

## Analisis Proses Pembakaran Berbasis Simulasi Solidwork pada Motor Bensin 155,1 cc

Tegar Armanto<sup>1</sup>, Sahal Sinatrya<sup>2</sup>, M. Raihan Ahsan<sup>3</sup>, Noval Zuhaeri<sup>4</sup>, and Trisma Jaya Saputra<sup>5</sup>

<sup>1,2,3,4,5</sup>Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Tidar  
Jalan Kapten Suparman No.39, Potrobangsari, Kec. Magelang Utara, Kota Magelang, Jawa Tengah  
56116

E-mail: [tegararmanto04@gmail.com](mailto:tegararmanto04@gmail.com)<sup>1</sup>, [sahal.sinatrya28@gmail.com](mailto:sahal.sinatrya28@gmail.com)<sup>2</sup>, [raihanahsan21@gmail.com](mailto:raihanahsan21@gmail.com)<sup>3</sup>,  
[zhriinfl@gmail.com](mailto:zhriinfl@gmail.com)<sup>4</sup>

Submitted Date: Juni 09, 2023

Reviewed Date: Juni 23, 2023

Revised Date: Juni 27, 2023

Accepted Date: Juni 29, 2023

### Abstract

*Due to limited resources and high expenses, simulation is a problem-solving technique that can assist in reducing the number of experimental experiments. The chosen combustion model significantly influences the simulation results. The practical strategy and research methodology on a 155.1 cc gasoline engine that uses combustion parameters requires using various combustion model parameters. In this study, a 115.1 cc gasoline engine's combustion process will be simulated, along with its production of exhaust gases in the combustion chamber. For a 155.1 cc petrol engine, our simulation uses SolidWork 2022 to identify the largest performance zone. The most significant performance zone for a 155.1 cc petrol engine is determined by our simulation using SolidWorks 2022. The output data is then compared at 5000, 6000, 7,000, 8,000, 9, and 10,000 revolutions per minute. According to the simulation results, a crank angle of 720.50 degrees and a rotational speed of 5000 rpm produce the ideal peak pressure for the best performance zone, which is 1497.20 kPa.*

**Keywords:** 155.1 cc Gasoline Engine, Simulation, Combustion Process.

### Abstrak

Karena sumber daya yang terbatas dan biaya yang tinggi, simulasi adalah teknik pemecahan masalah yang dapat membantu mengurangi jumlah eksperimen eksperimental. Model pembakaran yang dipilih secara signifikan mempengaruhi hasil simulasi. Strategi praktis dan metodologi penelitian pada mesin bensin 155,1 cc yang menggunakan parameter pembakaran memerlukan penggunaan berbagai parameter model pembakaran. Pada penelitian ini akan disimulasikan proses pembakaran mesin bensin 115,1 cc beserta produksi gas buangnya di ruang bakar. Untuk mesin bensin 155,1 cc, simulasi kami menggunakan SolidWork 2022 untuk mengidentifikasi zona performa terbesar. Zona performa paling signifikan untuk mesin bensin 155,1 cc ditentukan melalui simulasi kami menggunakan SolidWorks 2022. Data keluaran kemudian dibandingkan pada putaran 5.000, 6.000, 7.000, 8.000, 9, dan 10.000 putaran per menit. Berdasarkan hasil simulasi, sudut engkol 720,50 derajat dan kecepatan putar 5000 rpm menghasilkan tekanan puncak yang ideal untuk zona performa terbaik yaitu 1497,20 kPa.

**Kata Kunci:** Mesin Bensin 155.1 cc, Simulasi, Proses Pembakaran

## I. Pendahuluan

Salah satu peningkatan terbaru pada mesin pembakaran internal bensin adalah sistem injeksi port, yang menyemprotkan bahan bakar ke *intake manifold* menggunakan perangkat yang dapat mengalirkan campuran bahan bakar dan udara. Dengan pembakaran yang lebih efisien dan penggunaan bahan bakar ambien yang lebih sedikit, karakteristik ini memiliki

potensi yang kuat untuk meningkatkan konsumsi bahan bakar.

