

Analisa Gaya Pengereman Dan Energi Yang Dibangkitkan Dengan Porsi *Regenerative Braking*

Nama Mahasiswa : Gito Wijaya
NRP : 21.11.106.019
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Yohanes ST., M.Sc.

Abstrak

Salah satu keunggulan dari *Hybrid Electrical Vehicle* adalah fitur *Regenerative Braking*. *Regenerative Braking* adalah proses pengereman oleh sistem pengereman elektrik yang mengakibatkan kendaraan mengalami penurunan kecepatan dan kemudian menyerap energi kinetik yang mengalir pada kendaraan tersebut, lalu dikonversikan menjadi energi listrik oleh *generator*. Agar dapat menyerap energi kinetik yang besar namun tidak mengurangi kinerja sistem pengereman maka kita harus menentukan porsi *regenerative braking* yang baik, untuk itu perlu diketahui distribusi pengereman ideal dan distribusi pengereman minimum yang akan dibentuk menjadi suatu kurva pengereman.

Pada Tugas Akhir ini dilakukan analisa distribusi pengereman ideal, distribusi pengereman minimum berdasarkan *ECE braking regulation* dan analisa porsi pengereman elektrik-mekanik dimana sistem pengereman elektrik akan didesain selalu beroperasi di awal proses pengereman hingga batas pengereman tertentu yang kemudian dilanjutkan oleh sistem pengereman mekanik, serta pemodelan kinerja sistem *regenerative braking* pada kendaraan untuk dapat mengetahui besarnya torsi, daya dan energi yang bisa dibangkitkan oleh desain *regenerative braking* tersebut dalam 1 siklus *driving cycle NEDC*.

Dari penelitian ini didapatkan porsi *regenerative braking* sebesar 0.03g pada roda bagian depan saat tahap awal pengereman

sebagai rasio yang baik, kemudian menggunakan *generator* yang mampu mengkonversikan daya sebesar 3kW. Rasio pengereman mekanik pada roda bagian depan sebesar 0.65g dengan torsi pengereman 1111.04136Nm, sedangkan rasio pengereman mekanik pada roda bagian belakang sebesar 0.22g dengan torsi pengereman 376.0447768Nm. Dengan menggunakan desain pengereman elektrik dan mekanik yang telah dilakukan perhitungan dan analisa pada *driving cycle NEDC*, didapatkan energi bangkitan sebesar 0.089kW/h

Kata kunci : distribusi pengereman, *regenerative braking*, *ECE braking regulation*, energi bangkitan.

Analysis Of Braking Force And Generated Energy With Regenerative Braking Portion

*Name : Gito Wijaya
NRP : 21.11.106.019
Major : Mechanical Engineering
Supervisor : Yohanes ST., M.Sc.*

ABSTRACT

One of the advantages of Hybrid Electrical Vehicle is Regenerative Braking feature. Regenerative braking is braking process by an electric braking system resulting in decreased vehicle speed then absorb the kinetic energy that is flowing on the vehicle and converted into electrical energy by the generator. In order to absorb large kinetic energy but does not reduce the performance of the braking system then we have to determine good regenerative braking portion, it is necessary to know the distribution of ideal braking and braking minimum distributions to be formed into a braking curve.

This Final Project are perform analysis of ideal braking distribution, minimum braking distribution based on ECE braking regulation and analysis of electrical-mechanical braking portion where the electric braking system will always be designed to operate at the beginning of the braking process to limit certain braking then followed by a mechanical braking system and modeling performance of regenerative braking systems on the vehicle to ascertain the magnitude of the torque, power and energy that can be generated by the design of the regenerative braking in NEDC driving cycle.

From this study, obtained a portion of 0.03g regenerative braking on the front wheels when early braking stages as the good ratio, then use a generator that is able to convert the power of 3kW. Ratio of the mechanical braking on the front wheels is 0.65g with

1111.04136Nm braking torque, while ratio of mechanical braking on the rear wheels is 0.22g with 376.0447768Nm braking torque. By using the design of electrical and mechanical braking which has been done the calculation and analysis on NEDC driving cycle, obtained the energy generated by 0.089kW/h.

Keyword; Braking distribution, Regenerative braking, ECE braking regulation, Energy generated.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Penelitian Terdahulu

Penelitian terdahulu tentang *regenerative braking* telah dilakukan oleh Liang Zheng dari Harbin Institute of Technology Shenzhen China dengan menganalisa dan melakukan simulasi terhadap kendaraan *hybrid* yang bertujuan untuk meningkatkan performa kendaraan tersebut. Liang Zheng ini melakukan analisa terhadap beberapa aspek berbeda yang akan mempengaruhi performa kendaraan *hybrid*.

Pada analisa sistem *regenerative braking*, didahului dengan mendesain porsi pengereman pada roda bagian depan dan roda bagian belakang yang dilanjutkan dengan mengoptimalkan strategi kontrol *regenerative braking* yang akan digunakan pada *driving cycle* UNECE R13. Hasil simulasinya mengindikasikan bahwa strategi kontrol *regenerative braking* yang cocok akan meningkatkan efisiensi daya bangkitan yang dapat diserap.

Liang Zheng membagi proses pengereman menjadi beberapa fase pengereman dan mendesain sistem *regenerative braking* pada fase awal $0 < \mu (g) < 0.16$ dan selanjutnya mengikuti fase pengereman mekanik pada kendaraan tersebut. Dengan total energi yang dikonsumsi sebesar 2198 kJ, energi pengereman sebesar 671 kJ dan energi yang bisa dibangkitkan sebesar 409 kJ dengan efisiensi 60.95%.

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Mobil Nasional GEA *Passenger Car*

Ditahun 2011, PT.INKA kembali mengembangkan mobil nasional yang kita kenal dengan GEA. Mobil ini telah menggunakan mesin yang berkapasitas 650cc berteknologi Electronic Fuel Injection (EFI) yang bisa memproduksi tenaga sebesar 20kW, mesin mobil GEA ini dipasangkan dengan transmisi manual 4 speed. Mobil nasional GEA dengan diameter roda berukuran 13 inchi ini merupakan mobil mini, dashboardnya didesain minimalis dan panel kecepataannya diletakkan dibagian tengah.

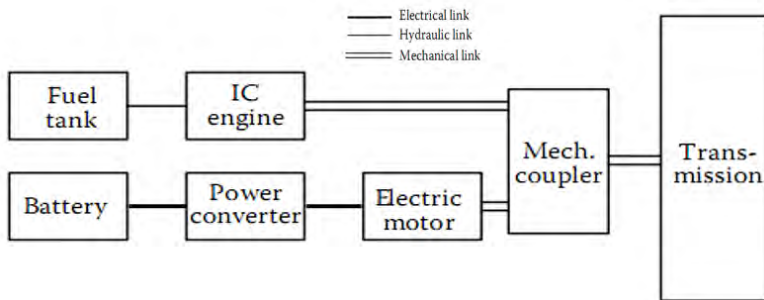
Mobil nasional GEA hanya memiliki tiga pintu, satu berada disisi kemudi dan dua lainnya samping kiri, dengan daya tampung empat orang. Pada bagian kabin sudah dilengkapi AC dan untuk menaruh barang dibagasi harus dilakukan dari dalam mobil. Sementara itu pada bagian depan dibuat lebih besar dengan lubang angina untuk mesin diantara dua lampu tersebut. Sedangkan pada lampu belakang dibuat dengan desain minimalis, semuanya ramping dengan tiga susunan lampu berbeda, kuning, putih dan merah



Gambar 2.1 Mobil nasional GEA ^[7]

2.2.2 Kendaraan *Hybrid*

Kendaraan yang memiliki dua atau lebih sumber daya disebut dengan kendaraan *hybrid*. Kendaraan *hybrid* merupakan penggabungan dari keunggulan kendaraan yang menggunakan mesin pembakaran dalam dan kendaraan listrik, seperti hemat bahan bakar dan ramah lingkungan.



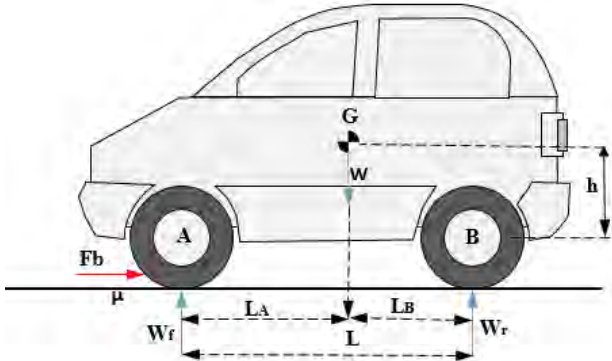
Gambar 2.2 Kendaraan *hybrid* tipe parallel ^[1]

Gambar 2.2 menunjukkan desain kendaraan *hybrid* tipe parallel, pada kendaraan *hybrid* tipe parallel ini terdapat dua daya mekanik yang digabungkan menjadi satu pada *mechanical coupler*. Hampir sama dengan kendaraan *hybrid* tipe seri, mesin pembakaran dalam digunakan sebagai alat penyuplai energy utama sedangkan batrey dan *electric motor* digunakan sebagai penyuplai energy tambahan, namun pada tipe parallel ini aliran daya seperti penambahan atau penggantian sumber daya dikontrol oleh *planetary gear* yang difungsikan sebagai *mechanical coupler*.

2.2.3 Distribusi Gaya Pengereman

Jumlah energi yang dapat dibangkitkan pada saat proses pengereman tergantung dari besarnya *regenerative braking* yang bekerja pada suatu kendaraan *hybrid*. Untuk mendapatkan jumlah energi pengereman yang maksimum, maka harus dilakukan analisa dan perhitungan awal terhadap distribusi gaya pengereman yang

terjadi pada roda bagian depan dan roda bagian belakang. Analisa yang dilakukan adalah untuk dapat mengetahui besarnya gaya pengereman optimal pada masing-masing roda beserta standarisasi pengereman yang harus didesain pada kendaraan *hybrid*.



