

## Evaluasi Numerik Kinerja *Condenser* PLTU Unit 8 di PT. POMI Paiton

Gede Suantara Darma<sup>1\*</sup>, Priyo Agus Setiawan<sup>2</sup>, Burniadi Moballa<sup>3</sup>

Program Studi Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia<sup>1\*</sup>

Program Studi Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia<sup>2</sup>

Program Studi Teknik Perpipaian, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia<sup>3</sup>

Email; [suantara\\_darma@yahoo.com](mailto:suantara_darma@yahoo.com)<sup>1\*</sup>

---

**Abstract** - *Condenser* modeling to determine the performance of industrial condensers on a steam power-based energy generator. The effectiveness of condenser is very important, so the condenser performance needs to be maintained. The efficiency of condenser work directly affects the performance of turbine steam, which is an energy generator in the system. The saturation pressure in the industrial condenser before to the plugging process has the highest value of 27790.0 (Pa). The maximum condensation rate value in the industrial condenser before the plugging process is 0.00529579 (Kg/m<sup>3</sup>.s). The saturation temperature in the industrial condenser after the plugging process has the highest value of 300.0 (°K). The maximum condensation rate value in the industrial condenser after the plugging process is 0.00519625 (Kg/m<sup>3</sup>.s).

**Keywords:** Condensation modeling, condenser, heat transfer, user defined funtions (UDF).

---

### Nomenclature

$a, b, c2$	= konstanta
$A$	= heat transfer area (m <sup>2</sup> )
$L$	= latent heat of condensation (J/kg)
$D_{od}$	= inside diameter (m)
$D_{od}$	= outside diameter (m)
$\dot{m}$	= condensation rate (kg/s)
$P_t$	= tube pitch (m)
$S_{mass}$	= continuity source term (kg/m <sup>3</sup> s)
$S_{mom}$	= momentum source term (N/m <sup>3</sup> )
$S_{diff}$	= species transport source term (kg/m <sup>3</sup> s)
$T$	= temperature (K)
$U$	= velocity magnitude (m/s)
$u$	= x-velocity (m/s)
$V$	= velocity vector (m/s)
$v$	= y-velocity (m/s)
$\alpha$	= porosity
$\beta$	= volume fraction

### 1. PENDAHULUAN

*Condenser* merupakan salah satu komponen penting dalam suatu sistem pembangkit energi berbasis *steam*. Dalam siklus pembangkit listrik kerugian energi terbesar terjadi pada *condenser*, ini dikarenakan sejumlah besar uap dari *exhaust turbine* dikondensasikan kembali menjadi fase cair. *Condenser* menjadi *vacuum* dikarenakan adanya proses perubahan fase uap menjadi fase cair dalamnya. Semakin tinggi *vacuum* dalam *condenser*, efisiensi *turbine* akan meningkat. Didalam buku NUS Training Corp. [1] dijelaskan bahwa makin besar *vacuum* yang terjadi pada *condenser*, tekanan semakin rendah maka efisiensi *turbine* akan

meningkat. Rendahnya tekanan pada *exhaust turbine* menurunkan suhu saturasi uap, dan suhu saturasi yang lebih rendah, banyak energi yang terbuang sebelum uap dikondensasikan. Saat lebih banyak energi yang dibuang, maka efisiensi akan meningkat. Dengan begitu efisiensi pengoperasian *condenser* diperlukan untuk mempertahankan efisiensi *turbine* tetap tinggi.

Kondensasi atau pengembunan adalah perubahan wujud benda ke wujud yang lebih padat, seperti gas (atau uap) menjadi cairan. Kondensasi terjadi ketika uap didinginkan menjadi cairan, namun bisa juga terjadi apabila uap dikompresi (dimampatkan) menjadi cairan, atau mengalami kombinasi dari pendinginan dan kompresi. Cairan yang telah dikondensasi dari uap disebut kondensat. El-Wakil [2] menjelaskan bahwa *surface condenser* adalah jenis *condenser* yang paling umum digunakan dalam pembangkit listrik, yang pada dasarnya merupakan *shell* dan *tube heat exchanger*. Mekanisme perpindahan panas utama adalah kondensasi dari *steam* di luar *tube* dan pemanasan air pendingin yang beredar di dalam *tube* secara paksa dengan konveksi panas dari *steam*. Skema *two-pass surface condenser* terdiri dari *shell* baja dengan kotak air di setiap sisinya, sehingga terdapat dua aliran air yang melewatinya.

