendaraan sudah pernah dilakukan pada tahun 2012 [2] yaitu meneliti tentang analisa kinerja sistem transmisi mode pengaturan kecepatan dan putaran maksimal untuk mengetahui konsumsi bahan bakar dari kendaraan GEA.

Penelitian terdahulu lainnya yaitu analisis karakteristik traksi serta *redesign* rasio transmisi mobil [3] untuk mengetahui konsumsi bahan bakar paling rendah dari kendaraan Toyota Fortuner 4.0 V6 Sr (At 4x4), selanjutnya pada tahun 2017 dilakukan penelitian tentang perhitungan kinerja traksi dan *redesign* rasio transmisi dari kendaraan panser ANOA APC 3 6x6 untuk mengetahui mengetahui karakteristik transmisi Panser ANOA APC [4]. Bahan bakar solar memiliki struktur kimia yang terdiri dari atom dan hidrogen dengan rantai struktur yang lurus [5]. Mesin diesel karena efisiensi tinggi bahan bakar dan daya tahan mesin serta karakteristik andal dibandingkan mesin bensin [6],[7],[8]. Bahan bakar solar murni mendekati berbahan bakar campuran solar murni-minyak jarak [9],[10]. Jatropha dipilih karena merupakan energi yang tidak dapat dimakan dan mudah digunakan. Namun viskositas tinggi dan nilai kalor rendah menjadi kinerja dan emisi dari mesin diesel [11],[12],[13].

Perhitungan konsumsi bahan bakar sesuai kecepatan dan pemilihan tipe transmisi belum pernah dilakukan sebelumnya khususnya pada bus Mercedes-Benz OH 1626, maka dari itu peneliti melakukan penelitian analisis perhitungan konsumsi bahan bakar sesuai kecepatan dan posisi roda gigi transmisi dengan variasi dua tipe transmisi pada kendaraan Mercedes-Benz OH 1626 dengan menggunakan software Matlab.

Penelitian ini menggunakan 2 jenis transmisi sebagai perbandingan konsumsi bahan bakar dan Gaya dorong dari transmisi yang digunakan oleh Mercedes-Benz OH 1626. Transmisi asli dari Mercedes-Benz OH 1626 adalah G 85-6 yang akan di bandingkan dengan transmisi MB GO 190).

2. Metode Penelitian

Data spesifikasi teknis mesin Mercedes-Benz OH 1626 didapat dari pengujian *engine dynamometer* yang telah dilakukan oleh pihak APM yang telah disajikan di dalam *manual book*. *Power engine* Mercedes-Benz OH 1626 mengalami peningkatan tiap penambahan putaran mesinnya, namun pada putaran 2100 rpm *power engine* mengalami penurunan dari 192 kW menjadi 189 kW, dari putaran mesin 1000–2300 rpm power tertinggi terjadi pada 2000 rpm yaitu sebesar 192 kW dan power terendah terjadi pada pada 1000 rpm yaitu sebesar 80 kW.

2.1 Kecepatan dan Gaya Dorong

Gaya dorong pada kendaraan tiap roda gigi transmisi pada kendaraan dapat diketahui dengan menggunakan rumus persamaan (1) [14].

$$Fz.A(kN) = \frac{T(Nm)(rpm(\frac{1}{1000}))iEin}{1000Rdyn(m)} \eta_{tot} \quad (1)$$

Gaya dorong tersebut disamping mampu melawan hambatan juga dapat menghasilkan Kecepatan yang diinginkan [2]. Mengetahui kecepatan tiap roda giginya harus menghitung dari tiap putaran mesin, menggunakan rumus persamaan (2).

$$V(km/h) = \frac{3,6 \frac{\pi}{30} rpm(\frac{1}{min})rdyn(m)}{iniE} \quad (2)$$

Jari-jari roda tiap kendaraan ukurannya berbeda menyesuaikan jenis kendaraan dan beban maksimal yang dapat di angkut oleh kendaraan. Tabel 3 adalah ukuran jari-jari roda menurut ukuran ban dan *velg* yang digunakan oleh kendaraan.