Gambar 2.3 Distribusi gaya pengereman

Gaya pengereman di kedua roda pada kendaraan memiliki suatu rasio tetap yang dibatasi oleh nilai koefisien gesek dari lintasan yang dilalui dan jumlahnya harus seimbang dengan beban normal pada roda kendaraan, sehingga roda kendaraan bagian depan dan bagian belakang pada kendaraan tersebut mendapatkan gaya pengereman maksimum secara bersamaan, maka penjumlahan gaya pengereman pada roda bagian depan dan roda bagian belakang harus sama dengan nilai koefisien gesek (μ) tersebut, yaitu :

$$\mu = \frac{F_{bf}}{W} + \frac{F_{br}}{W} \dots\dots\dots(2.1)$$

Selama proses pengereman pada suatu kendaraan, terjadi perpindahan beban dari roda bagian belakang menuju ke roda bagian depan. Dengan menggunakan metode kesetimbangan momen pada kendaraan, kemudian kita tinjau di kedua bagian roda yaitu titik A (roda bagian depan) dan titik B (roda bagian belakang) maka kita akan mendapatkan nilai W_f (beban pada roda bagian

depan) dan W_r (beban pada roda bagian belakang) dengan persamaan sebagai berikut :

$$W_f = \frac{W}{L} \left(L_B + \frac{a}{g} \cdot h \right) \dots\dots\dots(2.2)$$

dan

$$W_r = \frac{W}{L} \left(L_A + \frac{a}{g} \cdot h \right) \dots\dots\dots(2.3)$$

Distribusi sistem pengereman yang akan dirancang bertujuan agar terjadi keseimbangan gaya pengereman pada roda bagian depan (F_{bf}) dan roda bagian belakang (F_{br}) dengan beban normal, sehingga kendaraan tetap berada dalam kondisi stabil saat berkendara, maka kita dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\frac{F_{bf}}{F_{br}} = \frac{W_f}{W_r} = \frac{W/L \left(L_b + \frac{a}{g} \cdot h \right)}{W/L \left(L_a - \frac{a}{g} \cdot h \right)} \dots\dots\dots(2.4)$$

Keterangan :

W : Total beban normal pada suatu kendaraan (N)

L_A : Jarak titik pusat kendaraan ke roda bagian depan (m)

L_B : Jarak titik pusat kendaraan ke roda bagian belakang (m)

L : Jarak roda depan dan roda belakang (m)

m : Massa kendaraan (kg)

a : Perlambatan kendaraan (m/s^2)

h : Jarak titik pusat kendaraan ke pusat roda kendaraan (m)

Saat kendaraan melakukan pengereman, maka akan terjadi perlambatan pada kendaraan tersebut :

$$a = \frac{Fb_f + Fb_r}{m} \dots\dots\dots(2.5)$$

Nilai perlambatan pada suatu kendaran dapat digunakan untuk mendapatkan bentuk distribusi dari besarnya masing-masing gaya pengereman pada roda bagian depan dan roda bagian belakang, kita dapat menggunakan batas maksimum dari nilai koefisien gesek lintasan sebagai jumlah totalnya, yaitu :

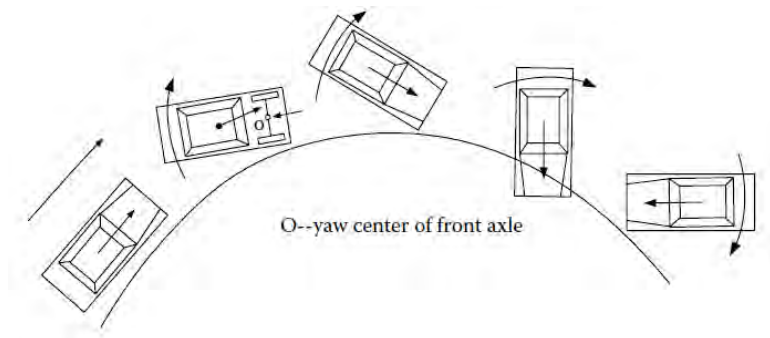
$$\frac{Fb_r}{W} = \mu - \frac{Fb_f}{W} \dots\dots\dots(2.6)$$

Dengan menggabungkan kedua persamaan diatas, kita akan mendapatkan grafik distribusi gaya pengereman ideal pada roda bagian depan dan roda bagian belakang.

Secara umum, suatu kendaraan juga memiliki gaya pengereman aktual yang telah disesuaikan dengan pemakaiannya, dimana gaya pengereman pada roda bagian depan dan roda bagian belakang telah didesain dengan nilai yang tetap.

$$\beta = \frac{Fb_f}{Fb} \dots\dots\dots(2.7)$$

Jika proses pengereman terjadi di daerah dimana distribusi gaya pengereman aktual berada di bawah distribusi pengereman ideal, maka roda bagian depan terkunci terlebih dahulu, sedangkan jika pengereman terjadi di daerah dimana distribusi gaya pengereman aktual berada di atas distribusi gaya pengereman ideal, maka roda bagian belakang yang akan terkunci terlebih dahulu. Saat roda bagian belakang yang terkunci terlebih dahulu, kendaraan tersebut akan kehilangan kestabilan karena kemampuan roda bagian belakang tersebut untuk melawan gaya dorong dari samping akan hilang.



Gambar 2.4 Kendaraan kehilangan kestabilan karena terkuncinya roda belakang ^[1]

Pada gambar 2.4 jika roda bagian depan yang terkunci terlebih dahulu, suatu kendaraan akan kehilangan kendali dan pengemudinya juga tidak bisa mengendalikan kemudi, namun hal ini tidak akan menyebabkan kehilangan kestabilan pada kendaraan. Peristiwa ini terjadi karena jika terdapat gaya dorong kesamping pada roda bagian depan, maka posisi kendaraan akan distabilkan secara otomatis oleh gaya inersia yang akan membuat kendaraan tersebut kembali ke posisi asalnya. Kehilangan kendali pada kemudi dapat dirasakan pengemudi dengan cepat, sehingga untuk menormalkan kendali pada kendaraan, pengemudi tersebut dapat sesegera mungkin mengurangi gaya pengereman, namun berbeda dengan kehilangan kestabilan ketika roda bagian belakang terkunci, walaupun pengemudi melepaskan gaya pengereman, kendaraan tersebut tidak akan bisa kembali ke posisi normal, dengan kata lain roda bagian depan yang terkunci terlebih dahulu lebih aman dibandingkan roda bagian belakang yang terkunci terlebih dahulu yang dapat menjadi lebih berbahaya lagi jika peristiwa ini terjadi pada lintasan dengan koefisien gesek yang rendah.

Pada suatu desain pengereman, roda bagian depan akan terkunci lebih dulu dibandingkan roda bagian belakang jika distribusi gaya pengereman aktual suatu kendaraan berada dibawah distribusi gaya pengereman ideal, namun jika distribusi gaya pengereman aktual tersebut jauh berada dibawah distribusi gaya pengereman idealnya, maka hampir seluruh gaya pengereman kendaraan tersebut terjadi pada roda bagian depan dan begitu pula sebaliknya, hanya sebagian kecil gaya pengereman yang akan terjadi pada roda bagian belakang. Peristiwa ini akan menyebabkan roda bagian depan terkunci sedangkan roda bagian belakang tidak terkunci, maka gaya pengereman pada roda bagian belakang tidak dapat dimanfaatkan. Untuk menghindari peristiwa tersebut, maka kita dapat menggunakan *ECE brake regulation*, yaitu suatu aturan yang bertujuan untuk menyeimbangkan distribusi pengereman pada suatu kendaraan, sehingga saat terjadi pengereman kendaraan tersebut tetap dalam kondisi yang stabil dan dapat menghasilkan gaya pengereman yang optimal dikedua rodanya.

ECE brake regulation menjelaskan bahwa roda bagian belakang pada suatu kendaraan tidak boleh terkunci terlebih dahulu dibandingkan roda bagian depan.

$$\frac{Fb_f}{W_f} \geq \frac{Fb_r}{W_r} \quad \dots\dots\dots(2.8)$$

Oleh karena itu distribusi gaya pengereman aktual selalu berada dibawah distribusi gaya pengereman ideal. Ketika roda bagian depan terkunci, maka menurut *ECE braking regulation*, gaya pengereman pada roda bagian belakang harus dapat membuat kendaraan untuk bisa menghasilkan nilai perlambatan yang lebih besar dibandingkan dengan perlambatan pada persamaan :

$$\frac{a}{g} \geq 0.1 + 0.85(\mu - 0.2) \quad \dots(2.9)$$

Persamaan diatas yang kemudian digunakan untuk menentukan nilai minimal dari gaya pengereman kendaraan serta membentuk kurva ECE, maka penempatan distribusi pengereman yang baik

dan disarankan oleh *ECE brake regulation* adalah distribusi gaya pengereman yang terletak diantara distribusi gaya pengereman ideal dan distribusi pengereman ECE.

2.2.4 Gaya-gaya yang terdapat pada kendaraan

2.2.4.1 Rolling Resistance Force

Gaya hambat ini bekerja diantara roda kendaraan dan lintasan yang dilalui oleh kendaraan tersebut. Terdapat hubungan linear antara *rolling force* (F_r) dan berat kendaraan (W), yang dapat dilihat pada persamaan berikut :

$$F_r = f_r \cdot W \quad \dots\dots(2.10)$$

Dimana koefisien hambatan *rolling* (f_r) memiliki nilai yang berbeda-beda tergantung lintasn yang dilalui kendaraan.

Tabel 2.1 Daftar nilai koefisien hambatan *rolling* ^[5]

Road surface	Rolling resistance coefficient f_R
<i>Firm road surface</i>	
Smooth tarmac road	0.010
Smooth concrete road	0.011
Rough, good concrete surface	0.014
Good stone paving	0.020
Bad, worn road surface	0.035
<i>Unmade road surface</i>	
Very good earth tracks	0.045
Bad earth tracks	0.160
Tracked tractor on acre soil	0.070–0.120
Clamp wheels on acre soil	0.140–0.240
Loose sand	0.150–0.300

2.2.4.2 Aerodynamic Force

Gaya hambat ini terjadi karena adanya aliran udara disekitar kendaraan yang menghambat laju kendaraan tersebut, persamaan *drag force* dapat dilihat pada persamaan berikut ini :

$$F_d = \frac{1}{2} C_d \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A \quad \dots\dots\dots(2.11)$$

Dimana : F_d = Drag Force (N)

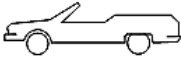
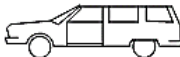
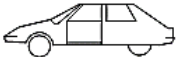
C_d = Koefisien drag

ρ = massa jenis udara (kg/m^3)

v = kecepatan relative kendaraan (m/s)

A = Luas penampang melintang kendaraan (m^2)

Tabel 2.2 Daftar nilai koefisien drag pada kendaraan ^[1]

Vehicle type	Coefficient of aerodynamic resistance
 Open convertible	0.5...0.7
 Van body	0.5...0.7
 Ponton body	0.4...0.55
 Wedged-shaped body; headlamps and bumpers are integrated into the body, covered underbody, optimized cooling air flow	0.3...0.4
 Headlamp and all wheels in body, covered underbody	0.2...0.25
 K-shaped (small breakaway section)	0.23
 Optimum streamlined design	0.15...0.20
Trucks, road trains	0.8...1.5
Buses	0.6...0.7
Streamlined buses	0.3...0.4
Motorcycles	0.6...0.7

2.2.4.3 Grading Resistance Force

Gaya hambat ini terjadi pada saat kendaraan melalui lintasan yang menaik atau menurun, nilainya berhubungan dengan sudut kemiringan lintasan tersebut, dapat dilihat pada persamaan berikut ini :

$$F_g = m \cdot g \cdot \sin \theta \quad \dots\dots\dots(2.12)$$

Dimana pada penelitian ini diasumsikan kendaraan melaju pada lintasan yang datar atau θ bernilai 0, sehingga $\sin \theta$ bernilai 0 pula.