Sebuah studi numerik dan eksperimental untuk mengevaluasi kinerja *condenser* pembangkit listrik telah dilakukan oleh Zhang, et al [3]. Studi mengenai kinerja *condenser* dilakukan dengan pemodelan numerik tiga dimensi, efek fisik relevan diambil menjadi pertimbangan melalui pendekatan

kuasi tiga dimensi. Sebuah model komputasi *steam condenser* di pembangkit tenaga listrik yang menggabungkan efek kebocoran udara dan pembuangan gas tak terkondensasi pada kinerja *condenser* dibuat oleh Roy, et al [4]. Dalam penelitian yang dilakukan oleh Mirzabeygi dan Zhang [5], dilakukan pemodelan numerik tiga dimensi untuk mensimulasikan aliran fluida dan perpindahan panas pada *industrial steam surface condenser* dengan bentuk tidak teratur yang kompleks.

## 2. METODOLOGI

### 2.1 Pemodelan Numerik Tiga Dimensi untuk Aliran Dua Fasa

Penelitian menggunakan pendekatan Eulerian-Eulerian untuk pemodelan perpindahan panas aliran dua fasa pada *condenser*. Penyelesaian persamaan momentum massa dan momentum untuk fase gas dan cairan, dan jenis persamaan untuk gas yang tidak dapat dikondensasi. Korelasi yang relevan dipilih berdasarkan penelitian sebelumnya untuk memodelkan efek dari genangan kondensasi dan gas yang tidak dapat dikondensasi pada perpindahan panas dan massa pada *condenser*.

#### 2.1.1 Persamaan kontinuitas

Pemodelan dua fasa fluida dalam penelitian ini menggunakan pendekatan Eulerian-Eulerian. Dalam pendekatan ini, fluida dari kedua fasa diasumsikan berperilaku sebagai media kontinu dan satu set persamaan vektor diselesaikan untuk setiap fasa.

Tingkat kondensai kondensat sebesar  $\dot{m}$  diinterpretasikan sebagai *mass source* fase gas dan fase cair dengan persamaan kontinuitas yang diberikan oleh Mirzabeygi dan Zhang [5] sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \frac{\delta}{\delta t}(\beta_g \rho_g) + \nabla \cdot (\beta_g \rho_g \vec{V}_g) &= -S_{mass} \\ \frac{\delta}{\delta t}(\beta_l \rho_l) + \nabla \cdot (\beta_l \rho_l \vec{V}_l) &= -S_{mass} \\ S_{mass} &= \dot{m} \\ \beta_g + \beta_l &= \alpha \end{aligned} \quad (1)$$

#### 2.1.2 Persamaan kekekalan momentum

Untuk memperhitungkan efek dari hambatan *tube bundle* dan hambatan *interphase*, kekekalan momentum ditambahkan ke persamaan momentum fase gas dan fase cair. Kekekalan momentum disebabkan perpindahan massa yang juga termasuk dalam persamaan momentum untuk fase gas dan cair. Gaya gravitasi hanya dipertimbangkan untuk fase cair karena pengaruhnya dapat diabaikan untuk fase gas:

$$\begin{aligned} \frac{\delta}{\delta t}(\beta_g \rho_g \vec{V}_g) + \nabla \cdot (\beta_g \rho_g \vec{V}_g \vec{V}_g) &= -\beta_g \nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau}_g + S_{mom-g} \\ \frac{\delta}{\delta t}(\beta_l \rho_l \vec{V}_l) + \nabla \cdot (\beta_l \rho_l \vec{V}_l \vec{V}_l) &= -\beta_l \nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau}_l + S_{mom-l} \\ S_{mom-g} &= -\dot{m} \vec{V}_g + Rb_g + Wb_g \\ S_{mom-l} &= \alpha_m \mu_m (\nabla \vec{V}_m + \nabla \vec{V}_m^T) + \alpha_m \left( \lambda_m - \frac{2}{3} \right) \nabla \cdot \vec{V}_m \vec{I} \end{aligned} \quad (2)$$

