

Simulasi Proses Pembakaran Pada Motor Bakar Spark Ignition dengan Menggunakan Model Kuasi Dimensi

Asnawi

Jurusan Teknik Mesin, Universitas Malikussaleh

Corresponding Author: asn_awy@yahoo.com

Abstrak – Sebuah model quasi-dimensional telah dibangun untuk mensimulasikan reaksi gas didalam silinder, model ini juga dapat diperluas untuk menganalisis unjuk kerja dan emisi mesin. Unjuk kerja mesin dan emisi yang dihasilkan sangat tergantung pada proses berlangsungnya pembakaran, dimana energi termal dari reaksi pembakaran dapat dimanfaatkan secara optimal menjadi energi mekanik. Model yang dibangun telah divalidasikan dan menunjukkan kesepakatan yang baik antara data prediksi dan eksperimental. Optimasi dilakukan untuk bahan bakar campuran antara CNG dan hidrogen dengan fraksi volume hidrogen 0-40% dengan interval 10%, masing-masing campuran dioperasikan pada variasi fuel-air equivalence ratio. Hasil simulasi diperoleh, pengayaan hidrogen dapat mempersingkat durasi pembakaran serta dapat menstabilkan pembakaran pada campuran dibawah stoikiometri sehingga memberikan dampak terhadap peningkatan tekanan silinder selama proses pembakaran. Hal ini memungkinkan mesin beroperasi pada campuran lebih kurus dengan efisiensi termal yang tinggi serta dapat mengurangi polusi. Copyright © 2014 Department of Mechanical Engineering. All rights reserved.

Keywords: CNG, Hidrogen, campuran, fuel-air equivalence ratio, burned dan unburned

1 Pendahuluan

Penggunaan gas hidrogen sebagai bahan bakar untuk kendaraan yang menggunakan motor bakar pembakaran dalam memiliki banyak tantangan dalam aplikasinya. Memerlukan tangki penyimpanan gas hidrogen bertekanan tinggi, instalasi distribusi dan teknik campuran bahan bakar dan udara [1]. Hal tersebut menjadi masalah yang serius dalam realisasi penggunaan bahan bakar hidrogen pada kendaraan yang dapat menghambat visi sistem energi terbarukan yang bersih dan berkelanjutan dalam jangka panjang.

Salah satu sifat gas hidrogen yang dianggap dan menjadikannya sebagai bahan bakar yang memiliki kekurangan utama dalam penggunaannya adalah densiti. Tabel 1 menunjukkan pada kondisi *normal temperature and pressure* (NTP) densiti gas hidrogen hampir delapan kali lebih kecil dibandingkan dengan gas metan, maka memerlukan volume tangki yang lebih besar untuk menyimpan gas dengan jumlah massa yang sama banyaknya pada tekanan yang sama. Akan tetapi perkembangan teknologi dibidang material telah

memungkinkan dalam hal keamanan untuk penerapan gas hidrogen sebagai bahan bakar pada kendaraan [2, 3].

Hidrogen memiliki banyak kelebihan, memiliki rentang campuran dengan udara yang lebih besar, rentang detonasi, temperatur penyalaan, temperatur nyala api, jarak sambaran api, energi yang tinggi serta memiliki kecepatan nyala hidrogen jauh lebih tinggi dibandingkan dengan bahan bakar metan, kelebihan-kelebihan lainnya ditunjukkan pada Tabel 1. Hal ini menunjukkan penggunaan gas hidrogen sebagai bahan bakar pada motor bakar bensin maupun motor bakar diesel sangat memungkinkan untuk meningkatkan unjuk kerja dan menurunkan emisi yang dihasilkan motor bakar, serta motor bakar dapat dioperasikan pada perbandingan campuran yang lebih kurus.

Jika dibandingkan dengan bahan bakar bensin, kecepatan nyala hidrogen masih jauh lebih tinggi [4], dimana kecepatan nyala api yang tinggi dapat meningkatkan tekanan silinder yang dihasilkan selama proses pembakaran. Selain hidrogen memiliki energi yang tinggi, penggunaan hidrogen dapat menghindari terjadinya detonasi/ketukan di dalam silinder. Hal ini

disebabkan oleh tingginya nilai temperatur penyalaan sendiri yang dimiliki oleh bahan bakar hidrogen.

Table 3. Perbandingan propertis gas hidrogen dan methane [2]

Characteristic	Hidrogen	Methane
Combustion range (vol % in air)	4 – 75	5.3 – 1.5
Combustion range (vol % in oxygen)	4 – 96	5.0 – 6.1
Detonation range (vol %, in air)	20 – 65	6.3 – 13.5
Detonation range (vol %) in oxygen)	15 – 90	-
Detonation velocity in air (km/s)	2.0	1.8
Ignition temperature in air (K)	858	813
Minimum ignition energy in air (mJ)	0.02	0.29
Flame temperature (K)	2323	2148
Flame emissivity	0.10	1.0
Quenching distance at 1 atm (cm)	0.06	0.203
Heat of combustion (kJ/g mol)	242	802
Diffusion coefficient in air (cm ² /s) at 213 K	0.63	0.16
Pressure to maintain LH ₂ density in gas at 300 K (atm)	2000	-
Normal boiling temperature of liquid (K)	20.3	112
Density of NTP - Gas (kg/m ³)	0.0838	0.6512
Low heating value (kJ/g)	119.93	50.02
High heating value (kJ/g)	141.86	55.53
Specific heat (C _p) at NTP (gas) (J/g K)	14.89	2.22
Sound velocity at NTP - Gas (m/s)	1294	448
Stoichiometric mixture in air (vol %)	29.53	9.48
Thermal energy radiated from flame to surrounding (%)	17 – 25	23 – 33
Burning velocity in air at NTP (cm/s)	265-325	37 – 45
Burning rates of spilled liquid pools (cm/min)	3.0 – 66	0.3 – 1.2
Molecular weight	2.016	16.043
Triple point temperature (K)	13.803	90.680
Triple point pressure (atm)	0.0695	0.1159
Normal boiling point (NBP) temperature (K)	20.268	111.632
Critical pressure (atm)	12.759	45.355
Critical temperature (K)	32.976	190.53
Critical density (g/cm ³)	0.0314	0.1628
Liquid density at NBP (g/cm ³)	0.0708	0.4226
Vapour density at NBP (g/cm ³)	0.00134	0.00182
Solid density at triple point (g/cm ³)	0.0865	0.04872
Heat of fusion (J/a)	58.23	58.47
Heat of vaporisation at NBP (J/g)	445.59	509.988
Density ratio: NBP liquid-to-NTP gas	845	649

NBP = Normal boiling point.

NTP = Normal temperature and pressure (293.14 K and 101.3 KPa)

Selain perubahan instalasi penyuplai bahan bakar baik untuk sistem karburator maupun injeksi dan juga perubahan dari sistem karburator ke sistem injeksi, perlu dilakukan modifikasi lain untuk mengoptimalkan kinerja motor bakar berbahan bakar gas alam, khususnya untuk memenuhi karakteristik pembakaran bahan bakar gas alam. Salah satu faktor yang sangat berpengaruh terhadap unjuk kerja motor bakar adalah waktu dimulainya proses pembakaran, sehingga proses konversi energi terjadi pada *Maximum Brake Torque* (MBT). Oleh karena itu perlu dilakukan studi perametrik untuk mensimulasikan waktu yang optimal untuk penerapan percikan api pada motor bakar *spark ignition* (SI), sehingga dapat memprediksi pengaturan mesin yang optimal.

