



TUGAS AKHIR (DESAIN) - TM 091585

***PERFORMA ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM DENGAN
ELECTROMECHANICAL BRAKE DAN LQR CONTROL***

Ilman Patria Nugraha
NRP 2111 100 124

Dosen Pembimbing
Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT (DESIGN) - TM 091585

**ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM PERFORMANCE WITH
ELECTROMECHANICAL BRAKE AND LQR CONTROL**

Ilman Patria Nugraha
NRP 2111 100 124

Academic Supervisor
Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016

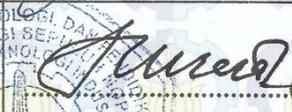
**PERFORMA ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM
DENGAN ELECTROMECHANICAL BRAKE DAN
LQR CONTROL**

TUGAS AKHIR

Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Desain
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh

ILMAN PATRIA NUGRAHA
NRP.2111 100 124

<u>Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc</u> (NIP. 197805102001121001)	(Pembimbing)
<u>Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc</u> <u>PhD</u> (NIP. 195106051978031002)	(Penguji I)
<u>Ir. Bambang Pramujati, MSc.Eng.</u> <u>PhD</u> (NIP.196912031994031001)	(Penguji II)
<u>Arif Wahyudi, S.T., M.T., PhD</u> (NIP. 197303222001121001)	(Penguji III)

SURABAYA
November 2015

PERFORMA ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM DENGAN ELECTROMECHANICAL BRAKE DAN LQR CONTROL

Nama Mahasiswa : Ilman Patria Nugraha
NRP : 2111100124
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
**Dosen Pembimbing : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T.,
M.Eng.Sc**

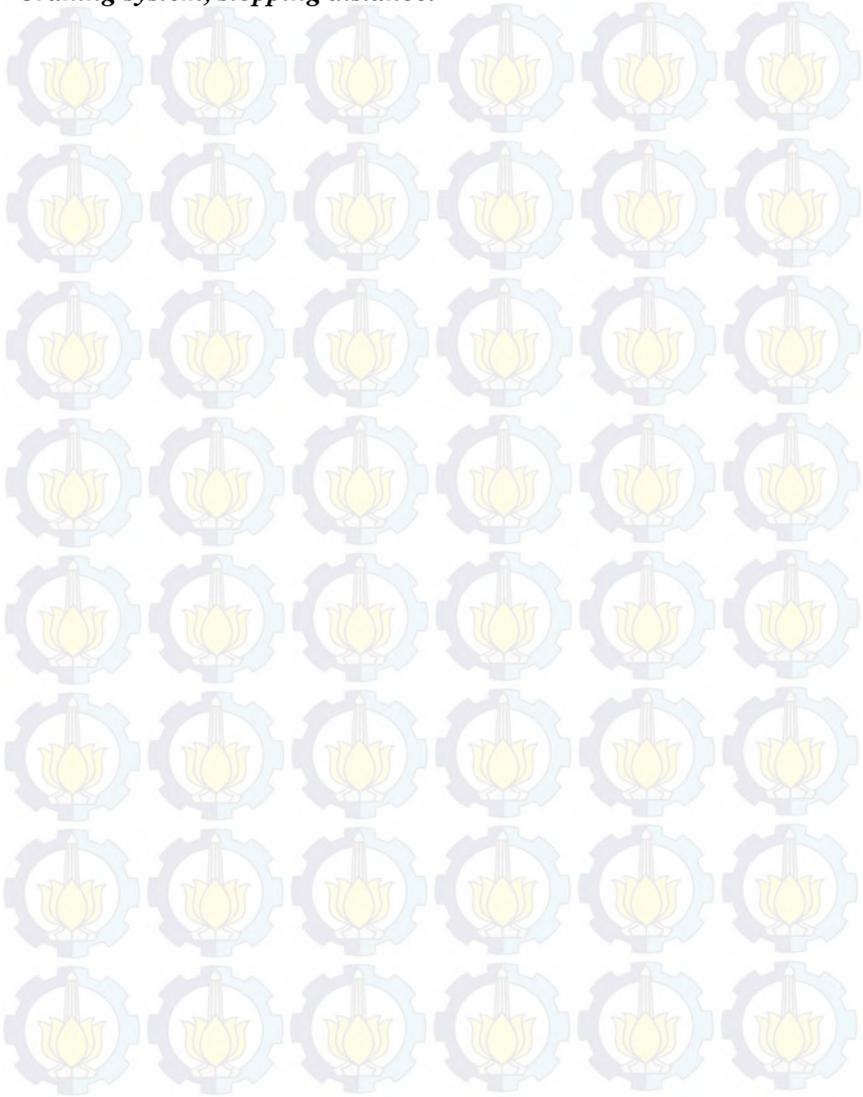
Abstrak

Sistem pengereman pada kendaraan yang memanfaatkan fluida sebagai *medium* transmisi gaya perlahan mulai ditinggalkan. Bobot yang lebih ringan, lebih responsif, kebutuhan daya yang lebih kecil, dan mudah diintegrasikan dengan *drive-by-wire* adalah alasan mengapa produsen kendaraan bermotor kini mulai mengembangkan teknologi sistem pengereman elektrik-mekanik atau *electromechanical brake* (EMB). Parameter EMB mengalami perubahan pada tiap gaya pengereman. Hal ini menyebabkan optimasi dalam mendesain sistem pengendalian EMB semakin sulit dan membutuhkan biaya yang mahal. Pada studi ini, sistem EMB akan dikendalikan menggunakan *LQR control*.

Langkah untuk menganalisa sistem ABS dengan EMB ditempuh dengan memilih model EMB yang akan digunakan, melakukan pemodelan sistem ABS, mendesain sistem kontrol EMB menggunakan *LQR control*, menganalisa respon EMB yang diperoleh dari simulasi, dan yang terakhir adalah melakukan simulasi sistem ABS.

Jarak pengereman yang diperoleh dari simulasi ABS dengan EMB dan LQR control untuk aspal kering sudah menunjukkan hasil yang memuaskan. Namun untuk kondisi aspal basah, jarak pengereman ABS dengan EMB dan LQR control masih terlalu besar.

Kata kunci : Electromechanical brake, LQR control, anti-lock braking system, stopping distance.



ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM PERFORMANCE WITH ELECTROMECHANICAL BRAKE AND LQR CONTROL

Name : Ilman Patria Nugraha
NRP : 2111100124
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Advisor Lecturer : Dr.Eng. Unggul Wasiwitonono, S.T.,
M.Eng.Sc

Abstract

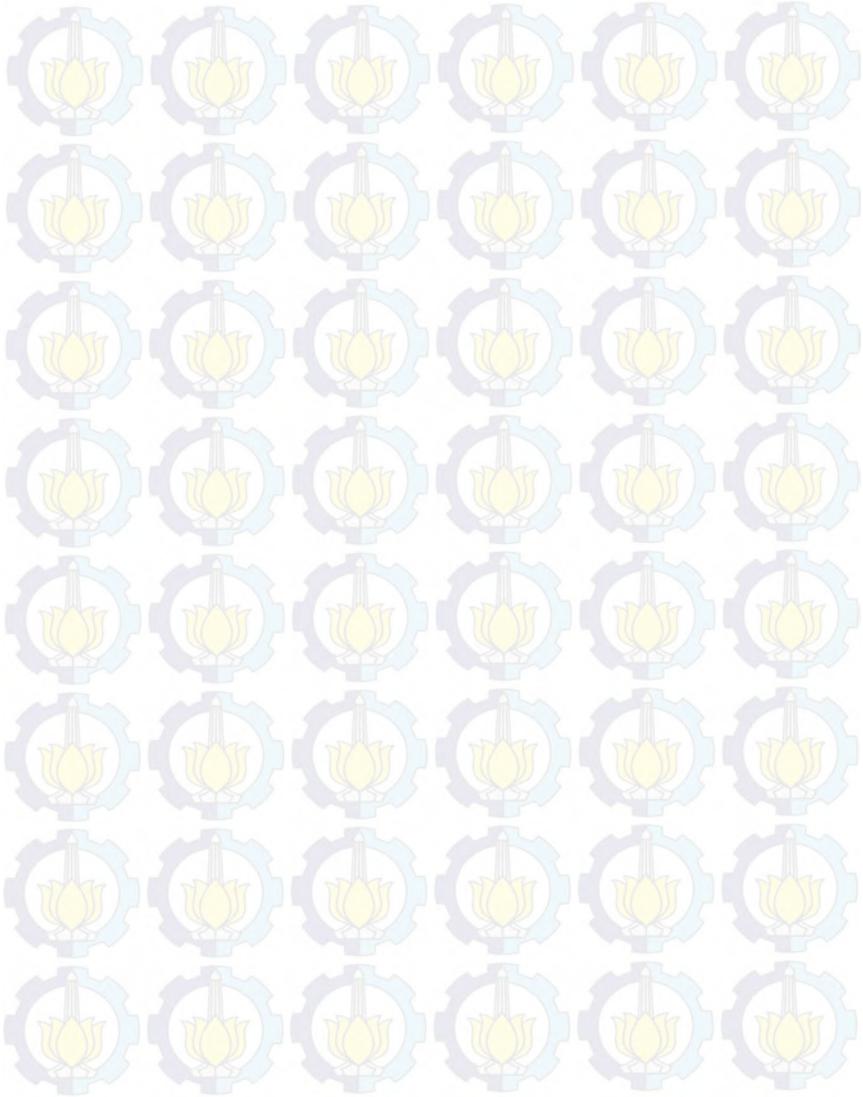
Conventional braking system, with brake fluid as medium, is now slowly becoming obsolete. Less power, consumption, lighter, more responsive, and easily integrated with the brake-by-wire platform are the reason why the automotive manufacturers developing a new mechanical-electrical braking system, the electromechanical brake (EMB). EMB parameter changes at each braking maneuver. This leads to the optimization in the design of EMB control system increasingly difficult and costly expensive. In this study, EMB system will be controlled using the LQR control.

Steps to analyze the ABS system with EMB and LQR control reached by selecting the EMB model, perform the ABS system modeling, design the EMB control system using LQR control, analyze EMB response obtained from the simulation, and the last is to simulate an ABS system.

Stopping distances obtained from simulations for dry asphalt has shown satisfactory results. But for the wet asphalt conditions, the stopping distances of ABS with EMB and LQR control is still too distant.

Key words : Electromechanical brake, LQR control, anti-lock braking system, stopping distance.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis ucapkan kepada Tuhan Yang Maha Esa atas selesainya Tugas Akhir yang berjudul ”Performa *Anti-lock Braking System* dengan *Electromechanical Brake* dan *LQR Control*.”

Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi salah satu persyaratan menyelesaikan pendidikan sarjana pada Bidang Studi Teknik Sistem Tenaga, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Pelaksanaan dan penyelesaian Tugas Akhir ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Bapak Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc atas segala bimbingannya,
2. keluarga di rumah yang selalu memberikan semangat dan doa,
3. Ibu saya, Endah Retno Nurhidayah, atas segala cinta dan kasihnya,
4. sahabat saya, Benyamin, Aryo, Stefanus, Rony,
5. teman–teman Teknik Mesin angkatan 2011,
6. dan kolega di kampus ITS.

Penulis berharap semoga Tugas Akhir ini bermanfaat dan berguna untuk pembaca dan studi selanjutnya.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN JUDUL	
HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xi
DAFTAR SIMBOL	xiii
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....	3
2.1 Sistem Pengereman pada Kendaraan	3
2.2 <i>Electromechanical Brake</i>	3
2.2.1 Perbandingan HAB, EHB, dan EMB	4
2.2.2 Komponen <i>Electromechanical Brake</i>	5
2.2.3 <i>Electromechanical Brake Control</i>	7
2.3 <i>Anti-lock Braking System</i> dengan EMB	9
2.3.1 Indikator Performa ABS	13
2.4 Kontribusi	14
2.5 Pemodelan Sistem EMB.....	15
2.5.1 <i>State-space Model</i>	16
2.6 <i>Control System Design</i>	18
2.6.1 <i>Control Design Specification</i>	18
2.6.2 <i>Linear Quadratic Regulator</i>	18
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	21
3.1 Prosedur Penelitian.....	21

3.2 Diagram Alir Penelitian.....	22
3.3 Diagram Alir <i>Linear Quadratic Regulator</i>	24
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	25
4.1 Validasi.....	25
4.2 <i>Linear Quadratic Regulator</i>	25
4.2.1 Variasi Pembebanan Q.....	26
4.2.2 Variasi Pembebanan R.....	27
4.2.3 Respon Sistem EMB.....	28
4.3 <i>Anti-lock Braking System</i>	28
4.3.1 <i>Vehicle Deceleration & Wheel Slip</i>	28
4.3.2 <i>Stopping Distance</i>	32
4.3.3 Gaya Pengereman dan Arus.....	32
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	25
5.1 Kesimpulan.....	37
5.2 Saran.....	37
DAFTAR PUSTAKA	39
LAMPIRAN	41
BIOGRAFI PENULIS	51