2.2 Konsumsi Bahan Bakar

Menghitung konsumsi bahan bakar per satuan jarak dari suatu kendaraan perlu mengetahui kecepatan kendaraan, hambatan kendaraan saat berjalan, dan peta konsumsi spesifik bahan bakar. Kecepatan kendaraan tiap roda giginya dapat dicari dengan persamaan (2), peta konsumsi bahan bakar di ketahui melalui pengujian engine dynamometer, dan hambatan kendaraan saat berjalan harus dihitung secara keseluruhan. Pada saat berjalan kendaraan mengalami tiga hambatan, pertama hambatan *rolling*, hambatan udara, dan hambatan tanjakan. Untuk mencari hambatan *rolling* yang dialami oleh kendaraan menggunakan rumus sebagai berikut.

$$FR = m_F(kg)g(m/s^2)f_r \quad (3)$$

Hambatan udara yang dialami oleh kendaraan dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut.

$$F_{drag}(N) = \rho l(\frac{kg}{m^3})cwA(m) \frac{V^2(km/h)}{3,6^2} \quad (4)$$

Hambatan tanjakan adalah hambatan yang terjadi akibat lintasan dari kendaraan yang di lalui memiliki sudut kemiringan sehingga terjadi gaya yang berlawanan dengan gaya dorong mengikuti gaya gravitasi yang dipengaruhi oleh sudut kemiringan tersebut, untuk mencari hambatan tanjakan yang dialami oleh kendaraan menggunakan rumus sebagai berikut.

$$F_t(N) = mF(kg) g(ms^2) (\cos a_{St} + \sin a_{St}) \quad (5)$$

Setelah hambatan-hambatan yang dialami oleh kendaraan diketahui maka hambatan-hambatan tersebut dijumlahkan untuk mencari konsumsi bahan bakar dari kendaraan, hambatan total dinotasikan dalam F_{tot} dengan menjumlahkan persamaan (3),(4), dan (5)

$$F_{tot} = F_R + F_{drag} + F_t \quad (6)$$

$$F_{tot} = [mFgfR] + [1/2 \rho_L c_W A v^2 / 3,6^2] + [mFg (\cos a_{St} + \sin a_{St})]$$

$$F_{tot} = m_F g (f_R \cos a_{St} + \sin a_{St}) + 1/2 \rho_L c_W A v^2 / 3,6^2 \quad (7)$$

Jika peta konsumsi spesifik dan hambatan total yang dialami kendaraan sudah diketahui maka dapat menghitung konsumsi bahan bakar persatuan jarak tiap roda giginya dengan menggunakan rumus sebagai berikut.

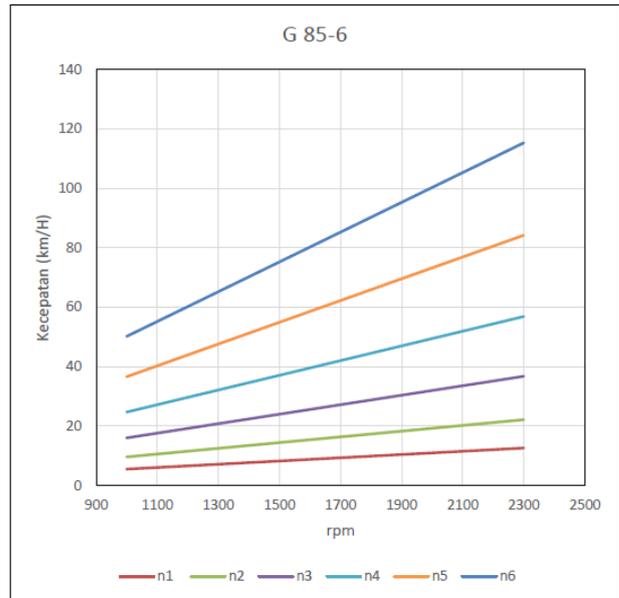
$$b_s = \frac{b_{ftot}}{\rho l \eta_{tot}} \quad (8)$$