2 Dasar Teori

Siklus aktual motor bakar torak terdiri dari empat langkah, (1) langkah hisap, (2) langkah kompresi, (3) langkah ekspansi dan (4) langkah buang. Siklus otto ideal, konversi energi termal menjadi energi mekanik terjadi pada akhir langkah kompresi dan terjadi pada kondisi volume konstan melalui satu proses pembakaran. Selama proses tersebut, energi kimia dari bahan bakar diubah menjadi energi termal dan kemudian diubah menjadi energi mekanik.

Secara aktual, proses pembakaran berlangsung dalam durasi tertentu, hal ini sangat tergantung pada nilai kecepatan pembakaran (*burning velocity*) yang dimiliki oleh bahan bakar yang digunakan. Perubahan jenis bahan bakar yang digunakan akan mempengaruhi unjuk kerja dan emisi yang dihasilkan motor bakar, ini sangat tergantung dari komposisi bahan bakar [5]. Tabel 1 menunjukkan *burning velocity* bahan bakar hidrogen jauh lebih tinggi dibandingkan dengan bahan bakar methane.

Tekanan maksimum silinder diperoleh ketika proses pembakaran berlangsung pada kondisi 50% massa bahan bakar telah terbakar ketika sudut engkol berada sekitar 10° setelah *Top Dead Center* (TDC) [6]. Penerapan proses pembakaran pada kondisi ini menjadikan motor bakar beroperasi pada kondisi MBT. Selain itu, proses propagasi nyala api dapat mempengaruhi efisiensi konversi energi dan unjuk kerja mesin serta emisi gas buang [6-8].

Penelitian telah banyak dilakukan, baik secara numerik maupun eksperimental untuk mensimulasikan proses pembakaran [8-14]. Tujuan utama dalam pemodelan pembakaran adalah untuk menentukan fraksi massa gas didalam silinder yang terbakar pada setiap perubahan sudut engkol selama proses pembakaran. Selain itu juga dapat memprediksikan penerapan sudut percikan api (*spark timing*) yang optimum. Hal ini dicapai dengan menggunakan beberapa pendekatan. Secara umum, ada dua pendekatan yang banyak digunakan untuk menentukan fraksi massa gas terbakar atau *mass fraction burned* (MFB) di dalam silinder, yaitu dengan menggunakan *Wiebe function* atau *cosine burn rate* dan *turbulent flame propagation* atau *entrainment combustion model* [6, 15].

Wiebe function merupakan sebuah persamaan empiris yang praktis penyelesaiannya, dimana tidak memerlukan pemodelan yang rinci dalam pemodelan proses pembakaran. Tetapi memiliki kelemahan dimana memiliki beberapa konstanta yang harus ditentukan pada awal perhitungan, seperti *spark timing* dan durasi pembakaran.

3 Deskripsi Model: Kerangka dan Asumsi

Simulasi ini menggunakan model *quasi-dimensional* yang telah dikembangkan untuk mensimulasikan karakteristik gas di dalam silinder selama siklus termodinamika berlangsung. Dalam model ini proses pembakaran dibagi menjadi dua zona yang berbeda yaitu zona terbakar (*burned*) dan zona (*unburned*). Sedangkan ketika proses kompresi dan ekspansi berlangsung, gas di dalam silinder merupakan zona tunggal, dan diasumsikan sebagai campuran homogen antara bahan bakar, udara, dan gas sisa yang terperangkap didalam silinder dari siklus sebelumnya. Sedangkan selama proses ekspansi, gas di dalam silinder merupakan produk pembakaran.

Dalam model *quasi-dimensional*, jumlah massa gas yang terbakar ditentukan dengan model matematika dari propagasi nyala api turbulen dan bentuk rambatan permukaan api (*entrainment model*). Untuk penyelesaian model ini memerlukan parameter input seperti, geometri silinder, *fuel-air equivalence ratio*, kecepatan putaran mesin, tekanan dan temperatur udara masuk kedalam silinder.

Temperatur dinding silinder saat awal langkah kompresi diasumsikan konstan pada 420 K. Selama langkah kompresi dan ekspansi terjadinya perpindahan panas dari dalam silinder ke air pendingin, dimana koefisien perpindahan panas dihitung dengan menggunakan model *Woschni* [6]. Sedangkan temperatur gas campuran saat dimulainya langkah kompresi juga dipengaruhi oleh temperatur gas sisa di dalam silinder, dalam hal ini diasumsikan sebagai proses adiabatik.

Perubahan sifat-sifat gas untuk kedua zona di dalam silinder yang diakibatkan oleh reaksi pembakaran serta perubahan volume silinder, dihitung pada setiap perubahan sudut engkol.

Waktu percikan api merupakan salah satu parameter yang sangat mempengaruhi unjuk kerja mesin. Dimana dalam model ini *spark advance* diperoleh berdasarkan hasil optimasi dari maksimum torsi yang diperoleh pada setiap kondisi operasi mesin.

3.1 Konservasi Energi

Kajian ini menerapkan hukum termodinamika pertama untuk menganalisis perubahan sistem selama siklus berlangsung, dan gas yang ada didalam silinder diasumsikan sebagai gas ideal. Rakopoulos dan Michos [16, 17] menerapkan prinsip konservasi energi untuk menganalisis proses pembakaran multi zona pada motor bakar. Dengan mengikuti metode yang sama, tetapi dalam model ini untuk masing-masing zona gas yang terbakar (*burned*) dan yang tidak terbakar (*unburned*) diasumsikan sebagai zona tunggal, maka turunan persamaan konservasi energi dapat ditulis sebagai:

$$\frac{dQ_u}{d\theta} = \frac{dU_u}{d\theta} + p \frac{dV_u}{d\theta} + \frac{dm_b}{d\theta} h_u \quad (1)$$

$$\frac{dQ_b}{d\theta} = \frac{dU_b}{d\theta} + p \frac{dV_b}{d\theta} \quad (2)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} \quad (3)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{dV_u}{d\theta} + \frac{dV_b}{d\theta} \quad (4)$$

Oleh karena itu pelepasan panas didasarkan pada penerapan prinsip konservasi energi untuk zona *burned* dan *unburned*, dan batas kedua zona tersebut dipisahkan oleh bagian api depan (*flame front*). Temperatur gas dipisahkan menjadi dua yaitu temperatur *burned* dan *unburned* dengan mengabaikan perpindahan panas antara kedua zona, sedangkan tekanan dianggap seragam diseluruh silinder. Sifat termodinamik gas kedua zona merupakan fungsi tekanan dan temperatur pada setiap perubahan derajat sudut engkol. Komposisi gas *unburned* terdiri dari campuran bahan bakar, udara dan gas sisa, dimana reaksi pembakaran dianggap berada dalam kesetimbangan kimia.