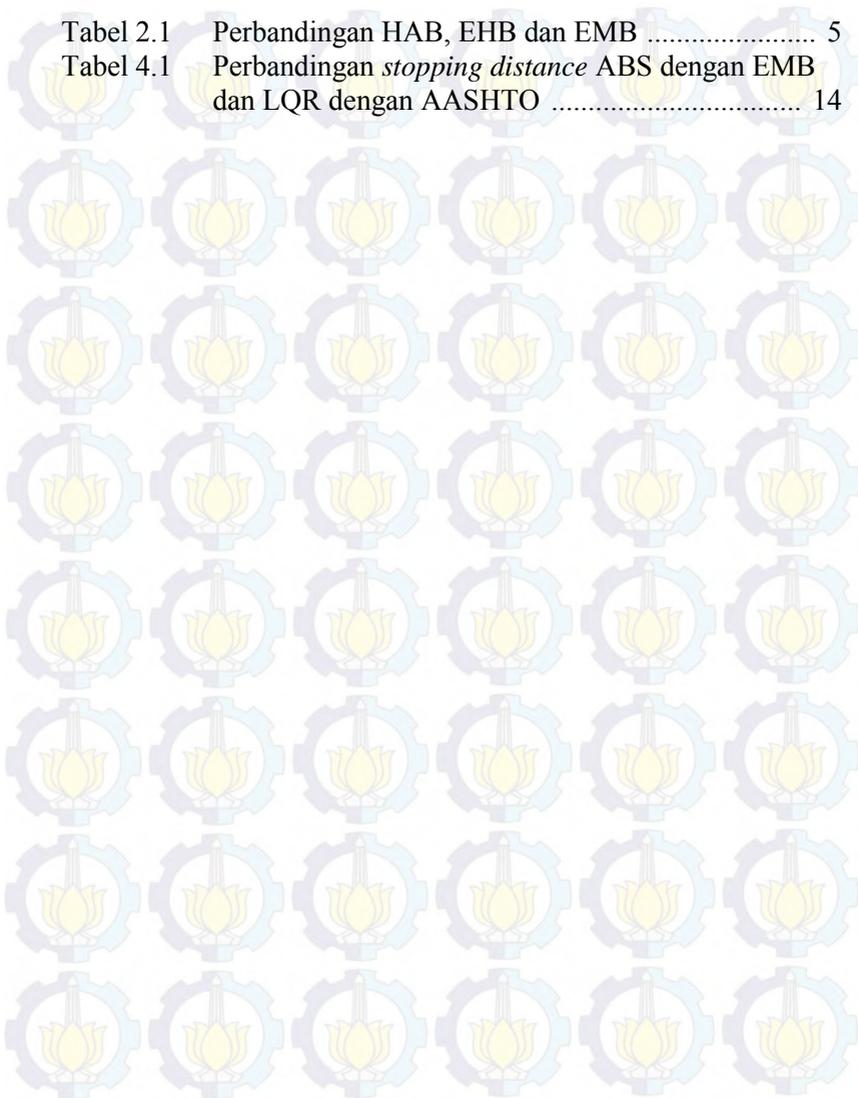
DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Brembo <i>Electromechanical Brake</i>	3
Gambar 2.2	Penampang aktuator <i>electromechanical brake</i>	4
Gambar 2.3	Penampang dan profil aktuator EMB	6
Gambar 2.4	EMB <i>control structure</i>	7
Gambar 2.5	Skema ABS dengan menggunakan EMB	10
Gambar 2.6	ABS dengan <i>electromechanical brake</i> pada kendaraan	11
Gambar 2.7	Diagram blok ABS dengan EMB	11
Gambar 2.8	<i>Single-corner model</i>	12
Gambar 2.9	kurva <i>mu-slip friction</i> untuk kondisi jalan aspal kering, tidak rata (<i>cobblestone</i>), aspal kering dan salju	13
Gambar 2.10	Hubungan <i>clamp force</i> dan posisi piston.....	17
Gambar 2.11	Diagram blok <i>state-feedback control</i> dengan <i>Linear Quadratic Regulator</i>	18
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian	22
Gambar 3.2	Diagram alir LQR	24
Gambar 4.1	Validasi model EMB untuk parameter 5 kN, 15kN dan 25kN	25
Gambar 4.2	Pengaruh variasi pembebanan Q dengan nilai R tetap	26
Gambar 4.3	Pengaruh variasi pembebanan R dengan nilai Q yang tetap	27
Gambar 4.4	Respon EMB dengan Q=40 dan R=30	28
Gambar 4.5	Perbandingan perlambatan laju kendaraan dan perlambatan roda dengan <i>LQR control</i> , PI, dan MPC	29
Gambar 4.6	Perbandingan <i>wheel slip</i> dengan menggunakan <i>LQR control</i> , PI dan MPC	27

Gambar 4.7	Perbandingan perlambatan laju kendaraan dan perlambatan roda dengan pada aspal basah	31
Gambar 4.8	Perbandingan <i>wheel slip</i> dengan menggunakan <i>LQR control</i> , PI dan MPC	31
Gambar 4.9	Gaya yang bekerja selama pengereman (aspal kering)	33
Gambar 4.10	Arus (<i>iq</i>) selama pengereman berlangsung (aspal kering)	34
Gambar 4.11	Gaya yang bekerja selama pengereman (aspal basah)	35
Gambar 4.12	Arus (<i>iq</i>) selama pengereman berlangsung (aspal basah)	36

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Perbandingan HAB, EHB dan EMB	5
Tabel 4.1	Perbandingan <i>stopping distance</i> ABS dengan EMB dan LQR dengan AASHTO	14



DAFTAR SIMBOL

T_L	Torsi akibat <i>clamp load</i> (Nm)
T_F	Torsi akibat gesekan (Nm)
T_m	Torsi motor listrik (Nm)
J	Inersia efektif sistem EMB (kg m ²)
$\ddot{\theta}$	Percepatan angular motor listrik (rad/s ²)
i_q	<i>Quadrature current</i> (A)
K_t	Konstanta torsi motor (Nm/A)
F_{cl}	<i>Clamp force</i> (N)
N	Rasio efektif <i>gear</i> (m/rad)
D	<i>Viscous friction coefficient</i> (N m s/rad)
$\dot{\theta}$	Kecepatan angular motor (rad/s)
V	Gaya pada <i>piston sleeve</i> (N)
K	<i>Stiffness</i> dari <i>caliper bridge</i> dan <i>piston sleeve</i> (N/m)
$J(u)$	<i>Cost function</i>
$x(t)$	<i>state variable</i>
$u(t)$	<i>input variable</i>
$A(t)$	<i>system matrix</i>
$B(t)$	<i>Control matrix</i>
$K(t)$	<i>LQR feedback gain</i>

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sistem pengereman pada kendaraan yang memanfaatkan fluida sebagai *medium* transmisi gaya perlahan mulai ditinggalkan. Bobot yang lebih ringan, lebih responsif, kebutuhan daya yang lebih kecil, dan mudah diintegrasikan dengan *drive-by-wire* adalah alasan mengapa produsen kendaraan bermotor kini mulai mengembangkan teknologi sistem pengereman elektrik-mekanik atau *electromechanical brake* (EMB). EMB pada dasarnya memanfaatkan motor elektrik (*Brushless DC motor*) sebagai penggerak mekanisme *rotary-to-rectilinear* untuk menjepit dan melepas *brake rotor*. Motor elektrik akan memutar *planetary gear* dan *ball screw shaft*, kemudian piston yang terhubung dengan *ball screw bearing* akan bergerak translasi menekan *brake pads*. Gaya pengereman akan terjadi ketika kedua *brake pads* telah menjepit *brake rotor*.

Dibandingkan *hydraulic brake*, *electromechanical brake* memiliki keunggulan antara lain pada *force modulation*. Artinya, motor EMB diatur agar selalu bergerak menyesuaikan kebutuhan gaya pengereman sehingga roda tidak mengalami *lock* atau dengan kata lain sistem EMB akan lebih mudah diterapkan pada *Anti-lock Braking System* (ABS) (Savaresi, 2010). Sebelumnya pernah dilakukan studi mengenai *controller* untuk sistem *electromechanical brake* yaitu dengan menggunakan *proportional-integral* (PI) *control* dan *Model Predictive Control* (MPC). Dari studi yang dilakukan Line (2007), ternyata metode pengendalian yang digunakan pada sistem EMB berpengaruh pada performa ABS kendaraan.

Linear Quadratic Regulator (LQR) *Control* adalah metode pengendalian yang dideskripsikan dalam bentuk *performance index*. *Performance index* bergantung pada nilai *state* dan *input*. *State* dan *input* tersebut nantinya akan diberikan pembebanan sampai diperoleh respon sistem yang diinginkan. Pada studi ini,

sistem EMB akan dikendalikan menggunakan *LQR control* dengan harapan dapat memberikan informasi baru mengenai pengendalian untuk sistem EMB dan aplikasinya ke performa ABS kendaraan.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan permasalahan dari penelitian ini adalah, bagaimana performa ABS dengan EMB dan *LQR control*?

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui performa ABS dengan EMB dan *LQR control*.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan permasalahan dari penelitian ini adalah *electromechanical brake* dianggap sebagai sistem yang *linear*, kebutuhan gaya pengereman maksimum adalah sebesar 30 kN, sistem EMB menggunakan *half caliper model*, kondisi jalan adalah aspal kering dan basah, model ABS menggunakan *quarter-car model*, dan performa ABS diwakili oleh *stopping distance*.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA & DASAR TEORI

2.1 Sistem Pengereman pada Kendaraan

Kebanyakan dari pengendara di jalan raya akan berusaha memperlambat kendaraannya sesegera mungkin ketika melihat rintangan atau hadangan di depan. Dikeadaan darurat seperti ini peran rem pada kendaraan sangat dibutuhkan. Rem memiliki satu tugas utama yaitu menghentikan kendaraan. Pada dasarnya rem memanfaatkan gesekan untuk menghentikan kendaraan. Gesekan pada rem timbul dari kontak antara kampas rem atau *friction materials* dengan *metal surfaces* (Puhn, 1985). Rem yang baik dapat bekerja secara terus menerus dan di dalam berbagai kondisi tanpa mengalami kegagalan. Pada umumnya kendaraan saat ini kebanyakan menggunakan *drum brakes*, *disk brakes* atau kombinasi keduanya. Sementara untuk *brake actuating system* dibagi menjadi tiga yaitu *Brake Pedal & Linkage*, *Hydraulic Brakes* dan *Pneumatic Brakes* (Puhn, 1985).

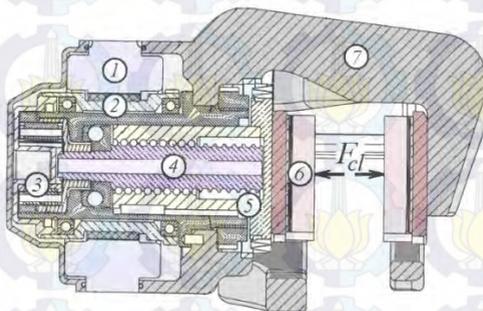
2.2 Electromechanical Brake

Berbeda dengan *hydraulic brakes*, *electromechanical brake* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.1, memanfaatkan prinsip elektrik-mekanik sebagai *brake-actuating system*. Pada dasarnya



Gambar 2.1 Brembo *electromechanical brake* (Savaresi, 2010)

electromechanical brake berusaha menggantikan peran fluida pada *hydraulic brakes* dengan motor elektrik dan jaringan yang terintegrasi dengan sistem komunikasi pada kendaraan sebagai *brake-actuating system* (Savaresi,2010. *Electromechanical brake* pada dasarnya memanfaatkan motor elektrik (*brushless DC motor*) sebagai penggerak mekanisme *rotary-to-rectilinear* untuk menjepit dan melepas *brake rotor*. (1) Motor elektrik akan memutar (3) *planetary gear* dan (4) *ball screw shaft*, kemudian (5) piston akan bergerak menekan (6) *brake pads*. Gaya pengereman akan terjadi ketika kedua *brake pads* telah menjepit (8) *brake rotor* (Line, 2007), seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.2.



Gambar 2.2 Penampang aktuator *electromechanical brake* yang sudah dipatenkan PBR Australia Pty. Ltd. (Line, 2007)

2.2.1 Perbandingan *Hydraulic Actuated Brake*, *Electrohydraulic Brake* dan *Electromechanical Brake*

Rem konvensional atau *hydraulic actuated brake* dinilai terlalu banyak memiliki komponen sehingga berdampak terhadap bobot kendaraan (Neunzig, 2006). Jika dibandingkan dengan *electromechanical brake*, *hydraulic actuated brake* memiliki respon yang lebih buruk dan lebih sulit dikendalikan karena penggunaan fluida sebagai transmisi gaya. Dari sisi ergonomi, Pengendara akan merasakan getaran pada pedal rem ketika ABS

(*Anti-lock Braking System*) diaktifkan, dikarenakan besarnya perbedaan tekanan pada *hydraulic circuit* (Savaresi, 2010).

Electrohydraulic Brake (EHB) dan *Electromechanical Brake* (EMB) adalah generasi terbaru dari sistem pengereman kendaraan dengan memanfaatkan sistem *brake-by-wire*. *Electrohydraulic brake* memanfaatkan sistem hidraulik sama seperti AHB, hanya saja perintah pengereman yang diberikan pengendara akan dikirim melalui *position sensor* yang terdapat pada pedal rem. Sinyal dari sensor akan dikirim ke *hydraulic unit* yang terhubung dengan kaliper melalui *Electronic Control Unit* (ECU) (Savaresi, 2010). *Electromechanical brake* berusaha mengatasi kekurangan dari sistem hidraulik dengan mengubahnya menjadi sistem elektrik-mekanik dengan memanfaatkan motor elektrik sebagai penggerak (Savaresi, 2010). Tabel 2.1 menunjukkan perbandingan antara *hydraulic-actuated brake*, *electrohydraulic brake* dan *electromechanical brake*.

Tabel 2.1 Perbandingan HAB, EHB dan EMB (Savaresi, 2010)

	HAB	EHB	EMB
<i>Technology</i>	<i>Hydraulic</i>	<i>Electrohydraulic</i>	<i>Electromechanical</i>
<i>Force Modulation</i>	<i>Discrete (on/off)</i>	<i>Continuous</i>	<i>Continuous</i>
<i>Ergonomics</i>	<i>Pedal vibrations</i>	<i>No vibrations</i>	<i>No vibrations</i>
<i>Environmental Issues</i>	<i>Toxic oils</i>	<i>Toxic oils</i>	<i>No oil</i>

2.2.2 Komponen *Electromechanical Brake*

a. Komponen Utama EMB

EMB memiliki beberapa komponen penting. Peran komponen-komponen tersebut nantinya akan sering dibahas pada studi ini. Berikut adalah aktuator *electromechanical brake* yang dikembangkan oleh PBR Australia Pty. Ltd. (Line, 2007), dengan

komponen seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.3. Dari gambar 2.3 dapat dilihat bahwa (1) adalah *motor stator & windings*, (2) *motor rotor permanent magnets*, (3) *motor rotor*, (4) *planetary gear input sun gear*, (5) *planetary gear planet gears*, (6) *planetary gear output ring*, (7) *ball screw shaft*, (8) *piston*, (9) *brake pads*, (10) *thrust bearing*, (11) *piston sleeve*, (12) *end nut*, (13) *caliper bridge*, (14) *control unit & heat sink*, (15) *power and communication link*, (16) *motor end cap*, (17) *journal bearing*, (18) *flexible seal*, (19) *support bracket*, (20) *Mount for position sensor & ratchet lock*.

