

Numerical Analysis of Turbulence Model for Air and Hot EGR Flow Mixtures in Intake Manifold of Diesel Engine

Syaiful¹⁾, Tommy Hendarto²⁾

¹⁾ Mechanical Engineering Diponegoro University

²⁾ Graduate Student of Mechanical Engineering of Diponegoro University

Jl. Prof Sudarto, SH. Tembalang-Semarang 50275

Tlp +6224-7460059 Fax +6224-7460059 email: syaiful.undip2011@gmail.com

ABSTRACT

Exhaust gas recirculation is a method in which a partial exhaust gas is injected into a combustion chamber of combustion engine. This method can reduce effectively NO_x pollutions emitted from diesel engine and can increase slightly thermal efficiency. In this study, hot EGR is applied as the method. The use of hot EGR results an increase of intake air temperature that enters into the combustion chamber of diesel engine. The rise of intake air temperature increases a combustion velocity resulting the improvement of thermal efficiency. A numerical simulation by using computational fluid dynamics method is employed to predict a characteristic of air and EGR flow mixtures in the intake manifold of diesel engine. This characteristic is important to predict the temperature distributions for locating a thermocouple censor in the experiment to identify the intake manifold temperature. Therefore, the termocouple location is important to be considered in this investigation. For this reason, the identification of turbulence models in this numerical simulation are studied to obtain the best model for predicting the phenomena of flow and temperature of air and EGR flow mixtures. The exhaust gas as a working fluid used in this modeling is a hot air. Velocity and temperature of the fluid entered the inlets and piping hot EGR intake manifold are varied at the different openings, loads and RPM. Turbulence modeling used in this model is $k-\epsilon$, $k-\omega$ and Reynolds Stress Model (RSM) with the discretization of First-Order Upwind (FOU) and Second-Order Upwind (SOU). In this study, it can be concluded that FOU RSM turbulence model selection on the modeling of air mixing with EGR provides the best results than other turbulence models at 25% load (0.291% error), 50% load (0.443% error), 75% load (0.419% error) while at 0% load (0.374% error) and 100% load (0.505% error) $k-\epsilon$ turbulence models SOU has the best results.

Key words: NO_x pollution, hot EGR, intake manifold EGR, turbulence model, discretization

Pendahuluan

Perkembangan jumlah kendaraan di Indonesia menunjukkan peningkatan yang signifikan dari tahun ke tahun. Berdasarkan data dari BPS, rata-rata kenaikan jumlah kendaraan bermotor di Indonesia dari tahun 2000-2010 pertahunnya adalah 15,14%. Tahun 2000 jumlah kendaraan bermotor di Indonesia sebesar 18.975.344 dan pada tahun 2010 meningkat lebih dari 400% menjadi 76.907.127 (www.bps.go.id). Hal ini menyebabkan beberapa akibat, antara lain adalah tingkat polusi udara yang tinggi. Studi Bappenas pada tahun 2009 melaporkan bahwa Indonesia menjadi negara dengan tingkat polusi udara tertinggi ketiga di dunia. Kontribusi gas buang kendaraan bermotor sebagai sumber polusi udara terbesar mencapai 60-70%, dibanding dengan industri yang hanya berkisar antara 10-15%. (Aryo Sasmita, 2011).

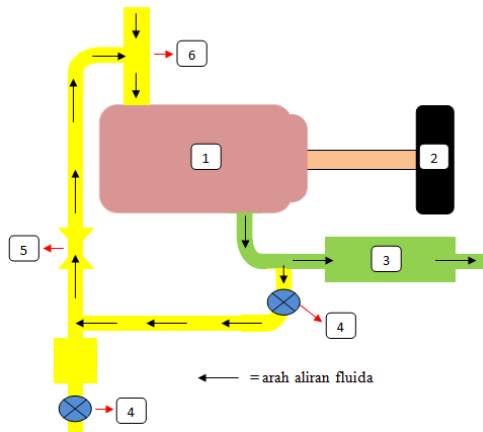
Pencemaran udara adalah penyebab penyakit akut dan kronis pada kesehatan manusia [Aryo Sasmita, 2011]. NO_x dan PM (*particular matter*) merupakan emisi paling tinggi yang dikeluarkan dari hasil sisa pembakaran mesin diesel dibandingkan *hydrocarbon* dan *carbon monoxide*. Menurut peraturan perundang-undangan Menteri Lingkungan Hidup No.4 Tahun 2009 Tentang Ambang Batas Emisi Gas Buang Kendaraan Bermotor Tipe Baru, maka perlu adanya upaya untuk mereduksi emisi kendaraan bermotor.

Salah satu upaya yang digunakan yaitu dengan memodifikasi mesin dan sistem pembakarannya.

