

## ANALISIS DISTRIBUSI ENERGI PADA PEMBAKARAN BAHAN BAKAR GASOLINE DAN CAMPURAN GASOLINE - BIOETHANOL (E50)

Marthen Paloboran<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Program Studi Pendidikan Teknik Otomotif, Universitas Negeri Makassar  
marthen.paloboran@unm.ac.id

### ABSTRAK

Penelitian ini berbasis pada penerapan hukum termodinamika pertama yang bertujuan untuk mengukur distribusi energi yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar gasoline (E0) dan campuran gasoline – bioethanol (E50) pada mesin spark ignition. Pengujian dilakukan pada parameter pembakaran standar mesin yaitu rasio kompresi 11:1 dan pengapian 12 BTDC. Sementara itu, variasi volume injeksi dalam rentang 100% - 200% (penambahan 25%) pada bahan bakar E50 dilakukan untuk mengetahui pengaruh variasi volume injeksi bahan bakar E50 terhadap laju energi pada daya poros, gas buang dan kerugian energi. Hasil penelitian menunjukkan bahwa energi bahan bakar campuran gasoline dan bioethanol (E50) lebih tinggi dari pada energi bahan bakar, kecuali jika volume injeksi E50 sama dengan E0. Akan tetapi energi bahan bakar E0 dengan nilai rata-rata 16,62 kW realtif akan sama dengan E50 dengan nilai rata-rata 17,45 kW, jika bahan bakar E50 diinjeksikan pada volume 125% atau 0,25 kali lebih besar dari injeksi bahan bakar E0. Hasil penelitian ini juga menunjukkan bahwa semakin naik injeksi bahan bakar E50, maka energi bahan bakar akan semakin meningkat rata-rata sebesar 2,7 kW setiap kenaikan volume injeksi 25%. Energi bahan bakar terkecil dari E50 adalah rata-rata 15,18 kW dan terbesar adalah 25,84 kW yang masing-masing diperoleh pada volume injeksi 100% dan 200%. Induksi bahan bakar E50 yang dianggap cocok untuk diaplikasikan pada mesin bensin adalah pada volume injeksi 125%. Pada kondisi tersebut distribusi energi pada daya dan gas buang untuk E50 pada durasi injeksi 125% masing-masing adalah 6,59 kW dan 4,70 kW, sedangkan untuk E0 masing-masing adalah: 6,35 kW dan 6,19 kW dan sisanya diidentifikasi sebagai kerugian energi ( $Q_{loss}$ )

**Kata Kunci:** Energi, Campuran Bahan Bakar, Gasoline, Bioethanol, Termodinamika, E50.

### ENERGY DISTRIBUTION ANALYSIS ON COMBUSTION OF GASOLINE AND GASOLINE-BIOETHANOL FUEL BLEND (E50)

#### ABSTRACT

*The research based on the first law of thermodynamics application to measuring energy distribution on combustion of E0 and E50 in spark ignition engines. The experiments conducted on engine standard parameters such as compression ratio of 11:1 and 12 bTDC for ignition timing. Meanwhile, injection variation of 100% - 200% (increament 25%) for E50 fuel intended to knows the effect of injection volume on energy rate in BHP, exhaust gas and energy transfer as a loss of energy. The result shows fuel energy of E50 higher than E0 except if the injection volume equal to E0. However, the fuel energy of E0 relatively similar to E50 that are 16,62 and 17,45 kW in average when E50 inducted in 125%. Moreover, the fuel energy will increases as increase of injection volume with average of 2,7 kW for each rise 25% of injection volume. The lowest and highest fuel energy is achieved at 100% and 200% injection volume of 15,18 kW and 25,84 kW respectively. Suitable induction of E50 for spark engine is 125% which energy distribution on BHP, exhaust gas and energy loss of 6,59 kW and 4,70 kW as well as 6,31 kW repectively. Meanwhile, 6,35 kW, 6,19 kW and 4,08 kW for E0 fuel.*

**Keyword:** Energy, Fuel Blend, Gasoline, Bioethanol, Termodinamika, E50.

## PENDAHULUAN

Kejadian-kejadian alam yang melanda dunia saat ini khususnya di Indonesia dengan eskalasi yang cukup tinggi dan menimbulkan korban jiwa maupun harta tidak bisa dipungkiri sebagai efek *global warming* akibat naiknya temperatur bumi. Keadaan ini dipicu oleh semakin meningkatnya produksi karbon dioksida (CO<sub>2</sub>) pada sektor transportasi, industri, sektor komersil dan yang lainnya [1]. Kondisi ini akan terus berlangsung dan mempercepat kehancuran bumi jika tidak segera dilakukan pengaturan produksi CO<sub>2</sub> dan penggunaan bahan bakar fosil [2],[3]. Untuk itu berbagai upaya dilakukan oleh negara-negara di dunia salah satunya pertemuan *Paris Agreement* pada 2015 telah menetapkan kenaikan suhu rata-rata bumi maksimal 1,5°C sampai tahun 2050 [4].