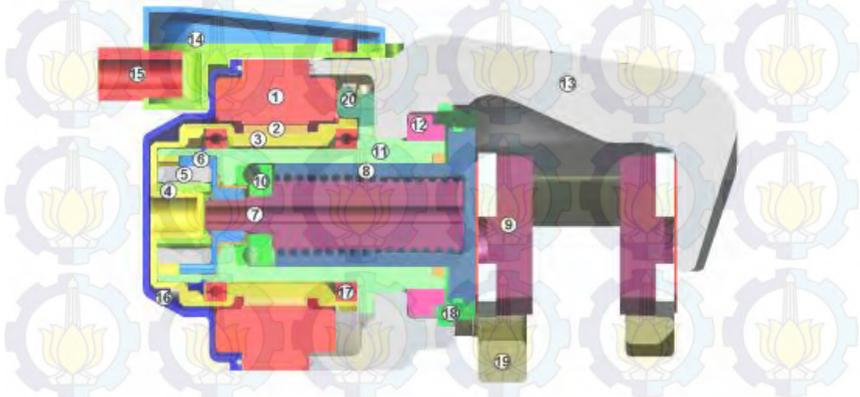
b. Sensor

- *Force Sensor*

Sensor ini akan dipasang pada (11) *piston sleeve* seperti yang ditunjukkan gambar 2.3. Sensor yang digunakan berupa *strain gauges* dan bertugas untuk mengukur *strain* yang terjadi *piston sleeve*.

- *Motor Velocity Sensor*

Sensor ini digunakan untuk mengukur *rpm* atau putaran dari *brushless DC motor*.

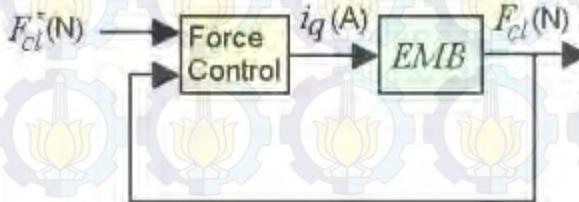


Gambar 2.3 Penampang dan profil aktuatur EMB (Line, 2007)

2.2.3 Electromechanical Brake Control

Penelitian sebelumnya pernah dilakukan oleh Line (2007), mengenai pemodelan *electromechanical brake* dan kontrol. Line (2007), mengidentifikasi model EMB dari persamaan gerak *single-motor drive* pada *brake caliper*. Model diasumsikan sebagai *half caliper model* atau dengan kata lain EMB memiliki mekanisme yang mirip dengan *floating caliper* pada rem konvensional. Sistem EMB lalu dikontrol dengan metode *proportional-integral* (PI) control dan *model predictive control* (MPC).

Brake controller yang baik akan mengatur EMB sehingga dapat menghasilkan pengereman yang responsif dan dapat membaca dengan baik kebutuhan gaya pengereman. *Controller* diharapkan dapat mengatur gaya pengereman (*clamp force*), F_{cl} , dengan cara membandingkan F_{cl} dengan *desired clamp force*, F_{cl}^* , sehingga *input* arus listrik (i_q) sebagai variabel yang dikontrol dapat disesuaikan. Diagram *control structure* dapat dilihat pada gambar 2.4. Line (2007) sebelumnya sudah mendesain *controller* EMB antara lain menggunakan PI (*Proportional-Integral*) Control dan *Model Predictive Control* (MPC).



Gambar 2.4 EMB control structure (Line, 2007)

a. Cascaded Proportional-Integral

Line (2007) menggunakan *Proportional-Integral* (PI) control untuk memperoleh *desired clamp force* dengan *feedback loops* yang mengatur *clamp force* (F_{cl}), kecepatan angular motor ($\dot{\theta}$) dan arus (i_q). Untuk PI control, Line menggunakan beberapa sensor seperti sensor arus, *motor velocity sensor*, dan *force sensor*. *Set-point* atau *desired value* dari *clamp force*, kecepatan angular motor

dan arus akan diikuti dengan tanda '*'. Dengan menggunakan *cascaded control structure* akan ditemukan beberapa permasalahan. Seperti *force controller* harus menjaga F_{cl} dengan F_{cl}^* sebagai reference, dengan *output* yang akan menjadi *set-point* atau *input* untuk kecepatan anguler motor, $\dot{\theta}^*$. Secara berurutan, *velocity controller* harus membaca *input* $\dot{\theta}^*$ dan akan menghasilkan *output* i_q^* . Pada akhirnya, *current controller* akan membaca *reference* dan memberikan *output*-nya ke EMB. *Cascaded control structure* masing-masing menggunakan *proportional-integral control* dengan cara membaca nilai *error*, e .

$$u(t) = Pe(t) + I \int e(t) dt \quad (2.1)$$

dengan begitu *force*, *velocity* dan *current control*,

$$\begin{aligned} \dot{\theta}^*(t) &= P_f e_{F_{cl}}(t) + I_f \int e_{F_{cl}}(t) dt & \text{dimana, } e_{F_{cl}} &= (F_{cl}^* - F_{cl}) \\ i_q^*(t) &= P_v e_{\dot{\theta}}(t) + I_v \int e_{\dot{\theta}}(t) dt & e_{\dot{\theta}} &= (\dot{\theta}^* - \dot{\theta}) \\ v_q(t) &= P_c e_{i_q}(t) + I_c \int e_{i_q}(t) dt \end{aligned} \quad (2.2)$$

Line menggunakan *PI control* dan menemukan permasalahan pada *clamp force* yang dihasilkan pada *small brake maneuver*. Respon yang dihasilkan mengalami penurunan performa pada parameter 5 kN yaitu *settling time* dari sistem dinilai masih terlalu lama (Line, 2007), hal ini disebabkan *suboptimal PI tuning*. Menurut Line, Dengan metode *PI* tidak ada *gain* yang dapat memberikan performa yang baik secara keseluruhan.

b. Model Predictive Control (MPC)

Model Predictive Control diterapkan pada sistem EMB untuk mengoptimasi respon pengereman. Konsep dari *MPC* yaitu menggunakan *predictive model* untuk memprediksi respon dengan merencanakan *control trajectory* untuk meminimasi *cost function*.

Tujuan kontrol perlu didefinisikan terlebih dahulu dan informasi mengenai *plant* sudah termasuk di dalam *predictive model*. Tantangan MPC sampai saat ini adalah optimasinya yang sulit terutama untuk sistem seperti EMB yang membutuhkan respon yang cepat (Line, 2007). Lalu, dengan parameter EMB yang bervariasi menyebabkan optimasi bertambah kompleks, sehingga untuk memenuhi kebutuhan kinerja EMB dengan menggunakan metode MPC membutuhkan biaya yang mahal (Line, 2007).

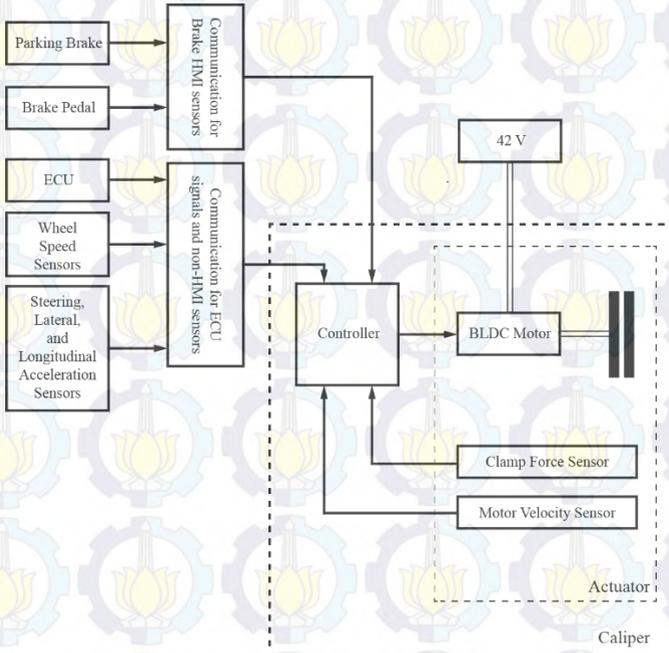
2.3 Anti-lock Braking System (ABS) dengan Electromechanical Brake

ABS adalah sistem yang diterapkan pada kendaraan dengan alasan kebutuhan keselamatan pengemudi yang semakin lama semakin meningkat. Pada umumnya saat ini kendaraan sudah dilengkapi dengan sistem ini. Ketika melakukan pengereman, roda kendaraan diharapkan mengalami perlambatan yang sama dengan perlambatan *body* kendaraan atau dengan kata lain roda tidak mengalami *lock*. ABS akan menghindari roda mengalami *lock* sehingga kendaraan tetap dapat dikendalikan (Savaresi, 2010).

Dibandingkan dengan HAB, EMB memiliki kelebihan pada *force modulation*. Artinya, motor EMB akan selalu bergerak menyesuaikan kebutuhan gaya pengereman sehingga roda tidak mengalami *lock*. Pada ABS, EMB dengan kelebihannya akan menghasilkan performa pengereman yang lebih baik dibandingkan HAB (Savaresi, 2010). Gambar 2.5 dapat dilihat untuk mengetahui bagaimana skema keseluruhan dari ABS dengan menggunakan EMB.

Selanjutnya Line juga menjelaskan perbandingan performa ABS sistem EMB dengan kedua metode kontrol tersebut, PI dan MPC. Hasil simulasi ABS menunjukkan pada kondisi jalan yang kering *PI control* menghasilkan jarak pengereman yang lebih pendek dibandingkan MPC, sementara untuk kondisi jalan yang basah dan tidak rata MPC lebih unggul dibandingkan *PI control* (Line, 2007). *Braking distance* yang diperoleh dari penelitian Line (2007) mengindikasikan EMB dengan menggunakan metode

kontrol yang berbeda tidak menjamin performa pengereman yang signifikan.



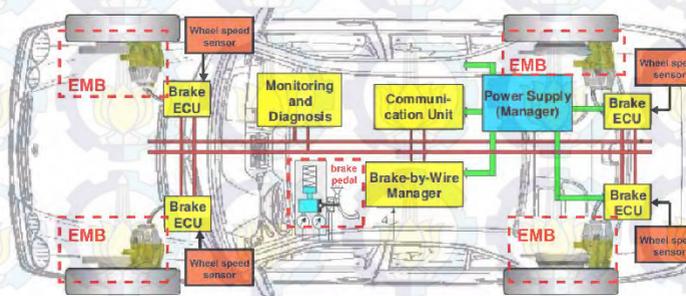
Gambar 2.5 Skema ABS dengan menggunakan EMB

Pada studi ini, kendaraan akan dilengkapi dengan empat *wheel speed sensor*, sensor pada stir, sensor *longitudinal* dan *lateral acceleration*, dan sensor pada *brake pedal* (Petersen, 2003). Gambar 2.6 adalah penerepan ABS dengan EMB pada kendaraan. Kecepatan kendaraan dapat diukur dengan *wheel speed sensor*. Lalu, sistem komputer kendaraan akan mengestimasi koefisien gesek antara roda dan jalan dengan informasi dari *vehicle acceleration sensor* dan *lateral acceleration sensor* (Petersen, 2003). Lalu untuk *longitudinal* dan *lateral friction coefficient* dapat dinyatakan dalam,

$$\mu_x(\alpha_t, \gamma, \lambda) = \frac{F_x}{F_z} \quad (2.3)$$

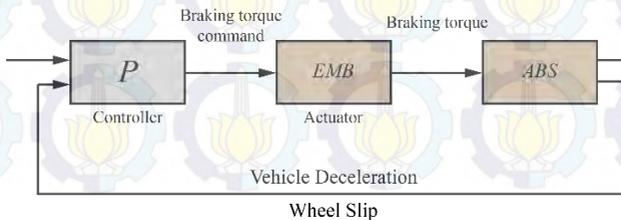
$$\mu_y(\alpha_t, \gamma, \lambda) = \frac{F_y}{F_z} \quad (2.4)$$

Dimana, α_t adalah *sideslip angle*, γ adalah *camber angle*, λ adalah *longitudinal wheel slip*, F_x adalah *longitudinal friction forces*, dan F_y adalah *lateral friction forces*.



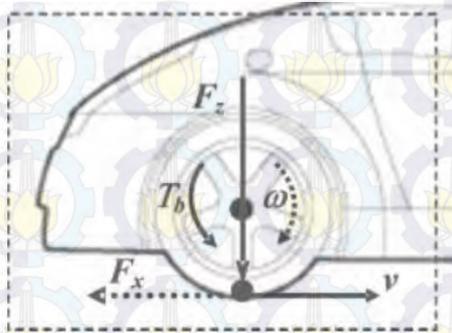
Gambar 2.6 ABS dengan *electromechanical brake* pada kendaraan (Petersen, 2003)

Kemudian untuk skema pengendalian ABS dengan EMB dapat dilihat pada gambar 2.7. Sementara itu, model ABS akan menggunakan hasil modifikasi model ABS yang sudah tersedia di Matlab. Dari gambar 2.7, P adalah *controller* ABS, dan aktuator yang dimaksud adalah sistem EMB. *Input* untuk ABS adalah *desired wheel slip*. Disini dipilih nilai sebesar 0.2. Lalu *output* adalah *vehicle deceleration* dan *wheel slip*.



Gambar 2.7 Diagram blok ABS dengan EMB

Pada studi kali ini, model ABS kendaraan akan menggunakan *single-corner model*, yaitu penurunan model matematika yang berasal dari seperempat bagian kendaraan saja, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.8.