Exhaust gas recirculation (EGR) merupakan suatu metode dimana sebagian gas buang hasil pembakaran dimasukkan kembali ke ruang bakar. EGR efektif untuk mengurangi kadar NO_x (Zheng Ming, 2003). Pada penelitian ini digunakan EGR jenis *hot* EGR. Penggunaan *hot* EGR akan mengakibatkan temperatur udara intake yang masuk ke ruang bakar meningkat. Kenaikan temperatur ini akan mengakibatkan kenaikan kecepatan pembakaran sehingga efisiensi termal pun meningkat. Simulasi numerik dalam komputasi fluida dinamik digunakan untuk memprediksi karakteristik aliran campuran udara dengan EGR di dalam *intake manifold* EGR pada mesin diesel yang utamanya digunakan untuk mengidentifikasi temperatur campuran udara dengan EGR. Dengan diketahuinya nilai temperatur campuran udara dengan EGR maka kita bisa mengetahui temperatur udara intake ruang bakar. Pemodelan turbulensi yang digunakan adalah model $k-\epsilon$, model $k-\omega$ dan *Reynolds Stress Model* (RSM) dengan diskritisasi *First-Order Upwind* (FOU) serta *Second-Order Upwind* (SOU). Pemodelan simulasi ini menggunakan FLUENT 6.3.26.

Metode Penelitian

1. Skema Sistem EGR



Gambar 4. Skema sistem EGR yang digunakan dalam eksperimen.

Keterangan gambar:

- | | |
|----------------------|-------------------------|
| 1 = Mesin diesel | 2 = Dinamometer |
| 3 = Exhaust muffler | 4 = Katup |
| 5 = Venturi scrubber | 6 = Intake manifold EGR |

Pada eksperimen dilakukan pengujian dengan variasi bukaan katup beban dan EGR pada berbagai putaran mesin yaitu 1300 rpm, 1700 rpm, 2100 rpm, dan 2500 rpm. Variasi bukaan katup beban adalah 0%, 25%, 50%, 75% dan 100%. Sedangkan variasi bukaan katup EGR dari 25%, 50%, 75% sampai 100%. Data-data yang didapat dari pengujian ini nantinya akan digunakan untuk simulasi.

2. Model Turbulen dan Diskritisasi

2.1 Model Turbulen

2.1.1 Model k - ϵ Standard

Model k - ϵ standar merupakan model semi empiris berdasarkan persamaan *transport* untuk energi kinetik (k) dan laju disipasi (ϵ) (Fluent, 1999). Energi kinetik turbulen, (k) dan laju disipasi (ϵ) diperoleh dari persamaan *transport* berikut:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon + S_k$$

dan

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} + (G_k + G_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon$$

Viskositas turbulen, μ_t dihitung dengan mengkombinasikan k dan ϵ sebagai berikut:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

2.1.2 Model k - ω standard

Model k - ω standar merupakan model empiris berdasarkan persamaan *transport* untuk energi kinetik (k) dan laju disipasi spesifik (ω) (Fluent, 1999). Energi kinetik turbulen, (k) dan

laju disipasi spesifik (ω) diperoleh dari persamaan *transport* berikut:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k$$

dan

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega$$

Viskositas turbulen, μ_t dihitung dengan persamaan kombinasi dari k dan ω yaitu:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{k}{\omega}$$

2.1.3 Reynold Stress Model (RSM)

RSM mendekati persamaan *Navier-Stokes* (*Reynolds-averaged*) dengan menyelesaikan persamaan *transport* untuk tegangan *Reynolds* bersama-sama dengan persamaan laju disipasi. RSM tidak selalu memberikan hasil yang lebih baik dibanding dengan model yang lebih sederhana (dengan 1 atau 2 persamaan) pada semua jenis aliran dengan komputasi yang lebih berat (Fluent, 1999).

Persamaan *transport* yang tepat untuk *transport* tegangan Reynolds, $\rho \overline{u_i' u_j'}$, dapat ditulis sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u_i' u_j'})}_{\text{penurunan waktu lokal}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k \overline{u_i' u_j'})}_{C_{ij} \equiv \text{konveksi}} &= - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}[(\rho \overline{u_i' u_j' u_k'}) + (\overline{p(\delta_{kj} u_i' + \delta_{ji} u_k')})]}_{D_{T,ij} \equiv \text{difusi turbulen}} \\ &+ \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}(\mu \frac{\partial}{\partial x_k}(\overline{u_i' u_j'}))}_{D_{L,ij} \equiv \text{difusi molekul}} - \underbrace{\rho \left(\overline{u_i' u_k'} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u_j' u_k'} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right)}_{P_{ij} \equiv \text{produksi tegangan (stress)}} - \underbrace{\rho \beta (\overline{g_i u_j' \theta}) + \overline{g_j u_i' \theta}}_{G_{T,ij} \equiv \text{produksi gaya apung}} \\ &+ \underbrace{\rho \left(\frac{\partial \overline{u_i'}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{u_j'}}{\partial x_j} \right)}_{\phi_{ij} \equiv \text{tegangan regangan}} - \underbrace{2 \mu \frac{\partial \overline{u_i'}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u_j'}}{\partial x_k}}_{\epsilon_{ij} \equiv \text{disipasi}} \\ &\quad - \underbrace{2 \rho \Omega_k (\overline{u_j' u_m'} \epsilon_{ikm} + \overline{u_i' u_m'} \epsilon_{jkm})}_{F_{ij} \equiv \text{produksi dari sistem yang berotasi}} \end{aligned}$$