Teknologi berkembang pesat berkat penemuan mekanisme injeksi bahan bakar yang praktis menggunakan injektor, yang dapat meningkatkan performa mesin sepeda motor Otto yang sudah ada. Sistem injeksi dapat memodifikasi campuran bahan bakar dan udara sesuai dengan waktu penyalaan tertentu. Agar ruang lingkup masalah dalam

penelitian ini lebih jelas, topik harus dikembangkan.

Bagaimana memodelkan proses pembakaran pada setting ideal sepeda motor bensin 155,1 cc menggunakan program Solidworks 2022 merupakan ungkapan topik yang akan menjadi pokok bahasan penelitian ini. Studi ini menggunakan simulasi pembakaran untuk mengidentifikasi ruang kerja terbaik untuk sepeda motor 155,1 cc. Untuk penelitian ini, parameter masukan untuk prosedur simulasi memerlukan informasi dari hasil pengujian sebelumnya. Berikut ini adalah masalah dengan keterbatasan penelitian ini:

- Simulasi menggunakan software Solidwork 2022.
- Simulasi dimulai saat intake valve tertutup dan berakhir saat exhaust valve terbuka.
- Periksa Suhu dan Tekanan.

Dalam proses pengapian mesin Otto, percikan api menyulut campuran udara-bahan bakar. Bunga api beterbangan saat anda menggunakan busi. Ketika suhu, tekanan, dan rasio kompresi campuran bahan bakar-udara tercapai, busi akan menyala. Energi yang dibutuhkan untuk memutar piston kemudian dihasilkan oleh reaksi pembakaran. Siklus Otto adalah nama yang diberikan untuk siklus kerja yang terjadi pada mesin jenis ini karena menggunakan bensin sebagai bahan bakarnya.

Energi yang dilepaskan selama setiap siklus adalah perbedaan antara panas yang masuk dan keluar karena tidak ada pertukaran panas selama fase kompresi dan ekspansi. Menurut NP Wibawa (2004), panas yang dihasilkan selama operasi pengisian adalah:

$$Q_{2-3} = C_v (T_1 - T_2) \text{ KJ/Kg} \dots (1)$$

Dimana:

- 1)  $\text{KJ/kg.K}$  = Panas spesifik pada volume konstan
- 2)  $T_2$  adalah Suhu akhir kompresi (K)
- 3)  $T_3$  adalah suhu akhir pengisian panas (K)

$Q_{\text{out}} = Q_{4-1} = C_v (T_4 - T_1) \text{ KJ/Kg} \dots (2)$   
adalah panas yang dikeluarkan selama proses pembuangan. Dimana:

- 1)  $T_4$  adalah suhu akhir ekspansi (K).
- 2)  $T_1$  adalah suhu masuk atau keluar udara dalam kelvin.

Oleh karena itu, selisih antara kalor masuk ( $Q_{2-3}$ ) dan kalor keluar adalah kalor yang diubah dan digunakan sebagai kerja untuk setiap siklus.

$$Q_{4-1} = W_{\text{net}} = Q_{2-3} - Q_{4-1} \\ = C_v (T_3 - T_2) - C_v (T_4 - T_1) \dots (3)$$

Efisiensi termal yang optimal adalah proporsi panas yang membantu terhadap panas yang masuk. sehingga:

$$\eta_{th} = \frac{W_{th}}{Q_{2-3}} \\ \eta_{th} = \frac{Q_{2-3} - Q_{4-1}}{Q_{2-3}} \dots (4)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{4-1}}{Q_{2-3}}$$

Efisiensi siklus termal untuk proses tersebut di atas dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2)} \\ \eta_{th} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \dots (5)$$

Rasio volume yang dimampatkan dengan volume yang diperluas diketahui, meskipun suhu sebenarnya tidak diketahui. Setelah itu, rumus tersebut dapat diubah menjadi sebuah buku. Prosedurnya salah karena keadaan satu ke keadaan dua kompresi terjadi secara adiabatik.

$$\frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} \dots (6)$$

$$T_2 = T_1 \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} = T_1 \cdot C^{\gamma-1}$$

Di sisi lain, proses ekspansi dari keadaan 3 ke keadaan 4 adalah adiabatik, sehingga berlaku hubungan berikut:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} \dots (7)$$

Oleh karena itu akan didapatkan hubungan,

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \text{ atau } \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \dots (8)$$

Dari hubungan ini akan diperoleh persamaan untuk menentukan efisiensi thermis theoritis yang berlaku yaitu;

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$\eta_{th} = 1 - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1}$$

$$\eta_{th} = 1 - \left( \frac{1}{c} \right)^{\gamma-1}$$

Dimana:

C: rasio kompresi-ke-volume.

y: Eksponen diabetes sama dengan.