Gambar 2.8 *Single-corner model* (Savaresi, 2010)

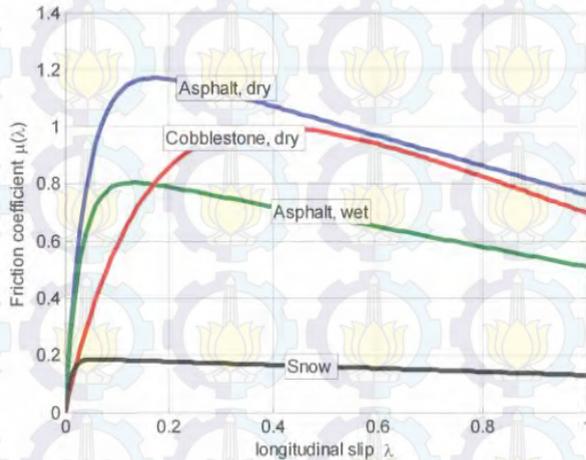
Berdasarkan gambar 2.8, dapat *single-corner model* dapat dituliskan,

$$\begin{aligned} J\dot{\omega} &= rF_x - T_b, \\ m\dot{v} &= -F_x \end{aligned} \quad (2.5)$$

dimana ω adalah kecepatan angular roda, v adalah kecepatan longitudinal kendaraan, T_b adalah *braking torque*, F_x adalah gaya kontak antara ban dengan jalan, J adalah inersia roda, m adalah massa seperempat kendaraan, dan r adalah radius roda (Savaresi, 2010). Parameter untuk *single-corner model* bernilai antara lain adalah $r = 0.326$ m, $J = 1$ kg m², $m = 225$ kg, $v_0 = 100$ km/jam. Pada saat pengereman akan ada kecepatan relatif antara roda dan kendaraan. Hubungan ini dinyatakan dalam *wheel slip* (λ). *Wheel slip* dapat dituliskan,

$$\lambda = \frac{v - \omega r}{v} \quad (2.6)$$

$\lambda = 0$ menunjukkan roda berputar penuh atau tidak mengalami perlambatan, sementara $\lambda = 1$ menunjukkan roda mengalami *lock*. Pada studi ini, performa ABS akan dilihat pada kondisi jalan aspal kering dan basah. Informasi mengenai *mu-slip friction curve* dapat dilihat pada gambar 2.9.



Gambar 2.9 kurva *mu-slip friction* untuk kondisi jalan aspal kering, tidak rata (*cobblestone*), aspal kering dan salju (Savaresi, 2010)

2.3.1 Indikator Performa ABS dan Kenyamanan Pengereman Kendaraan

Keselamatan adalah hal yang sangat diperhatikan dalam berkendara. Seperti yang telah dijelaskan pada bagian 2.1, sistem pengereman kendaraan memegang peranan penting dalam keselamatan berkendara. Kendaraan diharapkan berhenti dengan jarak yang telah memenuhi regulasi internasional. Begitu juga dengan perlambatan kendaraan. Nilai perlambatan didesain sehingga kenyamanan pengemudi tidak terganggu saat memperlambat kendaraannya.

Ketika mendesain sebuah sistem pengereman pada kendaraan, nilai perlambatan dan jarak pengereman adalah dua aspek yang paling diperhatikan. Perlambatan kendaraan sangat krusial

peranannya dalam *traffic engineering*. Aplikasinya berupa pendesainan persimpangan, *traffic signals*, panduan kecepatan pada jalan tol, *traffic simulation modeling*, pemodelan emisi kendaraan, hingga pemodelan konsumsi kendaraan (Maurya, 2012). *American Association of State highways and Transportation Officials* (AASHTO) merekomendasikan perlambatan untuk kendaraan adalah sebesar 3.4 m/s^2 , untuk kendaraan dengan kecepatan awal sebesar 100 km/j . Nilai perlambatan ini akan menghasilkan jarak pengereman yang aman untuk kondisi persimpangan jalan. Nilai tersebut didasari oleh kemampuan mata ketika melihat rintangan di depan atau pejalan kaki yang melintasi jalanan (Long, 2000).

Perlambatan sebesar 3.4 m/s^2 untuk kendaraan perkotaan (*city car*) diambil dari studi (Carpenter & Lees, 1956) mengenai penggunaan rem pada saat berkendara dalam keadaan normal. Tes dilakukan dengan melibatkan 23 pengemudi dan melakukan perjalanan sejauh 300 mil. Diperoleh variasi perlambatan sebesar 0.21 g hingga 0.34 g dengan rata-rata 0.26 g (Mortiner, 1970). Ternyata nilai perlambatan ini merupakan batas nilai kemampuan lazim badan manusia (dinyatakan dalam *comfort index*) untuk menerima beban ketika pengereman berlangsung (Siebertz, 2009). Pengukuran *comfort index* adalah berupa beban yang diterima/aktivitas otot pengemudi pada saat pengereman. Selain itu, berdasarkan studi yang dilakukan Mortiner, pengemudi akan merasa nyaman ketika harus memberikan beban sebesar 48 lb hingga 73 lb ke pedal rem dan kendaraannya menghasilkan perlambatan sebesar 3.4 m/s^2 .

2.4 Kontribusi

Studi ini membahas desain sistem kontrol EMB dengan menggunakan *LQR control* dan aplikasinya terhadap performa ABS kendaraan. Sebelumnya, Line (2007) sudah mengidentifikasi sistem EMB dan mendesain *controller* EMB dengan menggunakan *Proportional-Integral* (PI) dan MPC seperti yang sudah dijelaskan pada bagian 2.2. Ada beberapa kekurangan pada metode

pengendalian yang dipilih Line. Line mengatakan bahwa metode PI tidak mampu untuk mendapatkan *gain* optimal tanpa ada penurunan performa EMB. Sementara untuk MPC, Line mengatakan bahwa dengan parameter EMB yang bervariasi menyebabkan optimasi bertambah kompleks, sehingga untuk memenuhi kebutuhan kinerja EMB dengan menggunakan metode MPC membutuhkan biaya yang mahal.

Linear Quadratic Regulator (LQR) Control adalah metode pengendalian modern yang menggunakan prinsip *performance index* dinilai lebih intuitif dibandingkan PI (Hendricks, 2008). Pada studi ini, sistem EMB akan dikendalikan menggunakan *LQR control* dengan harapan dapat memberikan informasi baru mengenai pengaruh metode pengendalian untuk sistem EMB. Selanjutnya untuk performa ABS dengan EMB akan dianalisa lebih lanjut.

2.5 Pemodelan Sistem *Electromechanical Brake*

Model untuk penelitian ini diasumsikan menggunakan *half caliper model*, yaitu menganggap *clamp force* berasal dari (9) *brake pads* yang berada dekat dengan piston. Saat menerima gaya, *brake rotor* mengalami reaksi dan *brake pads* yang satunya ikut menekan *brake rotor* (Line, 2007). Model untuk penelitian ini akan menggunakan model yang pernah diidentifikasi oleh Line (2007) dan diasumsikan *linear model*. *Input* untuk model adalah *quadrature current (iq)*, sementara *output*-nya adalah *clamp force (F_{ci})*.

Model diambil dari persamaan gerak (rotasi) motor sebagai penggerak aktuator EMB dengan beban yang diterima *brake pads* adalah T_L , torsi yang diakibatkan *clamp load*, T_F , torsi yang diakibatkan gesekan (*friction*) sehingga diperoleh persamaan gerak sebagai berikut:

$$T_m - T_L - T_F = J\ddot{\theta} \quad (2.7)$$

dimana T_m adalah torsi motor, J adalah inersia sistem, dan $\ddot{\theta}$ adalah percepatan anguler motor. Persamaan 2.5 dapat dituliskan sebagai berikut:

$$i_q K_t - F_{cl} N - D \dot{\theta} = J \ddot{\theta} \quad (2.8)$$

dimana i_q adalah *quadrature current* (arus), K_t adalah konstanta torsi motor, F_{cl} adalah *clamp force*, N adalah rasio efektif *gear*, D adalah *viscous friction coefficient*, dan $\dot{\theta}$ adalah kecepatan angular motor.

2.5.1 State-space Model

Model *state-space*, akan disusun berdasarkan,

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \quad (2.9)$$

dimana *state variables* dapat didefinisikan dalam,

$$\begin{aligned} x_1 &= \dot{\theta} \\ x_2 &= V, \text{ dimana } V = KN\theta \end{aligned} \quad (2.10)$$

$\dot{\theta}$ kecepatan anguler motor, sementara V adalah gaya pada *piston sleeve*. Dengan demikian, *state equation* untuk EMB dapat didefinisikan menjadi (Line, 2007),

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -D/J & 0 \\ KN & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ V \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_t/J \\ 0 \end{bmatrix} i_q \\ F_{cl} &= [0 \quad 1] \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ V \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.11)$$

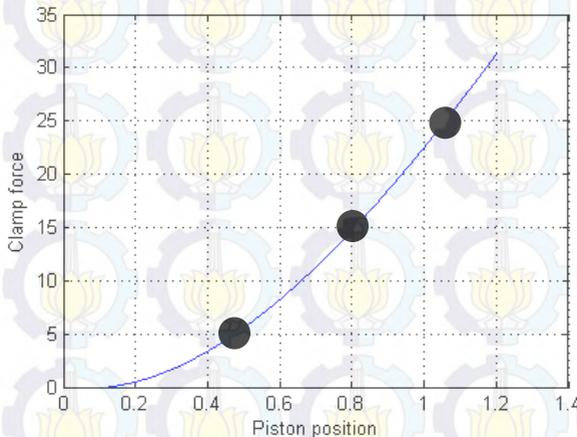
Lalu, nilai parameter untuk persamaan 2.9 adalah, $J = 2.91 \times 10^{-4} \text{ kg m}^2$, $K_t = 0.0697 \text{ Nm/A}$, $N = 2.63 \times 10^{-5} \text{ m/rad}$. Sementara untuk nilai *stiffness*, K , akan diperoleh dari beban yang diterima (13) *caliper bridge* dan (11) *piston sleeve* akibat *clamp force*,

dengan persamaan yang menyatakan hubungan antara *clamp force* dan posisi piston (Line, 2007),

$$F_{cl} = -7.23x^3 + 33.7x^2 - 39.7x \quad (2.12)$$

Dari persamaan 2.8, *clamp force* dinyatakan dalam *kilonewtons* dan x , posisi piston, dinyatakan dalam *millimeters*.

Grafik dari persamaan 2.12 dapat dilihat pada gambar 2.10. *Clamp force* pada gambar 2.9 merupakan acuan yang digunakan Line untuk menentukan nilai K (*stiffness*), dengan *clamp force* yang bekerja sebesar 5 kN, 15 kN dan 25 kN.



Gambar 2.10 Hubungan *clamp force* dan posisi piston

Maka nilai K adalah, $K_5 = 2.3 \times 10^7$ N/m, $K_{15} = 3.6 \times 10^7$ N/m, $K_{25} = 4.3 \times 10^7$ N/m. Studi ini akan menggunakan parameter 15 kN untuk mencari respon EMB dan ABS kendaraan. Berdasarkan percobaan yang dilakukan oleh Line (2007), nilai D (*viscous friction*) diperoleh dari analisa energi pada motor. Energi kinetik motor pada saat berputar untuk mencapai *clamp force* di 3 titik linearisasi (5 kN, 15 kN, 25 kN) akan diubah menjadi kehilangan akibat gesekan. Diperoleh nilai D , $D_5 = 0.0528$ N m s/rad, $D_{15} = 0.0161$ N m s/rad, dan $D_{25} = 0.0029$ N m s/rad (Line, 2008).

2.6 Control System Design

2.6.1 Control Design Specification

Sebelum mendesain *controller* untuk sistem EMB, perlu ditentukan terlebih dahulu spesifikasi desain *controller* yang diinginkan. *Controller* didesain berdasarkan kemampuan kendaraan dan ABS untuk mencapai perlambatan yang telah ditentukan AASHTO yaitu sebesar 3.4 m/s^2 dan *stopping distance* sebesar 129.59 m.

2.6.2 Linear Quadratic Regulator (LQR)

Melalui LQR, *control engineers* dapat dengan mudah mencari respon yang diinginkan dengan melibatkan *state* dan *input* dari sistem, sehingga cara ini lebih intuitif dibandingkan *pole placement*. Berdasarkan prinsip *optimal control*, performa dari sistem dapat dideskripsikan dalam bentuk *performance index* yang bergantung pada *state* dalam fungsi waktu dan *input vectors*. *Plant* atau *controlled system* harus dilinierisasi terlebih dahulu lalu disusun dalam bentuk:

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t) \quad (2.13)$$

LQR akan diidentifikasi berdasarkan *cost function*, J , atau *performance index* yang sudah disebutkan diatas yang merupakan fungsi dari *state* dan *input vector*. *Performance index* akan menunjukkan performa dari sistem, semakin besar nilai dari *index* maka performa kontrol akan semakin buruk. Berikut adalah bentuk *quadratic performance index*:

$$J(u) = \int_{t_0}^{t_1} [x^T Q(t)x(t) + u^T(t)R(t)u(t)] dt \quad (2.14)$$

Matriks $Q(t)$ adalah pembebanan untuk *state*, sementara $R(t)$ adalah matriks pembebanan input. Matriks pembebanan nantinya akan menunjukkan pengaruh untuk masing-masing komponen *state vector* dan *input vector*.