### 2.1.3 Model media berpori untuk *tube bundle*

Seperti yang dinyatakan dalam penelitian sebelumnya oleh Mirzabeygi & Zhang [5], efek *tube bundle* pada aliran *shell side* dimodelkan oleh resistansi arus terdistribusi di wilayah tubular. Daerah tubular direpresentasikan sebagai media berpori. Porositas,  $\alpha$ , diberikan sebagai berikut untuk *tube bundle* dengan pengaturan *staggered*:

$$\begin{cases} \alpha = 1 & \text{untuk non daerah tube bundle} \\ \alpha = 1 - \frac{\pi}{2\sqrt{3}} \left( \frac{D_{od}}{P_t} \right)^2 & \text{untuk daerah tube bundle} \end{cases} \quad (3)$$

dimana  $D_{od}$  dan  $P_t$  masing-masing adalah diameter luar tube dan *pitch*.

### 2.1.4 Permodelan kondensasi

Tingkat kondensasi ( $\dot{m}$ ) diperoleh dengan keseimbangan energi keseluruhan antara *shell-side* dengan campuran uap-udara dan air pendingin dengan *tube-side*.

$$\dot{m} L V_L = \frac{T - T_{cw}}{R_{total}} A \quad (4)$$

dimana  $L$  adalah panas laten kondensasi,  $A$  adalah daerah perpindahan panas *tube* yang berada di setiap sel komputasi dengan volume  $V_L$ , dan  $R_{total}$  adalah resistansi termal total antara uap dan air pendingin.

Ada beberapa tahanan termal antara air pendingin di *tube side* dan uap di *shell side*. Resistansi termal total terdiri dari tahanan termal pada sisi air pendingin ( $R_{cw}$ ), tahanan dinding *tube* ( $R_{tw}$ ), resistansi film kondensat ( $R_c$ ) dan tahanan termal karena lapisan gas yang tidak dapat dikondensasi ( $R_a$ ). Kedua fase uap dan fase cairan kondensat diasumsikan berada dalam kondisi jenuh, dan temperatur campuran uap-udara,  $T$ , didapatkan dari tekanan parsial uap dalam campuran gas.

$$R_{total} = R_{cw} + R_{tw} + R_c + R_a \quad (5)$$

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Geometri dan parameter operasi

Tipe *condenser* yang digunakan dalam penelitian ini merupakan *steam surface type condenser* yang diberikan oleh Hitachi Machinery &

Engineering, LTD [6]. Jumlah *tube condenser* sebanyak 7300 per *tube bundle* dengan material titanium, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1. Parameter geometri dan operasi dari *condenser* diberikan pada Tabel 1.

### 3.2 Mesh

Pembangunan mesh *condenser* PT POMI dilakukan dengan bantuan sebuah *mesher software*, mesh dibangun dengan merepresentasikan model 3D *condenser*. Hasil pembangunan mesh dapat dilihat pada Gambar 2 Hasil mesh *condenser* industri. Terdapat 3 zona yang berbeda dalam model sebagai domain komputasi. Wilayah tubular merupakan satu-satunya wilayah yang terjadi kondensasi. Terdapat vent di tengah wilayah tubular yang digunakan untuk mengekstrak gas tak terkondensasi dan uap yang tersisa dalam *condenser*.