Viskositas turbulen, μ_t dihitung dengan persamaan yang sama pada $k - \epsilon$ yaitu:

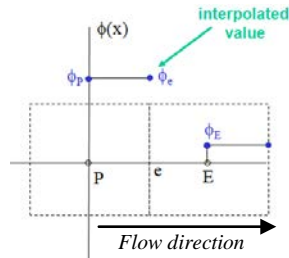
$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

2.2 Diskritisasi

CFD menggunakan suatu teknik berbasis volume kendali untuk mengubah bentuk persamaan diferensial umum ke bentuk persamaan aljabar agar dapat dipecahkan secara numerik. Teknik volume kendali ini intinya adalah pengintegralan persamaan diferensial umum untuk setiap volume kendali, sehingga menghasilkan suatu persamaan diskrit yang mengekalkan setiap besaran pada suatu basis volume kendali.

2.2.1 First-Order Upwind Scheme

Pada skema ini, nilai dari ϕ_f diatur sama dengan nilai ϕ pada sel pusat (Fluent, 1999). Keuntungan utama dari skema ini adalah mudah diaplikasikan serta menghasilkan perhitungan yang sangat stabil, namun hasilnya sangat difusif (Andre Bakker, 2002).



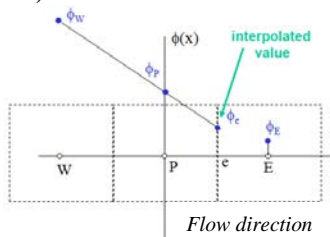
Gambar 2. Skema penentuan nilai sisi sel pada diskritisasi *First-Order Upwind* (Andre Bakker, 2002).

2.2.2 Second-Order Upwind Scheme

Dalam pendekatan ini, keakuratan orde yang lebih tinggi diperoleh pada sisi-sisi sel melalui ekspansi deret Taylor berdasarkan solusi pusat sel di sekitar sentroid sel (Fluent, 1999). Oleh karena itu, saat *second-order upwind* dipilih, nilai sisi ϕ_f dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\phi_f = \phi + \nabla\phi \cdot \vec{r}$$

Gradien ditentukan dari dua sel *upstream* atau sel hulu sebelum sel pusat yang ada. Skema ini lebih akurat dibandingkan *First-Order Upwind*, tetapi pada daerah yang memiliki gradien tinggi, nilai dari sel *face* bisa berada di luar perkiraan dari rentang nilai sel. Diperlukan pembatasan nilai-nilai *face* prediksi untuk mengatasi hal ini (Andre Bakker, 2002).



Gambar 3. Skema penentuan nilai sisi sel pada diskritisasi *Second-Order Upwind* (Andre Bakker, 2002)

3. Proses Simulasi

a. *Preprocessing.*

Pada penelitian ini pembuatan model CAD *intake manifold* EGR digambarkan *software* Catia V5R14 lalu di-*import* ke GAMBIT 2.3.16 untuk dilakukan *meshing* dan penentuan kondisi batas. Setelah itu hasil *meshing* akan disimulasikan dengan FLUENT 6.3.26.

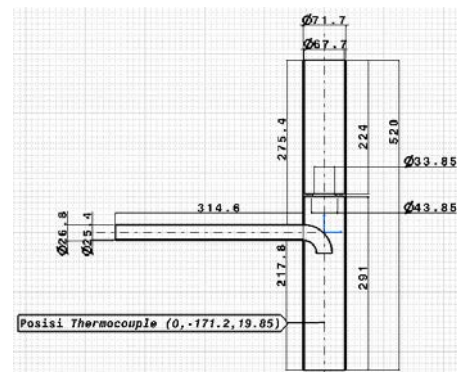
Asumsi pemodelan yang diterapkan pada kasus ini adalah:

- 1) Simulasi dilakukan pada jenis aliran 3D dan *steady*.