3.2 Perpindahan Panas

Sebagian panas yang dihasilkan selama proses pembakaran harus dipindahkan ke media pendingin untuk menghindari terjadinya *overheating* komponen-komponen utama motor bakar. Fluk panas dari gas didalam silinder ke dinding silinder secara umum terjadi secara konveksi dan radiasi, yang kemudian dikonduksikan melalui dinding dan dikonveksikan dari dinding silinder ke media pendingin [6]. Pada dinding silinder, konveksi dan konduksi merupakan perpindahan panas utama untuk menghilangkan sebagian energi dari ruang pembakaran sehingga menjaga dinding silinder agar tidak mencair [18].

Selama berlangsungnya siklus motor bakar torak, terdapat perbedaan temperatur gas di dalam silinder yang signifikan pada setiap proses yang berbeda dari siklus [19]. Selama proses kompresi, temperatur gas meningkat melebihi temperatur dinding silinder, selama proses ini terjadi perpindahan panas dari gas ke dinding silinder. Pada saat berlangsungnya proses pembakaran yang akan meningkatkan temperatur secara drastis, priode ini akan terjadi peningkatan kecepatan fluk panas yang tertinggi selama siklus pada dinding silinder [6]. Temperatur puncak gas didalam silinder sekitar 2800 K, sedangkan temperatur dinding silinder hanya 450 K karena pendinginan [19]. Selama proses ekspansi, temperatur gas di dalam silinder menurun, sehingga fluk panas selama proses ini juga akan menurun [6].

Untuk menganalisis fluk panas selama siklus berlangsung, diperlukan analisa siklus yang realistis. Sebuah korelasi empiris telah diperkenalkan oleh *Woschni*, dikutip dari Heywood [6] untuk memprediksi koefisien perpindahan panas rata-rata pada setiap perubahan temperatur seluruh ruang bakar. Selama langkah isap, kompresi dan buang, *Woschni* berpendapat bahwa kecepatan gas rata-rata harus sebanding dengan kecepatan rata-rata piston. Oleh karena itu, rata-rata kecepatan gas w selama proses kompresi, pembakaran dan ekspansi dinyatakan sebagai berikut:

$$w = c_1 S_p + c_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \tag{5}$$

dimana, tekanan p_r , volume V_r dan suhu T_r adalah kondisi awal dari fluida kerja pada saat katup masuk tertutup atau pada awal proses pembakaran. Selama priode pertukaran gas $C_1 = 6.18$ dan $C_2 = 0$, priode kompresi $C_1 = 2,28$ dan $C_2 = 0$, dan selama priode pembakaran dan ekspansi $C_1 = 2,28$ dan $C_2 = 3,24 \times 10^{-3}$.

Koefisien perpindahan panas *Woschni* diberikan

$$h_t = 3.26 b^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.55} w^{0.8} \tag{6}$$

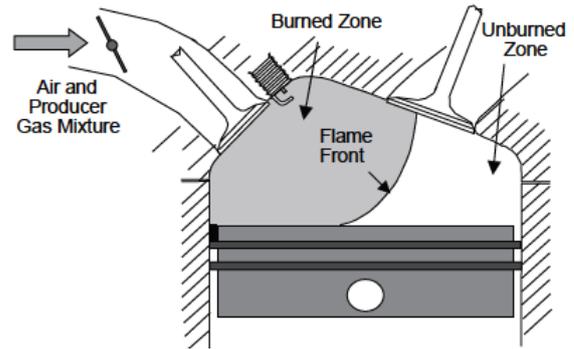
Jumlah energi yang dipindahkan melalui dinding silinder selama siklus berlangsung untuk kedua zona sebagai fungsi sudut engkol diberikan oleh Ferguson [15].

$$\frac{dQ_i}{d\theta} = \frac{h_t}{\omega} \left(\frac{\pi}{2} b^2 + \frac{4V}{b} \right) [x^{1/2} (T_b - T_u) + (1 - x^{1/2}) (T_u - T_w)] \tag{7}$$

Perpindahan panas merupakan salah satu variabel yang mempengaruhi unjuk kerja motor bakar. Semakin tinggi perpindahan panas melalui dinding silinder dapat mengurangi temperatur rata-rata gas pembakaran dan tekanan silinder, sehingga dapat mengurangi kerja per siklus yang dipindahkan piston [6]. Selain itu, perubahan temperatur gas juga mempengaruhi laju pembentukan emisi NO_x [20].

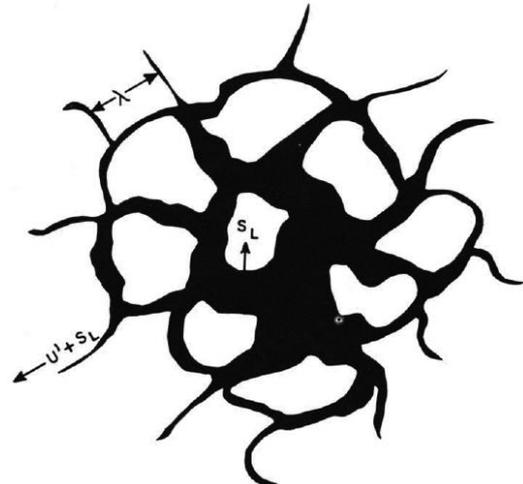
3.3 Model Kecepatan Pembakaran Turbulen

Dalam model kuasi-dimensi (*quasi-dimensional*) dua zone, volume silinder dibagi menjadi dua bagian, yaitu zona *burned* dan *unburned*. Kedua zona ini dipisahkan oleh *flame front*, seperti yang ditunjukkan pada gambar 1. Komposisi gas pada zona *unburned* terdiri dari bahan bakar-udara-gas sisa yang terperangkap di dalam silinder dari proses pembakaran pada siklus sebelumnya, dan pada zona *burned* komposisi merupakan produk hasil pembakaran.

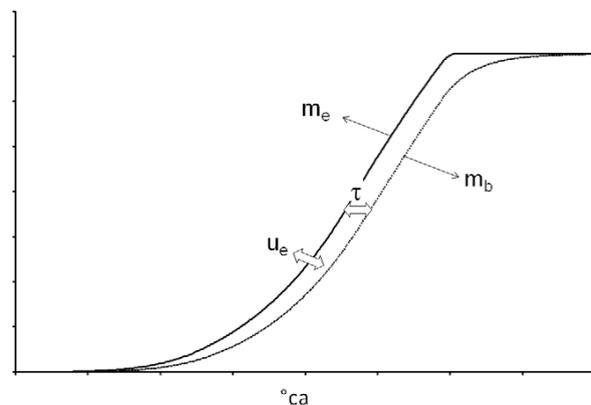


Gambar 1. Skematik zona pembakaran pada mesin SI [21]

Jumlah gas *burned* diperoleh dari model pembakaran *entrainment*, dimana model ini pada proses pembakaran diasumsikan terjadi dalam dua tahap yaitu, sebagian massa gas *unburned* masuk ke *flame front area*, dan kemudian gas yang masuk dengan pusaran turbulen (*turbulent eddy*) dibakar pada sebuah waktu yang merupakan fungsi dari ukuran pusaran (*eddy size*) dan *laminar burning velocity*, konsep ini disebut model *entrainment* yang dibangun oleh Blizard dan Keck [22].