Sebelum memperoleh *performance index* dari *controller* yang minimum, ada *Riccati equation* yang harus diselesaikan terlebih dahulu. Berikut adalah bentuk dari *Riccati equation*:

$$P(t)A(t) + A^T(t)P(t) - P(t)B(t)R^{-1}(t)B^T(t)P(t) + Q(t) = 0 \quad (2.15)$$

Akan diperoleh solusi untuk $x(t)$ jika $P(t)$ telah memenuhi persamaan 2.15. Solusi untuk $x(t)$ berguna untuk melengkapi persamaan *control signal*:

$$u(t) = -R^{-1}(t)B^T(t)P(t)x(t) \quad (2.16)$$

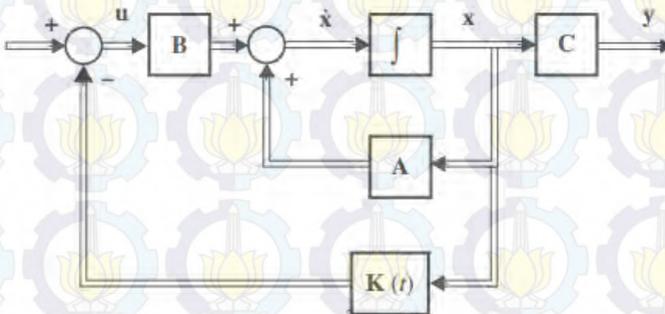
Karena,

$$u(t) = -K(t)x(t) \quad (2.17)$$

Maka, *feedback gain* dari LQR atau *Linear Quadratic Regulator gain*, $K(t)$, dapat diperoleh melalui persamaan berikut:

$$K(t) = R^{-1}(t)B^T(t)P(t) \quad (2.18)$$

Diagram blok untuk LQR *control* dapat dilihat pada gambar 2.11,



Gambar 2.11 Diagram blok *state-feedback control* dengan *Linear Quadratic Regulator* (Hendricks, 2008)

Persamaan 2.19 adalah persamaan *state* dari *closed loop system* dengan *linear state feedback*,

$$\dot{x}(t) = (A - BK)x(t) + Br(t) \quad (2.19)$$

Sistem dapat dikatakan stabil apabila matriks sistem pada persamaan 2.18,

$$A_k = A - BK \quad (2.20)$$

memiliki *eigenvalue* di sisi kiri bidang. Sementara itu, *eigenvalue* dapat diperoleh dari hasil penyelesaian persamaan:

$$\det(\lambda I - A + BK) = 0 \quad (2.21)$$

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

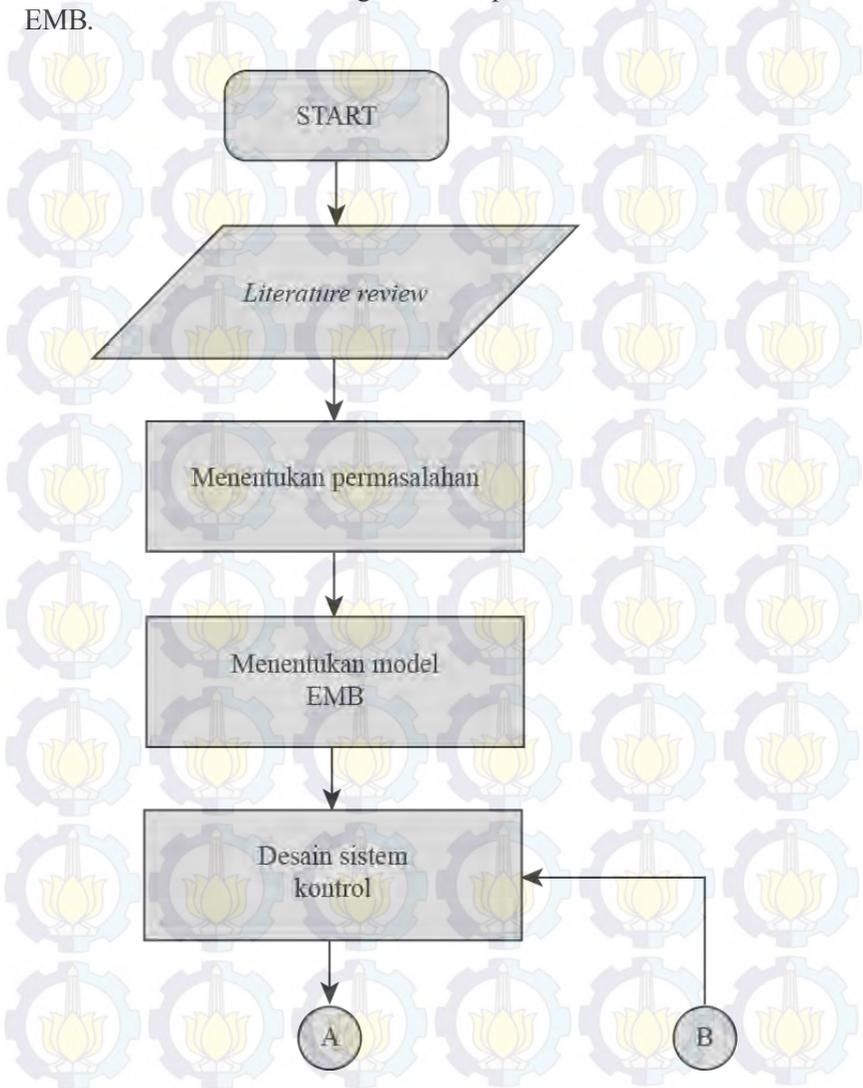
3.1 Prosedur Penelitian

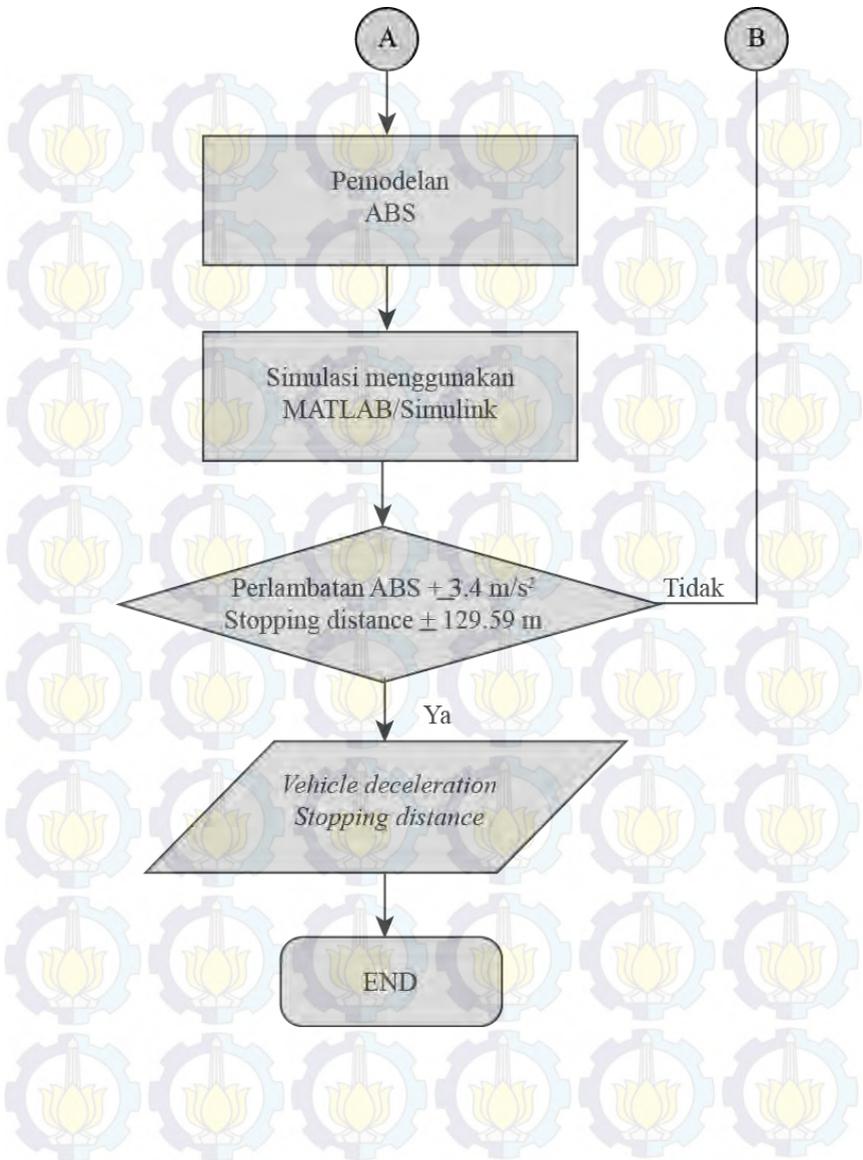
Berikut adalah langkah-langkah yang akan diambil dalam penelitian ini:

- a. Mempelajari sumber literatur dari buku atau jurnal penelitian mengenai EMB.
- b. Menentukan permasalahan yang ingin diselesaikan berdasarkan penelitian yang sudah ada mengenai desain *controller* EMB
- c. Menentukan model untuk sistem EMB
- d. Mendesain sistem kontrol EMB menggunakan *LQR control*.
- e. Melakukan simulasi desain sistem kontrol dengan menggunakan MATLAB/Simulink.
- f. Menganalisa respon yang diperoleh dari simulasi.
- g. Melakukan pemodelan sistem ABS dengan EMB sebagai aktuator.
- h. Melakukan simulasi ABS.
- i. Menganalisa hasil simulasi ABS dan membandingkan dengan penelitian sebelumnya.

3.2 Diagram Alir Penelitian

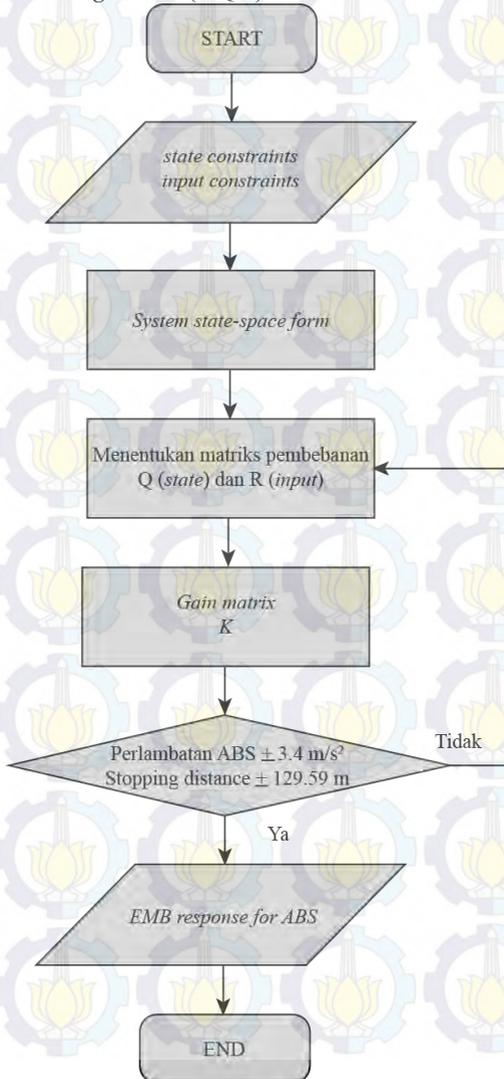
Berikut adalah diagram alir penelitian desain kontrol EMB.





3.3 Diagram Alir *Linear Quadratic Regulator*

Berikut adalah diagram alir sintesa sistem menggunakan *linear quadratic regulator* (LQR):

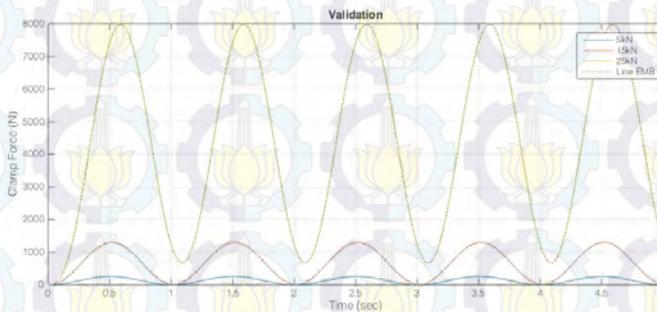


BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Validasi

Sistem *state-space* EMB disimulasikan untuk parameter 5 kN, 15 kN dan 25 kN. Hasilnya digunakan sebagai validasi bahwa model yang digunakan untuk studi ini sudah tepat dengan model yang digunakan pada studi sebelumnya yang dilakukan oleh Line. Gambar 4.1 adalah hasil validasi model EMB untuk studi ini. Berdasarkan gambar 4.1, respon EMB menunjukkan respon yang sama dengan penelitian Line.



Gambar 4.1 Validasi model EMB untuk parameter 5 kN, 15kN dan 25kN

Hasil simulasi *open-loop* menunjukkan sistem EMB semakin responsif untuk parameter semakin besar. Menurut Line, ini adalah salah satu penyebab penurunan performa EMB pada parameter 5kN dengan metode PI control, seperti yang sudah dijelaskan pada bagian 2.2.3 a.

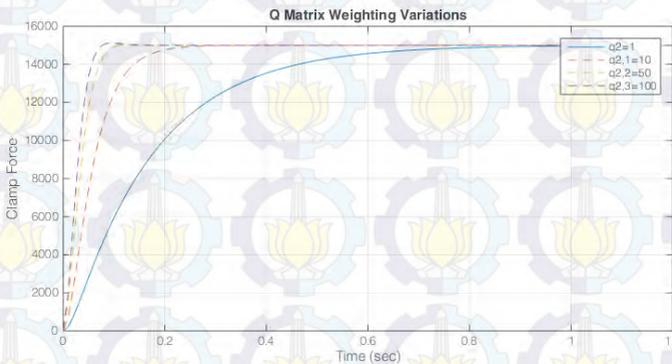
4.2 Linear Quadratic Regulator

Linear Quadratic Regulator (LQR) Control adalah metode pengendalian yang dideskripsikan dalam bentuk *performance index*. *Performance index* bergantung pada nilai *state* dan *input* yang nantinya akan diberi pembebanan hingga diperoleh respon sistem yang diinginkan. Metode LQR menyesuaikan respon sistem EMB dengan mengatur nilai pembebanan Q (*state*) dan R (*input*).

Selanjutnya akan dijelaskan bagaimana pengaruh dari masing-masing pembebanan Q dan R terhadap respon sistem EMB.

4.2.1 Variasi Pembebanan Q

Matriks pembebanan Q diberikan untuk mengkompensasi *state V* (*piston sleeve force*) mengikuti persamaan 2.18. Sementara untuk mengetahui pengaruh dari Q, pembebanan *input*, R, ditetapkan dengan nilai 1. Gambar 4.2 menunjukkan pengaruh dari variasi pembebanan Q dengan nilai R yang tetap. Dari gambar 4.2 dapat dilihat, dengan pembebanan Q sebesar 1 respon yang dihasilkan adalah *settling time* 1.1 detik, *overshoot* 0%, *rise time* 0.43 detik, dan *peak time* 1.1 detik.