3. Hasil dan Pembahasan

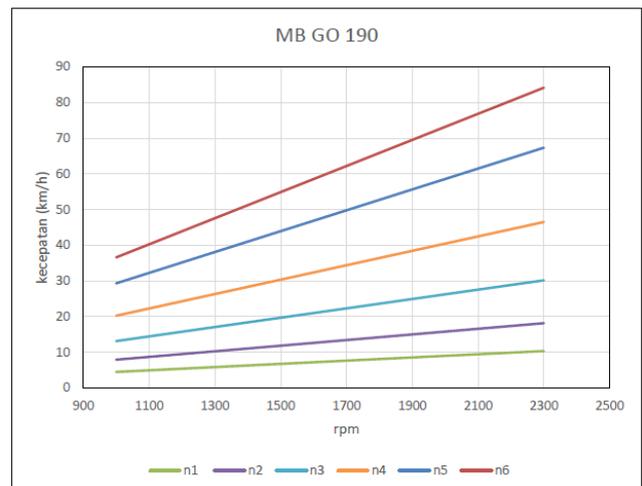
3.1. Hasil Kecepatan Kendaraan

Perhitungan kecepatan kendaraan tiap posisi roda gigi transmisi diperoleh menggunakan data performa engine Mercedes-Benz OH 1626 dan data rasio perbandingan transmisi tiap roda gigi menggunakan persamaan (2) di *software matlab*, maka akan menghasilkan data kecepatan tiap roda gigi dari kedua transmisi yang tersaji pada Gambar 4 dan Gambar 5.

Pada gambar 4 pada posisi roda gigi ke 1 kecepatan terendah 5,4 km/h dengan kecepatan tertinggi mencapai 12,5 km/h, pada posisi roda gigi ke 2 kecepatan terendah 9,6 km/h dengan kecepatan tertinggi mencapai 22,09 km/h, pada posisi roda gigi ke 3 kecepatan terendah 15,9 km/h dengan kecepatan tertinggi mencapai 36,6 km/h, pada posisi roda gigi ke 4 kecepatan terendah 24,7 km/h dengan kecepatan tertinggi mencapai 56,8 km/h, pada posisi roda gigi ke 5 kecepatan terendah 36,5 km/h dengan kecepatan tertinggi mencapai 84,1 km/h, dan pada posisi roda gigi ke 6 kecepatan terendah 50,1 km/h dengan kecepatan tertinggi mencapai 115,3 km/h.



Gambar 4. Grafik kecepatan tiap posisi roda gigi transmisi G 85-6.

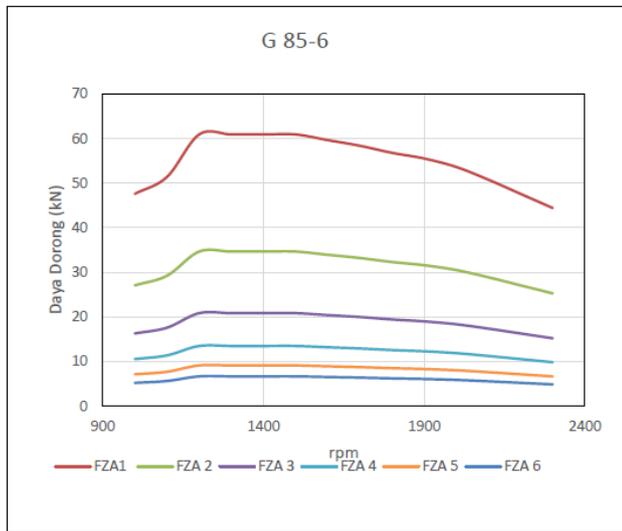


Gambar 5. Grafik kecepatan tiap posisi roda gigi transmisi MB GO 190.