Ingatlah bahwa tingkat kompresi adalah satu-satunya faktor yang memengaruhi efisiensi siklus udara biasa. Akibatnya. rasio kompresi biasanya meningkat. Pembakaran umumnya dianggap sebagai proses kimia atau reaksi oksidan yang melibatkan oksigen bahan bakar (O<sub>2</sub>) pada suhu di atas titik nyala.

Ingatlah bahwa tingkat kompresi adalah satu-satunya faktor yang memengaruhi efisiensi siklus udara biasa. Akibatnya. rasio kompresi biasanya meningkat. Pembakaran umumnya dianggap sebagai proses kimia atau reaksi oksidan yang melibatkan oksigen bahan bakar (O<sub>2</sub>) pada suhu di atas titik nyala.

Kondisi proses pembakaran, dimana atom-atom penyusun bahan bakar dapat terhubung dengan oksigen dan menghasilkan produk berupa gas, sangat mempengaruhi mekanisme pembakaran. (1978, S.P. Sharma).

Pembakaran pada mesin yang menerapkan teori siklus Otto diperkirakan berlangsung dalam proses volume konstan. Rasio kompresi merupakan faktor kunci dalam menentukan kinerja mesin sebagai mesin bolak-balik, bersama dengan efisiensi pembakaran dan kehilangan panas. Banyak studi pemodelan dan optimasi termodinamika dalam literatur dan fisika teknik telah berfokus pada karakteristik

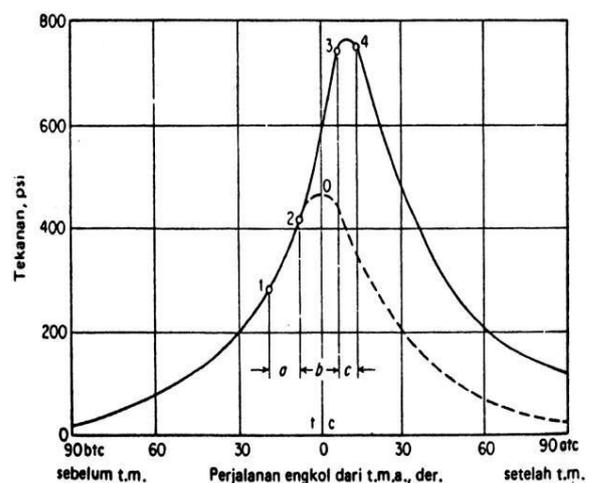
parameter kinerja sistem termal dan mengoptimalkan proses dan siklus termodinamika, termasuk kendala waktu terbatas, laju terbatas, dan ukuran terbatas. (Chen, L. 2004).

Agar suatu kegiatan menghasilkan tenaga yang maksimal, maka gas hasil pembakaran yang keluar dari silinder harus memiliki komposisi yang tepat. Mengompresi piston sebanyak mungkin mengurangi kemungkinan ledakan tekanan gas pembakaran. Bensin dan udara dicampur dalam silinder. Ini mempengaruhi kinerja mesin dan kontaminan gas buang, dan juga mengatur kualitas pembakaran.

Karbon dan hidrogen diketahui terdapat pada kandungan bensin. Dari proses pembakaran hidrogen, ada 3 (tiga) teori yang berlaku yaitu:

Karbon dan hidrogen diketahui terdapat pada kandungan bensin. Dari proses pembakaran hidrogen, ada 3 (tiga) teori yang berlaku yaitu:

- 1) Berbeda dengan karbon dan oksigen, hidrokarbon akan terbakar dengan oksigen terlebih dahulu.
- 2) Berbeda dengan karbon dan oksigen. hidrokarbon terbakar dengan oksigen terlebih dahulu.
- 3) Zat karbonat bergabung dengan oksigen untuk menghasilkan zat lain (hidrolisis), dan senyawa karbonat terdegradasi dengan pembakaran. (2016, Rosidi).