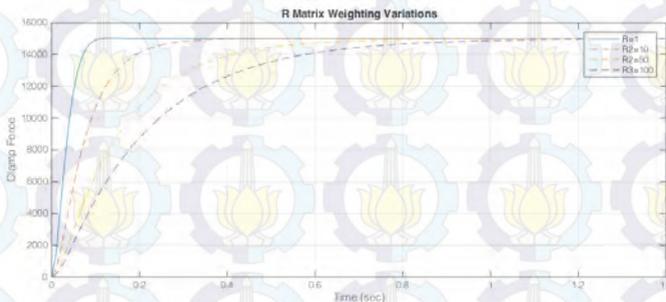
Gambar 4.2 Pengaruh variasi pembebanan Q dengan nilai R tetap

Lalu untuk pembebanan Q sebesar 10, respon yang dihasilkan adalah *settling time* 0.37 detik, *overshoot* 0%, *rise time* 0.14 detik, dan *peak time* 0.37 detik. Untuk pembebanan Q sebesar 50, respon yang dihasilkan adalah *settling time* 0.20 detik, *overshoot* 0.3%, *rise time* 0.07 detik, dan *peak time* 0.12 detik. Yang terakhir untuk pembebanan Q sebesar 100, respon yang dihasilkan adalah *settling time* 0.17 detik, *overshoot* 0.75%, *rise time* 0.03 detik, dan *peak time* 0.06 detik. Gambar 4.2 menunjukkan respon EMB semakin cepat apabila pembebanan terhadap *state V* (*piston sleeve*)

diperbesar. Dapat dilihat dari *cost function*, apabila pembebanan terhadap *state* diperbesar maka sistem akan semakin responsif terhadap *input* yang masuk.

4.2.2 Variasi Pembebanan R

Pembebanan R yang diberikan pada *input* (i_q) adalah seperti yang terdapat pada persamaan 2.5. Untuk mengetahui pengaruh dari R, maka nilai Q ditetapkan sebesar 50. Gambar 4.3 menunjukkan pengaruh dari variasi pembebanan R dengan nilai Q yang tetap. Dari gambar 4.3 dapat dilihat, dengan pembebanan R sama dengan 1, respon yang dihasilkan adalah *settling time* 0.13 detik, *overshoot* 0%, *rise time* 0.045 detik, dan *peak time* 0.13 detik.



Gambar 4.3 Pengaruh variasi pembebanan R dengan nilai Q yang tetap

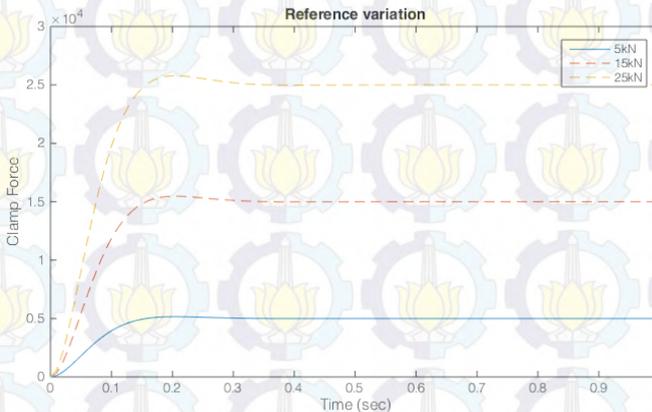
Lalu untuk pembebanan R sebesar 10, respon yang dihasilkan adalah *settling time* 0.46 detik, *overshoot* 0%, *rise time* 0.17 detik, dan *peak time* 0.46 detik. Untuk pembebanan R senilai 50, respon yang dihasilkan adalah *settling time* 0.88 detik, *overshoot* 0%, *rise time* 0.33 detik, dan *peak time* 0.88 detik. Yang terakhir untuk pembebanan R senilai 100, respon yang dihasilkan adalah *settling time* 1.33 detik, *overshoot* 0%, *rise time* 0.49 detik, dan *peak time* 1.33 detik.

Gambar 4.3 menunjukkan respon EMB semakin lambat apabila pembebanan terhadap *input* (i_q) diperbesar. Pembebanan

terhadap *input* yang semakin besar akan mengurangi nilai *input* ke sistem EMB. Nilai *input* yang semakin kecil akan membuat respon EMB semakin lambat.

4.2.3 Respon Sistem EMB

Nilai pembebanan Q dan R yang tepat untuk sistem ABS diperoleh melalui proses *trial and error* sampai hasil ABS sesuai dengan standar yang diinginkan. Gambar 4.4 adalah respon EMB yang tepat untuk model ABS yang digunakan pada studi ini. Nilai pembebanan Q dan R yang diperoleh adalah 40 dan 30.



Gambar 4.4 Respon EMB dengan Q=40 dan R=30

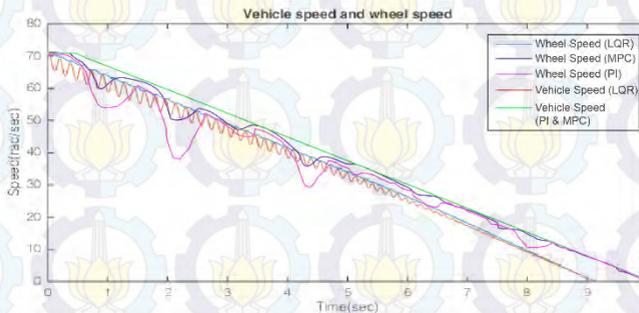
4.3 Anti-Lock Braking System

4.3.1 Vehicle Deceleration & Wheel Slip

Permasalahan *anti-lock braking system* (ABS) diselesaikan dengan menggunakan model dari Matlab yang disusun dari persamaan 2.3 dan 2.4. Kondisi jalan adalah aspal kering dan aspal basah.. Kecepatan awal kendaraan adalah dari 70.5 rad/sec setara dengan 100 km/jam atau sama dengan 27.78 m/s dan dilakukan pengereman hingga kendaraan berhenti untuk tiap metode kontrol.

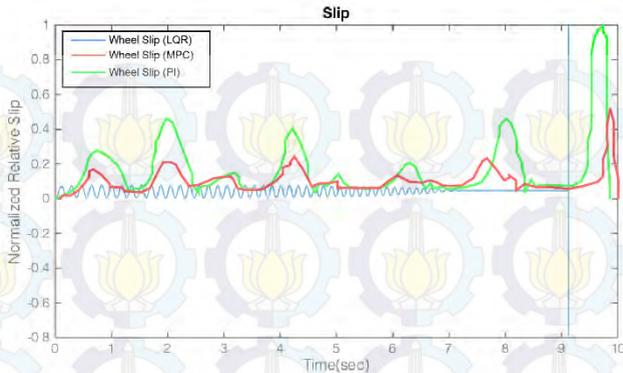
a. Aspal Kering

Gambar 4.5 adalah perbandingan perlambatan kendaraan dan perlambatan roda dengan menggunakan *LQR control*, PI dan MPC. Untuk *LQR control* kendaraan akan berhenti dalam waktu 9.16 detik. Lalu untuk PI dan MPC, kendaraan akan berhenti dalam waktu 10 detik. Nilai perlambatan dapat diperoleh dengan membagi perubahan kecepatan dengan waktu perlambatan, sehingga diperoleh perlambatan sebesar 3.03 m/s^2 untuk EMB dengan *LQR control*. Sementara dengan menggunakan PI atau MPC diperoleh perlambatan sebesar 2.8 m/s^2 . Perlambatan ini sudah memenuhi rekomendasi dari *Institution of Transportation Engineers* (3.0 m/s^2). Namun nilai perlambatan ini masih dibawah standar kenyamanan menurut *American Association of State Highway and Transportation Officials* (AASHTO), yaitu sebesar 3.4 m/s^2 (Maurya, 2012).



Gambar 4.5 Perbandingan perlambatan laju kendaraan dan perlambatan roda dengan *LQR control*, PI, dan MPC

Akibat *controller* berupa *gain* yang digunakan pada model ABS membuat *wheel speed* lebih dinamis dibandingkan hasil simulasi Line. Pada gambar 4.5 dapat dilihat bahwa *wheel speed* (LQR) tidak mampu menyesuaikan diri seperti *wheel speed* pada MPC maupun PI. Kemudian gambar 4.6 menunjukkan *wheel slip* yang bekerja selama pengereman.

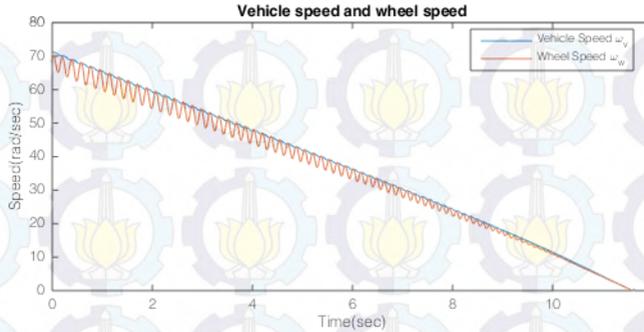


Gambar 4.6 Perbandingan *wheel slip* dengan menggunakan *LQR control*, *PI* dan *MPC*

Gambar 4.6 adalah perbandingan *wheel slip* dengan menggunakan *LQR control*, *PI control*, dan *MPC*. Dari gambar 4.6 untuk *LQR* dapat dilihat bahwa *wheel slip* berada disekitar 0.05 dan setelah 9.16 detik menjadi 1 karena kendaraan sudah berhenti. Pada saat kendaraan berhenti, detik ke 9.16, dapat dilihat bahwa ada nilai *wheel slip* yang bernilai negatif. Ini disebabkan oleh *discontinuity* pada saat perhitungan. *Discontinuity* terjadi pada *algebraic loop* dari model ABS. Sementara untuk *PI control* dan *MPC*, nilai *wheel slip* bervariasi menyesuaikan dengan kebutuhan pengereman.

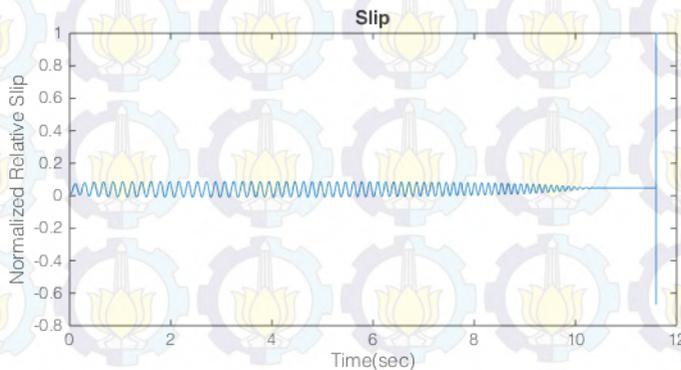
a. Aspal Basah

Gambar 4.7 adalah perbandingan perlambatan kendaraan dan perlambatan roda dengan menggunakan *LQR control* di aspal basah. Kendaraan akan berhenti dalam waktu 11.58 detik. Nilai perlambatan dapat diperoleh dengan membagi perubahan kecepatan dengan waktu perlambatan. Lalu, diperoleh perlambatan sebesar 2.39 m/s^2 . Perlambatan ini tidak memenuhi rekomendasi dari *Institution of Transportation Engineers* (3.0 m/s^2), dan standar kenyamanan menurut *American Association of State Highway and Transportation Officials* (AASHTO) (3.4 m/s^2). Namun memenuhi standar perlambatan menurut Akcelik dan Besley (Maurya, 2012).



Gambar 4.7 Perbandingan perlambatan laju kendaraan dan perlambatan roda dengan pada aspal basah

Perlambatan yang diperoleh pada aspal basah sudah dikategorikan nyaman (Maurya, 2012). Namun, tidak memenuhi standar perlambatan yang direkomendasikan AASHTO. Pada gambar 4.8 dapat dilihat bahwa *wheel speed* (LQR) tidak mampu menyesuaikan diri seperti *wheel speed* pada MPC maupun PI.



Gambar 4.8 Perbandingan *wheel slip* dengan menggunakan LQR control, PI dan MPC

Kemudian gambar 4.8 menunjukkan *wheel slip* yang bekerja selama pengereman. Dari gambar 4.8 dapat dilihat bahwa *wheel slip* berada disekitar 0.05 dan setelah 11.58 detik menjadi 1 karena

kendaraan sudah berhenti. Pada saat kendaraan berhenti, detik ke dapat dilihat bahwa ada nilai *wheel slip* yang bernilai negatif. Ini disebabkan oleh *discontinuity* pada saat perhitungan. *Discontinuity* terjadi pada *algebraic loop* dari model ABS.

4.3.2 Stopping Distance

Informasi *stopping distance* diperlukan untuk mengetahui seberapa jauh kendaraan berhenti dari kecepatan awal tertentu. Tabel 4.1 adalah tabel perbandingan jarak pengereman untuk ABS dengan EMB dan *LQR control* dan rekomendasi AASHTO untuk kategori kendaraan kota (*city car*). Pengereman kendaraan dari 100 km/j sampai berhenti ditempuh dalam jarak 130.8 meter dalam waktu 9.16 detik.

Tabel 4.1 Perbandingan *stopping distance* ABS dengan EMB dan LQR dengan AASHTO

Kering – dari 100 km/j	<i>Braking distance</i> (m)
LQR control	130.8
AASHTO	129.59
Basah – dari 100 km/j	<i>Braking distance</i> (m)
LQR control	166.8
AASHTO	129.59

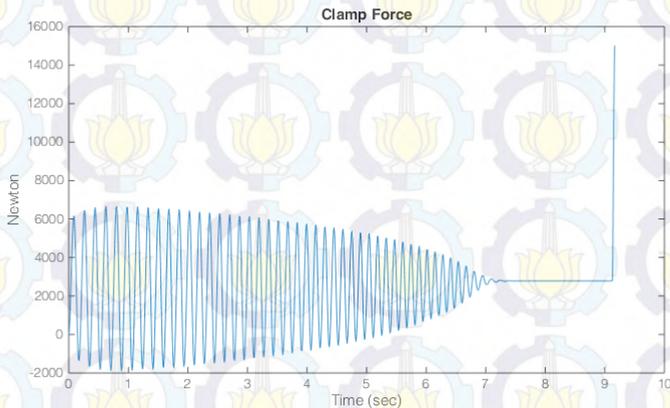
Sementara standar jarak pengereman untuk kendaraan perkotaan adalah sepanjang 129.59 m untuk kecepatan 27.8 m/s atau 100 km/j (Maurya, 2012). Sementara untuk aspal basah, EMB dengan LQR control menghasilkan jarak pengereman sebesar 166.8 m.