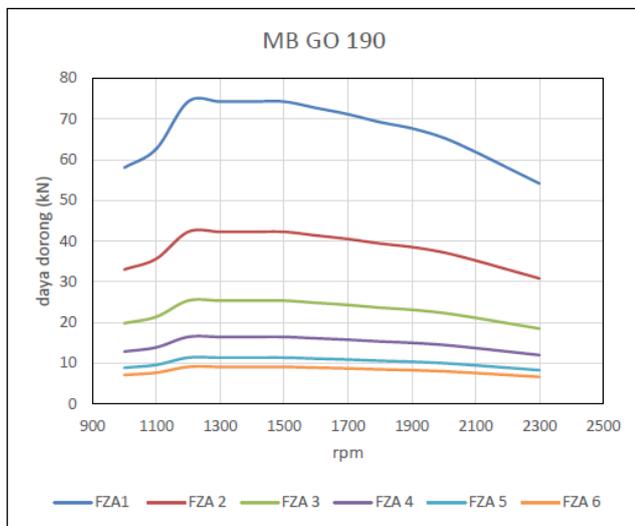
Hasil perhitungan kecepatan tiap roda gigi dari transmisi MB GO 190 menjelaskan bahwa kecepatan dari transmisi MB GO 190 pada 1000-2300 rpm, pada posisi roda gigi ke 1 kecepatan terendah 4,4 km/h dengan kecepatan tertinggi mencapai 10,3 km/h, posisi roda gigi ke 2 kecepatan terendah 7,8 km/h dengan kecepatan tertinggi mencapai 18,1 km/h, posisi roda gigi ke 3 kecepatan terendah 13,1 km/h dengan kecepatan tertinggi mencapai 30,1 km/h, posisi roda gigi ke 4 kecepatan terendah 20,2 km/h dengan kecepatan tertinggi mencapai 46,5 km/h, pada posisi roda gigi ke 5 kecepatan terendah 29,2 km/h dengan kecepatan tertinggi mencapai 67,3 km/h, dan pada posisi roda gigi ke 6 kecepatan terendah 36,5 km/h dengan kecepatan tertinggi mencapai 84,1 km/h.

3.2. Hasil Gaya Dorong Kendaraan

Perhitungan gaya dorong kendaraan tiap posisi roda gigi transmisi diperoleh menggunakan data performa *engine* Mercedes-Benz OH 1626 dan data rasio perbandingan transmisi tiap roda gigi menggunakan persamaan (1), maka akan menghasilkan data seperti yang ditunjukkan pada Gambar 6 dan Gambar 7.



Gambar 6. Grafik gaya dorong tiap posisi roda gigi Transmisi G 85-6.



Gambar 7. Grafik gaya dorong tiap posisi roda gigi Transmisi MB GO 190.