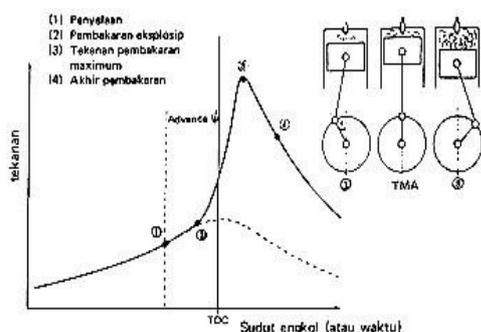


Gambar 1. Laju pembakaran mesin (Rosid, 2014)

Empat interval atau fase terpisah membentuk siklus pembakaran atau tahapan mesin. Dimulai pada titik 1, atau saat bahan bakar mulai menyemprot ke dalam silinder, dan berakhir pada titik 2, adalah periode pertama.

Penyewaan sudut perjalanan A kompatibel dengan rute ini. Setelah itu, bahan bakar terus menerus diumpankan ke nosel tanpa menaikkan tekanan di atas tekanan yang diciptakan saat ini oleh piston. Pada titik 2, sebagian daya telah terurai sepenuhnya, sebagian menguap, dan kemudian siap untuk dibakar. Pada titik 2, bahan bakar dengan cepat menyala, menghasilkan peningkatan tekanan yang tajam hingga titik 3. Setelah periode ini, sudut perjalanan engkol (b) menciptakan lapisan kedua. Bahan bakar yang terbakar setelah langkah 3 bervariasi sesuai dengan berapa banyak yang digunakan dan berapa banyak yang masih disemprotkan (disemprot).

Tekanan dapat naik, tetap stabil, atau turun pada level ini. Rentang gerak sudut engkol sesuai dengan kerangka waktu ini, dan ukuran sudut berbanding terbalik dengan berat beban mesin. Bahan bakar yang tersisa di dalam silinder akhirnya habis setelah injeksi. Meskipun pembakaran akhir bahan bakar menghasilkan panas, setelah proses pembakaran tidak diperlihatkan kedalam diagram karena pantulan dari piston mengakibatkan penurunan tekanan pada ruang bakar.



Gambar 2. Perubahan tekanan dalam silinder dan pembakaran campuran udara bensin (Rosid, 2014)

Ada dua jenis polutan yang dipancarkan oleh kendaraan: polutan primer dan polutan sekunder. Polutan utama termasuk zat seperti karbon monoksida (CO), sulfur oksida (SOx), nitrogen oksida (NOx), dan hidrokarbon (HC), yang diawetkan dalam bentuk aslinya, dilepaskan langsung ke lingkungan. Polutan sekunder adalah polutan yang memasuki atmosfer melalui proses oksidasi, hidrolisis, atau fotokimia. Dua contoh kontaminan ini adalah peroxyacetyl nitrate (PAN) dan ozon (O3).

Hal ini menunjukkan bahwa pembuatan langkah ekspansi belum sempurna. Entah perangkat dapat ditambahkan ke knalpot untuk mengoksidasi.

Tabel 1. Spesifikasi Mesin 155.1 cc

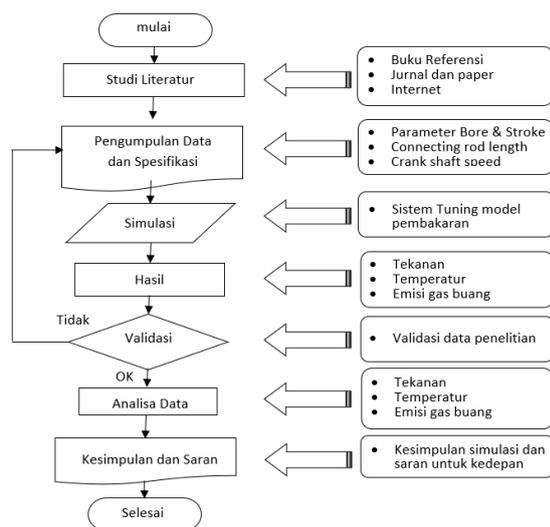
Parameter	Volume
Crank Shaft Speed (rpm)	5000, 6000, 7000, 8000, 9000, 10000
Volume Langkah (cm <sup>3</sup> ) V6	155.1
Perbandingan Kompresi	11.6±0.4:1
Starting Crank Angle (deg)	570
Crank Period (deg)	720
Crank Angle Step size (deg)	0.25
Piston Stroke (mm)	58
Connecting Rod Length (mm)	100
Piston Stroke Cutoff (mm)	0
Minimum Valve Lift (mm)	0