4.3.3 Gaya Pengereman dan Arus (*iq*)

a. Aspal Kering

Informasi mengenai gaya pengereman diperlukan untuk mengetahui bagaimana gaya bekerja selama pengereman berlangsung. Gambar 4.8 adalah gaya yang bekerja selama proses pengereman pada aspal kering. Dapat dilihat dari gambar 4.9, bahwa gaya pengereman terbesar adalah sebesar 6673 N dan yang

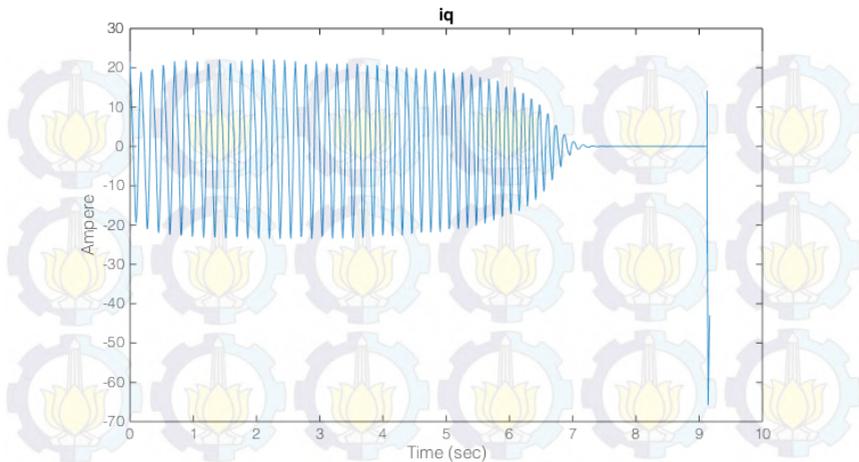
terkecil adalah sebesar -1906 N. Gaya pengereman yang bernilai negatif adalah akibat dari deformasi *caliper bridge*. Ketika motor berputar berbalik arah untuk mengembalikan *brake pads* ke kondisi awal ternyata *gap* antara *pads* dengan *brake rotor* tidak seperti kondisi awal atau berkurang, sehingga motor harus memutar balik lebih banyak lagi dibandingkan pada saat pemberian gaya di awal.



Gambar 4.9 Gaya yang bekerja selama pengereman

Pada kondisi ini gaya dianggap negatif untuk mengkompensasi *strain* yang terjadi pada *brake caliper*. Di kondisi akhir kendaraan akan berhenti pada gaya pengereman sebesar 2782 N lalu meningkat hingga 15 kN. Pada saat berhenti seharusnya gaya bernilai 0. Permasalahan ini disebabkan oleh *discontinuity* saat proses perhitungan di Matlab seperti yang sudah dijelaskan pada bagian 4.3.1.

Lalu untuk arus (*iq*) yang bekerja selama pengereman dapat dilihat pada gambar 4.10. Berdasarkan gambar 4.10, arus awal yang diberikan untuk pengereman sebesar 21.4 A untuk gaya pengereman sebesar 6181 N.



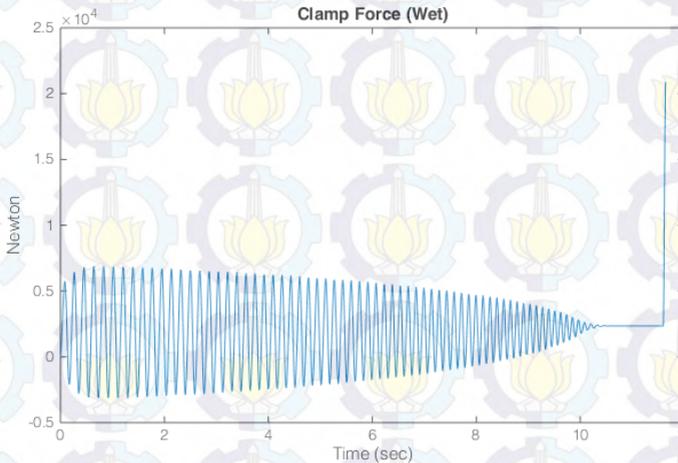
Gambar 4.10 Arus (i_q) selama pengereman berlangsung

Arus yang bernilai negatif artinya motor membalik arah putarannya, atau dengan kata lain terjadi penarikan *pads* dari *rotor*. Arus terbesar selama siklus pengereman adalah sebesar 22.2 A. Lalu untuk arus terendah yang dibutuhkan motor adalah sebesar -23.5 A. Arus yang diperoleh dari studi ini sudah memenuhi batas arus maksimum untuk motor EMB yaitu +25 A dan -25 A (Line, 2007). Di kondisi akhir kendaraan akan berhenti pada arus sebesar 0 A lalu turun hingga -65 A. Pada saat berhenti seharusnya arus bernilai 0. Permasalahan ini disebabkan oleh *discontinuity* saat proses perhitungan di Matlab seperti yang sudah dijelaskan pada bagian 4.3.1.

b. Aspal Basah

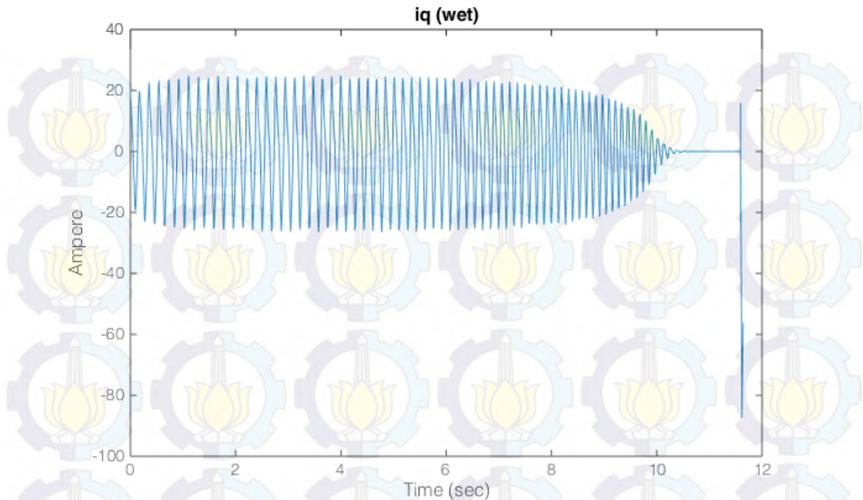
Informasi mengenai gaya pengereman diperlukan untuk mengetahui bagaimana gaya bekerja selama pengereman berlangsung. Gambar 4.11 adalah gaya yang bekerja selama proses pengereman pada aspal basah. Dapat dilihat dari gambar 4.11, bahwa gaya pengereman terbesar adalah sebesar 6893 N dan yang terkecil adalah sebesar -3125 N. Gaya pengereman yang bernilai

negatif adalah akibat dari deformasi *caliper bridge*. Ketika motor berputar berbalik arah untuk mengembalikan *brake pads* ke kondisi awal ternyata *gap* antara *pads* dengan *brake rotor* tidak seperti kondisi awal atau berkurang, sehingga motor harus memutar balik lebih banyak lagi dibandingkan pada saat pemberian gaya di awal tadi. Pada kondisi ini gaya dianggap negatif untuk mengkompensasi *strain* yang terjadi pada *brake caliper*. Di kondisi akhir kendaraan akan berhenti pada gaya pengereman sebesar 2346 N lalu meningkat hingga 21 kN. Pada saat berhenti seharusnya gaya bernilai 0. Permasalahan ini disebabkan oleh *discontinuity* saat proses perhitungan di Matlab seperti yang sudah dijelaskan pada bagian 4.3.1.



Gambar 4.11 Gaya yang bekerja selama pengereman

Lalu untuk arus (*i_q*) yang bekerja selama pengereman dapat dilihat pada gambar 4.12. Berdasarkan gambar 4.12, arus awal yang diberikan untuk pengereman sebesar 20.4 A untuk gaya pengereman sebesar 5757 N.



Gambar 4.12 Arus (i_q) selama pengereman berlangsung

Arus yang bernilai negatif artinya motor membalik arah putarannya, atau dengan kata lain terjadi penarikan *pads* dari *rotor*. Arus terbesar selama siklus pengereman adalah sebesar 24.8 A. Lalu untuk arus terendah yang dibutuhkan motor adalah sebesar -25.6 A. Arus yang diperoleh dari studi ini sedikit melewati batas arus maksimum untuk motor EMB yaitu +25 A dan -25 A (Line, 2007). Di kondisi akhir kendaraan akan berhenti pada arus sebesar 0 A lalu turun hingga -88 A. Pada saat berhenti seharusnya arus bernilai 0. Permasalahan ini disebabkan oleh *discontinuity* saat proses perhitungan di Matlab seperti yang sudah dijelaskan pada bagian 4.3.1.

BAB V

KESIMPULAN & SARAN

5.1 Kesimpulan

1. Performa ABS untuk aspal kering sudah baik dengan perlambatan yang lebih cepat dari studi sebelumnya, yaitu sebesar 3.03 m/s^2 . Perlambatan ini sudah memenuhi rekomendasi dari *Institution of Transportation Engineers*.
2. Performa ABS untuk aspal basah belum memuaskan dengan perlambatan yang lebih lambat dari studi sebelumnya dan aspal kering, yaitu sebesar 2.39 m/s^2 . Namun, perlambatan ini sudah memenuhi standar perlambatan menurut Akcelik dan Besley.
3. Jarak pengereman untuk aspal kering adalah sebesar 130.8m. Jarak ini sudah memenuhi standar yang ada yaitu sebesar 129.59 m.
4. Jarak pengereman untuk aspal basah, menghasilkan jarak pengereman sebesar 166.8 m. Hasil ini belum sesuai dengan standar untuk jalan perkotaan yaitu sebesar 129.59 m.

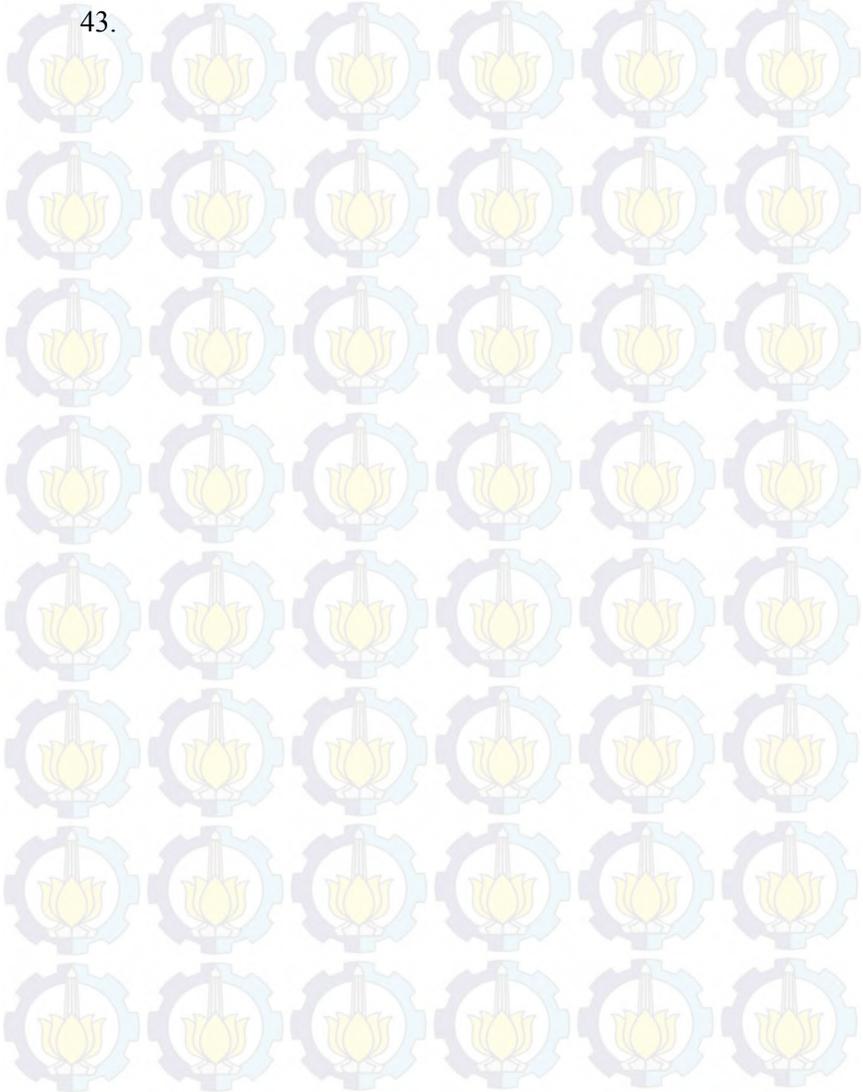
5.2 Saran

1. Model ABS harus dikembangkan lagi agar EMB lebih baik dalam membaca kebutuhan gaya pengereman.

DAFTAR PUSTAKA

- Hendricks, E., O. Jannerup dan P. H. Sorensen (2008). *Linear System Control: Deterministic and Stochastic Methods*. New York, Springer.
- Line, C. J. (2007). *Modeling & Control of an Automotive Electromechanical Brake*, Doctoral Thesis. University of Melbourne. Minerva Access.
- Line, C. J., C. Manzie dan M. C. Good (2007). *Electromechanical Brake Modeling and Control: From PI to MPC*. IEEE Control Systems Technology. 16: 446-447.
- Maurya, Akhilesh (2012). *Study of Deceleration Behaviour of Different Vehicle Types*. International Journal for Traffic and Transport Engineering. 2(3): 253-270.
- Mortiner, R. G (1970). *Brake Force Requirement Study: Driver-Vehicle Braking Performance as a Function of Brake System Design Variables*. National Highway Safety Bureau. Washington D.C.
- Nise, Norman. S (2011). *Control System Engineering*. USA, John Wiley & Sons.
- Neunzig, D. (2006). *The Electronic Wedge Brake: GUVU Fruhjahrssseminar*, 24 Maret, Koln, Germany.
- Petersen, Idar (2003). *Wheel Slip Control in ABS Brakes Using Gain Scheduled Optimal Control with Constraints*. Doctoral Thesis. Norwegian University of Science & Technology. Department of Engineering Cybernetics.
- Puhn, Fred (1985). *The Brake Handbook*. HPBooks. Tucson, U.S.A.
- Savaresi, S. M., M. Tanelli (2010). *Active Braking Control Systems Design for Vehicles*. New York, Springer.
- Siebertz, Karl (2009). *Computer Aided Ergonomics Case Study: Vehicle Brake System*. Ford Forschungszentrum. Aachen, Germany.