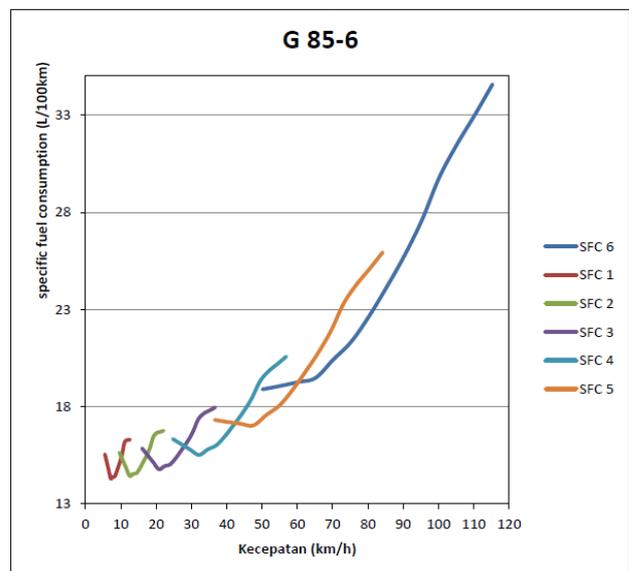
Hasil perhitungan Gaya dorong tiap roda gigi dari transmisi G 85-6 menjelaskan bahwa pada 1000-2300 rpm, pada posisi roda gigi ke 1 Gaya dorong terendah 44,42 kN pada 2300 rpm dengan Gaya dorong tertinggi mencapai 60,92 kN pada 1200-1500 rpm, pada posisi roda gigi ke 2 terendah 25,2 kN pada 2300 rpm tertinggi mencapai 34,64 kN pada 1200-1500 rpm, pada posisi roda gigi ke 3 Gaya dorong terendah 15,1 kN pada 2300 rpm tertinggi mencapai 20,8 kN pada 1200-1500 rpm, pada posisi roda gigi ke 4 Gaya dorong terendah 9,8 kN pada 2300 rpm tertinggi mencapai 13,45 kN pada 1200-1500 rpm, pada posisi roda

gigi ke 5 Gaya dorong terendah 6,6 kN pada 2300 rpm dengan Gaya dorong tertinggi mencapai 9,09 kN pada 1200-1500 rpm, dan pada posisi roda gigi ke 6 Gaya dorong terendah 4,84 kN pada 2300 rpm tertinggi mencapai 6,6 kN pada 1200-1500 rpm.

Hasil perhitungan Gaya dorong tiap roda gigi dari transmisi MB GO 190 menjelaskan Gaya dorong dari transmisi MB GO 190 pada 1000-2300 rpm, pada posisi roda gigi ke 1 Gaya dorong terendah 54,17 kN pada 2300 rpm dan tertinggi mencapai 74,2 kN pada 1200-1500 rpm, pada posisi roda gigi ke 2 Gaya dorong terendah 30,8 kN pada 2300 rpm dan tertinggi mencapai 42,2 kN pada 1200-1500 rpm, pada posisi roda gigi ke 3 Gaya dorong terendah 18,4 kN pada 2300 rpm dan tertinggi mencapai 25,37 kN pada 1200-1500 rpm, posisi roda gigi ke 4 Gaya dorong terendah 12,01 kN pada 2300 rpm dan tertinggi mencapai 16,45 kN pada 1200-1500 rpm, posisi roda gigi ke 5 Gaya dorong terendah 8,2 kN pada 2300 rpm dan tertinggi mencapai 11,36 kN pada 1200-1500 rpm, dan pada posisi roda gigi ke 6 Gaya dorong terendah 6,63 kN pada 2300 rpm dengan Gaya dorong tertinggi mencapai 9,09 kN pada 1200-1500 rpm

3.3. Hasil perhitungan konsumsi bahan bakar

Perhitungan kecepatan kendaraan tiap posisi roda gigi transmisi diperoleh menggunakan data performa *engine* Mercedes-Benz OH 1626, data rasio perbandingan transmisi tiap roda gigi, dan data hasil perhitungan hambatan total kendaraan menggunakan persamaan (8), maka akan menghasilkan data seperti pada Gambar 8 dan 9.



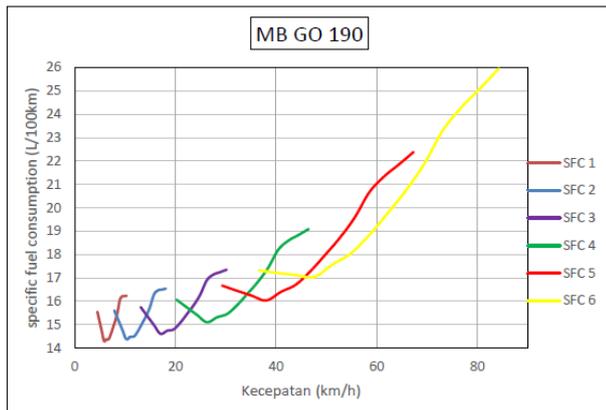
Gambar 8. Grafik SFC tiap posisi roda gigi Transmisi G 85-6.