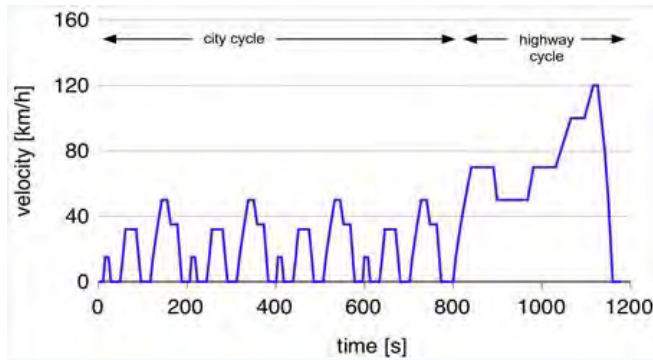
2.2.4.4 Acceleration Force

Gaya hambat percepatan (F_a) terjadi pada saat kendaraan mengalami proses *acceleration* ataupun pada saat kendaraan tersebut mengalami pengereman yang disebabkan oleh gaya inersia. Massa kendaraan (m) dan *acceleration* atau *deceleration* (a) menjadi faktor yang menentukan nilai *acceleration force*, seperti pada persamaan berikut ini :

$$F_a = m \cdot a \quad \dots\dots\dots(2.13)$$

2.2.5 Driving Cycle

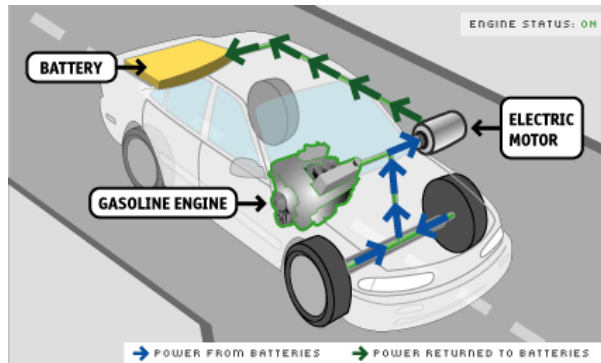
Driving cycle adalah sekumpulan data yang menggambarkan hubungan antara kecepatan dan waktu pada saat berkendara. *Driving cycle* biasanya digunakan untuk memprediksi performa kendaraan seperti kinerja mesin, transmisi kendaraan, sistem kontrol kendaraan dan konsumsi bahan bakar, namun pada penelitian tugas akhir ini saya menggunakan *driving cycle* untuk menganalisa sistem *regenerative braking* pada kendaraan GEA. Di dunia *automotive* terdapat beberapa jenis *driving cycle* tergantung negara atau organisasi yang membuatnya, seperti *driving cycle* ECE buatan Eropa, *driving cycle* FTP buatan Amerika dan juga *driving cycle* 10-mode buatan Jepang. *Driving cycle* yang akan dipakai pada penelitian ini adalah *driving cycle* ECE buatan Eropa, seperti yang dapat dilihat pada gambar 2.5



Gambar 2.5 *Driving cycle NEDC* [4]

2.2.6 *Regenerative Braking*

Saat suatu kendaraan melakukan proses pengereman, maka akan selalu ada sejumlah energi yang hilang dari kendaraan tersebut. Ketika kendaraan berjalan dengan kondisi fluktuatif secara terus menerus maka akan lebih banyak lagi energi yang hilang akibat proses pengereman yang berulang-ulang. Desain pengereman yang harus dipenuhi pada kendaraan *hybrid* adalah untuk mendapatkan kembali sebanyak mungkin energi pengereman yang biasanya terbuang. Desain *regenerative braking* akan mengacu kepada analisa kebiasaan pengereman dan karakteristik kendaraan seperti kecepatan kendaraan, energi pengereman, penurunan kecepatan dan juga *driving cycle*. Proses *Regenerative Braking* sendiri diawali dengan masuknya sejumlah energi kinetik yang berasal dari roda kendaraan saat melakukan perlambatan, energi kinetik tersebut yang akan dikonversikan menjadi suatu daya dan ditampung di dalam baterai.



Gambar 2.6 Aliran energi saat proses *Regenerative Braking* [8]

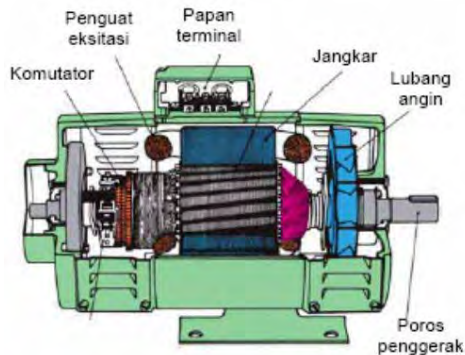
Sistem *regenerative braking* pada kendaraan *hybrid* tipe *parallel* pada umumnya hampir sama dengan sistem pengereman pada kendaraan konvensional biasa, namun pada kendaraan *hybrid* sistem pengeremannya terbagi menjadi sistem pengereman mekanik dan sistem pengereman elektrik, dimana sistem pengereman elektriknya diletakkan langsung pada roda penggerak. Sama seperti pada kendaraan konvensional, sistem pengereman mekanik pada kendaraan *hybrid* juga menggunakan *master cylinder* dan *booster*, memiliki *brake caliper* dan *brake disc*, pada sebagian tipe kendaraan *hybrid* juga ada yang dilengkapi *ABS controller and actuator* dan besar gaya pengereman yang dihasilkan dikontrol oleh pengemudi kendaraan tersebut. Pada sistem pengereman elektrik, motor listrik langsung mendistribusikan torsi pengereman ke bagian roda penggerak yang dikontrol oleh suatu *controller* pada kendaraan yang besarnya tergantung dari kecepatan kendaraan dan posisi pedal pengereman, dimana kondisi tersebut telah didesain sebelumnya pada *controller* sistem pengereman elektrik.

Untuk mendapatkan rasio pengereman optimal pada kendaraan *hybrid*, kita harus menentukan porsi pengereman dari sistem *regenerative braking*, sistem pengereman mekanik dan sistem pengereman elektrik. Penentuan porsi pengereman ini juga

dipengaruhi oleh kecepatan dan perlambatan kendaraan yang menjadi nilai acuan *controller* pada motor listrik dalam sistem pengereman elektrik.

2.2.7 Generator

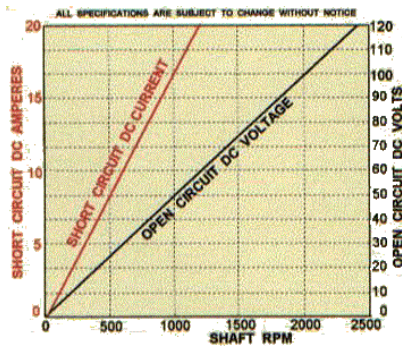
Alat yang digunakan untuk mengkonversikan energi kinetik menjadi daya tersebut adalah motor listrik/*generator*. *Generator* adalah suatu alat yang dapat mengubah energi mekanik menjadi energi listrik, energi mekanik yang akan diubah oleh generator pada sistem *regenerative braking* ini adalah energi yang berasal dari putaran roda kendaraan tersebut. *Generator* yang akan digunakan pada desain *regenerative braking* ini adalah *generator* DC, dimana energi listrik yang dihasilkan oleh *generator* ini adalah listrik dengan arus searah sehingga dapat langsung ditampung pada baterai yang akan digunakan kendaraan. *Generator* DC terdiri dari dua bagian, bagian stator yaitu bagian mesin DC yang diam, terdiri dari rangka motor, belitan stator, sikat arang, *bearing* dan *terminal box* sedangkan bagian rotor yaitu bagian mesin DC yang berputar terdiri dari komutator, belitan rotor, kipas rotor dan poros rotor.



Gambar 2.7 Konstruksi generator DC ^[10]

Spesifikasi *generator* yang akan dipilih dalam mendesain sistem *regenerative braking* adalah *generator* yang mampu

mengkonversikan daya mekanik yang dihasilkan pada saat proses *regenerative braking* menjadi daya listrik yang kemudian akan disimpan kedalam baterai. Secara umum karakteristik *generator* memiliki *output* arus dan voltase yang berbanding lurus dengan RPM rotor *generator* tersebut. Semakin tinggi putaran rotor *generator* maka semakin tinggi pula nilai arus dan voltase yang dapat dihasilkan oleh *generator*. Pada putaran rotor tertentu, dengan mengalikan nilai arus dan voltase, kita dapat mengetahui nilai daya yang dihasilkan *generator* tersebut. Berikut adalah contoh grafik yang menunjukkan hubungan antara RPM dengan arus dan voltase pada generator :

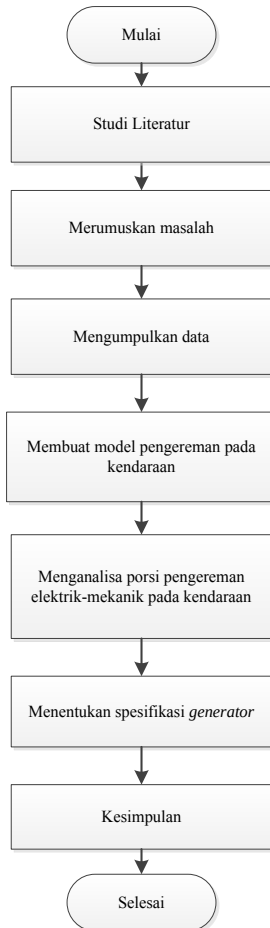


Gambar 2.8 Karakteristik *generator* ^[9]

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

Penulisan tugas akhir ini bertujuan untuk mengetahui distribusi pengereman yang cocok dan sesuai untuk digunakan pada mobil GEA dan juga untuk mengetahui porsi *regenerative braking* yang akan coba penulis terapkan serta untuk melihat seberapa besar potensi daya yang dapat dibangkitkan oleh kendaraan ini jika difungsikan sebagai kendaraan *hybrid*. Maka untuk dapat memenuhi tujuan dari penulisan tugas akhir ini dibuatlah diagram alir penelitian seperti pada gambar 3.1.