Gambar 2. Skematik model pembakaran *turbulent entrainment* [23].



Gambar 3. Fraksi massa gas yang masuk ke *flame front area* dan fraksi massa gas yang terbakar versus sudut engkol [24].

Model *entrainment* ini telah diperluas dan diperbaiki oleh Tabaczynski dkk., [23, 25]. Mereka memodifikasi struktur *turbulent*, dimana waktu pembakaran diasumsikan sebagai waktu pusran dari skala panjang *Taylor* untuk diterapkan selama propagasi api laminar dan ukuran propagasi dari daerah penyalaan atau kecepatan masuk diperoleh dari penjumlahan $u' + S_l$ dimana u' adalah *turbulent intensity* dan S_l merupakan *laminar burning velocity*. Skematik model pembakaran *turbulent entrainment* ditunjukkan pada gambar 2. Jumlah massa gas *unburned* yang masuk ke area *flame front* dikendalikan oleh persamaan 8. Jumlah massa gas *burned* (pers. 9) diasumsikan sebanding dengan gas *unburned* yang masuk ke wilayah *flame front*, dengan laju propagasi nyala api $U_e = u' + S_l$ yang dipisahkan oleh waktu reaksi τ , seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.

$$\frac{dm_e}{dt} = \rho_u A_f (u' + S_l) \quad (8)$$

$$\frac{dm_b}{dt} = \left(\frac{m_e - m_b}{\tau_b} \right) \quad (9)$$

dimana,

$$\tau_b = \lambda / S_l \quad (10)$$

Jumlah gas *burned* merupakan karakteristik waktu reaksi τ_b didefinisikan sebagai rasio *Taylor micro-scale* λ dengan *Laminar burning velocity*, diberikan oleh Tabaczynski dkk., [23, 25]. *Taylor micro-scale* adalah skala jarak digunakan untuk mengkarakterisasi aliran turbulen fluida kerja atau jarak dari daerah disipatif (seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2) diperoleh dengan menerapkan persamaan untuk turbulensi isotropik berikut:

$$\frac{\lambda}{L} = c_{Ty} (u' L / \nu)^{-\frac{1}{2}} \quad (11)$$

Taylor micro-scale memiliki hubungan dengan bilangan Reynolds. Viskositas kinematik ν didefinisikan sebagai perbandingan antara viskositas dinamis μ dengan densitas ρ gas campuran (Heywood, 1988), persamaan adalah:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (12)$$

Viskositas dinamis μ merupakan fungsi temperatur, dalam hal ini viskositas dinamis produk pembakaran bahan bakar hidrokarbon berbeda dengan viskositas dinamis udara. Oleh karena itu, korelasi viskositas dinamis untuk produk pembakaran bahan bakar hidrokarbon di atas suhu 500 K sampai 4000 K diberikan oleh Heywood (1988) sebagai berikut:

$$\mu = 3.3 \times 10^{-7} \times T^{0.7} \quad (13)$$

Turbulent intensity sebelum pengapian sebanding dengan kecepatan rata-rata piston [23].

$$u'_i = c_t S_p \quad (14)$$

Setelah pengapian *turbulent intensity* dan *integral scale* diatur oleh momentum anguler, persamaan *turbulent intensity* u' setelah terjadi pengapian adalah;

$$u' = u'_i \left(\frac{\rho_u}{\rho_{u_i}} \right)^{1/3} \quad (15)$$

Integral scale turbulen L_i sebelum pengapian adalah sebanding dengan tinggi ruang bakar H_{cl} .

$$L_i = c_l H_{cl} \quad (16)$$

dan *Integral scale* L setelah pengapian adalah:

$$L = L_i \left(\frac{\rho_{u_i}}{\rho_u} \right)^{1/3} \quad (17)$$

dimana u'_i , ρ_{u_i} dan L_i merupakan *turbulent intensity*, *unburned density* dan *Integral scale* pada saat percikan api terjadi.

Tabaczynski, et al. (1980) memperoleh nilai konstan untuk *Taylor micro-scale* C_{Ty} yaitu 5,5 dan 0,93 untuk intensitas turbulen C_t . Sedangkan nilai konstan terpisahkan C_l skala panjang sekitar 0,2 [26, 27]. Nilai ini diperoleh mendekati nilai kalibrasi dengan data eksperimen, yaitu 0,215 diperoleh oleh Ma, dkk [28].

Laju reaksi pembakaran massa gas menurun selama *final combustion*. Hal ini dipengaruhi oleh *flame* mendekati dinding silinder, dimana spektrum dari skala *turbulent* berkurang serta kehilangan panas ke dinding silinder [24]. Maka laju massa gas *burned* selama priode ini diperoleh dari eksponensial yang diberikan oleh Keck [29].

$$\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_{bF}} = e^{-(\theta - \theta_F) / \tau_b} \quad (18)$$

Perubahan geometri bola api pada setiap perubahan sudut poros engkol ditentukan dengan persamaan berikut. Total *enflamed volume* V_f dapat ditentukan dengan mengetahui nilai m_b , m_e , dan ρ_u .

$$V_f = V_b + \frac{m_e - m_b}{\rho_u} \quad (19)$$

Persamaan 11 merupakan sebuah persamaan empiris yang dijadikan acuan untuk untuk memperoleh nilai *flame front area* A_f . Mengikuti metode yang diberikan oleh Bayraktar [10], *flame geometric* diperoleh dengan menggunakan satu set persamaan integral untuk menentukan nilai dari A_f dan V_f . Kedua persamaan

integral tersebut diselesaikan dengan metode Simpson's pada setiap perubahan sudut engkol. Untuk mendapatkan sebuah nilai yang tepat dari A_f , nilai yang dihasilkan dari persamaan 11 disesuaikan dengan hasil V_f yang diperoleh dari integrasi. Sebuah nilai yang akurat diperoleh dengan cara iterasi *flame radius* dengan menggunakan metode Newton-Raphson.

Jika fraksi burned gas diplotkan terhadap sudut engkol, maka akan membentuk sebuah kurva seperti lurus S (lihat Gambar 3). Ini terbentuk dari fenomena dari proses pembakaran awal yang lambat, dan meningkat secara bertahap hingga mencapai titik dimana berlangsungnya proses pembakaran cepat, serta pada akhir proses pembakaran akan terjadi penurunan kecepatan nyala api.

Untuk meningkatkan ketelitian selama proses pembakaran, proses pembakaran diasumsikan dalam tahapan yang berbeda yaitu, sudut *flame development*, sudut *rapid combustion* dan sudut *final combustion*. Sudut *flame development* adalah sudut dimana 0-10% massa gas campuran terbakar. Sedangkan, sudut *rapid combustion* adalah sudut dimana terjadinya pembakaran cepat yaitu pembakaran 10-90% massa gas campuran, dan pada 90-100% massa silinder terbakar disebut sudut *final combustion*. Sudut percikan api yang digunakan dalam model ini adalah sudut dimana *maximum brake torque* (MBT) dihasilkan, yaitu ketika sudut engkol berada pada sudut 10° setelah piston mencapai titik mati atas, massa didalam silinder telah terbakar sebesar 50%, mengikuti metode yang diberikan oleh Heywood [6].