Upaya reduksi emisi CO<sub>2</sub> tidak saja diupayakan melalui penggunaan bahan bakar fosil pada kendaraan, tetapi juga mendorong proses recycle dan penangkapan CO<sub>2</sub> melalui berbagai media [5]. Penggunaan bahan bakar alternatif yang *renewable* juga didorong agar penggunaannya lebih massive pada kendaraan, termasuk penggunaan kendaraan berbasis teknologi listrik yaitu *fuel cell vehicle* (FCV) dan *electric vehicle* (EV) [6]. Penggunaan bahan bakar alternative khususnya dari gugus etil-alcohol seperti bioethanol dan methanol terbukti dapat menurunkan emisi karbon secara signifikan dibandingkan dengan bahan bakar gasoline pada mesin spark ignition [7].

Selain itu angka oktan (RON) bioethanol yang lebih tinggi dari gasoline memungkinkan bahan bakar tersebut dapat diaplikasikan pada rasio kompresi mesin yang tinggi untuk menghasilkan tekanan dan daya yang lebih besar [8]. Selain itu panas laten penguapan bioethanol yang tinggi akan menjadi trigger peningkatan energi jika bahan bakar diaplikasikan pada rasio kompresi yang tinggi [9],[10],[11]. Beberapa kekurangan bioethanol seperti tekanan penguapan dan nilai kalor yang rendah serta bersifat korosif dapat diatasi dengan pemanasan awal bahan bakar, peningkatan volume injeksi dan proses handling yang lebih teliti agar bahan bakar tidak mudah terkontaminasi dengan lingkungan luar [12].

## METODOLOGI

### A. Metode Penelitian

Penelitian ini dilaksanakan di Laboratorium Pendidikan Teknik Otomotif Fakultas Teknik Universitas Negeri Makassar. Jenis bahan bakar gasoline yang digunakan adalah Pertamina produksi dengan nilai RON 92, sementara bioethanol yang digunakan memiliki nilai RON 110

– 120. Pencampuran bahan bakar dilakukan berdasarkan basis massa sehingga dalam setiap 1 kg bahan bakar E50 terdapat 500 gram gasoline dan 500 gram bioethanol. Oleh sebab itu seluruh properties bahan bakar E50 adalah nilai median dari properties bahan bakar E0 dan E100. Properties atau sifat-sifat fisik dan kimia dari kedua bahan bakar dapat dilihat dalam Tabel 1 [12]. Sementara itu jenis mesin yang digunakan adalah mesin pembakaran dalam 150cc, silinder tunggal, rasio kompresi 11:1, dan pengapian bahan bakar pada 12 *before top dead centre* (bTDC), dan spesifikasi lengkap dari mesin ditunjukkan dalam Tabel. 2.

TABEL 1. PERBANDINGAN SIFAT BAHAN BAKAR GASOLINE DAN BIOETHANOL

Properties	Fuel	
	Gasoline	Bioethanol
Chemical formula	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH
Composition of C, H, O (mass %)	86, 14, 0	53 ; 13 ; 35
Research Octane Number	90-99	110
Lower Heating Value (MJ/kg)	43,5	27
Heat of evaporation (kJ/kg)	223,2	725,4
Stoichiometric A/F ratio	14,6	9,0
Oxygen content (mass %)	0	34,7
Density (kg/m <sup>3</sup> )	760	790
Saturation pressure at 38°C (kPa)	31	13,8
Flash point (°C)	-45 to -38	21,1
Auto ignition temperature (°C)	420	434
Boiling point (°C)	25 – 215	78,4
Solubility in water (ml/100 ml H <sub>2</sub> O)	< 0,1	Fully miscible
C/H ratio (%)	0,44 – 0,55	0,33
Laminar flame speed (cm/s)	33 – 34	39 – 42
Vapor toxicity	Moderate irritant	Toxic even in small doses
Flammability limits (vol. %)	0,6 – 8	3,3 - 19

Pengujian mesin didesain pada variasi kecepatan dari 2000 – 8000 RPM (interval 1000 RPM) dan volume injeksi 100% - 200% (interval 25%) untuk bahan bakar E50. Pengukuran laju konsumsi bahan bakar dilakukan dengan mencatat waktu yang dibutuhkan untuk menghabiskan setiap 25 mL bahan bakar pada setiap eksperimen. Pengujian mesin dilakukan dengan metode *wide open throttle* (WOT) dimana seluruh data yang terekam diambil pada kondisi *maximum brake torque* (MBT). Sementara itu seluruh parameter hasil analisa data dihitung dengan pendekatan teoritis berdasarkan hukum termodinamika pertama.