Metodologi penelitian pada tugas akhir ini secara umum dapat dilihat pada gambar 3.1. Tahapan pertama dalam pembuatan Tugas Akhir ini adalah dengan melakukan Studi literatur tentang distribusi pengereman dan proses *regenerative braking* pada suatu kendaraan. Pada tahapan ini dilakukan pengumpulan materi-materi yang mendukung proses penelitian baik melalui *text book*, *hand book*, penelusuran materi dari internet, jurnal yang berhubungan dengan *hybrid electrical vehicle* hingga hasil diskusi dan *lab meeting* bersama rekan kelompok dan dosen pembimbing.

Tahapan kedua adalah merumuskan masalah yang telah diuraikan sebelumnya pada BAB I dan akan diselesaikan pada BAB IV.

Tahapan ketiga adalah melakukan observasi kendaraan, penulis mengumpulkan data-data yang berkaitan dengan dimensi dan gaya yang bekerja pada mobil GEA.

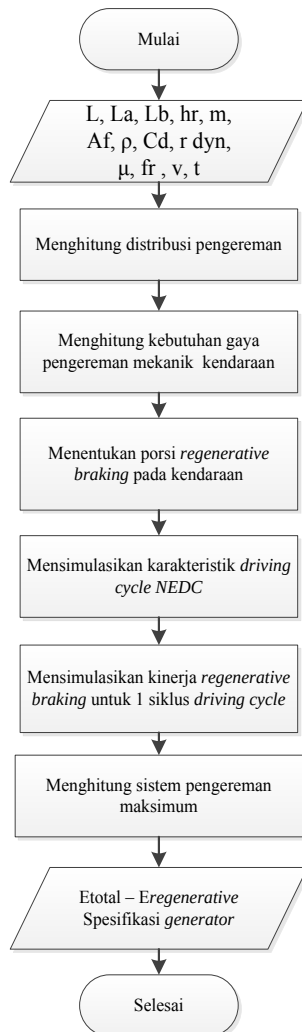
Tahapan keempat adalah melakukan permodelan terhadap gaya pengereman dan sistem *regenerative braking* pada kendaraan, pada tahapan ini penulis juga menyusun persamaan yang akan digunakan untuk mengetahui bentuk kurva distribusi pengereman dan merancang kurva distribusi pengereman.

Tahap kelima adalah menentukan porsi dan posisi dari *regenerative braking* pada kurva pengereman yang telah dirancang sebelumnya dan menghitung potensi daya pengereman yang dapat dibangkitkan kembali saat proses *regenerative braking*.

Tahap keenam adalah menentukan spesifikasi *generator* yang cocok digunakan oleh kendaraan tersebut

Tahap terakhir adalah pembuatan kesimpulan seperti energi yang dapat dibangkitkan, spesifikasi generator dan besarnya pengereman mekanik yang harus ditambahkan pada kendaraan dari pelaksanaan tugas akhir ini.

3.2 Diagram Alir Perhitungan



Gambar 3.2 Diagram alir perhitungan

Selanjutnya ada beberapa tahapan yang harus dilakukan untuk dapat mengetahui kinerja *regenerative braking* pada kendaraan yang akan kita uji. Seperti diagram alir perhitungan pada gambar 3.2 penulis akan menjabarkan tentang persamaan-persamaan yang akan digunakan dalam menghitung distribusi pengereman hingga mensimulasikan hasilnya pada suatu kurva *regenerative braking*.

3.2.1 Pengumpulan Data Spesifikasi Kendaraan

Tahap pertama adalah dengan mulai mengumpulkan semua data dimensi serta menghitung gaya yang berkerja pada mobil GEA, sehingga akan mendapatkan beberapa nilai yang kemudian akan dimasukkan kedalam suatu persamaan.

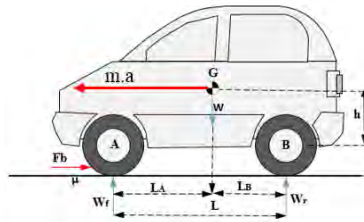
Tabel 3.1 Data spesifikasi mobil GEA ^[6]

<i>Spesifikasi Mobil GEA</i>	
<i>Dimensi</i>	
Jarak sumbu roda	2590 mm
Lebar	1340 mm
Tinggi	1520 mm
Tinggi <i>center of gravity</i>	470 mm
<i>Berat</i>	
Massa total	660 kg
Massa depan	380 kg
Massa belakang	280 kg
Berat total (W)	6474,6 N
Berat depan (W _f)	3727,8 N
Berat belakang (W _b)	2746,8 N
<i>Aerodynamic</i>	
Luas frontal (A _f)	2,49 m ²
Massa jenis angin (ρ)	1,99 kg/m ³
Koefisien drag (C _d)	0,79
<i>Ban (165/65)</i>	
Jenis	Radial
Diameter roda	528 mm
Lebar	165 mm
Koefisien adhesi Aspal (μ)	0,9
Koefisien hambatan rolling (f _r)	0,01

3.2.2 Menghitung Pengereman Ideal Kendaraan

Tahap kedua adalah menghitung pengereman ideal pada kendaraan yang akan kita uji. Dengan menggunakan prinsip kesetimbangan momen, nilai beban normal pada roda bagian depan (W_f) dan beban normal pada roda bagian belakang (W_r) dapat dihitung. Gaya-gaya yang berkerja pada suatu kendaraan saat pengereman dapat dilihat pada diagram benda bebas dibawah ini:

- a. Menentukan persamaan W_f



Gambar 3.3 Diagram benda bebas pada persamaan kesetimbangan momen kendaraan

$$\curvearrowright \sum M_B = 0$$

$$W_f \cdot L - W \cdot L_B - m \cdot a \cdot h = 0$$

$$W_f \cdot L = W \cdot L_B + m \cdot a \cdot h$$

$$W_f = \frac{W}{L} \left(L_B + \frac{a}{g} \cdot h \right) \quad \dots\dots(3.1)$$

- b. Menentukan persamaan W_r

$$\curvearrowleft \sum M_A = 0$$

$$-W_r \cdot L + W \cdot L_A - m \cdot a \cdot h = 0$$

$$W_r \cdot L = W \cdot L_A - m \cdot a \cdot h$$

$$W_r = \frac{W}{L} \left(L_A - \frac{a}{g} \cdot h \right) \quad \dots\dots(3.2)$$

Keterangan :

W : Total beban normal pada suatu kendaraan (N)

L_A : Jarak titik pusat kendaraan ke roda bagian depan (m)

L_B : Jarak titik pusat kendaraan ke roda bagian belakang (m)

L : Jarak roda depan dan roda belakang (m)

m : Massa kendaraan (kg)

a : Perlambatan kendaraan (m/s^2)

h : Jarak titik pusat kendaraan ke pusat roda kendaraan (m)

Kurva distribusi pengereman ideal dapat diperoleh dari persamaan 3.3 dengan memvariasikan nilai rasio perlambatan kendaraan

$$\frac{Fb_f}{Fb_r} = \frac{W_f}{W_r} = \frac{W/L \left(L_b + \frac{a}{g} \cdot h \right)}{W/L \left(L_a - \frac{a}{g} \cdot h \right)}$$

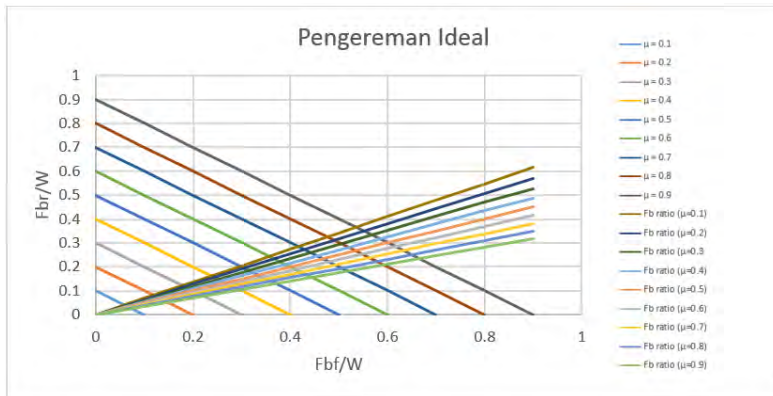
$$\frac{Fb_r}{W} = \frac{\left(L_a - \frac{a}{g} \cdot h \right)}{\left(L_b + \frac{a}{g} \cdot h \right)} \cdot \frac{Fb_f}{W} \quad \dots(3.3)$$

Dengan memvariasikan nilai rasio gaya pengereman roda bagian depan terhadap berat kendaraan $\left(\frac{Fb_f}{W} \right)$ dan koefisien gesek jalan $\left(\frac{a}{g} \right)$ dari 0.1 hingga 0.9, maka kita dapat memperoleh kurva distribusi pengereman ideal.

Contoh perhitungan untuk mencari nilai $\left(\frac{Fb_r}{W} \right)$ dengan variasi $\left(\frac{Fb_f}{W} \right)$ sebesar 0.1 dan $\left(\frac{a}{g} \right)$ sebesar 0.1 :

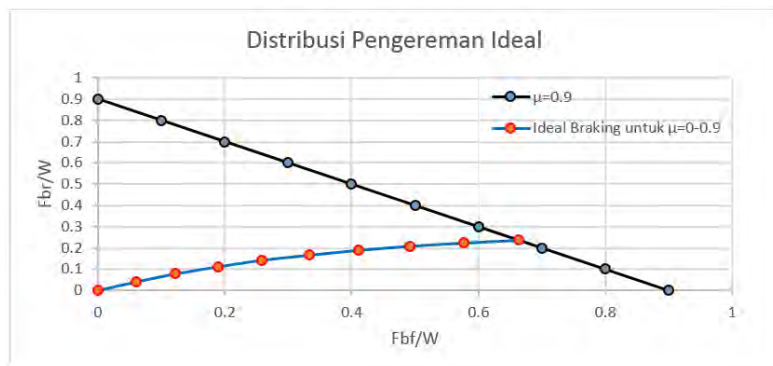
$$\frac{Fb_r}{W} = \frac{(1.098788 - 0.1 \times 0.47)}{(1.491212 + 0.1 \times 0.47)} \times 0.1 = 0.068377$$

Untuk nilai $\left(\frac{Fb_r}{W}\right)$ pada variasi $\left(\frac{Fb_f}{W}\right)$ dan $\left(\frac{a}{g}\right)$ sebesar 0.2 – 0.9 dapat dilihat langsung distribusinya pada grafik berikut ini :



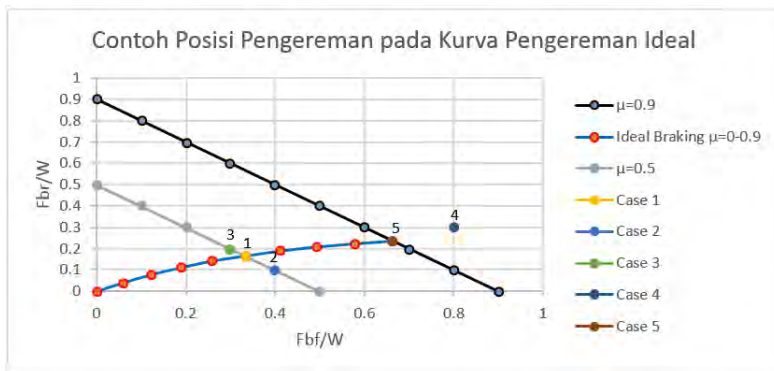
Gambar 3.4 Kurva distribusi pengereman pada setiap lintasan

Jika kita hanya meninjau pada porsi pengereman ideal disetiap lintasan dari nilai $\mu = 0.1$ hingga $\mu = 0.9$, maka kita bisa mendapatkan kurva distribusi pengereman ideal dari kendaraan tersebut, seperti grafik dibawah ini :



Gambar 3.5 Kurva distribusi pengereman ideal

Kurva distribusi pengereman ideal seperti pada gambar 3.5 digunakan untuk membatasi pengereman maksimum pada saat mendesain pengereman mekanik serta elektrik yang baik dan proporsional. Distribusi pengereman yang baik tidak boleh melewati batas maksimum dari kurva distribusi pengereman ideal, karena dapat mengakibatkan roda belakang terkunci terlebih dahulu dan juga dapat mengurangi potensi *regenerative braking* yang bisa dibangkitkan.