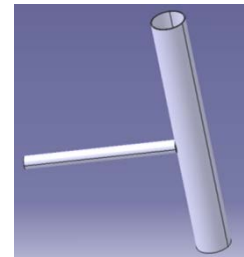
- 2) Aliran yang terjadi adalah aliran internal, aliran turbulen dan inkompresibel ($M < 0,3$)
- 3) *Intake manifold* EGR dianggap terisolasi sempurna dan tidak ada *heat flux* pada dinding *intake manifold*.



Gambar 5. *Manifold intake* EGR.

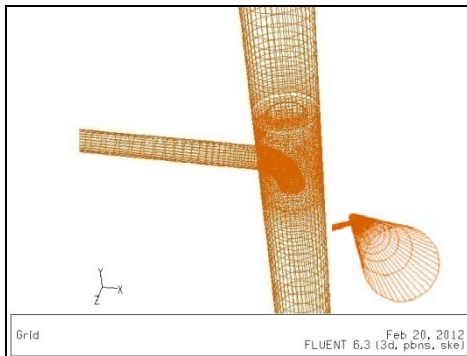


Gambar 6. Gambar spesifikasi geometri *manifold intake* EGR.



Gambar 7. Gambar geometri 3D model *manifold intake EGR*.

Penggenerasian jenis *mesh* dilakukan berbeda menyesuaikan dengan bentuk geometri pada pembagian volume yang ada. Pada 3 percabangan pipa penggenerasian *mesh* menggunakan *mode* lapisan batas dengan *mesh* volume elemen *Hex/Wedge* dengan tipe *Copper*. Pemakaian *mode* lapisan batas (*boundary layer*) pada 3 percabangan ini diharapkan dapat meningkatkan keakuratan pengukuran gaya gesek pada aliran turbulen yang ada. Sedangkan daerah pertemuan pipa percabangan menggunakan tipe *mesh* volume *Tet/Hybrid* dengan tipe *Tgrid*. Gambar 8 memperlihatkan hasil penggenerasian *mesh* pada model yang selanjutnya dijadikan sebagai model komputasi.

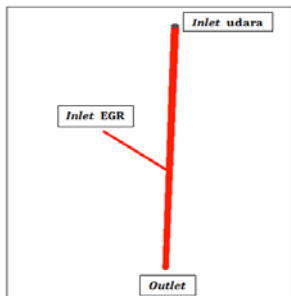


Gambar 8. Grid terstruktur pada domain.

Terdapat 116.600 sel pada *mesh* yang dijadikan sebagai model komputasi. Setelah itu, dilakukan penilaian *mesh* elemen. Syarat yang harus dipenuhi pada volume terburuk menunjukkan $< 0,85$. Apabila syarat ini tidak terpenuhi, maka kembali pada langkah sebelumnya, yaitu *meshing*.

Tabel 1. Penentuan tipe batas spesifik *intake manifold* EGR.

Nama domain	Tipe batas spesifik
Inlet EGR	Velocity Inlet
Inlet Udara	Velocity Inlet
Outlet	Outflow
Wall	Wall
Interface	Interface



Gambar 9. Daerah domain untuk *intake manifold* EGR

b. Solving

Simulasi pada penelitian ini menggunakan metode solusi *pressure based*. Hal ini terkait dengan asumsi aliran yang inkompresibel. Sedangkan model turbulensi yang digunakan adalah model *standard k-ε*, model *standard k-ω*, dan *Reynolds Stress Model (RSM)*.

- 1) Jenis fluida = air (udara)
- 2) Densitas (kg/m^3) = *incompressible ideal gas*
- 3) Kalor spesifik (J/kgK) = polinomial
- 4) Konduktivitas termal (W/mK) = polinomial
- 5) Viskositas (kg/m.s) = polinomial
- 6) Massa molekul (kg/kgmol) = 28.966

Tabel 2. Koefisien polinomial untuk fluida inlet EGR dan inlet udara.

Koefisien Polinomial	Properties		
	C_p	k	μ
1	958.27	0.003	1e-06
2	0.2418	8e-05	7e-08
3	-0.0001	-8e-09	-4e-11
4	6e-08	-1e-11	2e-14
5		7e-15	-3e-18

Tabel 3. Jenis diskritisasi yang digunakan dalam simulasi.

Discretization	Type
Pressure-Velocity Coupling	SIMPLE
Pressure	Standard
Momentum	FOU dan SOU
Turbulence Kinetic Energy	FOU dan SOU
Turbulence Dissipation Rate**	FOU dan SOU
Specification Diss. Rate ^	FOU dan SOU
Energy	FOU dan SOU
Reynolds Stresses*	FOU dan SOU

* = Persamaan tambahan pada model turbulen RSM

^ = Persamaan tambahan pada model turbulen $k-\omega$

“ = Persamaan tambahan pada model turbulen $k-\epsilon$ dan RSM

Kondisi kecepatan masuk (*velocity inlet*) diterapkan pada batas masuk inlet EGR dan inlet udara. Untuk sisi keluarnya pada bagian ujung bawah *manifold intake* EGR diterapkan kondisi *outflow* karena dalam pengukuran tidak diketahui sifat fluida pada sisi tersebut. Antar muka dari *mesh* volume yang ada diterapkan kondisi *interface*. Permukaan daerah asal *manifold intake* EGR diperlakukan sebagai dinding (*wall*).