TABEL 2. SPESIFIKASI MESIN UJI

Parameter mesin	Keterangan
Jenis mesin	Mesin 4 langkah
Jumlah silinder	Silinder tunggal
Tipe mesin	V (kemiringan 40°)
Valve system	DOHC
Diameter bore	63,5 mm
Panjang langkah	47,2 mm
Rasio kompresi	11:1
Katup IN membuka	5° bTDC
Lift katup IN	1 mm
Katub IN menutup	35° aTDC
Katup EX membuka	35° aTDC
Lift katup EX	1 mm
Katup EX menutup	5° bTDC
Daya maksimum	12,5 kW (17 PS)
Torsi maksimum	13,1 Nm (1,34 kg.m)/8000 RPM

## B. Kajian Teori

Prinsip dasar penerapan hukum pertama termodinamika mengacu pada hukum kekekalan energy (*energy conservation*) yang menyatakan bahwa energi internal dalam sebuah sistem selalu tetap, dan energi tersebut dapat diubah menjadi kerja atau panas [13], dengan persamaan:

$$\Delta U = Q - W \quad (1)$$

Dalam sebuah sistem tertutup, perubahan energi dalam ditandai dengan perubahan temperatur, sementara perubahan kerja diasosiasikan dengan perubahan volume sedangkan proses perpindahan panas di tandai dengan panas yang masuk ke dalam maupun ke luar sistem. Perubahan energy dalam pada persamaan (1) adalah perubahan energi sistem karena adanya perubahan temperatur dengan mengabaikan perubahan energi kinetik dan energi potensialnya. Pada mesin pembakaran dalam, perubahan temperatur terjadi karena adanya proses pembakaran yang dalam silinder. Pada proses sebelumnya, kerja dimasukkan ke dalam sistem sehingga terjadi proses pemasukkan campuran udara dan bahan bakar, kemudian kerja dilakukan pada sistem berupa proses kompresi sebelum terjadinya proses pembakaran dan proses kerja ekspansi oleh sistem. Oleh sebab itu persamaan kesetimbangan energy dalam sebuah sstem tertutup adalah:

$$\sum u + pv = \frac{Q}{m} - \frac{W}{m}$$

atau:

$$\sum \dot{m}_{out} \cdot h_{out} - \sum \dot{m}_{in} \cdot h_{in} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (2)$$

Dimana  $\dot{m}$  adalah mass flow rate of fluid,  $h$  adalah entalpi spesifik fluida,  $\dot{Q}$  adalah *net heat transfer rate*, dan  $\dot{W}$  adalah *rate of brake power*. Sementara itu, subscript *in* and *out* adalah masing-masing mengindikasikan aliran masuk dan keluar system. Dalam analisa energy berlaku pula hukum konsevasi massa pada control volume dalam kondisi steady state yaitu:

$$\sum \dot{m}_{out} = \sum \dot{m}_{in} \quad (3)$$

Dari persamaan (3) dapat diketahui aliran massa gas dan aliran massa udara dari hubungan AFR masing-masing bahan bakar, yaitu:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{fuel}} \quad (4)$$

Dimana AFR dari masing-masing bahan bakar adalah 8,99 untuk bioethanol dan 14,6 untuk bensin. Sementara laju aliran energy potensial bahan bakar ditransfer menjadi energy panas melalui sebuah proses thermochemical. Panas yang dihasilkan dari proses pembakaran kemudian ditransfer menjadi kerja dan sebagian lagi hilang ke lingkungan. Dengan demikian kuantitas panas dan kerja yang dihasilkan dari proses konversi energi bahan bakar adalah:

$$\dot{E}_{fuel} = \dot{W} + \dot{Q}_{exh} + \dot{Q}_{loss} \quad (5)$$

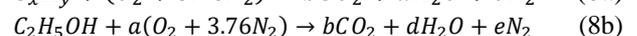
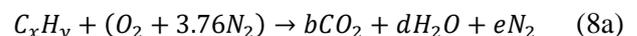
Dimana  $\dot{E}_{fuel}$  adalah energy bahan bakar. Diasumsikan bahwa pembakaran terjadi pada tekanan  $P_0 = 1 \text{ atm}$  dan temperature  $T_0 = 298\text{K}$  sebagai referensi, maka energy dari udara pembakaran dapat diabaikan. Dengan demikian laju energy panas yang masuk pada system adalah:

$$\dot{E}_{fuel} = \dot{m}_f LHV \quad (6)$$

Panas laten gasoline dan bioethanol disajikan pada tabel 1 sementara laju aliran massanya diperoleh dalam percobaan. Nilai brake power pada persamaan (5) dapat dihitung dengan persamaan:

$$W = \frac{2\pi nT}{60} \quad (7)$$

$\frac{2\pi nT}{60}$  adalah konversi nilai kecepatan angular mesin  $\bar{w}$  dari *rev/min* ke *rad/s* dan  $T$  adalah torsi mesin. Sementara itu, laju panas dari ekshaust gas merupakan akumulasi dari entalpi gas yang dihasilkan sebagai produk pembakaran. Kesetimbangan reaksi pembakaran untuk bahan bakar gasoline dan bioethanol adalah sebagai berikut:



Jenis gasoline yang digunakan pada penelitian ini adalah senyawa  $C_8H_5$  yang di Indonesia dikenal dengan nama premium. Produk ekhaust gas pembakaran utama adalah  $CO_2$ ,  $H_2O$ , dan  $N_2$  sementara senyawa lainnya diabaikan, sehingga laju panas dari exhaust gas pembakaran adalah:

$$\dot{Q}_{exh} = \dot{m}CO_2 \Delta h_{CO_2} + \dot{m}H_2O \Delta h_{H_2O} + \dot{m}N_2 \Delta h_{N_2} \quad (9)$$

Energy panas yang hilang dari system ke lingkungan dapat dihitung dengan memodifikasi persamaan (5) menjadi:

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{E}_f - (\dot{W} + \dot{Q}_{exh}) \quad (10)$$

Kinerja mesin biasanya diukur dari dua parameter penting yaitu efisiensi thermal dan konsumsi bahan bakar spesifik (BSFC) yang masing-masing dapat dihitung dengan sebagai berikut:

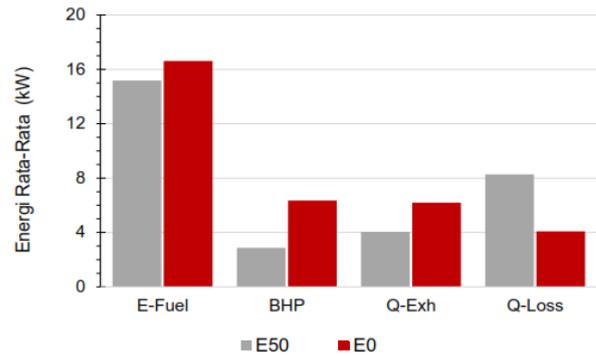
$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{E}} \times 100\% \quad (11)$$

## HASIL DAN PEMBAHASAN

### A. Analisis Distibusi Energi Pada Injeksi 100% Bahan Bakar E50

Gambar 1 menunjukkan distribusi energi pembakaran bahan bakar E0 dan E50 pada volume injeksi 100%, atau sama dengan injeksi bahan bakar gasoline. Berdasarkan Tabel 1 diketahui bahwa nilai kalor gasoline  $\sim 43,5$  MJ/kg sementara E50 adalah  $\sim 35$  MJ/kg, sehingga dari perbedaan tersebut terlihat bahwa energi bahan bakar E0 lebih tinggi dari E50 masing-masing yaitu 16,62 kW dan 15,18 kW. Sementara itu efektivitas konversi energi berguna pada bahan bakar gasoline lebih baik dari bahan bakar campuran gasoline dan bioethanol sehingga energi terbuang ( $Q_{loss}$ ) pada bahan bakar E50 lebih tinggi dari E0.

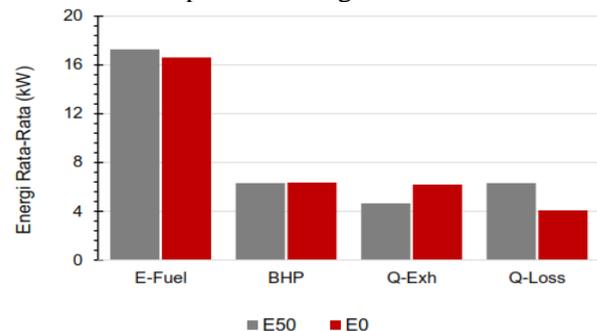
Secara kuantitatif besar energi bahan bakar E50 yang dikonversi menjadi daya poros, panas pada gas buang dan kerugian energi saat volume injeksi sama dengan bahan bakar gasoline masing-masing adalah 2,87 kW, 4,40 kW dan 8,27 kW. Sedangkan untuk bahan bakar gasoline masing-masing adalah 6,35 kW, 6,19 kW dan 4,08 kW. Rendahnya nilai kalor bahan bakar E50 dibanding E0 serta tekanan penguapan bahan bakar E50 yang lebih rendah dari E0 menjadi salah satu penyebab transfer energi bahan bakar E50 ke daya berguna lebih rendah dari E0.