Mesin akan menghasilkan CO, atau alternatifnya, mesin dapat beroperasi pada campuran rendah, yang akan mengurangi tenaga. Penggunaan AFR lebih besar dari 16:1 mampu menghilangkan CO<sub>2</sub> dari gas buang.

Emisi CO meningkat saat istirahat tetapi menurun dengan mantap dan lebih cepat. Saat throttle ditutup saat pengereman, lebih banyak CO<sub>2</sub> dihasilkan karena mesin menerima lebih sedikit oksigen.

## II. Metode Penelitian

Untuk mendapatkan temuan penelitian yang relevan dan akurat untuk penelitian ini, maka harus menggunakan prosedur dan metode penelitian yang mendalam. Karena ini adalah titik di mana proses akan dimulai. Gambar 3.1 di bawah ini mengilustrasikan flowchart yang mewakili fase dan prosedur:



Gambar 3. Diagram alir proses

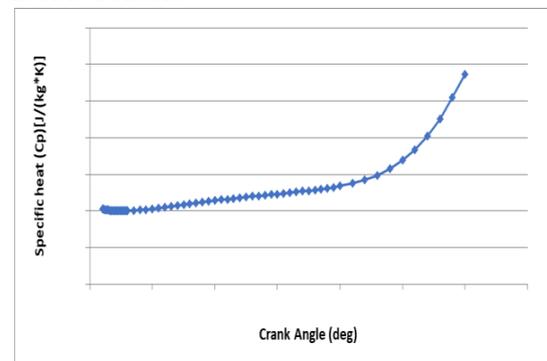
Langkah selanjutnya adalah langkah yang melibatkan penggunaan perangkat lunak untuk memodelkan performa mesin, akan menggunakan prosedur untuk menemukan data spesifikasi mesin. Variabel tersebut meliputi putaran mesin 5000, 6000, 7000, 8000, 9000, dan 10000 rpm. Mesin bensin empat langkah adalah jenis mesin yang digunakan dalam pemodelan ini. Mesin bensin akan direpresentasikan dalam simulasi sebagai berikut:

Tahap pemodelan datang setelah set pengumpulan data. Penggambaran piston dan silinder dua dimensi dibuat sebelum melanjutkan ke tahap pemodelan. Fase ini melibatkan penggunaan perangkat lunak untuk menyelesaikan proses menggambar pemodelan piston dan silinder menggunakan program Solidworks 2022.

Salah satu dari banyak alasan perangkat lunak semacam ini dipilih adalah kemampuannya untuk menghubungkan modul ke simulasi dengan gambar 2D dan 3D yang rumit dalam satu paket. Penyebab lainnya termasuk fakta bahwa pembakaran adalah topik diskusi dan kapasitas unik program Solidworks 2022 untuk mereplikasi proses pembakaran di ruang bakar yang serupa dengan yang ditemukan di mesin bensin.

## III. Hasil dan Pembahasan

Grafik di bawah memberikan lebih banyak bukti jika pada tekanan yang didapatkan pada kecepatan 5000 rpm lebih maksimum dibandingkan dengan hasil dari rpm yang lebih rendah. Perubahan tekanan dalam silinder meningkat saat sudut engkol naik. Ketegangan memuncak setelah Top Dead Center.



Gambar 4. Tekanan dalam Silinder

Antara 7000 dan 9000 rpm, tekanan tidak berubah secara nyata; selama itu, kenaikan tekanan tidak akan meningkatkan tekanan udara piston. Bahan bakar disemprotkan ke dalam silinder pada sudut engkol 620 derajat dan keluar pada 715 derajat.