Input kecepatan dan temperatur divariasikan sesuai data hasil pengukuran eksperimen penelitian EGR pada berbagai bukaan katup beban, bukaan katup EGR dan putaran mesin.

Sebelum proses iterasi dilakukan, perlu dilakukan *initialization*, yaitu memasukkan input awal. Setelah diinisialisasi, iterasi dijalankan hingga memenuhi kriteria konvergensi yang disyaratkan. Pada simulasi ini menggunakan kriteria konvergensi 10^{-3} untuk semua persamaan kecuali persamaan energi yaitu sebesar 10^{-6} .

Setelah tahap iterasi dilakukan proses adaptasi untuk meningkatkan keakuratan hasil simulasi. Adaptasi menggunakan *Yplus/Ystar* yaitu dengan y^+ berkisar 30-60.

c. Postprocessing

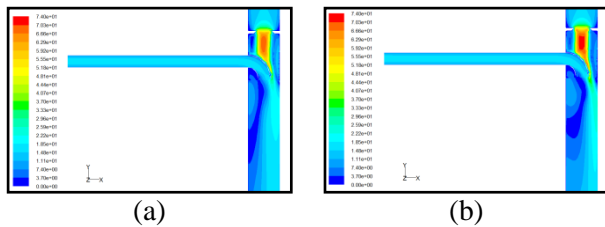
Postprocessing adalah langkah terakhir dalam analisis CFD. Hal yang dilakukan pada langkah ini adalah mengolah dan menginterpretasi data hasil

simulasi CFD yang bisa berupa data, gambar, grafik ataupun animasi.

Hasil dan Pembahasan

1. Karakteristik Aliran pada *Intake Manifold* EGR

a. Kontur Kecepatan

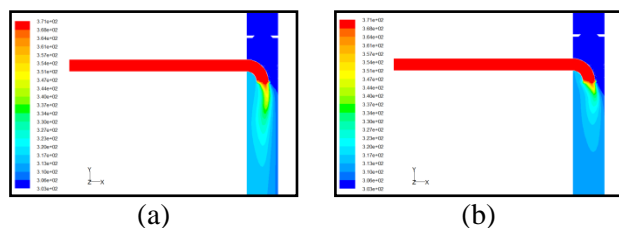


Gambar 10. Kontur kecepatan hasil simulasi a = RSM FOU dan b = RSM SOU

Gambar 10 merupakan gambar kontur kecepatan pada pemodelan pencampuran udara dengan EGR pada bukaan katup beban 25%, bukaan katup EGR 25% dan putaran 2100 rpm pada posisi perpotongan bidang $z=0$ pada model turbulen RSM. Pada Gambar 10 terlihat kontur aliran yang dihasilkan dari model turbulen RSM menunjukkan peningkatan aliran fluida pada daerah dinding *manifold intake* EGR sebelah kanan, pada gambar ini terlihat juga peningkatan intensitas aliran sekunder di daerah percampuran udara dengan EGR yang disebabkan adanya tumbukan dari dua aliran fluida yang saling bertemu, dan juga peningkatan gradien kecepatan disepanjang daerah pencampuran.

Terlihat pada kontur kecepatan bahwa antara diskritisasi *FOU* dan *SOU* menunjukkan perbedaan kontur yang cukup signifikan,

b. Kontur Temperatur



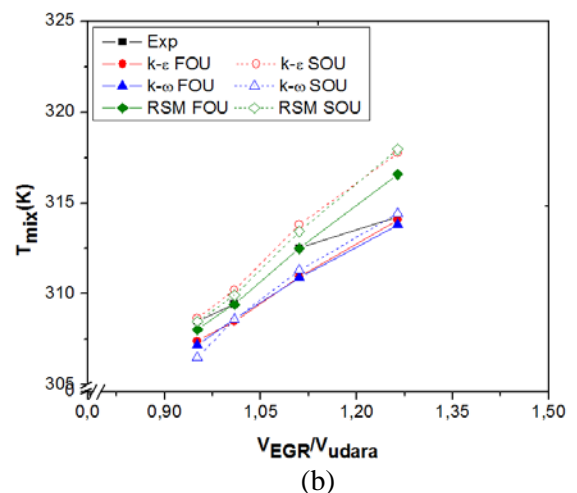
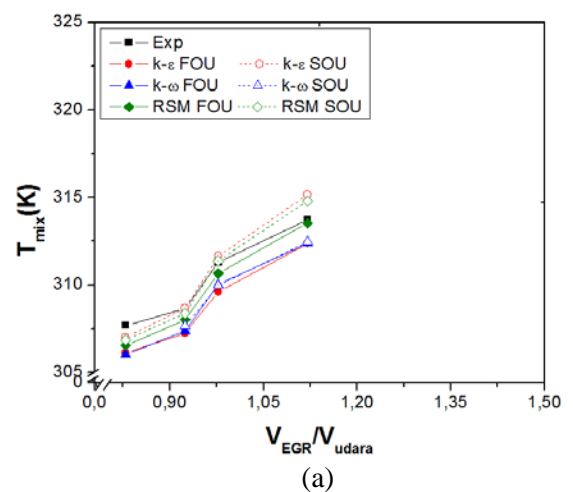
Gambar 11. Kontur kecepatan hasil simulasi a = RSM FOU dan b = RSM SOU