Gambar 1. Distribusi energi pembakaran pada injeksi 100%

### B. Analisis Distibusi Energi Pada Injeksi 125% Bahan Bakar E50

Gambar 2 menunjukkan besarnya energi yang dapat dikonversi menjadi daya poros, energi melalui gas buang dan kerugian energi baik untuk bahan bakar gasoline maupun bahan bakar E50 saat volume injeksi dinaikkan menjadi 25% lebih besar dari gasoline. Pada saat volume injeksi E50 dinaikkan 25% lebih besar dari E0, energi bahan bakar E50 meningkat sebesar 13,8% dari energi bahan bakar sebelumnya, yaitu dari 15,18 kW menjadi 17,27 kW. Kondisi ini menyebabkan energi bahan bakar E50 lebih tinggi 4% dari energi yang dihasilkan oleh pembakaran gasoline.

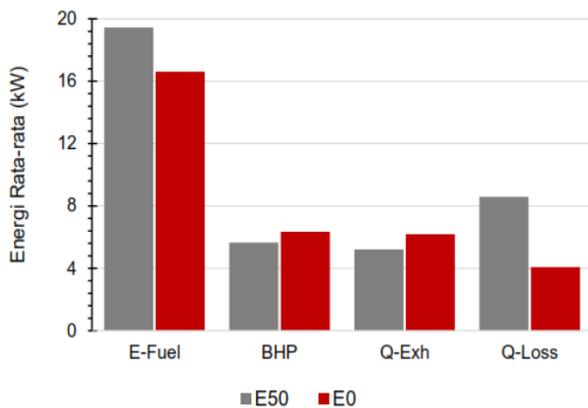


Gambar 2. Distribusi energi pembakaran pada injeksi 125% bahan bakar E50

Energi bahan bakar yang dikonversi menjadi daya poros meningkat sebesar 120% dari 2,87 kW menjadi 6,31 kW. Sementara itu energi pada gas buang hanya mengalami peningkatan sebesar 15,17%, sedangkan energi yang hilang mengalami penurunan sebesar 23,69% dari 8,27 kW menjadi 6,31 kW jika dibandingkan dengan injeksi E50 sebesar 100% atau sama dengan E0. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa injeksi bahan bakar E50 sebesar 25% lebih besar dari E0 akan menghasilkan energi bahan bakar yang relatif sama serta energi bahan bakar yang dikonversi menjadi daya poros juga relatif sama, meskipun kehilangan energi yang terjadi pada E50 lebih besar dari E0.

**C. Analisis Distribusi Energi Pada Injeksi 150% Bahan Bakar E50**

Gambar 3 mendeskripsikan besarnya energi yang dihasilkan dari pembakaran E0 dan E50 yang diinjeksikan sebesar 50% lebih besar dari E0, serta besarnya energi bahan bakar yang didistribusikan ke daya poros (BHP), gas buangan ( $Q_{exh}$ ) dan energi yang hilang ke lingkungan ( $Q_{loss}$ ). Dengan bertambahnya volume injeksi bahan bakar E50, maka energi bahan bakar meningkat dari 17,27 kW menjadi 19,45 kW serta naik sebesar 2,83 kW dari energi bahan bakar E0 ketika volume injeksi dinaikkan sebesar 1,5 kali lebih besar dari injeksi E0. Dibandingkan dengan hasil sebelumnya, diketahui bahwa energi bahan bakar E50 yang dikonversi menjadi daya poros menurun sebesar 10,5% dari 6,31 kW menjadi 5,65 kW. Hal ini berkonsekuensi pada peningkatan energi yang keluar pada gas buang dan transfer energi ke lingkungan masing-masing sebesar 12,07% dan 30,03% dari 4,65 kW dan 6,31 kW menjadi 5,21 kW dan 8,59 kW.



Gambar 3. Distribusi energi pembakaran pada injeksi 150% bahan bakar E50

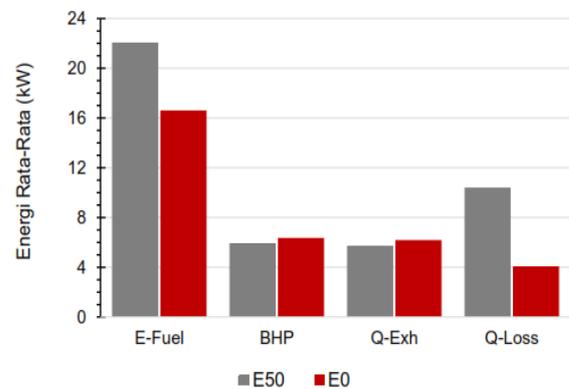
Kinerja konversi bahan bakar E50 menjadi daya berguna pada durasi injeksi 150% relatif menurun dari injeksi 125%, meskipun kuantitas energi bahan bakar yang dihasilkan meningkat 13%. Peningkatan kerugian energi pada pembakaran E50 salah satunya disebabkan oleh peningkatan panas yang dihasilkan dalam proses pembakaran terutama pada kecepatan mesin yang tinggi, dimana diketahui panas laten E50 lebih tinggi dari E0. Hal itu menyebabkan diferensiasi antara temperatur sistem dan lingkungan semakin besar sehingga memungkinkan transfer panas dari sistem ke lingkungan yang menjadi kerugian energi menjadi lebih besar.