3.4 Model Kecepatan Pembakaran Laminar

Laminar burning velocity merupakan sebuah sifat dari campuran yang mudah terbakar (combustible mixture), yang didefinisikan sebagai kecepatan nyala api laminar yang menunjukkan kecepatan propagasi *flame front* ke dalam wilayah gas *unburned* [30]. Oleh karena itu, jumlah massa *unburned* yang masuk ke wilayah *flame front* tergantung dari kecepatan nyala laminar yang dimiliki oleh campuran bahan bakar dan udara atau gas *unburned*. Pengaruh dari perbandingan campuran bahan bakar dan udara terhadap *laminar burning velocity* untuk bahan bakar hidrokarbon telah diberikan oleh Heywood [6]. Tetapi dalam pendekatan ini tidak mencakup pengaruh gas sisa di dalam ruang bakar dari siklus sebelumnya.

Baru-baru ini, Liao dkk., [31-33] melakukan pengujian terhadap bahan bakar gas alam (natural gas) serta gas alam cair (liquefied petroleum gas) untuk memprediksi *laminar burning velocity* dengan menggunakan bom kalori meter. Pengujian dilakukan pada perbandingan (fuel-air equivalence ratio) 0,6 – 1,4. Tekanan awal pengujian adalah 0,05, 0,1 dan 0,15 MPa. Serta preheat temperatur dari 300 sampai dengan 400 K. Mereka

memperoleh sebuah persamaan empirik yang telah divalidasi pada *equivalence ratios* 0,49–1,43, tekanan dari 0,05 MPa sampai dengan 1,0 MPa, dan temperatur pengujian mulai dari 300 hingga 400 K. Dengan menggunakan persamaan empirik yang sama, Liao dkk., [34] melakukan pengujian pengaruh *exhaust gas recirculation* (EGR) yang tersedia dalam bahan bakar gas alam terhadap *flammability limit*. Mereka memperoleh hasil yang sangat baik ketika dibandingkan dengan data eksperimental. Kemudian, Ibrahim dan Bari [11, 35] menggunakannya untuk memprediksi pengaruh EGR terhadap unjuk kerja mesin SI berbahan bakar gas alam. Korelasi empiris *laminar burning velocity* untuk bahan bakar gas alam sebagai berikut.

$$S_{l,ng}(\varphi, p, T, f) = S_{l,r} \left(\frac{T_u}{T_{u,r}} \right)^{\alpha_T} \left(\frac{p}{p_r} \right)^{\beta_p} (3.4259f^2 - 3.6993f + 1.002) \quad (20)$$

dimana;

$$S_{l,r} = -177.43\varphi^3 + 340.77\varphi^2 - 123.66\varphi - 0.2297$$

$$\alpha_T = 5.75\varphi^2 - 12.15\varphi + 7.94$$

$$\beta_p = -0.925\varphi^2 + 2\varphi - 1.473$$

Selain itu, sebuah korelasi empiris yang juga fungsi temperatur, tekanan, *fuel-air equivalence ratio* dan fraksi gas sisa di dalam silinder untuk memprediksi *laminar burning velocity* dari bahan bakar hidrogen diberikan oleh Verhelst dkk., [36, 37].

$$S_{l,H_2}(\varphi, p, T, f) = S_{l,r} \left(\frac{T_u}{T_{u,r}} \right)^{\alpha_T} \left(\frac{p}{p_r} \right)^{\beta_p} (1 - \gamma_{rg}f) \quad (21)$$

dimana;

$$S_{l,r} = -4,77\varphi^3 + 8,65\varphi^2 - 0,394\varphi - 0,296$$

Nilai rata-rata dari eksponen temperatur α_T adalah 1,232, dan eksponen tekanan β_p tergantung dari *fuel-air equivalence ratio* dan dikelompokkan dalam dua kondisi campuran yaitu untuk $\varphi < 0,6$ dan $\varphi \geq 0,6$.

$$\begin{aligned} & \varphi < 0,6 \\ \beta_p &= 2,90\varphi^3 - 6,69\varphi^2 + 5,06\varphi - 1,16 \end{aligned} \quad (22)$$

dan

$$\begin{aligned} & \varphi \geq 0,6 \\ \beta_p &= 0,0246\varphi + 0,0781 \end{aligned} \quad (23)$$

Pengaruh gas sisa γ_{rg} yang tersedia didalam silinder diperoleh dari

$$\gamma_{rg} = 2.715 - 0.5\varphi \quad (24)$$

Jadi, *laminar burning velocity* untuk bahan bakar campuran dapat dihitung dengan menggunakan persamaan yang diberikan oleh Rakopoulos dan Michos [17].

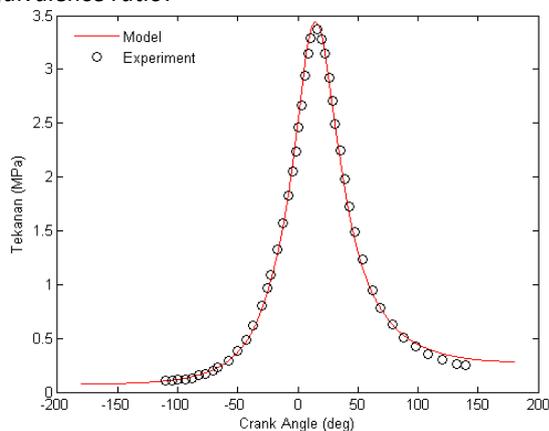
$$S_l(T_w, p, \varphi, f) = \frac{1}{\frac{x_{H_2}}{S_{l,H_2}(T_w, p, \varphi, f)} + \frac{1 - x_{H_2}}{S_{l,ng}(T_w, p, \varphi, f)}} \quad (25)$$

dimana, x adalah fraksi molar dari hidrogen dalam CNG, dan notasi H_2 dan ng merupakan definisi dari hidrogen dan CNG.

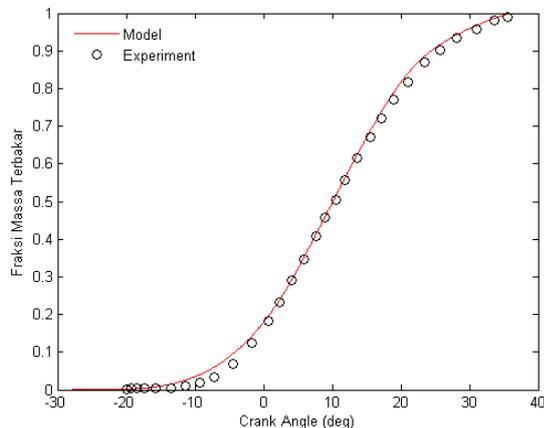
4 Hasil dan Pembahasan

4.1. Validasi Model

Hasil simulasi telah divalidasi dengan data eksperimen yang dilakukan oleh Ma dkk., [28] pada kondisi operasi mesin yaitu 80 kPa tekanan *intake*, kecepatan putaran mesin 2400 rpm dan 0,769 *fuel-air equivalence ratio*.