Hasil perhitungan konsumsi bahan bakar tiap roda gigi dari transmisi G 85-6 menjelaskan Konsumsi Bahan Bakar dari transmisi G 85-6 pada 1000-2300 rpm, pada posisi roda gigi ke 1 konsumsi bahan bakar terendah 14,315 L/100km pada 1300 rpm dengan konsumsi bahan bakar tertinggi mencapai 16,307 L/100km.

Pada 2300 rpm, posisi roda gigi ke 2 konsumsi bahan bakar terendah 14,445 L/100km pada 1300 rpm dan tertinggi 16,7664 L/100km pada 2300 rpm, posisi roda gigi

ke 3 konsumsi bahan bakar terendah 14,7849 L/100km pada 1300 rpm dan tertinggi mencapai 17,9669 L/100km pada 2300 rpm, pada posisi roda gigi ke 4 konsumsi bahan bakar terendah 16,3437 L/100km pada 1300 dan tertinggi mencapai 20,587 L/100km pada 2300 rpm.

Posisi roda gigi ke 5 Konsumsi Bahan Bakar terendah 17,3207 L/100km pada 1300 rpm tertinggi mencapai 25,9432 L/100km pada 2300 rpm, dan pada posisi roda gigi ke 6 Konsumsi Bahan Bakar terendah 18,8965 L/100km pada 1300 rpm dan tertinggi mencapai 34,58211 L/100km pada 2300 rpm.



Gambar 9. Grafik SFC tiap posisi roda gigi Transmisi MB GO 190.

Perhitungan konsumsi bahan bakar tiap roda gigi dari transmisi MB GO 190 menjelaskan konsumsi bahan bakar dari transmisi MB GO 190 pada 1000-2300 rpm, pada posisi roda gigi ke 1 konsumsi bahan bakar terendah 14,2948 L/100km pada 1300 rpm dan tertinggi mencapai 16,2352 L/100km pada 2300 rpm, posisi roda gigi ke 2 konsumsi bahan bakar terendah 14,382 L/100km pada 1300 rpm dan tertinggi mencapai 16,5433 L/100km pada 2300 rpm, posisi roda gigi ke 3 konsumsi bahan bakar terendah 15,754 L/100km pada 1300 rpm dan tertinggi mencapai 17,353 L/100km pada 2300 rpm.

Posisi roda gigi ke 4 konsumsi bahan bakar terendah 15,1045 L/100km pada 1300 rpm dan tertinggi mencapai 19,095 L/100km pada 2300 rpm, pada posisi roda gigi ke 5 konsumsi bahan bakar terendah 16,0383 L/100km pada 1300 rpm tertinggi mencapai 22,3952 L/100km pada 2300 rpm, dan pada posisi roda gigi ke 6 konsumsi bahan bakar terendah 17,0425 L/100km pada 1300 rpm dengan konsumsi bahan bakar tertinggi mencapai 25,9433 L/100km pada 2300 rpm.

4. Kesimpulan

Dari dua tipe transmisi yang telah dilakukan perhitungan kecepatan dan konsumsi bahan bakar tiap posisi Roda gigi transmisi, transmisi dengan MB 190 adalah transmisi yang paling baik dalam efisiensi konsumsi bahan bakar karena selisih antara tingkat rasio dalam transmisi ini tidak terlalu jauh sehingga jeda loses traksi pada transmisi ini yang sedikit dan akselerasi kendaraan yang halus dan cepat, namun dengan rapatnya rasio pada transmisi ini memiliki kekurangan banyaknya tingkat rasio transmisi dibanding transmisi G 85-6 lain

sehingga perpindahan tingkat rasio ke tingkat rasio yang lain terlalu sering untuk mencapai *top speed* karena akselasinya terlalu cepat