**D. Analisis Distribusi Energi Pada Injeksi 175% Bahan Bakar E50**

Konversi energi bahan bakar E50 menjadi daya poros dan energi yang terbawa pada gas buang

cenderung sebanding dengan bahan bakar gasoline, meskipun energi yang dihasilkan pembakaran E50 lebih tinggi dari E0. Hal tersebut ditunjukkan dalam Gambar 4 saat bahan bakar E50 diinjeksikan sebanyak 1,75 kali lebih banyak dari injeksi bahan bakar gasoline. Memasukkan E50 dalam silinder sebesar 175% dari E0 akan menghasilkan energi bahan bakar E50 rata-rata sebesar 22,07 kW atau meningkat 13,5% saat injeksi E50 sebesar 150% dari E0. Sebesar 26,87% energi bahan bakar dikonversi menjadi daya mekanis, kemudian sebanyak 25,98% energi bahan bakar terbawa bersama gas buang dan sisanya sebesar 47,14% menjadi kerugian energi sistem.

Dibandingkan dengan bahan bakar gasoline kerugian energi pada bahan bakar E50 meningkat sebesar 155% dari 4,08 kW untuk E0 menjadi 10,41 kW untuk E50. Hal ini mengindikasikan bahwa kecenderungan kerugian energi akan terus meningkat jika injeksi bahan bakar E50 terus berlanjut dengan settingan mesin dan parameter pembakaran tetap pada rasio kompresi 11:1 dan 12 bTDC untuk pengapian bahan bakar. Kecepatan perambatan nyala bahan bakar E50 yang lebih singkat dari bahan bakar gasoline menyebabkan proses pembakarannya lebih cepat sehingga produksi panas dalam silinder yang tinggi akan lebih cepat pula.

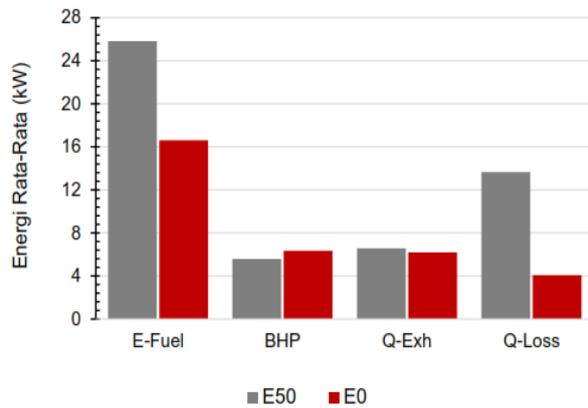


Gambar 4. Distribusi energi pembakaran pada injeksi 175% bahan bakar E50

**E. Analisis Distribusi Energi Pada Injeksi 200% Bahan Bakar E50**

Induksi volume bahan bakar E50 sebesar 200% dari E0 akan berdampak pada kenaikan energi bahan bakar E50 sebesar 17% dari proses induksi 175%, sehingga perbandingan nilai energi bahan bakar E50 dan E0 menjadi 25,84 kW dan 16,62 kW atau berselisih 55,5%. Kondisi ini tidak sebanding dengan energi bahan bakar yang dikonversi menjadi daya berguna pada poros mesin (BHP) dan cenderung konstan dari proses sebelumnya, yaitu sebesar 5,93 kW menjadi 5,58 kW. Sementara itu panas yang terbawa oleh gas buang dan terbuang ke

lingkungan melalui proses perpindahan panas menunjukkan kecenderungan meningkat dari proses sebelumnya, yaitu 5,73 kW dan 10,41 kW menjadi 6,59 kW dan 13,66 kW.