Gambar 4-a. Validasi tekanan silinder



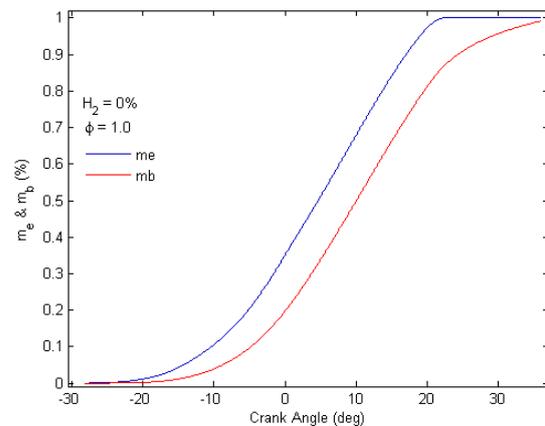
Gambar 4-b. Validasi fraksi massa *burned*

Tekanan silinder yang dihasilkan selama siklus berlangsung ditunjukkan dalam Gambar 4-a, dimana peningkatan tekanan silinder diakibatkan oleh pelepasan panas yang terjadi selama reaksi massa bahan bakar dengan oksigen. Fraksi massa bahan bakar yang bereaksi ditunjukkan pada Gambar 4-b. Validasi kedua data tersebut menunjukkan hasil yang sangat baik dengan error rata-rata 4.1% untuk tekanan dan 4.7% untuk massa *burned*.

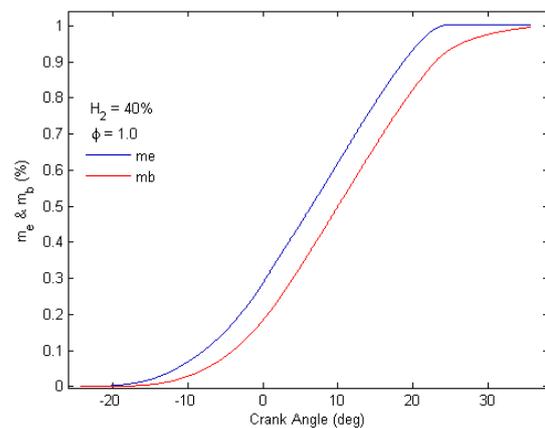
4.2. Pengaruh Pengayaan Hidrogen pada CNG

Komposisi bahan bakar dan *fuel-air equivalence ratio* sangat mempengaruhi laju reaksi pembakaran. Kedua variabel ini sangat menentukan keberlangsungan reaksi pembakaran serta dapat mempengaruhi sifat intensif (*intensive property*) sistem selama proses berlangsung.

Laju proses pembakaran pada motor bakar *SI* membentuk profil *S*, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 5-8. Perbedaan bentuk yang terjadi pada setiap *flame development*, sudut *rapid combustion* dan sudut *final combustion* diakibatkan oleh perubahan komposisi kimia bahan bakar dan juga disebabkan oleh perubahan *fuel-air equivalence ratio*.



Gambar 5. Fraksi massa gas yang masuk ke *flame front area* (m_e) dan fraksi massa gas yang terbakar (m_b) bahan bakar CNG

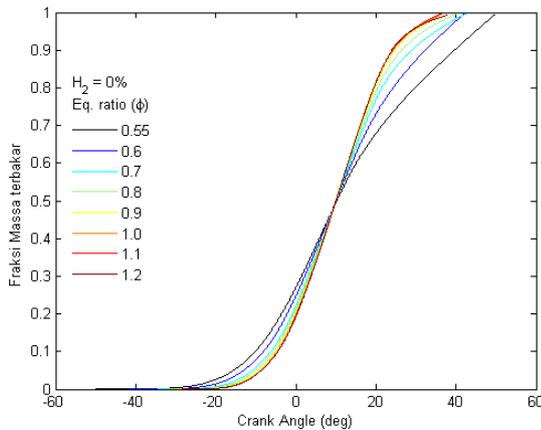


Gambar 6. Fraksi massa gas yang masuk ke *flame front area* (m_e) dan fraksi massa gas yang terbakar (m_b) untuk bahan bakar CNG dengan penambahan 40% hidrogen.

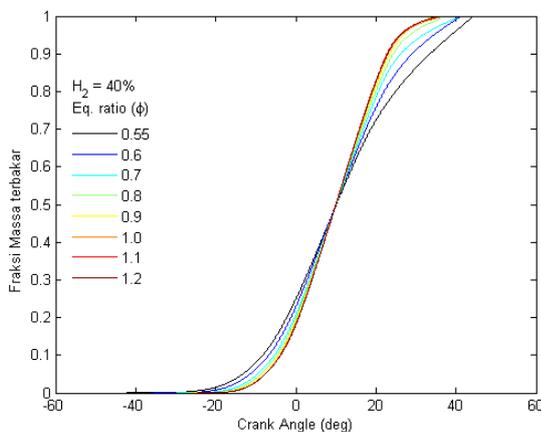
Profil *S* pada Gambar 5 dan 6 menunjukkan Fraksi massa gas yang masuk ke *flame front area* (m_e) dan fraksi massa gas yang terbakar (m_b) pada kondisi campuran stoikiometri untuk setiap perubahan sudut poros engkol, dimana jarak antara m_e dan m_b merupakan waktu/kecepatan reaksi dari gas campuran. Pada Gambar 5 menunjukkan jarak antara garis m_e dan m_b untuk bahan bakar CNG memiliki nilai lebih besar

dibandingkan dengan jarak antara m_e dan m_b pada Gambar 6. Hal ini menunjukkan perubahan komposisi bahan bakar akibat penambahan 40% hydrogen kedalam CNG dapat meningkatkan *laminar burning velocity*, sehingga dapat mempersingkat durasi pembakaran.

Selain itu, *fuel-air equivalence ratio* juga sangat mempengaruhi *laminar burning velocity*, hal ini disebabkan oleh perubahan fraksi campuran bahan bakar dengan udara. Gambar 7 menunjukkan perubahan kecepatan proses pembakaran pada *fuel-air equivalence ratio* 0,55 hingga 1,2 untuk bahan bakar CNG. Banyaknya jumlah udara dari stoikiometri dapat menyebabkan terjadinya penurunan kecepatan reaksi, sehingga diperlukan durasi yang lebih panjang untuk membakar semua bahan bakar yang ada didalam silinder. Dibandingkan dengan Gambar 8 dengan penambahan 40% fraksi hydrogen kedalam CNG dapat mempersingkat durasi pembakaran pada semua *fuel-air equivalence ratio*. Persilangan yang terjadi pada kedua gambar tersebut menunjukkan bahwa pada semua *fuel-air equivalence ratio* berlangsung pada kondisi MBT, dimana proses pembakaran telah berlangsung sebesar 50% pada sudut 10° setelah TMA.