### 3.3 Boundary condition condenser

*Boundary condition* untuk *condenser* industrial dapat dilihat pada Gambar 2. Sisi *inlet* yang ada dibagian atas *condenser* akan diberikan kecepatan aliran masuk campuran *gas-steam* yang seragam di setiap bagiannya. Kecepatan yang diberikan tidak konstan di setiap bagiannya dan disesuaikan pada saat iterasi berdasarkan penurunan tekanan dari sisi inlet ke sisi outlet di bagian yang sama. Fraksi massa udara diberikan di sisi inlet. Dinding bawah diasumsikan sebagai sisi outlet (*outflow*) untuk fasa *liquid* dan *free-slip wall* untuk fasa gas. Asumsi ini mengindikasikan bahwa hanya cairan kondensat yang dapat keluar melalui sisi outlet. Asumsi tersebut dikatakan valid dikarenakan cairan kondensat selalu turun ke bawah mengikuti daya tarik gravitasi. *Boundary condition* tipe ini tidak tersedia pada *software* komputasi melainkan harus menggunakan *user defined funtions* (UDF) untuk merepresentasikannya. Vent dimodelkan sebagai *mass sink* yang dapat dilihat Gambar 2. Asumsi tersebut dikarenakan sejumlah massa tidak terkondensasi akan keluar dari domain melalui vent. *Mass sink* dimodelkan dengan menambahkan *source*

*term* kepersamaan kontinuitas fase gas pada region vent, sehingga fraksi massa udara bisa didapatkan.

### 3.4 Computational setup

Pemodelan *condenser* dilakukan dengan menggunakan Eulerian-Eulerian *multiphase* model untuk menyelesaikan aliran dua fasa dan perpindahan panas di dalam *condenser*. Fasa gas (*steam*) dan fasa *liquid* dianggap dalam satu aliran kontinu, persamaan konservasi terpisah diselesaikan untuk setiap fasa. Efek fasa sekunder (fasa *liquid*) terhadap fasa primer (fasa *gas-mixture*) dihitung dengan menambahkan persamaan momentum pada persamaan momentum dan *turbulence* model dengan menggunakan *user defined funtions* (UDF). Efek *tube bundle* dianggap sebagai media berpori dan tahanan aliran terdistribusi ditambahkan ke dalam persamaan momentum dengan menggunakan UDFs.

### 3.5 Hasil simulasi condenser

Hasil simulasi menunjukkan seluruh daerah *tube bundle* mengalami kondensasi seperti yang terlihat pada Gambar 3a, sedangkan pada Gambar 3b memperlihatkan profil *volume fraction* di dalam *condenser* industri. Pada Gambar 4a memperlihatkan profil tekanan yang terjadi didalam *condenser* industri, sedangkan Gambar 4b menunjukkan profil temperatur di dalam *condenser* industri. Arah aliran fasa gas di dalam *condenser* diperlihatkan pada Gambar 5a, sedangkan Gambar 5b memperlihatkan arah aliran fasa *liquid* di dalam *condenser*.