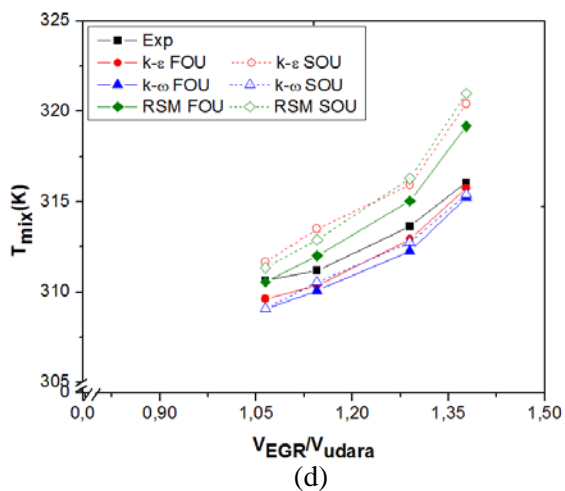
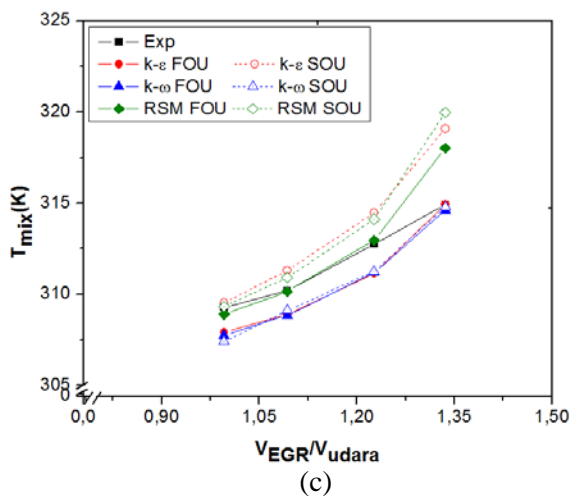
Gambar 11 merupakan gambar kontur distribusi temperatur pada pemodelan pencampuran udara dengan EGR pada bukaan katup beban 25%, bukaan katup EGR 25%, dan putaran 2100 rpm pada posisi perpotongan bidang $z=0$ pada modelan turbulen RSM. Pada Gambar 11 menunjukkan kontur distribusi temperatur yang dihasilkan dari model turbulen RSM terlihat pada gambar terjadi peningkatan gradien temperatur disepanjang daerah pencampuran dan distribusi temperatur terlihat merata didaerah

pencampuran udara dengan EGR dimana termokopel diletakkan.

Terlihat pada kontur temperatur Gambar 11 bahwa antara diskritisasi *FOU* dan *SOU* menunjukkan perbedaan kontur yang cukup signifikan seperti halnya pada penampakan kontur kecepatan, pada diskritisasi *SOU*, alur-alur dari kontur temperatur terlihat jelas bercampur pada daerah pertemuan antara udara dengan EGR yang berada pada tengah pipa, berbeda dengan *FOU* yang bercampurnya tidak sempurna, lebih mengarah ke dinding sebelah kiri, hal ini terlihat dari daerah di dekat dinding sebelah kanan yang tidak mengalami peningkatan suhu. Hal ini disebabkan diskritisasi *SOU* memiliki keakuratan sampai orde ke-2 karena besaran-besaran pada sisi sel ditentukan dengan menggunakan suatu pendekatan rekonstruksi linear multidimensi (melalui ekspansi deret Taylor).