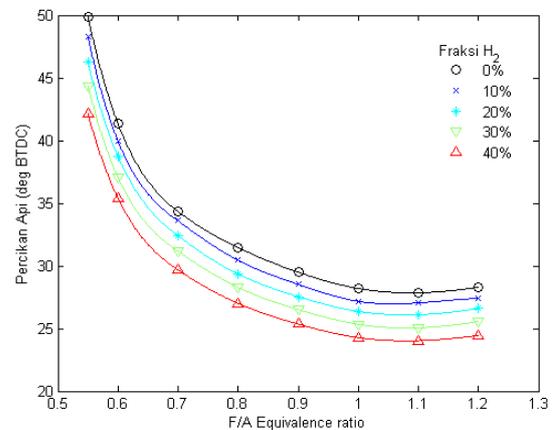


Gambar 7. Fraksi massa yang terbakar bahan bakar CNG

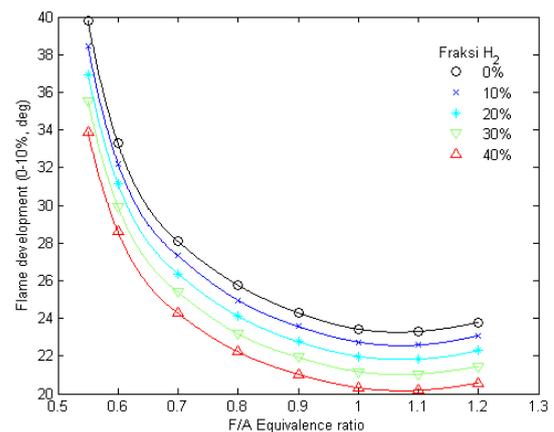


Gambar 8. Fraksi massa yang terbakar dengan 40% vol. H₂

Meningkatnya *laminar burning velocity* bahan bakar baik akibat penambahan H₂ maupun peningkatan *fuel-air equivalence ratio* hingga mendekati stoikiometri memberikan dampak yang baik terhadap penurunan durasi pembakaran, sehingga dapat meningkatkan tekanan puncak yang dihasilkan selama proses pembakaran berlangsung. Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 9 penurunan sudut percikan api sebanding dengan peningkatan *fuel-air equivalence ratio* hingga 1.1 dan sudut percikan api kembali meningkat pada campuran lebih kaya. Penurunan juga terjadi dengan penambahan beberapa fraksi hydrogen kedalam bahan bakar CNG. Hal ini disebabkan oleh meningkatnya *laminar burning velocity* bahan bakar, yaitu menurun sebesar 4° sampai dengan 8° sudut poros engkol.



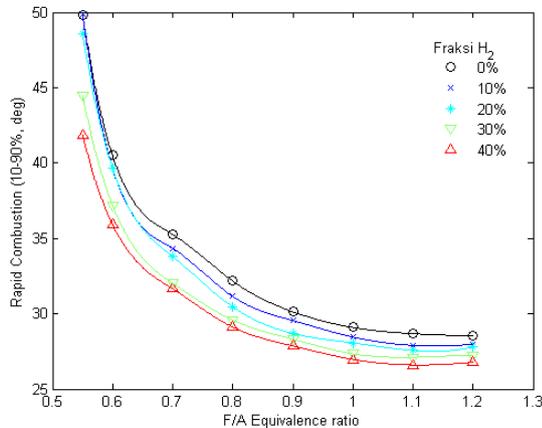
Gambar 9. Sudut percikan api dengan variasi H₂ dan *fuel-air equivalence ratio*



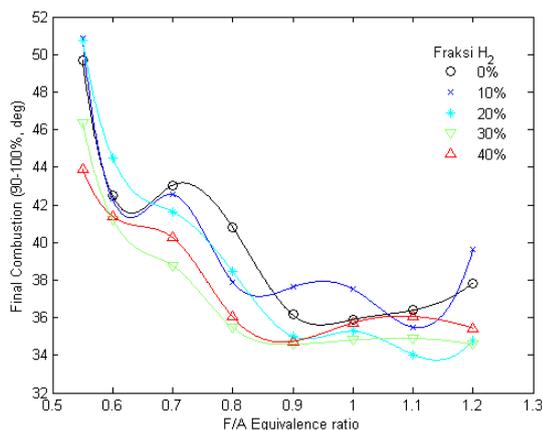
Gambar 10. Sudut flame development versus *fuel-air equivalence ratio*

Tingginya fraksi H₂ memberikan kontribusi besar dalam mempercepat *flame development* dan juga memberikan dampak positif terhadap *turbulent flame propagation* yang disebabkan oleh peningkatan *laminar burning velocity*. Hal ini dapat menjadikan propagasi nyala api lebih stabil dan durasi yang sangat singkat, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 10, penurunan derajat sudut engkol sebesar 3° hingga 6° pada kondisi

campuran kaya sampai dengan campuran miskin. Sedangkan pada tahap *rapid combustion* (Gambar 11) penurunan sudut engkol terjadi sebesar 2° hingga 8° akibat dari pengayaan 40% volume H_2 kedalam CNG.



Gambar 11. Sudut *rapid combustion* dengan variasi H_2 dan *fuel-air equivalence ratio*



Gambar 12. Sudut *final combustion* dengan variasi H_2 dan *fuel-air equivalence ratio*

Serta penurunan derajat sudut engkol juga terjadi pada tahap *final combustion* yaitu sebesar sebesar 6° khususnya pada *fuel-air equivalence ratio* 0,55 dengan pengayaan H_2 sebesar 40% . Penambahan H_2 sebesar 20% hingga 40% menjadikan reaksi pembakaran lebih stabil sehingga dapat mengurangi durasi pembakaran.

Tingginya *laminar burning velocity* dan *turbulent flame propagation* sangat diharapkan. Hal ini dapat mempersingkat waktu *delay* pada proses pembakaran awal dan juga durasi pembakaran. Singkatnya waktu yang diperlukan untuk menyelesaikan proses pembakaran akan menghasilkan tekanan dan temperatur puncak yang maksimal yang berdampak pada peningkatan efisiensi motor bakar *SI*, sehingga proses konversi energi dapat berlangsung dengan optimal.

5 Kesimpulan

Sebuah model kuasi dimensi telah dibangun untuk mengoptimalkan sistem percikan api pada mesin *SI* yang menggunakan bahan bakar CNG dengan pengayaan hidrogen. Simulasi dilakukan dengan penambahan hidrogen hingga 40% dan dioperasikan pada *fuel-air equivalence ratio* 0,55 hingga 1,2. Hasil optimasi pada kondisi MBT menunjukkan, proses pembakaran pada mesin *SI* sangat tergantung pada komposisi campuran. Pembakaran bahan bakar CNG memerlukan durasi yang lebih lama dibandingkan dengan bahan bakar campuran CNG- H_2 . Singkatnya durasi pembakaran dapat mengurangi kerugian panas melalui dinding silinder serta dapat meningkatkan tekanan puncak di dalam silinder yang berdampak pada meningkatnya kerja yang dihasilkan. Pengayaan hidrogen dalam CNG juga berdampak sangat baik pada campuran dibawah campuran stoikiometri yang dapat mengstabilkan pembakaran pada kondisi campuran lebih kurus yang disebabkan oleh meningkatnya *laminar burning velocity* bahan bakar. Hal ini memungkinkan mesin beroperasi pada campuran lebih kurus dengan efisiensi termal yang tinggi serta dapat mengurangi polusi.