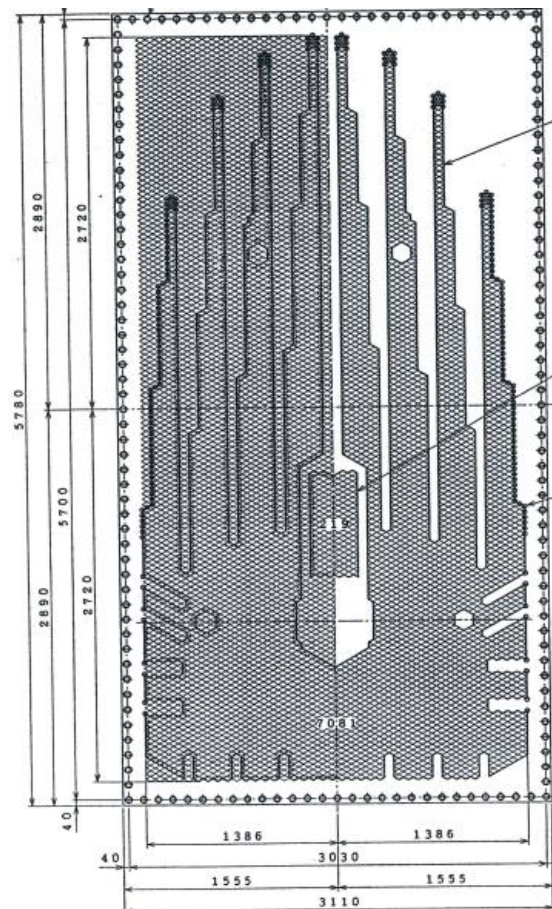
## 4. KESIMPULAN

Tekanan saturasi di dalam *condenser* industri sebelum dilakukannya proses *plugging* memiliki nilai tertinggi sebesar 27790.0 (Pa). Nilai laju kondensasi maksimum di dalam *condenser* industri sebelum dilakukannya proses *plugging* yaitu sebesar 0.00529579 (kg/m<sup>3</sup>.s). Temperatur saturasi di dalam *condenser* industri setelah dilakukannya proses *plugging* memiliki nilai tertinggi sebesar 300.0 (°K). Nilai laju kondensasi maksimum di dalam *condenser* industri setelah dilakukannya proses *plugging* yaitu sebesar 0.00519625 (kg/m<sup>3</sup>.s).

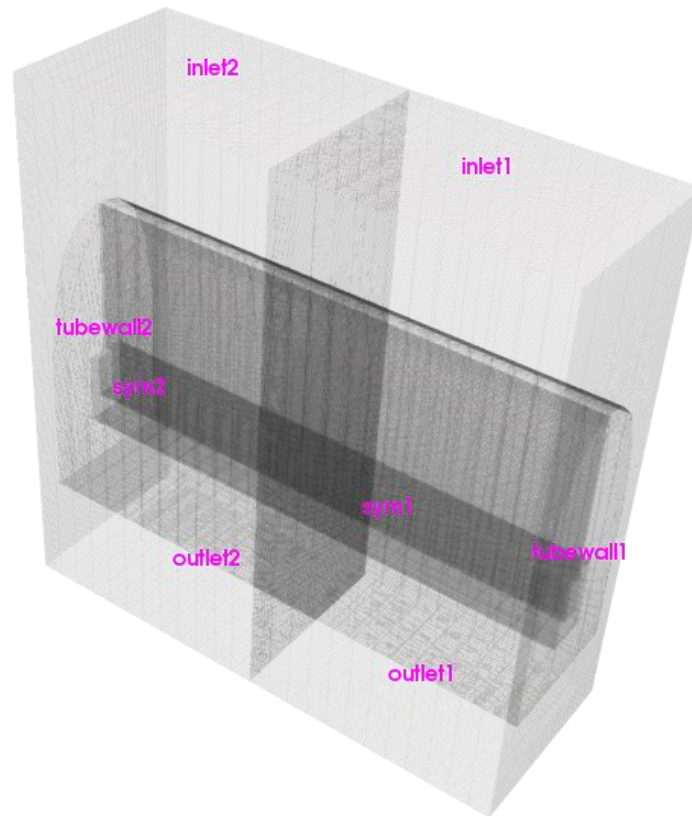
Tabel 1 Parameter Geometri Operasi *Condenser*

Spesifikasi		(1 Unit)	
Type	Dual Pressure Twin Shell Double Flow Devided Water Box		
		LP Shell	HP Shell
Heat Duty	kJ/h	1.4807 x 10	
Cooling Surface	m <sup>2</sup>	14650	
Condenser Pressure	kPa	7.365	
Cooling Water Quantity	m <sup>3</sup> /h	86400	
Cooling Water Intlet Temp.	°C	29.2	
Water Velocity in Tube	m <sup>3</sup> /s	2.28	2.28
Cooling Water Quality	Sea Water		
Tubes	Outside Diameter	mm	31.75
	Thickness	mm	0.71 / 0.89
	Effective Length	mm	10060
	Number	pcs	14600
Tube Fastening Method	BOTH END EXPANDED		
Friction Loss Trough Cond.	kPa	49	
Design Pressure	Sheel Side	kPa	98 & Vac.
	Waterbox Side	kPa	545 & - 70 kPa (-10.1 Psig)
Test Pressure	Sheel Side	kPa	Water Flooded Test
	Waterbox Side	kPa	818
Approx Weight	Dry	ton	580
	In Service	ton	1090
	Steam Space Only Filled with Water	ton	2020