Yamasaki, T., M. Eguchi dan Y. Makino (2009). *Actuator for Electromechanical Brakes*. NTN Technical Review. 77: 42-43.



LAMPIRAN

1. *Matlab Code* untuk Desain Sistem Kontrol

```
clear all
```

```
% EMB state
```

```
D5 = 0.0528;
```

```
D15 = 0.0161;
```

```
D25 = 0.0029;
```

```
K5 = 2.3*10^7;
```

```
K15 = 3.6*10^7;
```

```
K25 = 4.3*10^7;
```

```
Kt = 0.0697;
```

```
N = 2.63*10^-5;
```

```
J = 2.91*10^-4;
```

```
A5 = [-D5/J 0
```

```
    K5*N 0];
```

```
B5 = [Kt/J
```

```
    0];
```

```
C5 = [0 1];
```

```
D5 = [0];
```

```
A15 = [-D15/J 0
```

```
    K15*N 0];
```

```
B15 = [Kt/J
```

```
    0];
```

```
C15 = [0 1];
```

```
D15 = [0];
```

```
A25 = [-D25/J 0
```

```
    K25*N 0];
```

```
B25 = [Kt/J
```

```
    0];
```

```
C25 = [0 1];
```

```
D25 = [0];
```

```
states = {'teta_dot' 'V'};
```

```

input = {'iq'};
output = {'Fcl'};

sys_ss5 =
ss(A5,B5,C5,D5,'statename',states,'inputname',input,'outputname',o
utput);
sys_ss15 =
ss(A15,B15,C15,D15,'statename',states,'inputname',input,'outputna
me',output);
sys_ss25 =
ss(A25,B25,C25,D25,'statename',states,'inputname',input,'outputna
me',output);

% state & input
V = 30000;
i = 50;
teta_d = 410;

% weighting matrices
Q_5=C5'*C5;
Q_5(1,1) = (1/teta_d)^2;
Q_5(2,2) = (1/V)^2;
R = (1/i)^2;

Q_15=C15'*C15;
Q_15(1,1)= (1/teta_d)^2;
Q_15(2,2) = (1/V)^2;

Q_25=C25'*C25;
Q_25(1,1)= (1/teta_d)^2;
Q_25(2,2) = (1/V)^2;

% variates weighting matrices
a = 10;
b = 50;
c = 100;

Q1_5(2,2) = a*Q_5(2,2);

```

```
Q2_5(2,2) = b*Q_5(2,2);  
Q3_5(2,2) = c*Q_5(2,2);
```

```
Q1_15(2,2) = a*Q_15(2,2);  
Q2_15(2,2) = b*Q_15(2,2);  
Q3_15(2,2) = c*Q_15(2,2);
```

```
Q1_25(2,2) = a*Q_25(2,2);  
Q2_25(2,2) = b*Q_25(2,2);  
Q3_25(2,2) = c*Q_25(2,2);
```

```
% LQR
```

```
K5 = lqr(A5,B5,Q_5,R)  
K5_1 = lqr(A5,B5,Q1_5,R)  
K5_2 = lqr(A5,B5,Q2_5,R)  
K5_3 = lqr(A5,B5,Q3_5,R)
```

```
K15 = lqr(A15,B15,Q_15,R)  
K15_1 = lqr(A15,B15,Q1_15,R)  
K15_2 = lqr(A15,B15,Q2_15,R)  
K15_3 = lqr(A15,B15,Q3_15,R)
```

```
K25 = lqr(A25,B25,Q_25,R)  
K25_1 = lqr(A25,B25,Q1_25,R)  
K25_2 = lqr(A25,B25,Q2_25,R)  
K25_3 = lqr(A25,B25,Q3_25,R)
```

```
Ac_5 = [(A5-B5*K5)];  
Ac1_5 = [(A5-B5*K5_1)];  
Ac2_5 = [(A5-B5*K5_2)];  
Ac3_5 = [(A5-B5*K5_3)];  
Bc_5 = [B5];  
Cc_5 = [C5];  
Dc_5 = [D5];
```

```
Ac_15 = [(A15-B15*K15)];  
Ac1_15 = [(A15-B15*K15_1)];  
Ac2_15 = [(A15-B15*K15_2)];
```

```

Ac3_15 = [(A15-B15*K15_3)];
Bc_15 = [B15];
Cc_15 = [C15];
Dc_15 = [D15];

Ac_25 = [(A25-B25*K25)];
Ac1_25 = [(A25-B25*K25_1)];
Ac2_25 = [(A25-B25*K25_2)];
Ac3_25 = [(A25-B25*K25_3)];
Bc_25 = [B25];
Cc_25 = [C25];
Dc_25 = [D25];

states = {'teta_dot' 'V'};
input = {'r'};
output = {'Fcl'};

Nbar5 = rscale(sys_ss5,K5)

% compute Nbar
s5 = size(A5,1);
Z5 = [zeros([1,s5]) 1];
N5 = inv([A5,B5;C5,D5])*Z5';
Nx5 = N5(1:s5);
Nu5 = N5(1+s5);

s15 = size(A15,1);
Z15 = [zeros([1,s15]) 1];
N15 = inv([A15,B15;C15,D15])*Z15';
Nx15 = N15(1:s15);
Nu15 = N15(1+s15);

s25 = size(A25,1);
Z25 = [zeros([1,s25]) 1];
N25 = inv([A25,B25;C25,D25])*Z25';
Nx25 = N25(1:s25);
Nu25 = N25(1+s25);

```

```
Nbar5=Nu5 + K5*Nx5;
```

```
Nbar5_1=Nu5 + K5_1*Nx5;
```

```
Nbar5_2=Nu5 + K5_2*Nx5;
```

```
Nbar5_3=Nu5 + K5_3*Nx5;
```

```
Nbar15=Nu15 + K15*Nx25;
```

```
Nbar15_1=Nu15 + K15_1*Nx15;
```

```
Nbar15_2=Nu15 + K15_2*Nx15;
```

```
Nbar15_3=Nu15 + K15_3*Nx15;
```

```
Nbar25=Nu25 + K25*Nx25;
```

```
Nbar25_1=Nu25 + K25_1*Nx25;
```

```
Nbar25_2=Nu25 + K25_2*Nx25;
```

```
Nbar25_3=Nu25 + K25_3*Nx25;
```

```
% LQR with reference input
```

```
sys_lq_5 =
```

```
ss(Ac_5,Bc_5*Nbar5,Cc_5,Dc_5,'statename',states,'inputname',input,'  
outputname',output);
```

```
sys_lq_1_5 =
```

```
ss(Ac1_5,Bc_5*Nbar5_1,Cc_5,Dc_5,'statename',states,'inputname',inp  
ut,'outputname',output);
```

```
sys_lq_2_5 =
```

```
ss(Ac2_5,Bc_5*Nbar5_2,Cc_5,Dc_5,'statename',states,'inputname',inp  
ut,'outputname',output);
```

```
sys_lq_3_5 =
```

```
ss(Ac3_5,Bc_5*Nbar5_3,Cc_5,Dc_5,'statename',states,'inputname',inp  
ut,'outputname',output);
```

```
sys_lq_15 =
```

```
ss(Ac15,Bc15*Nbar15,Cc15,Dc15,'statename',states,'inputname',  
input,'outputname',output);
```

```
sys_lq_1_15 =
```

```
ss(Ac1_15,Bc15*Nbar15_1,Cc15,Dc15,'statename',states,'inputna  
me',input,'outputname',output);
```

```

sys_lq_2_15 =
ss(Ac2_15,Bc_15*Nbar15_2,Cc_15,Dc_15,'statename',states,'inputna
me',input,'outputname',output);
sys_lq_3_15 =
ss(Ac3_15,Bc_15*Nbar15_3,Cc_15,Dc_15,'statename',states,'inputna
me',input,'outputname',output);

sys_lq_25 =
ss(Ac_25,Bc_25*Nbar25,Cc_25,Dc_25,'statename',states,'inputname',
input,'outputname',output);
sys_lq_1_25 =
ss(Ac1_25,Bc_25*Nbar25_1,Cc_25,Dc_25,'statename',states,'inputna
me',input,'outputname',output);
sys_lq_2_25 =
ss(Ac2_25,Bc_25*Nbar25_2,Cc_25,Dc_25,'statename',states,'inputna
me',input,'outputname',output);
sys_lq_3_25 =
ss(Ac3_25,Bc_25*Nbar25_3,Cc_25,Dc_25,'statename',states,'inputna
me',input,'outputname',output);

t = 0:0.01:1.2;
r5 = 5000*ones(size(t));
r15 = 15000*ones(size(t));
r25 = 25000*ones(size(t));

[y,t,x] = lsim(sys_lq_5,r5,t);
[y1,t,x1] = lsim(sys_lq_1_5,r5,t);
[y2,t,x2] = lsim(sys_lq_2_5,r5,t);
[y3,t,x3] = lsim(sys_lq_3_5,r5,t);

[y4,t,x4] = lsim(sys_lq_15,r15,t);
[y5,t,x5] = lsim(sys_lq_1_15,r15,t);
[y6,t,x6] = lsim(sys_lq_2_15,r15,t);
[y7,t,x7] = lsim(sys_lq_3_15,r15,t);

[y8,t,x8] = lsim(sys_lq_25,r25,t);
[y9,t,x9] = lsim(sys_lq_1_25,r25,t);
[y10,t,x10] = lsim(sys_lq_2_25,r25,t);

```

```
[y11,t,x11] = lsim(sys_lq_3_25,r25,t);
```

```
figure
```

```
plot(t,y4,t,y5,'--',t,y6,'--',t,y7,'--')  
xlabel('Time (sec)');  
ylabel('Clamp Force');  
title('Q Matrix Weighting Variations');  
legend('q2=1','q2,1=10','q2,2=50','q2,3=100');  
grid on
```

2. Matlab Code dan Simulink untuk Aktuator EMB dan Sistem ABS

a. Matlab Code

```
clear all
```

```
% define actuator state
```

```
Do = 0.0161;
```

```
Ko = 3.6*10^7;
```

```
Kt = 0.0697;
```

```
N = 2.63*10^-5;
```

```
J = 2.91*10^-4;
```

```
A = [-Do/J 0
```

```
    Ko*N 0];
```

```
B = [Kt/J
```

```
    0];
```

```
C = [0 1];
```

```
D = [0];
```

```
% state & input
```

```
V = 30000;
```

```
i = 50;
```

```
teta_d = 410;
```

```
% weighting matrices
```

```
Q=C'*C;
```

```
Q(1,1)= (1/teta_d)^2;
```

```
Q(2,2) = (1/V)^2;
```

```
R = 30*(1/i)^2;
```

```
% variates weighting matrices
```

```
a = 10;
```

```
b = 40;
```

```
c = 100;
```

```
Q1(2,2) = a*Q(2,2);
```

```
Q2(2,2) = b*Q(2,2);
```

```
Q3(2,2) = c*Q(2,2);
```

```
% LQR
```

```
K = lqr(A,B,Q,R)
```

```
K1 = lqr(A,B,Q1,R)
```

```
K2 = lqr(A,B,Q2,R)
```

```
K3 = lqr(A,B,Q3,R)
```

```
Ac = [(A-B*K)];
```

```
Ac1 = [(A-B*K1)];
```

```
Ac2 = [(A-B*K2)];
```

```
Ac3 = [(A-B*K3)];
```

```
Bc = [B];
```

```
Cc = [C];
```

```
Dc = [D];
```

```
states = {'teta_dot' 'V'};
```

```
input = {'iq'};
```

```
output = {'Fcl'};
```

```
% disk brake radius
```

```
rd = 0.15;
```

```
mu_bp = 0.8;
```

```
% sldemo parameter
```

```
g = 9.81;
```

```
v0 = 100/3.6;
```

```
Rr = 0.326; % Wheel radius
```

```

Kf = 1;
m = 225;
Fcl_max = 30000;
TB = 0.01;
I = 1;
lam = 0.2;

% compute Nbar
s = size(A,1);
Z = [zeros([1,s]) 1];
N = inv([A,B;C,D])*Z';
Nx = N(1:s);
Nu = N(1+s);

Nbar=Nu + K*Nx;
Nbar_1=Nu + K1*Nx;
Nbar_2=Nu + K2*Nx;
Nbar_3=Nu + K3*Nx;

%
% Mu slip curve
%
slip = (0:.05:1.0);
mu = [0 .4 .8 .97 1.0 .98 .96 .94 .92 .9 .88 .855 .83 .81 .79 .77 .75 .73
.72 .71 .7];
ctrl = 4.1;
K_act = 21;

% ABS curve
bangx = (-1:.05:1.0);
bangy = [-.7 -.71 -.72 -.73 -.75 -.77 -.79 -.81 -.83 -.855 -.88 -.9 -.92 -
.94 -.96 -.98 -1.0 -.97 -.8 -.4 .2 .4 .8 .97 1.0 .98 .96 .94 .92 .9 .88 .855
.83 .81 .79 .77 .75 .73 .72 .71 .7];

```


BIOGRAFI PENULIS



Ilman Patria Nugraha, lahir di Pekanbaru pada tanggal 15 September 1993 adalah anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis memulai pendidikan S1-nya di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) pada tahun 2011, dan pada akhirnya mampu menyelesaikan studi selama 9 semester. Penulis memiliki minat yang besar terhadap industri aviasi, teknologi otomotif, *applied science*, dan teknologi masa depan. Selama kuliah, penulis aktif berorganisasi di *Society of Petroleum Engineers* (SPE SC ITS). Selain memiliki minat yang besar terhadap *engineering* dan *science*, penulis juga tertarik dengan dunia jurnalistik.