Gambar 3.6 Contoh Posisi Pengereman pada Kurva Pengereman Ideal

Pada gambar 3.6 terdapat beberapa contoh posisi pengereman yang akan memberikan pengaruh berbeda ditiap posisinya, antara lain :

1. Pada *case 1*, posisi pengereman yang berada tepat pada distribusi pengereman ideal kendaraan saat $\mu = 0.5$ yang akan mengakibatkan rem pada roda bagian depan dan belakang terkunci bersamaan pada perlambatan tersebut. Posisi seperti *case 1* ini adalah porsi pengereman yang paling baik pada $\mu = 0.5$.
2. Pada *case 2*, posisi pengereman yang berada dibawah distribusi pengereman ideal kendaraan akan mengakibatkan rem pada roda bagian depan terkunci

lebih dahulu dibandingkan rem pada roda bagian belakang. Posisi seperti *case 2* ini masih termasuk porsi pengereman yang cukup baik.

3. Pada *case 3*, posisi pengereman yang berada diatas distribusi pengereman ideal kendaraan akan mengakibatkan rem pada roda bagian belakang terkunci lebih dahulu dibandingkan rem pada roda bagian depan. Posisi seperti *case 3* ini akan berdampak pada kehilangan kestabilan kendaraan karena roda bagian belakang tidak mampu melawan gaya dorong dari samping.
4. Pada *case 4*, posisi pengereman yang berada diluar perlambatan maksimal karena perlambatan yang terjadi pada kendaraan lebih besar dibandingkan daya dukung roda dan koefisien gesek lintasan.
5. Pada *case 5*, posisi pengereman yang berada tepat pada distribusi pengereman ideal kendaraan saat $\mu = 0.9$ yang akan mengakibatkan rem pada roda bagian depan dan belakang terkunci bersamaan pada perlambatan maksimal. Posisi seperti *case 5* ini adalah porsi pengereman yang paling baik pada $\mu = 0.9$.

3.2.3 Menghitung Pengereman Minimum Kendaraan berdasarkan Standart ECE

Tahap ketiga adalah mendapatkan distribusi *ECE braking regulation*, dengan aturan roda bagian depan harus terkunci terlebih dahulu dibandingkan roda bagian belakang, yaitu :

$$\frac{Fb_f}{W_f} \geq \frac{Fb_r}{W_r} \quad \dots\dots\dots(3.4)$$

dan ketika roda bagian depan terkunci, gaya pengereman pada roda bagian belakang pada suatu kendaraan harus memenuhi :

$$\frac{a}{g} \geq 0.1 + 0.85(\mu - 0.2) \quad \dots\dots\dots(3.5)$$

jika besarnya gaya pengereman yang terjadi sesuai *ECE braking regulation* adalah :

$$Fb_f = W_f \cdot \mu$$

$$W_f = \frac{W}{L} \left(L_B + \frac{a}{g} \cdot h \right) \quad \dots\dots\dots(3.6)$$

Substitusi kedua persamaan diatas menjadi :

$$Fb_f = \frac{W}{L} \left(L_B + \frac{a}{g} \cdot h \right) \cdot \mu$$

$$\frac{Fb_f}{W} = \frac{\left(L_B + \frac{a}{g} \cdot h \right)}{L} \cdot \mu \quad \dots\dots\dots(3.7)$$

Substitusi persamaan yang didapat dengan persamaan perlambatan kendaraan, seperti berikut:

$$a = \frac{Fb_f + Fb_r}{m}$$

$$\frac{a}{g} = \frac{Fb_f + Fb_r}{W} \quad \dots\dots\dots(3.8)$$

Maka didapatlah persamaan rasio pengereman roda terhadap berat kendaraan sesuai *ECE braking regulation*, seperti berikut :

$$\frac{Fb_f}{W} = \frac{\mu}{L} \{ L_B + [0.1 + 0.85(\mu - 0.2)] \cdot h \} \quad \dots\dots\dots(3.9)$$

$$\frac{Fb_r}{W} \geq [0.1 + 0.85(\mu - 0.2)] - \frac{Fb_f}{W} \quad \dots\dots\dots(3.10)$$

Dengan memvariasikan koefisien gesek jalan (μ) terhadap persamaan *ECE braking regulation*, maka kita dapat memperoleh kurva distribusi pengereman minimum

- a. Contoh perhitungan pengereman minimum *ECE braking regulation* pada roda bagian depan dengan variasi (μ) sebesar 0.1:

$$\frac{Fb_f}{W} = \frac{0.1}{2.59m} \{1.491212m + [0.1 + 0.85(0.1 - 0.2)] \times 0.47m\}$$

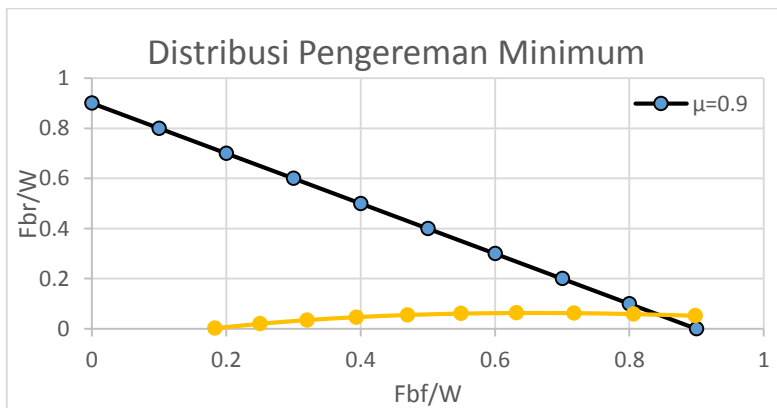
$$= 0.057847$$

Setelah mendapatkan nilai rasio pengereman minimum pada roda bagian depan $\left(\frac{Fb_f}{W}\right)$, maka dapat dimasukkan pada persamaan *ECE braking regulation* pada roda bagian belakang $\left(\frac{Fb_r}{W}\right)$ sebagai berikut :

- b. Contoh perhitungan pengereman minimum *ECE braking regulation* pada roda bagian belakang dengan variasi (μ) sebesar 0.1:

$$\frac{Fb_r}{W} \geq [0.1 + 0.85(0.1 - 0.2)] - 0.0578487 = -0.042848$$

Untuk nilai $\left(\frac{Fb_f}{W}\right)$ dan $\left(\frac{Fb_r}{W}\right)$ pada *ECE braking regulation* dengan (μ) 0.2 - 1.2 dapat dilihat langsung distribusinya pada grafik berikut ini :



Gambar 3.7 Kurva distribusi pengereman minimum *ECE braking regulation*

Kurva distribusi pengereman minimum berdasarkan *ECE braking regulation* seperti pada gambar 3.6 digunakan untuk membatasi pengereman minimum pada saat mendesain pengereman mekanik serta elektrik yang baik dan proporsional. Distribusi pengereman yang baik juga tidak boleh melewati batas minimum dari kurva distribusi pengereman minimum berdasarkan *ECE braking regulation* karena dapat mengakibatkan roda depan terkunci terlalu cepat dibandingkan roda belakang sehingga distribusi pengereman menjadi tidak stabil dan gaya pengereman yang dihasilkan kendaraan akan sangat kecil sehingga tidak mampu memperlambat laju kendaraan sesuai dengan gaya pengereman yang dibutuhkan terhadap lintasan.



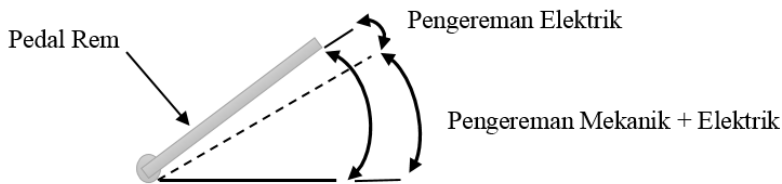
Gambar 3.8 Contoh Posisi Pengereman pada Kurva Pengereman Minimum

1. Pada case 1, posisi pengereman awal masih berada dibelakang distribusi pengereman minimum kendaraan. Posisi pada case 1 ini termasuk porsi pengereman yang aman karena tidak melewati distribusi pengereman minimum.
2. Pada case 2, posisi pengereman yang berada dibawah distribusi pengereman minimum kendaraan akan mengakibatkan rem pada roda bagian depan terkunci

lebih cepat dan posisinya jauh lebih besar dibandingkan rem pada roda bagian belakang sehingga distribusi pengereman kendaraan menjadi tidak optimal. Selain itu kendaraan tidak akan mendapatkan gaya pengereman yang cukup untuk melakukan perlambatan pada $\mu = 0.5$

3. Pada case 3, posisi pengereman yang berada diatas distribusi pengereman minimum kendaraan akan mengakibatkan rem pada roda bagian depan terkunci lebih dahulu dibandingkan rem pada roda bagian belakang dan kendaraan tersebut bisa mendapatkan gaya pengereman yang dibutuhkan pada $\mu = 0.5$.