Daftar Pustaka

- [1] Sivak. M, & Schoettle. B, 2012 "Eco-driving: Strategic, tactical, and operational decisions of the driver that influence vehicle fuel economy," *Transp. Policy*, vol. 22, pp. 96–99.
- [2] Rizki M. F, & Sutantra I. N., 2013 "Analisa Kinerja Sistem Transmisi Multiguna Pedesaan untuk mode pengaturan kecepatan maksimal pada putaran maksimal dan Daya maksimal engine," vol. 1, no. 1, pp. 1–5.
- [3] Yudha N., & Sutantra. I. N, 2016. "Analisis Karakteristik Traksi Serta Redesign Rasio Transmisi Mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 Sr (at 4 x 4)," vol. 5, no. 2.
- [4] Prasetya M. & Sutantra. I. N, 2017, "Analisis Kinerja Traksi dan Redesign Rasio Transmisi pada Panser ANOA APC 3 6x6," vol. 6, no. 1, pp. 23–27.
- [5] Syarifudin. S, & Syaiful. S, 2019. "Daya Dan Emisi Jelaga Dari Mesin Diesel Berbahan Bakar Solar-Jatropha-Butanol," *J. Rekayasa Mesin*, vol. 14, no. 3, p. 142..
- [6] Syarifudin. S, & Sanjaya. F. L, 2020 "Efek Kandungan Minyak Jarak pada Bahan Bakar Solar terhadap Konsumsi Bahan Bakar dan Emisi Jelaga Mesin Diesel," vol. 1, no. 1, pp. 31–34.
- [7] EL-Seesy A. I. & Hassan H., 2019. "Investigation of the effect of adding graphene oxide, graphene nanoplatelet, and multiwalled carbon nanotube additives with n-butanol-Jatropha methyl ester on a diesel engine performance," *Renew. Energy*, vol. 132, pp. 558–574.
- [8] Huang. H., Li. Z, Teng, W., Huang. R, Liu Q, & Wang. Y., 2019. "Effects of EGR rates on combustion and emission characteristics in a diesel engine with n-butanol/PODE3-4/diesel blends," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 146, no. February 2018, pp. 212–222.
- [9] Syarifudin. S, & Syaiful. S, 2019. "Pengaruh Penggunaan Energi terbarukan Butanol Terhadap Penurunan Emisi Jelaga Mesin Diesel Injeksi Langsung Berbahan Bakar Biodiesel Campuran Solar dan Jatropha," vol. 10, no. 01, pp. 18–22.
- [10] El Shenawy. E. A., Elkelawy. M, H. Bastawissi A. E, Panchal. H, & Shams.M. M. 2019. "Comparative study of the combustion, performance, and emission characteristics of a direct injection diesel engine with a partially premixed lean charge compression ignition diesel engines," *Fuel*, vol. 249, no. January, pp. 277–285.
- [11] Syarifudin. S, & Syaiful. S, 2020. "Performance and soot emissions from direct injection diesel engine fueled by diesel-jatropha-butanol-blended diesel fuel," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 1517, no. 1.
- [12] Goga. G, Chauhan, B. S, Mahla. S. K, & Cho H. M, 2019. "Performance and emission characteristics of diesel engine fueled with rice bran biodiesel and n-butanol," *Energy Reports*, vol. 5, pp. 78–83.
- [13] Hoang. A. T, Le. A. T, & Pham. V. V, 2019. "A core correlation of spray characteristics, deposit formation, and combustion of a high-speed diesel engine fueled with Jatropha oil and diesel fuel," *Fuel*, vol. 244, no. January, pp. 159–175.
- [14] Naunheimer. H, Bertsche. B, Ryborz. J, & Novak. W, 2011. *Automotive Transmissions*.