Referensi

- [1] Das, L.M., *Hydrogen engines: A view of the past and a look into the future*. International Journal of Hydrogen Energy, 1990. **15**(6): p. 425-443.
- [2] Das, L.M., *On-board hydrogen storage systems for automotive application*. International Journal of Hydrogen Energy, 1996. **21**(9): p. 789-800.
- [3] Yang, J., dkk., *High capacity hydrogen storage materials: attributes for automotive applications and techniques for materials discovery*. Chemical Society Reviews, 2010. **39**(2): p. 656-675.
- [4] Akif Ceviz, M., dkk., *Engine performance, exhaust emissions, and cyclic variations in a lean-burn SI engine fueled by gasoline-hydrogen blends*. Applied Thermal Engineering, 2012. **36**(0): p. 314-324.
- [5] Kim, K., dkk., *Effect of natural gas composition on the performance of a CNG engine*. Oil and Gas Science and Technology - Rev. IFP, 2009. **64**(2): p. 199-206.
- [6] Heywood, J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 1988, New York: McGraw-Hill Book Company.
- [7] Gatowski, J.A., J.B. Heywood, dan C. Deleplace, *Flame photographs in a spark-ignition engine*. Combustion and Flame, 1984. **56**(1): p. 71-81.
- [8] Bayraktar, H., *Mathematical modeling of spark-ignition engine cycles*. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 2003. **25**(7): p. 651 - 666.
- [9] Bayraktar, H. dan O. Durgun, *Development of an empirical correlation for combustion durations in spark ignition engines*. Energy Conversion and Management, 2004. **45**(9-10): p. 1419-1431.
- [10] Bayraktar, H., *Theoretical investigation of flame propagation process in an SI engine running on gasoline-ethanol blends*. Renewable Energy, 2007. **32**(5): p. 758-771.
- [11] Ibrahim, A. dan S. Bari, *Optimization of a natural gas SI engine employing EGR strategy using a two-zone combustion model*. Fuel, 2008. **87**(10-11): p. 1824-1834.

- [12] Bilgin, A., *Geometric features of the flame propagation process for an SI engine having dual-ignition system*. INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH, 2002.
- [13] Huang, Z., dkk., *Combustion characteristics of a direct-injection engine fueled with natural gas-hydrogen blends under different ignition timings*. Fuel, 2007. **86**(3): p. 381-387.
- [14] Chen, Z., *Effects of hydrogen addition on the propagation of spherical methane/air flames: A computational study*. International Journal of Hydrogen Energy, 2009. **34**(15): p. 6558-6567.
- [15] Ferguson, C.R., *Internal Combustion Engine, Applied Thermosciences*. 1986: John Wiley & Sons.
- [16] Rakopoulos, C.D. dan C.N. Michos, *Development and validation of a multi-zone combustion model for performance and nitric oxide formation in syngas fueled spark ignition engine*. Energy Conversion and Management, 2008. **49**(10): p. 2924-2938.
- [17] Rakopoulos, C.D. dan C.N. Michos, *Quasi-dimensional, multi-zone combustion modelling of turbulent entrainment and flame stretch for a spark ignition engine fuelled with hydrogen-enriched biogas*. International Journal of Vehicle Design, 2009. **49**(1): p. 3-51.
- [18] Pulkrabek, W.W., *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. 2nd ed. 2004, Upper Saddle River, N.J.: Pearson Prentice Hall. xxiii, 478 p.
- [19] Ganesan, V., *Internal Combustion Engines*. 2nd ed, ed. I. Edition. 2004, Asia: McGraw-Hill Education. 777.
- [20] Borman, G.L. dan K.W. Ragland, *Combustion Engineering*. 1998, United States of America: McGraw-Hill.
- [21] Tinaut, F.V., dkk., *Method for predicting the performance of an internal combustion engine fuelled by producer gas and other low heating value gases*. Fuel Processing Technology, 2006. **87**(2): p. 135-142.
- [22] Blizard, N.C. dan J.C. Keck, *Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engines*. SAE technical paper, 1974.
- [23] Tabaczynski, R.J., F.H. Trinker, dan B.A.S. Shannon, *Further refinement and validation of a turbulent flame propagation model for spark-ignition engines*. Combustion and Flame, 1980. **39**(2): p. 111-121.
- [24] Verhelst, S. dan C.G.W. Sheppard, *Multi-zone thermodynamic modelling of spark-ignition engine combustion - An overview*. Energy Conversion and Management, 2009. **50**(5): p. 1326-1335.
- [25] Tabaczynski, R.J., C.R. Ferguson, dan K. Radhakrishnan, *A turbulent entrainment model for spark-ignition engine combustion*. SAE technical paper, 1977.
- [26] Aghdam, E.A., dkk., *Study of cyclic variation in an SI engine using quasi-dimensional combustion model*, in *Modeling of SI and Diesel Engines, 2007*, W. Dai, dkk., Editors. 2007, SAE International: USA. p. 249-263.
- [27] Ferguson, C.R. dan A.T. Kirkpatrick, *Internal Combustion Engines, Applied Thermosciences*. 2nd ed. 2001: Wiley.
- [28] Ma, F., dkk., *Development and validation of a quasi-dimensional combustion model for SI engines fuelled by HCNG with variable hydrogen fractions*. International Journal of Hydrogen Energy, 2008. **33**(18): p. 4863-4875.
- [29] Keck, J.C., *Turbulent flame structure and speed in spark-ignition engines*. Symposium (International) on Combustion, 1982. **19**(1): p. 1451-1466.
- [30] Merker, G.P., dkk., *Simulating Combustion*. Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development. 2006, Verlag Berlin Heidelberg: Springer.
- [31] Liao, S.Y., dkk., *Measurements of markstein numbers and laminar burning velocities for natural gas-air mixtures*. Energy and Fuels, 2004. **18**(2): p. 316-326.
- [32] Liao, S.Y., dkk., *Measurements of Markstein numbers and laminar burning velocities for liquefied petroleum gas-air mixtures*. Fuel, 2004. **83**(10): p. 1281-1288.
- [33] Liao, S.Y., D.M. Jiang, dan Q. Cheng, *Determination of laminar burning velocities for natural gas*. Fuel, 2004. **83**(9): p. 1247-1250.
- [34] Liao, S.Y., dkk., *Approximation of flammability region for natural gas-air-diluent mixture*. Journal of Hazardous Materials, 2005. **125**(1-3): p. 23-28.
- [35] Ibrahim, A. dan S. Bari, *A comparison between EGR and lean-burn strategies employed in a natural gas SI engine using a two-zone combustion model*. Energy Conversion and Management, 2009. **50**(12): p. 3129-3139.
- [36] Verhelst, S., dkk., *Laminar and unstable burning velocities and Markstein lengths of hydrogen-air mixtures at engine-like conditions*. Proceedings of the Combustion Institute, 2005. **30**(1): p. 209-216.
- [37] Verhelst, S. dan R. Sierens, *A quasi-dimensional model for the power cycle of a hydrogen-fuelled ICE*. International Journal of Hydrogen Energy, 2007. **32**(15): p. 3545-3554.