3.2.4 Prinsip Kerja Sistem Pengereman Elektrik-Mekanik



Gambar 3.9 Porsi Pengereman Kendaraan

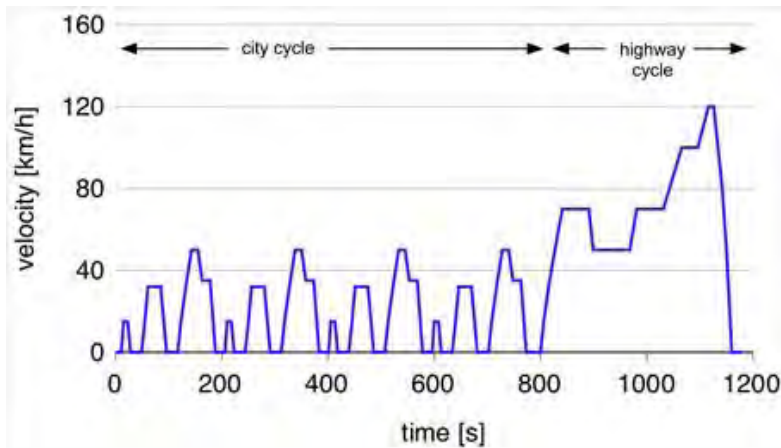
Prinsip kerja sistem pengereman yang akan diaplikasikan pada penelitian ini adalah sistem pengereman yang terdiri dari sistem pengereman elektrik (*regenerative braking*) dan sistem pengereman mekanik. Sistem pengereman elektrik akan didesain untuk selalu beroperasi pada awal proses pengereman hingga batas pengereman tertentu yang akan dianalisa selanjutnya, setelah mencapai batas pengereman dari sistem pengereman elektrik, maka sistem pengereman mekanik akan mulai beroperasi hingga kendaraan dapat berhenti sempurna pada lintasan yang telah ditentukan.

Sistem pengereman elektrik (*regenerative braking*) sendiri akan diaplikasikan pada roda kendaraan bagian depan,

karena pada umumnya kendaraan perkotaan kecil seperti GEA ini akan memiliki gaya pengereman roda bagian depan yang lebih besar dibandingkan gaya pengereman pada roda bagian belakang, sehingga kemungkinan energi bangkitan yang mampu diserap pada saat proses pengereman elektrik (*regenerative braking*) akan lebih besar jika dibandingkan dengan pengaplikasian pengereman elektrik pada roda bagian belakang. Selain itu pemilihan sistem pengereman elektrik pada roda bagian depan mengikuti konstruksi *generator* sebagai alat untuk mengkonversikan daya listrik akan lebih optimal jika diletakkan pada roda bagian penggerak kendaraan.

3.2.5 Menghitung Porsi Pengereman Kendaraan pada Perlambatan Maksimal

- Perlambatan maksimal driving cycle NEDC terjadi pada kondisi lintasan *highway*



Gambar 3.10 *Driving Cycle NEDC* ^[4]

$$v_1 = 120 \frac{km}{h} = 33.3333 \frac{m}{s}$$

$$t_1 = 1126 s$$

$$v_2 = 0 \frac{km}{h} = 0 \frac{m}{s}$$

$$t_2 = 1160 \text{ s}$$

$$\Delta v = 33.3333 \frac{m}{s}$$

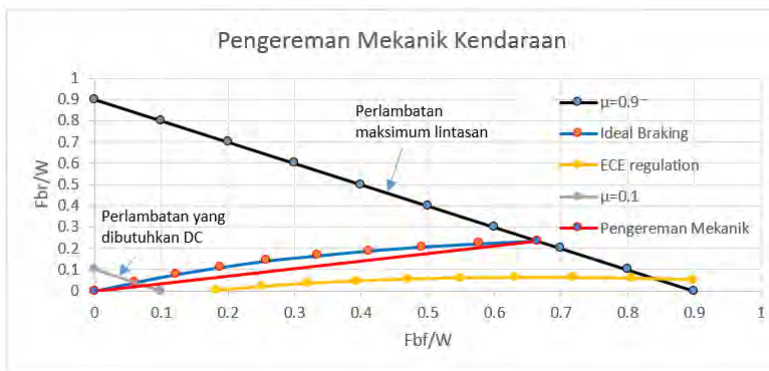
$$\Delta t = 34 \text{ s}$$

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{33.3333 \frac{m}{s}}{34 \text{ s}} = 0.98 \frac{m}{s^2}$$

➤ Kebutuhan gaya pengereman pada perlambatan maksimal

Perbandingan dari perlambatan maksimal (a) yang dapat dicapai dalam unit gravitasi (g) akan mendefinisikan kondisi sistem pengereman yang terkunci pada koefisien adesi ban terhadap lintasan tertentu (μ), maka dengan perlambatan maksimal sebesar 0.98 m/s^2 pada gravitasi 9.81 m/s^2 , sistem pengereman akan terkunci pada koefisien adesi ban terhadap lintasan $\mu = 0.1$

$$\frac{a}{g} = \frac{0.98 \text{ m/s}^2}{9.81 \text{ m/s}^2} = 0.1(\mu)$$



Gambar 3.11 Pengereman Mekanik Kendaraan

Untuk perlambatan kendaraan sebesar $\mu = 0.1$ seperti yang terlihat pada gambar 3.11, kita dapat mengetahui rasio pengereman

mekanik yang terjadi pada roda bagian depan $\left(\frac{Fb_f}{W}\right)$ dan roda bagian belakang $\left(\frac{Fb_r}{W}\right)$. Rasio pengereman mekanik pada roda bagian depan $\left(\frac{Fb_f}{W}\right)$ adalah sebesar 0.06 sedangkan rasio pengereman mekanik pada roda bagian belakang $\left(\frac{Fb_r}{W}\right)$ adalah sebesar 0.04, maka selanjutnya kita dapat mencari besarnya gaya pengereman pada kedua roda kendaraan tersebut :

a. Gaya Pengereman pada Roda bagian depan

$$\frac{Fb_f}{W} = 0.06$$

$$Fb_f = 0.06 \times 6474.6N$$

$$Fb_f = 388.476N$$

b. Gaya Pengereman pada Roda bagian belakang

$$\frac{Fb_r}{W} = 0.04$$

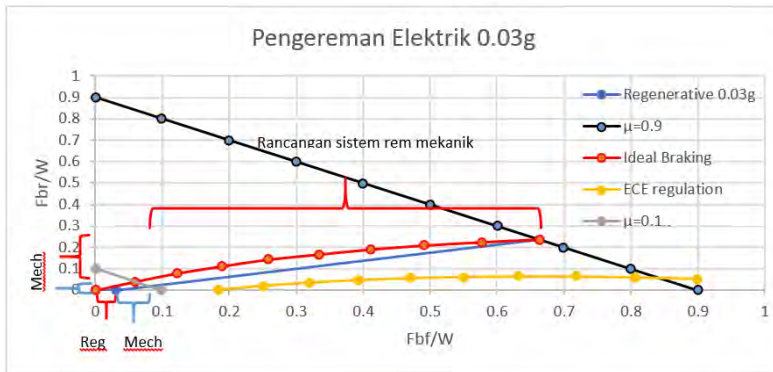
$$Fb_r = 0.04 \times 6474.6N$$

$$Fb_r = 258.984N$$

3.2.6 Menentukan Porsi Pengereman Elektrik dan Mekanik

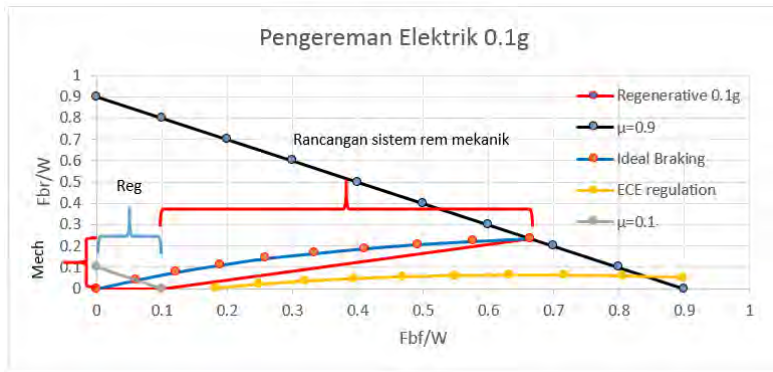
Setelah mengetahui distribusi pengereman mekanik yang dibutuhkan oleh kendaraan untuk dapat melakukan perlambatan sesuai dengan karakteristik *driving cycle*, maka kita bisa menentukan porsi pengereman elektrik (*regenerative braking*) yang cocok untuk digunakan pada kendaraan tersebut. Penentuan porsi pengereman elektrik ini dipengaruhi oleh beberapa faktor seperti efektivitas kinerja pengereman, keamanan berkendara dan jumlah energi yang ingin dibangkitkan saat proses *regenerative braking* berlangsung. Penentuan porsi pengereman elektrik dan mekanik pada sub bab ini hanya untuk digunakan hingga batas

perlambatan dengan $\mu = 0.1$, sedangkan porsi pengereman yang akan digunakan selanjutnya hingga batas perlambatan $\mu = 0.9$ akan ditentukan pada sub bab selanjutnya. Beberapa opsi porsi pengereman elektrik (*regenerative braking*) yang dapat didesain bisa dilihat pada gambar dibawah ini :



Gambar 3.12 Porsi Pengereman Elektrik 0.03g dan Mekanik

Pada gambar 3.12, pengereman yang terdapat pada roda bagian depan kendaraan dibagi menjadi dua, yaitu porsi pengereman elektrik (*regenerative braking*) dan porsi mekanik. Pengereman pada roda bagian belakang tetap terjadi, namun jumlahnya akan mengecil dibandingkan pengereman mekanik pada awal desain akibat penyesuaian porsi pengereman elektrik (*regenerative braking*).

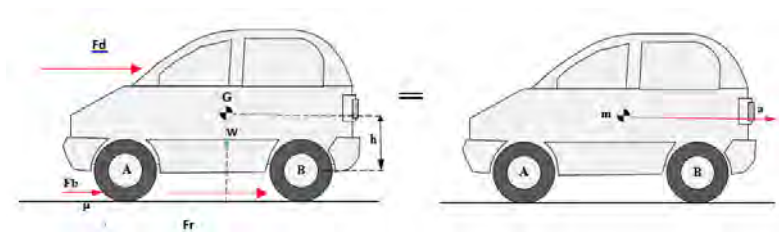


Gambar 3.13 Porsi Pengereman Elektrik 0.1g dan Mekanik

Pada gambar 3.13, proses pengereman kendaraan seluruhnya dilakukan oleh pengereman elektrik (*regenerative braking*) pada roda bagian depan tanpa adanya pengereman pada roda bagian belakang. Porsi pengereman elektrik (*regenerative braking*) secara keseluruhan hingga mencapai perlambatan bertujuan untuk mendapatkan energi bangkitan secara maksimal dari *driving cycle NEDC* yang menjadi bahan penelitian. Pada analisa pemilihan porsi sistem pengereman elektrik (*regenerative braking*) yang optimal akan meliputi efektivitas sistem pengereman terhadap kebutuhan *driving cycle NEDC* dan kemampuan *generator* dalam mengkonversikan daya.