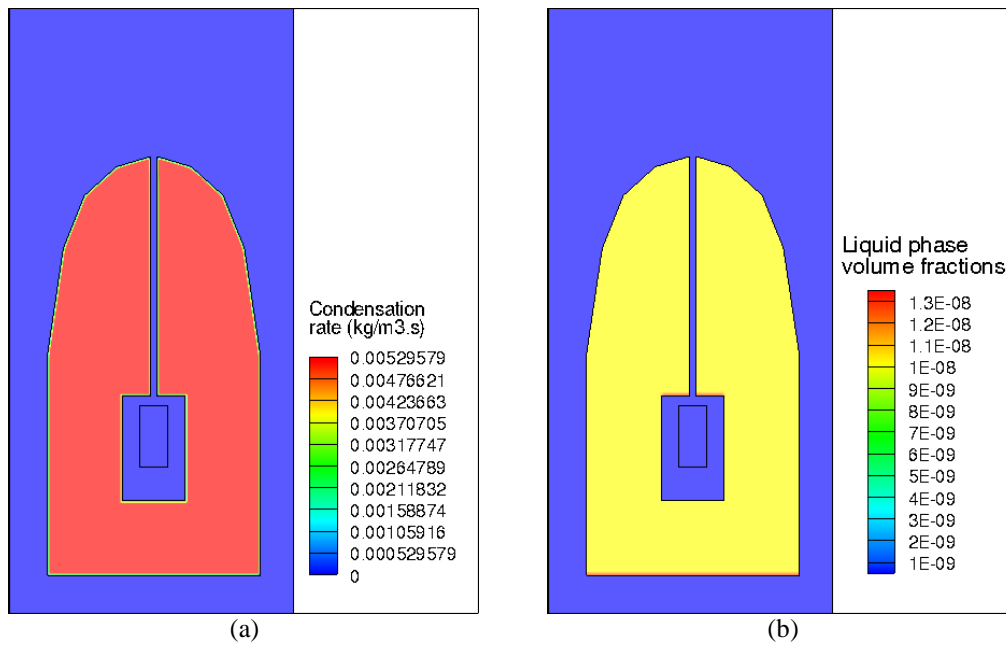
Sumber: Hitachi Machinery & Engineering, LTD



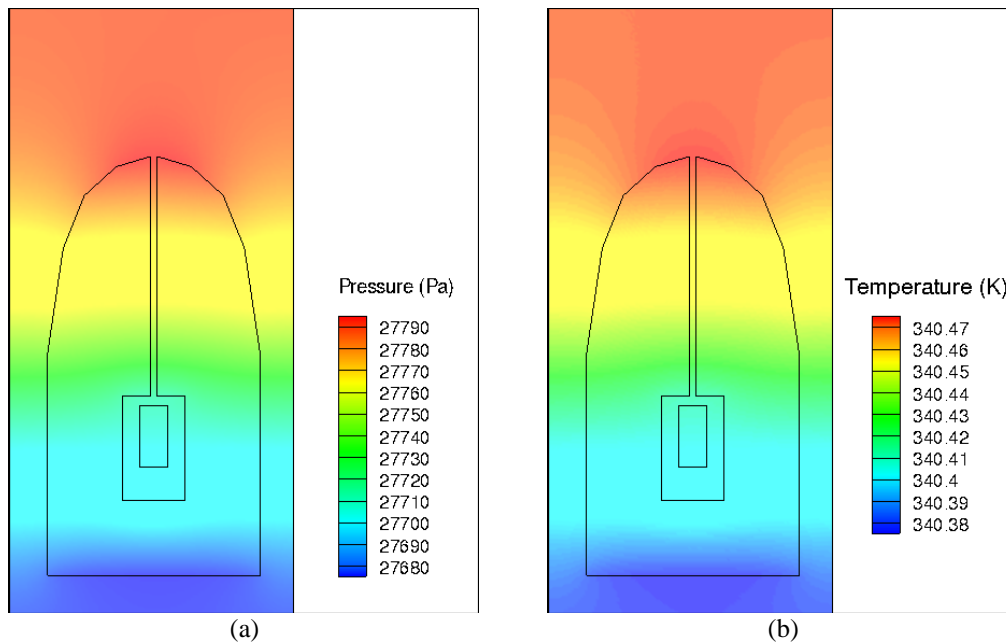
Gambar 1 Konfigurasi *Condenser*  
 Hitachi Machinery & Engineering, LTD