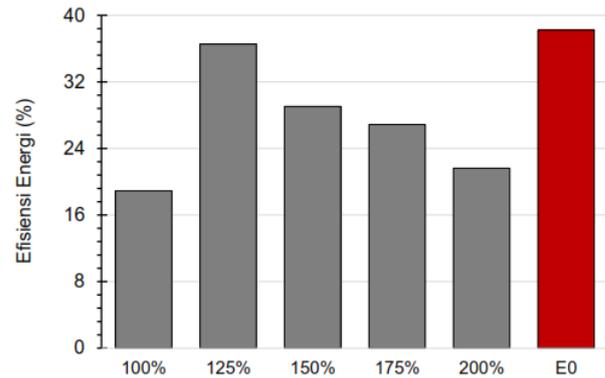


Gambar 5. Distribusi energi pembakaran pada injeksi 200% bahan bakar E50

Hasil ini menunjukkan bahwa peningkatan volume bahan bakar E50 yang diinjeksikan ke ruang bakar maka secara bertahap energi bahan bakar akan meningkat secara konsisten. Hal yang sama terjadi pada kehilangan energi sistem yang juga terus meningkat seiring bertambahnya volume bahan bakar E50, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3-1 sampai Gambar 5. Penambahan volume injeksi E50 ke dalam ruang bakar selain meningkatkan energi bahan bakar, juga berdampak pada naiknya tekanan hasil pembakaran. Hal ini akan berpengaruh pada konstruksi mesin secara keseluruhan yang berkontribusi pada naiknya getaran pada mesin sehingga meningkatkan gesekan pada komponen mesin. Hal ini pulalah yang menyebabkan naiknya temperatur mesin yang berdampak pada kerugian energi yang makin meningkat.

#### F. Efisiensi Energi Pada Mesin Spark Ignition

Efisiensi energi menjelaskan efektifitas proses konversi energi bahan bakar menjadi energi berguna berupa daya poros mesin pada pembakaran bahan bakar E0 dan E50 sebagaimana dituliskan dalam persamaan (11). Oleh sebab itu semakin tinggi efisiensi energi maka energi panas yang dihasilkan proses oksidasi bahan bakar gasoline dan E50 semakin banyak yang diubah menjadi kerja. Gambar 6 menunjukkan efisiensi energi bahan bakar gasoline dan bahan bakar E50 pada variasi volume injeksi bahan bakar. Efisiensi energi yang dihasilkan pada pembakaran bahan bakar gasoline sebesar 38,21%, sedangkan pada bahan bakar E50 sebesar 36,54% pada volume injeksi 125%. Terlihat pula bahwa *trend* penurunan efisiensi energi untuk bahan bakar E50 berlangsung secara konsisten jika volume injeksi terus ditingkatkan, setelah mencapai puncaknya pada volume injeksi 125%.



Gambar 6. Efisiensi Energi E0 dan E50 pada variasi volume injeksi

Sebagaimana telah dijelaskan sebelumnya penurunan efisiensi energi bahan bakar umumnya dikontribusi karena ketidak mampuan atau keterbatasan mesin mengubah seluruh energi bahan bakar menjadi energi mekanis berupa energi gerak pada kendaraan. Efisiensi energi terkecil pada pembakaran bahan bakar E50 adalah sebesar 18,91% diperoleh pada saat bahan bakar E50 yang diinjeksikan sama dengan bahan bakar gasoline atau 100%. Hasil ini menunjukkan bahwa kerugian energi terbesar dalam sebuah sistem pembangkitan energi thermal adalah pada ruang bakar. Kondisi ini umum terjadi, tidak saja pada mesin pembakaran dalam tapi juga pada mesin pembakaran luar seperti ketel uap atau boiler.

#### SIMPULAN

Berdasarkan hasil penelitian diketahui bahwa energi bahan bakar akan semakin meningkat dengan naiknya volume injeksi bahan bakar. Hal ini sangat dimungkinkan karena semakin banyak aliran massa bahan bakar yang masuk ke ruang bakar maka produksi energi juga akan semakin meningkat. Sementara itu, energi bahan bakar E50 yang dikonversi menjadi daya poros cenderung akan terus menurun seiring naiknya volume injeksi bahan bakar E50 yang dialirkan ke dalam silinder, kecuali pada volume injeksi 125% yang cenderung lebih besar di banding E0.

Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa konversi energi bahan bakar menjadi daya mekanis berupa daya poros (BHP) cenderung akan mengalami stagnasi dengan semakin meningkatnya injeksi bahan bakar E50, meskipun energi bahan bakar yang dihasilkan semakin meningkat. Kondisi ini menunjukkan bahwa konstruksi silinder mesin yang didesain dengan berbagai aksesorisnya (sistem pendingin dan insulating) hanya mampu memproduksi daya mekanis 6,35 kW untuk bahan bakar E0, dan 6,31 untuk bahan bakar E50. Peningkatan konversi energi bahan bakar ke kerja

mekanis dimungkinkan dengan memperbaiki sistem insulating yang ada sehingga kontak antara lingkungan dengan sistem dapat diminimalisir. Selain itu pemanfaatan gas buang yang masih membawa energi panas dapat dimanfaatkan menjadi pemanas awal bahan bakar E50 untuk meningkatkan tekanan penguapannya sehingga lebih mudah diatomisasi bersama udara. Kondisi ini akan memperbaiki efisiensi energi karena panas yang terbawa bersama gas buang dapat dimanfaatkan kembali.