2. Hasil Simulasi





Gambar 12 Grafik perbandingan antara hasil eksperimen dan simulasi untuk berbagai rasio kecepatan EGR dan kecepatan udara terhadap temperatur campuran di *intake manifold* EGR pada bukaan katup beban 25% dengan variasi bukaan katup EGR (a) 25%, (b) 50%, (c) 75%, dan (d) 100%,

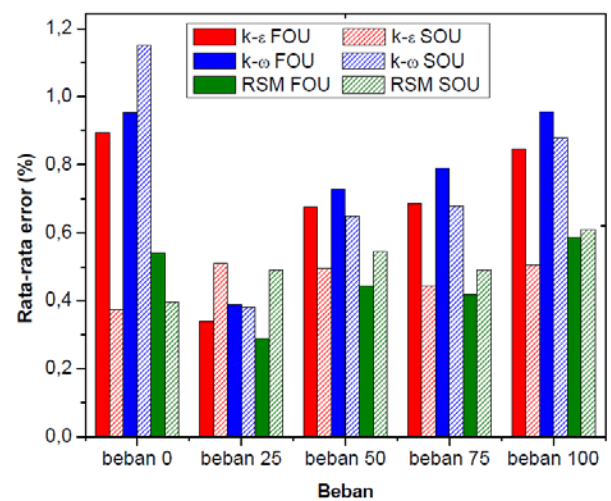
Dari Gambar 12 yang merupakan grafik perbandingan hasil simulasi *hot* EGR menunjukkan kecenderungan tingkatan jenis model turbulen dari paling mendekati hasil eksperimen sampai dengan terjauh adalah sebagai berikut urutannya: $k-\varepsilon$ SOU, RSM SOU, RSM FOU, $k-\varepsilon$ FOU, $k-\omega$ FOU dan $k-\omega$ SOU. Akan tetapi pada variasi bukaan katup EGR tinggi dan rasio antara kecepatan EGR dan udara tinggi, model turbulen $k-\varepsilon$ SOU, RSM SOU mengalami *overestimated*. Hal ini disebabkan pada rasio kecepatan tinggi, gradien kecepatan yang ada di antara sel cukup tinggi, sehingga menyebabkan hasil iterasi nilai dari sisi sel menjadi terlalu menyimpang. Nilai gradien yang tinggi merupakan salah satu kelemahan dari skema diskritisasi *Second-Order Upwind*.

Secara umum RSM baik SOU dan FOU memiliki keakuratan rata-rata yang baik, hal ini dikarenakan *Reynolds Stress Model* mengandung penyelesaian masing-masing untuk *Reynolds stresses tensor* menggunakan *differential transport equations*. Jika pada model $k-\varepsilon$ dan $k-\omega$ terdiri dari 2 persamaan

transport yaitu energi kinetik turbulen (k) dan laju disipasi turbulen (ε dan ω) maka pada *Reynolds Stress Model* terdapat tambahan 5 buah *transport equations* untuk menyelesaikan *Reynolds Stresses tensor*-nya.

Tabel 4. Presentase *error* rata-rata hasil simulasi

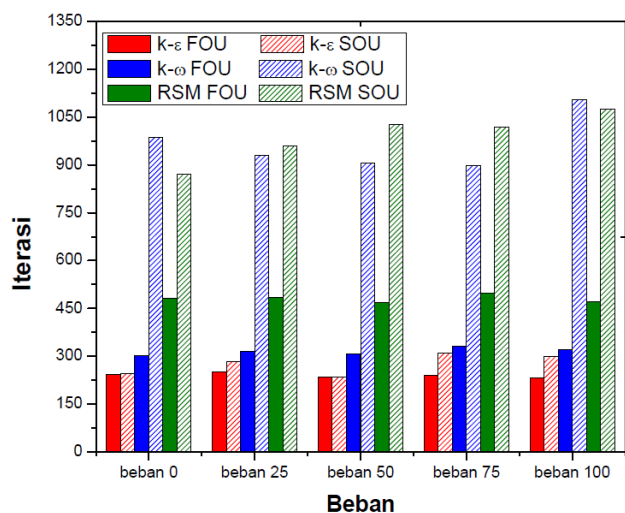
Beban (%)	Rata-Rata Error (%)					
	$k-\varepsilon$ FOU	$k-\varepsilon$ SOU	$k-\omega$ FOU	$k-\omega$ SOU	RSM FOU	RSM SOU
0	0,895	0,374	0,935	1,151	0,541	0,397
25	0,340	0,509	0,390	0,381	0,291	0,490
50	0,675	0,495	0,729	0,650	0,443	0,546
75	0,685	0,444	0,789	0,679	0,419	0,490
100	0,846	0,505	0,955	0,880	0,586	0,608



Gambar 13. Diagram *prosentase error* rata-rata hasil simulasi menggunakan berbagai model turbulen pada simulasi *intake manifold* EGR.