Pada 5000 putaran per menit, sudut engkol 716, ketinggian bahan bakar di ruang bakar diatur. Sedangkan tekanan pembakaran maksimum adalah 1875,10 kPa, sedangkan tekanan bahan bakar yang terbakar adalah 1472,10 kPa. Bahan bakar menyala dengan cepat pada sudut engkol 716 derajat, menyebabkan lonjakan kekuatan yang dramatis hingga mencapai

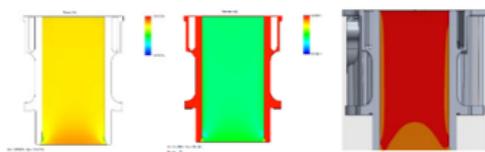
sudut engkol 756,75 derajat. Bahan bakar digunakan pada 7000 rpm dan 1471,90 kPa pada sudut engkol 716 derajat; dengan sudut engkol 759,25 derajat, 1623 kPa adalah tekanan puncaknya. Bahan bakar mulai terbakar pada putaran 8000 rpm dengan sudut engkol 716 derajat, dan tekanan maksimum selama pembakaran adalah 1498,20 kPa, dan sudut engkol 720,50 derajat. Bahan bakar mulai terbakar pada putaran 10.000 rpm dengan sudut engkol 716 derajat dan tekanan 1469,10 kPa. Kemudian terus menyala hingga pembakaran mencapai tekanan puncaknya di sudut engkol 720,50 derajat dan gaya 1495,50 kPa.

P saat injeksi berhenti, bahan bakar yang masih ada di dalam silinder akhirnya dikonsumsi. Meskipun bagian Pembakaran menghasilkan panas, diagram menunjukkan bagaimana penurunan tekanan akibat retraksi piston menghambat pasca-pembakaran. Penurunan tekanan tampaknya sama untuk 5.000, 6.000, 7.000, 8.000, 9.000, dan 10.000 putaran per menit.

Bagan skala menggambarkan pembacaan tekanan pada Gambar 716 derajat. Seperti dapat dilihat, nilai tekanan meningkat segera setelah penyemprotan sampai proses penyemprotan selesai. Saat poros silinder berputar, nilai tekanan kemudian semakin menurun.

Tabel 2. Kondisi Proses Pembakaran 5000 rpm

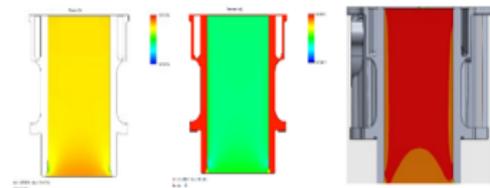
Proses	Deg	kPa	°K
Saat terbakar	716.00	1,470.70	445.32
Tekanan maks	720.50	1,497.20	448.57
Suhu maks	802.25	965.41	1,288.42



Gambar 5. Visualisasi hasil simulasi pada rpm 5000

Tabel 3. Kondisi Proses Pembakaran 6000 rpm

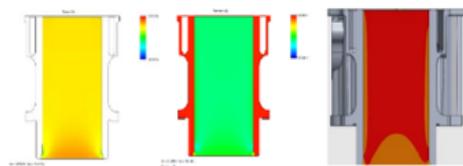
Proses	Deg	kPa	°K
Saat terbakar	716.00	1,469.10	444.83
Tekanan maks	720.50	1,495.40	448.03
Suhu Maks	808.50	875.28	1,627.07



Gambar 6. Visualisasi hasil simulasi pada rpm 6000

Tabel 4. Kondisi Proses Pembakaran 7000 rpm

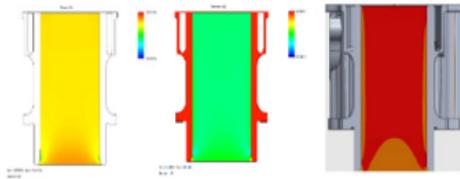
Proses	Deg	kPa	°K
Saat terbakar	716.00	1,466.90	444.17
Tekanan maks	720.50	1,493.30	447.40
Suhu Maks	814.00	809.09	1,249.35



Gambar 7. Visualisasi hasil simulasi pada rpm 7000

Tabel 5. Kondisi Proses Pembakaran 8000 rpm

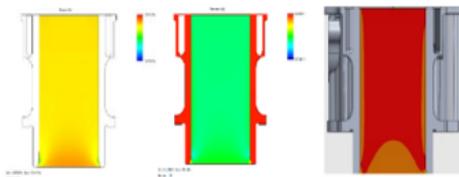
Proses	Deg	kPa	°K
Saat terbakar	716.00	1,463.70	443.20
Tekanan maks	720.50	1,490.10	446.44
Suhu Maks	820.00	749.12	1,232.52