Kenaikan injeksi bahan bakar sebesar 25% dari 100% - 200% berdampak pada peningkatan energi bahan bakar secara konsisten, yaitu rata-rata sebesar 2,66 kW pada kisaran 15,18 kW – 25,84 kW. Dengan demikian setiap kenaikan 1% volume E50 berkontribusi terhadap kenaikan energi bahan bakar sebesar 0,11 kW. Dengan hasil penelitian ini dapat disimpulkan bahwa substitusi energi fosil berupa bahan bakar gasoline ke bahan bakar alternatif E50 sangat mungkin dilakukan, jika injeksi bahan bakar E50 dinaikkan 0,25 lebih banyak dari bahan bakar E0. Kondisi tersebut akan menghasilkan parameter kinerja yang relatif sama tanpa harus melakukan perubahan pada konstruksi mesin dan parameter pembakaran.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] T. R. Anderson, E. Hawkins, and P. D. Jones, "CO<sub>2</sub>, the greenhouse effect and global warming: from the pioneering work of Arrhenius and Callendar to today's Earth System Models," *Endeavour*, vol. 40, no. 3, pp. 178–187, 2016.
- [2] A. A. Barati, M. Zhoolideh, H. Azadi, J.-H. Lee, and J. Scheffran, "Interactions of land-use cover and climate change at global level: How to mitigate the environmental risks and warming effects," *Ecological Indicators*, vol. 146, p. 109829, 2023.
- [3] M. Dahl, K. McMahan, P. S. Lavery, S. H. Hamilton, C. E. Lovelock, and O. Serrano, "Ranking the risk of CO<sub>2</sub> emissions from seagrass soil carbon stocks under global change threats," *Global Environmental Change*, vol. 78, p. 102632, 2023.
- [4] A. Delistavrou, I. Tilikidou, and E. Papaioannou, "Climate change risk perception and intentions to buy consumer packaged goods with chemicals containing recycled CO<sub>2</sub>," *Journal of Cleaner Production*, vol. 382, p. 135215, 2023.
- [5] E. Yoshida, "CO<sub>2</sub> capture-induced polymer complexes," *Carbon Capture Science & Technology*, vol. 2, p. 100038, 2022.
- [6] R. Casper and E. Sundin, "Electrification in the automotive industry: effects in remanufacturing," *Journal of Remanufacturing*, vol. 11, pp. 121–136, 2021.
- [7] A. Jamrozik, W. Tutak, M. Gruca, and M. Pyrc, "Performance, emission and combustion characteristics of CI dual fuel engine powered by diesel/ethanol and diesel/gasoline fuels," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 32, pp. 2947–2957, 2018.
- [8] B. S. Kul and M. Ciniviz, "An evaluation based on energy and exergy analyses in SI engine fueled with waste bread bioethanol-gasoline blends," *Fuel*, vol. 286, p. 119375, 2021.
- [9] M. E. Paloboran, I. N. Sutantra, B. Sudarmanta, M. E. N. Paloboran, I. N. Sutantra, and B. Sudarmanta, "Performances and emissions characteristics of three main types composition of gasoline-ethanol blended in spark ignition engines," *Int. Rev. Mech. Eng.*, vol. 10, no. 7, p. 552, 2016.
- [10] M. Paloboran, I. N. Sutantra, B. Sudarmanta, and R. F. Dharmawan, "Suitable injection duration of pure ethanol fuel for motorcyle at a high compression ratio.," *DYNA-Ingeniería e Industria*, vol. 92, no. 5, 2017.
- [11] M. Paloboran, H. Syam, and M. Yahya, "The Development of Combustion Strategy in Improving the Performances of SI-PFI Engine Using E50 of Gasoline-Bioethanol Fuel Blend," *Вестник Московского государственного технического университета им. НЭ Баумана. Серия «Естественные науки»*, no. 4 (97), pp. 115–135, 2021.
- [12] N. Jeuland, X. Montagne, and X. Gautrot, "Potentiality of ethanol as a fuel for dedicated engine," *Oil & Gas Science and Technology*, vol. 59, no. 6, pp. 559–570, 2004.
- [13] M. Paloboran, *Fisika Teknik Terapan: untuk mahasiswa teknik dan vokasi keteknikan tingkat dasar*. Kupang, Nusa Tenggara Timur: Tangguh Denara Jaya, 2023.