3.2.7 Pemodelan Dinamika Kendaraan

Pemodelan *regenerative braking* kendaraan diawali dengan melakukan analisa dinamika kendaraan saat terjadinya perlambatan pada jalan mendatar seperti gambar dibawah ini :



Gambar 3.14 *Free Body Diagram* Kendaraan Melaju di Jalan Datar

$$F_b + F_d + F_{rr} = m \cdot a$$

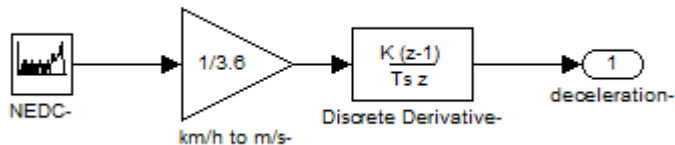
$$F_b = (m \cdot a) - (F_d + F_r) \quad \dots\dots(3.11)$$

3.2.8 Pemodelan *Regenerative Braking* Kendaraan

➤ **Perlambatan**

Nilai perlambatan yang terjadi didapat dari hasil diferensial nilai kecepatan pada *driving cycle NEDC*.

$$a = \frac{dv}{dt} \quad \dots(3.12)$$

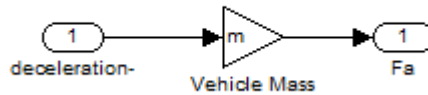


Gambar 3.15 Blok Simulink Perlambatan

➤ **Gaya Hambat *Deceleration***

Gaya hambatan *deceleration* pada kendaraan terjadi karena adanya massa kendaraan yang terkena efek perlambatan, sehingga akan menimbulkan gaya hambatan *deceleration*.

$$F_a = m \cdot a \quad \dots(3.13)$$

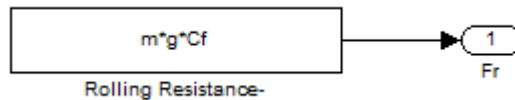


Gambar 3.16 Blok Simulink Gaya Hambat *Deceleration*

➤ **Gaya Hambat *Rolling***

Gaya hambat *rolling* adalah gaya hambat yang terjadi pada roda kendaraan

$$F_r = m \cdot g \cdot C_f \quad \dots(3.14)$$



Gambar 3.17 Blok Simulink Gaya Hambat *Rolling*

➤ **Gaya Hambat *Aerodynamic***

Gaya hambat *aerodynamic* dipengaruhi oleh kecepatan dan luas penampang kendaraan.

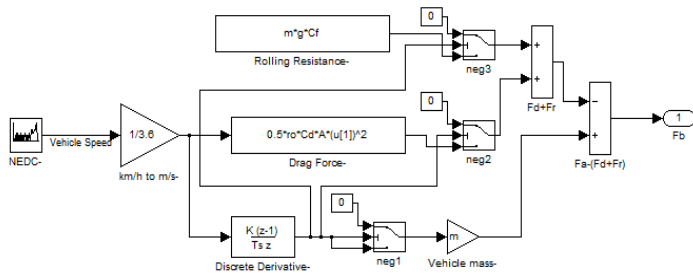
$$F_d = \frac{1}{2} C_d \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A \quad \dots(3.15)$$



Gambar 3.18 Blok Simulink Gaya Hambat *Aerodynamic*

➤ **Gaya Pengereman Kendaraan**

Gaya pengereman kendaraan merupakan penggabungan dari keseluruhan gaya yang telah diuraikan sebelumnya. Dalam perhitungannya digunakan persamaan 3.11, sehingga susunan Blok Simulink akan menjadi seperti gambar dibawah ini :



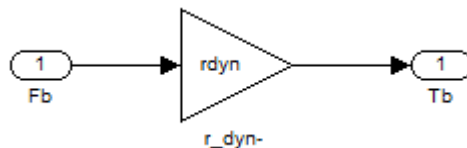
Gambar 3.19 Blok Simulink Gaya Pengereman Kendaraan

Pada persamaan 3.10 dituliskan bahwa keseluruhan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan bernilai negatif, sedangkan pada blok Simulink gaya hambat yang terjadi tidak semuanya bernilai negatif, oleh karena itu dilakukan penyederhanaan dengan menjumlahkan seluruh gaya hambat tersebut terlebih dahulu, selanjutnya dilakukan penyaringan menggunakan blok Simulink *switch* untuk hanya mengeluarkan total gaya hambat yang bernilai negatif, sedangkan untuk gaya hambat yang bernilai positif akan menjadi nol (0).

➤ **Torsi Pengereman**

Nilai torsi pengereman berasal dari gaya pengereman yang dikalikan dengan nilai jari-jari dinamis roda kendaraan sebesar 0.264m.

$$Tb = Fb \times r_{dyn} \quad \dots\dots(3.16)$$



Gambar 3.20 Blok Simulink Torsi Pengereman

➤ **Daya Pengereman**

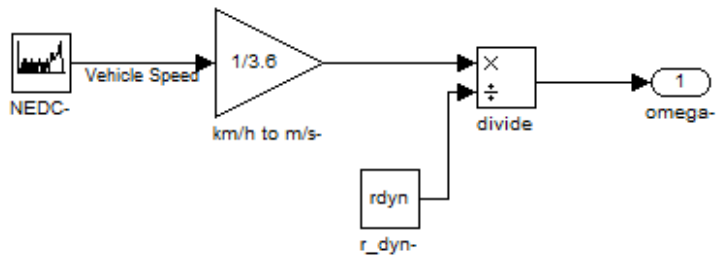
Nilai daya pengereman berasal dari torsi pengereman yang dikalikan omega pada setiap kecepatan

dari *driving cycle NEDC*. Persamaan untuk mendapatkan omega :

$$\omega = 2. \pi. n$$

$$n = \frac{v}{2. \pi. r}$$

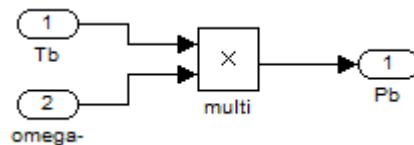
$$\omega = \frac{v}{r} \quad \dots\dots(3.17)$$



Gambar 3.21 Blok Simulink Omega

Selanjutnya untuk persamaan Daya :

$$Pb = Tb \times \omega \quad \dots\dots\dots(3.18)$$



Gambar 3.22 Blok Simulink Daya

➤ Energi Bangkitan

Nilai Energi bangkitan didapat dengan integrasi nilai daya, selanjutnya energi bangkitan dengan satuan Watt second dikonversikan menjadi KiloWatt Hour dengan cara dibagi 3600000. Besarnya nilai total dari

mengetahui pengaruh porsi *regenerative braking* tersebut terhadap karakteristik *generator* yang akan digunakan maka kita bisa melakukan simulasi yang diawali dengan perhitungan gaya pengereman dan torsi pengereman yang akan digunakan sebagai inputnya.

1. Perhitungan *regenerative braking* dengan porsi 0.03g

$$\frac{Fb_{f-g}}{W} = 0.03$$

$$Fb_{f-g} = 0.03 \times 6474.6N$$

$$Fb_{f-g} = 194.238N$$

$$T_g = Fb_{f-g} \times r_{dyn}$$

$$T_g = 194.238N \times 0.264m = 51.278832Nm$$

2. Perhitungan *regenerative braking* dengan porsi 0.1g

$$\frac{Fb_{f-g}}{W} = 0.1$$

$$Fb_{f-g} = 0.1 \times 6474.6N$$

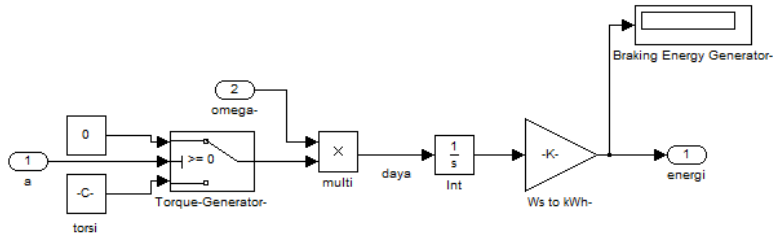
$$Fb_{f-g} = 647.46N$$

$$T_g = Fb_{f-g} \times r_{dyn}$$

$$T_g = 647.46N \times 0.264m = 170.92944Nm$$

Nilai torsi pengereman pada *generator* yang didapat kemudian dijadikan input simulasi kinerja *generator* tersebut. Torsi dari *generator* ini akan dimunculkan setiap adanya perlambatan yang berasal dari *driving cycle NEDC* dengan menggunakan blok Simulink *switch*. Selanjutnya nilai torsi

tersebut dijadikan input untuk mengetahui potensi daya dan energi bangkitan dari *generator* yang akan digunakan.



Gambar 3.25 Blok Simulink *Generator*

Untuk mengetahui kriteria disetiap porsi pengereman elektrik (*regenerative braking*), maka nilai torsi pada blok Simulink (-C-) dapat diubah sesuai dengan porsi *regenerative braking* yang ingin diamati

3.2.9 Menghitung Kebutuhan Gaya Pengereman Mekanik hingga $\mu = 0.9$

Setelah mendapatkan porsi *regenerative braking* yang cocok terhadap spesifikasi kendaraan dan kebutuhan torsi, daya dan energi bangkitan pada *driving cycle* NEDC, maka dapat diketahui kebutuhan gaya pengereman mekanik yang harus dipenuhi oleh kendaraan tersebut agar dapat melakukan proses pengereman secara aman.