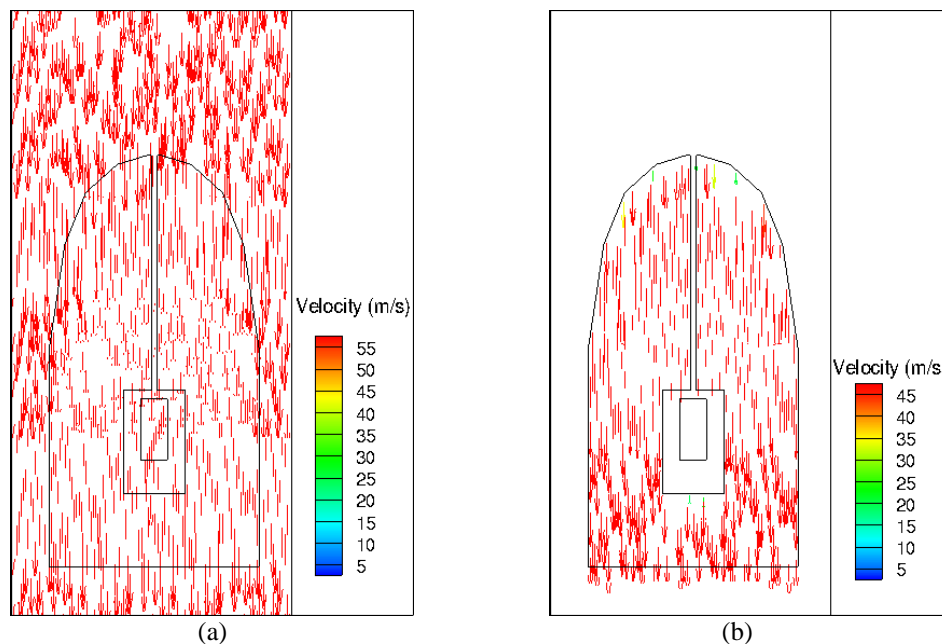
Gambar 2 Hasil *mesh condenser* industri



Gambar 3 Profil (a) *Condensation Rate* dan (b) *Volume Fraction Liquid Phase*



Gambar 4 Profil (a) Tekanan dan (b) Temperatur *Gas Phase* di dalam *Condenser*



Gambar 5 arah aliran (a) *Gas Phase* dan (b) Temperatur *Liquid Phase*

## 5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] NUS Training Corporation, Power Principle, Power Plant Series: Turbine, 1981.
- [2] M. M. El-Wakil, Powerplant Technology, McGraw-Hill Book Co, 1985.
- [3] C. Zhang, A. C. M. Sousa and J. E. S. Venart, "The Numerical and Experimental Study of a Power Plant Condenser," *Journal of Heat Transfer*, vol. 115, May 1993.
- [4] R. P. Roy, M. Ratisher and V. K. Gokhale, "A Computational Model of a Power Plant Steam Condenser," *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 123, Maret 2001.
- [5] P. Mirzabeygi and C. Zhang, "Three-dimensional numerical model for the two-phase flow," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 81, 9 October 2014.
- [6] Hitachi Machinery & Engineering, LTD, Instruction Manual of Steam Surface Condenser and Accesories, 1997.