Gambar 8. Visualisasi hasil simulasi pada rpm 8000

Tabel 6. Kondisi Proses Pembakaran 9000 rpm

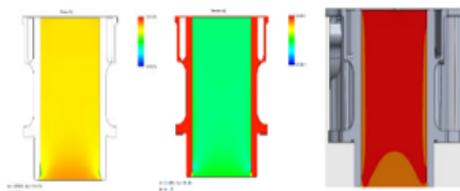
Proses	Deg	kPa	°K
Saat terbakar	716.00	1,460.90	442.13
Tekanan maks	720.50	1,488.70	445.59
Suhu Maks	826.25	689,15	1,215.69



Gambar 9. Visualisasi hasil simulasi pada rpm 9000

Tabel 7. Kondisi Proses Pembakaran 10000 rpm

Proses	Deg	kPa	°K
Saat terbakar	716.00	1,457.10	441.20
Tekanan maks	720.50	1,485.10	45.44
Suhu Maks	832.50	629,18	1,198.86



Gambar 10. Visualisasi hasil simulasi pada rpm 10000

#### IV. Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diambil berdasarkan data simulasi dari model simulasi pembakaran mesin bensin.

- 1) Pada putaran 5000 rpm, sudut engkol 716,00 derajat, suhu 445,32 K, dan tekanan 1470,70 kPa, di daerah kerja yang paling menguntungkan, bahan bakar mulai terbakar.
- 2) Ketika terbakar pada 5000 rpm, sudut engkol 720,50 derajat, tekanan 1497,20 kPa, dan suhu 448,57 K, tekanan puncak area kerja paling baik.
- 3) Suhu puncak optimal adalah 1288,42°K pada pembakaran kecepatan 5000 rpm, 965,41 kPa dan pada sudut engkol 802,25°
- 4) Tekanan yang dihasilkan dalam silinder akan meningkat pada kecepatan rendah dan akan menurun pada kecepatan tinggi, terlepas dari kecepatan awal atau arah putaran. Hal ini akan menghasilkan pembakaran yang tidak sempurna, dimana bahan bakar tidak terbakar sempurna.

#### Daftar Pustaka

- Krouse, E. (1992), Numerical Simulation of the Small Vortices Intake and Compression Processes of an Engineering. JSME Internationall Journal. Series II Volume 35 No.4
- F. Donny, (2009). Pengaruh Putar Mesin Terhadap Emisi Gas Buang Hidrokarbon (HC) Dan Karbon Monoksida (CO). Sainstek Volume XII No. 1. Padang.
- Rosid. (2015). Analisis Proses Pembakaran Sistem Injection Pada Sepeda Motor Dengan Menggunakan Bahan Bakar Premium dan Pertamina. Jurnal Teknologi Volume 7 No.2. Jakarta.
- J. Meyer, (2007). Engine Modeling of an Internal Combution Engine. The

- Shio State University.
- Williard W. Pullkrabek. "Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine". Pientice Hall. New Jersey.
- Rosid, (2014). Simulasi Pembakaran Motor Bensin 3000 cc. Fakultas Teknik Universitas Pancasila Jakarta.Jakarta.
- Y. UST, B.Sahin, A. Safa, (2011). The Effect of Cycle Preassure Ration and the Performance of an Irreversible Otto Cycle. Departemen of Naval Architecture and Marine Engineering.
- Rosid, (2016). Analisa Proses Pembakaran Pada Motor Bensin 113.5 cc Dengan Simulasi Ansys. Jurnal Teknologi. Volume 8 No. 2. Jakarta
- Ge, Y., Chen, L., Sun, F., & Wu, C. (2005). The effects of variable specific heats of working fluid on the performance of an irreversible Otto cycle. *International Journal of Exergy*, 2(3), 274-283.
- Chen, L. (2004). Advances in fitnite time thermodynamics : analysis and optimization. Nova Publishers.
- Wibawa, N. P. (2004). Mesin Pembakaran. Jurusan Teknik Mesin. Denpasar: Universitas Udayana.