Berdasarkan Gambar 13 *prosentase error* terbesar terdapat pada variasi bukaan katup beban 100% dimana prosentase rata-rata *error* yang ditunjukkan model turbulen $k-\varepsilon$ SOU sekitar 0,505%, RSM FOU 0,586%, RSM SOU 0,608%, $k-\varepsilon$ FOU 0,846%, $k-\omega$ SOU 0,880% dan kemudian $k-\omega$ FOU 0,955%. Sedangkan prosentase *error* terkecil ditunjukkan pada variasi bukaan katup beban 25% dimana *prosentase* rata-rata *error* yang ditunjukkan model turbulen RSM FOU sekitar 0,291%, $k-\varepsilon$ FOU 0,340%, $k-\omega$ SOU 0,381%, $k-\omega$ FOU 0,390%, RSM SOU 0,490% dan kemudian $k-\varepsilon$ SOU 0,509%.

Simulasi dengan menggunakan model turbulen RSM FOU pada pemodelan pencampuran udara dengan EGR memberikan hasil keakuratan yang terbaik dibandingkan model turbulen lain pada saat pembebanan 25% (*error* 0,291%), 50% (*error* 0,443%), 75% (*error* 0,419%) sedangkan pada pembebanan 0% (*error* 0,374%) dan 100% (*error* 0,505%) model turbulen $k-\varepsilon$ SOU memiliki keakuratan terbaik.



Gambar 14. Diagram *time consuming* pada simulasi intake manifold EGR.

Tabel 5 Besar iterasi rata-rata hasil simulasi

Beban (%)	Rata-Rata besar iterasi					
	k-ε FOU	k-ε SOU	k-ω FOU	k-ω SOU	RSM FOU	RSM SOU
0	242	246	302	987	483	870
25	251	284	316	931	484	959
50	235	234	306	907	469	1028
75	239	310	330	898	497	1018
100	233	298	321	1105	470	1076
Rata-rata	240	267	315	966	481	990

Dari Gambar 14 menunjukkan bahwa simulasi dengan menggunakan diskritisasi *Second-Order Upwind* memiliki *time consuming* yang selalu lebih banyak dibandingkan dengan model diskritisasi *First-Order Upwind* karena model interpolasi yang digunakan lebih rumit, akibatnya diperlukan waktu yang lebih lama untuk mencapai nilai konvergensi yang diinginkan. Dengan nilai rata-rata 966 iterasi untuk model *k-ω* SOU, 990 iterasi untuk model RSM SOU, 481 iterasi untuk RSM FOU, 315 iterasi untuk model *k-ω* FOU, 267 iterasi untuk *k-ε* SOU, dan 240 iterasi untuk *k-ε* FOU.

KESIMPULAN

Dari penelitian dan analisa data yang telah dilakukan dapat diambil beberapa kesimpulan bahwa:

1. Pada simulasi pencampuran udara dengan hot EGR, model turbulen RSM FOU memberikan hasil keakuratan yang terbaik dibandingkan model turbulen lain pada saat pembebanan 25% (error 0,291%), 50% (error 0,443%), dan 75% (error 0,419%) sedangkan pada pembebanan 0% (error 0,374%) dan 100% (error 0,505%) model turbulen *k-ε* SOU memiliki keakuratan terbaik.
2. Simulasi dengan menggunakan diskritisasi *Second-Order Upwind* memiliki *time consuming* yang selalu lebih banyak dibandingkan dengan model diskritisasi *First-Order Upwind*.

Nomenklatur

C	model konstan
D	difusi turbulen
F	produksi sistem rotasi
G	produksi gaya apung
g	gaya gravitasi (ms^{-2})
k	energi kinetik per satuan massa (Jkg^{-1})
\vec{r}	vektor perpindahan
S	kondisi sumber yang didefinisikan pengguna
t	waktu (s)
u	kecepatan (ms^{-1})
∇	gradien
x	arah sumbu x

Greek letters

α	koefisien peredam
β	koefisien ekspansi termal (K^{-1})
Γ	difusi efektif
δ	fungsi delta
ε	laju disipasi turbulen (m^2s^{-3})
ρ	massa jenis (kgm^{-3})
σ	bilangan Prandtl
ϕ	nilai sel
ω	laju disipasi spesifik (s^{-1})
Ω	kecepatan angular

Subscripts

i, j, k arah vektor

Referensi

www.bps.go.id

Sasmita, Aryo, "Kajian Model Emisi Karbondioksida dari Kegiatan Transportasi di Kota Surabaya", Tesis, Magister Teknik Lingkungan ITS, 2011

Zheng Ming, Graham T.R., dan Hawley J.G., 2003, "Diesel engine exhaust gas recirculation-a review on advanced and novel concepts", *Elsevier-Journal Of Energy Conversion And Management*, pp. 883-900.

FLUENT, Inc., 1999, *Manual FLUENT Documentation*, FLUENT, Inc, p4.

Bakker, Andre, 2002, *Applied Computational Fluid Dynamics*, Presentation File.