Pada porsi *regenerative braking* sebesar 0.03g yang mengacu pada gambar 3.12, distribusi pengereman elektrik-mekanik yang akan didesain mencapai lintasan dengan koefisien gesek 0.9, memiliki perbandingan pengereman mekanik pada roda bagian depan dan pengereman mekanik pada roda bagian belakang sebesar 0.65g dan 0.22g. Sehingga dapat dihitung gaya pengereman mekanik kendaraan tersebut sebagai berikut :

- Gaya dan Torsi pengereman pada roda bagian depan

$$\frac{Fb_f}{W} = 0.65$$

$$Fb_f = 0.65 \times 6474.6N$$

$$Fb_f = 4208.49N$$

$$T_f = Fb_f \times r_{dyn}$$

$$T_f = 4208.49N \times 0.264m = 1111.04136Nm$$

- Gaya dan Torsi pengereman pada roda bagian belakang

$$\frac{Fb_r}{W} = 0.22$$

$$Fb_r = 0.22 \times 6474.6N$$

$$Fb_r = 1424.412N$$

$$T_r = Fb_r \times r_{dyn}$$

$$T_r = 1424.412N \times 0.264m = 376.0447768Nm$$

Sedangkan pada porsi *regenerative braking* sebesar 0.1g yang mengacu pada gambar 3.13, distribusi pengereman elektrik-mekanik yang akan didesain mencapai lintasan dengan koefisien gesek 0.9, memiliki perbandingan pengereman mekanik pada roda bagian depan dan pengereman mekanik pada roda bagian belakang sebesar 0.58g dan 0.22g. Sehingga dapat dihitung gaya pengereman mekanik kendaraan tersebut sebagai berikut :

- Gaya dan Torsi pengereman pada roda bagian depan

$$\frac{Fb_f}{W} = 0.58$$

$$Fb_f = 0.58 \times 6474.6N$$

$$Fb_f = 3755.268N$$

$$T_f = Fb_f \times r_{dyn}$$

$$T_f = 3755.268N \times 0.264m = 991.390752Nm$$

➤ Gaya dan Torsi pengereman pada roda bagian belakang

$$\frac{Fb_r}{W} = 0.22$$

$$Fb_r = 0.22 \times 6474.6N$$

$$Fb_r = 1424.412N$$

$$T_r = Fb_r \times r_{dyn}$$

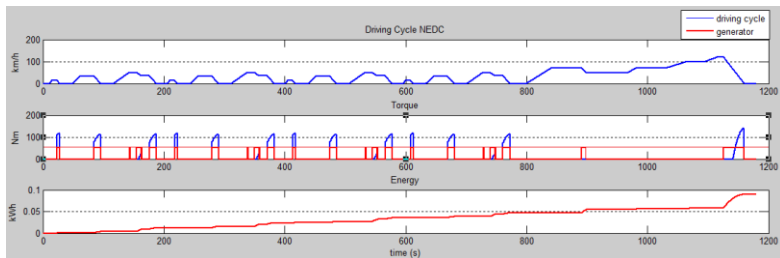
$$T_r = 1424.412N \times 0.264m = 376.0447768Nm$$

BAB IV ANALISA DATA

4.1 Perolehan Energi *Regenerative Braking*

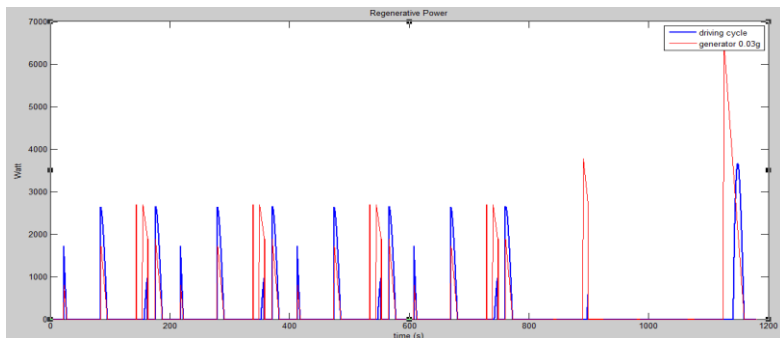
Berikut ini adalah grafik hasil simulasi pengereman elektrik (*regenerative braking*) pada porsi 0.03g dan 0.1g :

4.1.1 *Regenerative Braking* dengan porsi 0.03g



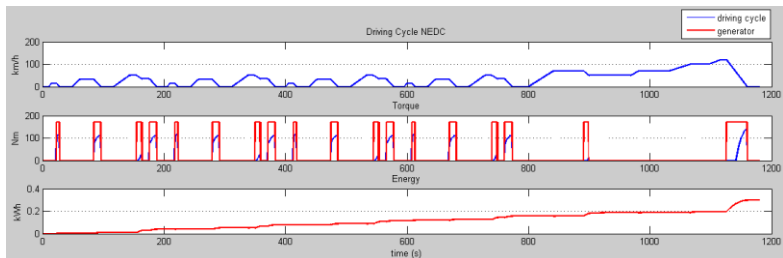
Gambar 4.1 Energi bangkitan pada porsi *regenerative braking* 0.03g

Dengan menggunakan susunan blok Simulink pada BAB III dan porsi *regenerative braking* 0.03g didapatkan total potensi energi bangkitan sebesar 0.08924kWh untuk 1 siklus *driving cycle* NEDC.



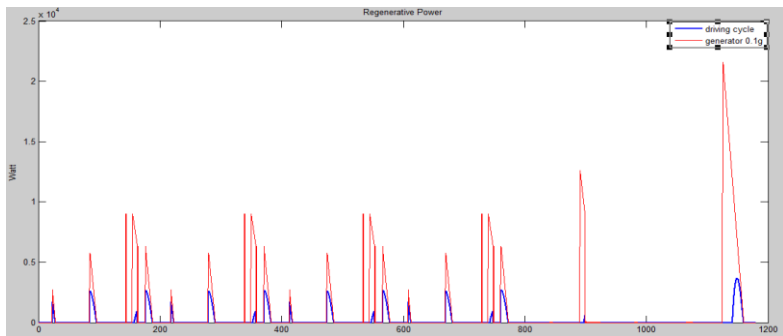
Gambar 4.2 Daya *regenerative* pada porsi 0.03g

4.1.2 Regenerative Braking dengan porsi 0.1g



Gambar 4.3 Energi bangkitan pada porsi *regenerative braking* 0.1g

Dengan menggunakan susunan blok Simulink pada BAB III dan porsi *regenerative braking* 0.1g didapatkan total potensi energi bangkitan sebesar 0.2975kWh untuk 1 siklus *driving cycle* NEDC.



Gambar 4.4 Daya *regenerative* pada porsi 0.1g

4.2 Ukuran Generator

Dari hasil perhitungan torsi pengereman pada generator (*regenerative braking*) dan grafik simulasi daya *regenerative*, kita bisa menentukan spesifikasi *generator* yang akan digunakan sesuai dengan porsi pengereman elektrik sebagai berikut :

4.2.1 Spesifikasi *Generator* dengan porsi 0.03g

Pada subbab 3.2.8 telah dilakukan perhitungan torsi pengereman pada generator dengan porsi *regenerative braking* sebesar 0.03g. Pada porsi *regenerative braking* tersebut didapatkan torsi pengereman generator sebesar 51.278832 Nm. Untuk mencukupi kebutuhan torsi maksimal *driving cycle* NEDC sebesar 140Nm, maka dibutuhkan torsi pengereman mekanik sebesar 88.72 Nm.

Dengan menggunakan sistem pengereman elektrik (*regenerative braking*) sebesar 0.03g, spesifikasi generator yang cocok digunakan adalah yang mampu mengkonversikan daya maksimal sebesar 2666 Watt.

4.2.2 Spesifikasi *Generator* dengan porsi 0.1g

Pada subbab 3.2.8 telah dilakukan perhitungan torsi pengereman pada generator dengan porsi *regenerative braking* sebesar 0.1g. Pada porsi *regenerative braking* tersebut didapatkan torsi pengereman generator sebesar 170.92944 Nm. Torsi pengereman yang dihasilkan oleh sistem pengereman elektrik ini sudah mampu menghentikan kendaraan pada perlambatan maksimal yang terdapat pada *driving cycle* NEDC.

Dengan menggunakan sistem pengereman elektrik (*regenerative braking*) sebesar 0.1g, spesifikasi generator yang cocok digunakan adalah yang mampu mengkonversikan daya maksimal sebesar 3655 Watt.

4.3 Pemilihan Spesifikasi *Generator*

Pada analisa terhadap dua porsi sistem pengereman elektrik yang berbeda, yaitu porsi *regenerative braking* 0.03g yang juga memiliki sistem pengereman mekanik sebagai tambahah gaya pengereman dan porsi *regenerative braking* 0.1g yang hanya terdiri dari sistem pengereman elektrik pada penelitian dengan menggunakan perlambatan maksimal pada

driving cycle NEDC kita dapat melakukan suatu perbandingan. Porsi *regenerative braking* 0.03g dan spesifikasi *generator* sebesar 2666 Watt merupakan desain yang cocok digunakan pada kendaraan GEA untuk beroperasi pada jalan perkotaan padat dimana sering terjadi pengereman sehingga membutuhkan sistem pengereman mekanik agar dapat melakukan perlambatan kendaraan secara baik, selain itu pada porsi *regenerative braking* 0.1g daya yang mampu dikonversikan oleh *generator* tersebut tidak terlalu besar sehingga perbedaannya tidak terlalu signifikan.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari analisa yang telah dilakukan dapat diambil beberapa kesimpulan antara lain yaitu :

1. Porsi *regenerative braking* yang cocok pada kendaraan *hybrid* GEA dengan *driving cycle* NEDC adalah sebesar 0.03g yang didesain beroperasi di awal proses pengereman dan terletak pada roda bagian depan kemudian dilanjutkan dengan pengereman mekanik pada roda bagian depan dan belakang hingga mencapai perlambatan maksimal.
2. Energi yang dapat dibangkitkan pada proses *regenerative braking* yang telah didesain ini adalah sebesar 0.08924kW/h dalam 1 siklus *driving cycle* NEDC.
3. Spesifikasi *generator* yang cocok digunakan pada desain kendaraan *hybrid* GEA ini adalah *generator* yang mampu mengkonversikan daya rata-rata sebesar 2666Watt atau 3kW sesuai dengan hasil simulasi dengan perlambatan maksimal.
4. Rasio pengereman mekanik pada roda bagian depan adalah sebesar 0.65g dengan torsi pengereman minimum sebesar 1111.04136Nm, sedangkan rasio pengereman mekanik pada roda bagian belakang adalah sebesar 0.22g dengan torsi pengereman minimum sebesar 376.0447768Nm.

5.2 Saran

Adapun saran-saran yang dapat diberikan pada tugas akhir ini adalah :

1. Pada penelitian berikutnya bisa melakukan variasi penggunaan *driving cycle* untuk melihat perbedaan karakteristik torsi, daya dan energi bangkitannya.
2. Pada penelitian berikutnya bisa melakukan variasi beroperasinya *regenerative braking*.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Gito Wijaya dilahirkan di Padang pada tanggal 16 Mei 1990. Penulis merupakan putra pertama dari tiga bersaudara dari pasangan Panggih Wijaya dan Rita Wahyuli. Penulis memulai pendidikan formal di SDN 01 Pagi Jakarta Timur lalu melanjutkan pendidikan di SLTPN 17 Jambi dan kemudian SMAN 4 Jambi.

Pada tahun 2008 penulis melanjutkan pendidikan di jurusan D3 Teknik Mesin Politeknik Universitas Andalas (UNAND) Padang dan pada tahun 2012 penulis melanjutkan pendidikan S1 Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya dengan bidang studi Desain Otomotif dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Selain kuliah, penulis juga aktif mengikuti kegiatan-kegiatan mahasiswa pecinta alam dan pengajaran anak-anak jalanan di Surabaya. Untuk semua informasi dan masukan dapat menghubungi penulis melalui email gt.wijaya@gmail.com

Halaman ini sengaja dikosongkan