

## Optimasi Kinerja Intercooler Pada Instalasi Pengujian Dengan Menurunkan Temperatur Masuk Mesin

Sutrisno<sup>1</sup>, Yogi Sirodz Gaoz<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Program Studi Magister Teknik Mesin, Universitas Pancasila

Email: [sutrisno2604@gmail.com](mailto:sutrisno2604@gmail.com) ; [yogisirodz@gmail.com](mailto:yogisirodz@gmail.com)

### ABSTRAK

Dunia industri otomotif tidak lepas dengan adanya proses pengujian kinerja mesin sebelum dipasang didalam *body* kendaraan tersebut. Didalam pengujian ada faktor *stop* produksi yang dikarenakan parameter yang tidak sesuai dengan standar yang ditetapkan dan dapat merugikan perusahaan, salah satunya suhu udara yang keluar dari *intercooler* dan masuk ke mesin. Pada penelitian ini telah dilakukan optimasi dengan mengganti dan modifikasi system pengujian dan mendesain ulang (*Reverse Engineering*) *intercooler* tipe *Shell and tube*. Optimasi desain alat penukar kalor *Shell and tube* menggunakan metode *full factorial* dengan menggunakan *software* Minitab 18 dengan empat parameter bebas dan tiga level percobaan sehingga didapatkan 81 data interaksi anantara level dan parameter bebas. Dari 81 data dilakukan perhitungan manual untuk mendapatkan interaksi yang paling optimum. Selanjutnya data divalidasi dengan menggunakan *software* HTRI 7.0 yang berlisensi. Validasi dengan HTRI didapatkan perbedaan maksimal 8.7 % dari hasil perhitungan manual yaitu pada laju perpindahan panas. Pada hasil perhitungan Optimum *full factorial* didapatkan hasil koefisien perpindahan panas design ( $U_d$ ) sebesar 55.02 W / m.K. Luas perpindahan panas sebesar 7.52 m<sup>2</sup> dengan konstruksi panjang tube 1300 mm, diameter luar tube 18.9 mm, susunan tube 60<sup>0</sup> serta jarak pipa 30.24 mm. Kapasitas perpindahan panas maksimum 13,3 KW dengan laju aliran masa air sebesar 0.72 kg/s.

**Kata Kunci:** *Shell dan tube, HTRI, full factorial, minitab 18*

### ABSTRACT

The process of testing engine performance cannot be separated from the world of the automotive industry. In testing, there is a production stop factor due to parameters that do not comply with established standards and can be detrimental to the company, one of which is the air temperature that exits in the *intercooler* and enters machines. In this research, optimization has been carried out by replacing and modifying the testing system and *revising* (*Reverse Engineering*) *intercooler* *Shell and tube* type. The optimization of *Shell and tube* heat exchanger design, using *the full factorial method* used Minitab-18 software with four free parameters and three experiment levels, so that 81 interaction data between levels and parameters will be obtained. From 81 data, a manual calculation performed to get the optimum interaction. Then the data is validated using licensed HTRI 7.0 software. Validation by HTRI has obtained a maximum difference of 8.7% from the results of the manual calculation, as called the *heat transfer rate*. On the results of the calculation of the *full factorial* facility, the result of the *heat transfer design coefficient* ( $U_d$ ) of 55.02 W / m. K, *Heat transfer area* of 7.52 m<sup>2</sup> with a long construction 1300 mm tube, 18.9 mm outer diameter tube, 60<sup>0</sup> tube arrangement, and 30.24 mm pipe spacing. The *maximum heat transfer capacity* is 13.3 KW with a *mass flow rate* of 0.72 kg / s.

**Keywords:** *Shell and tube , HTR, Full factorial, Minitab 18*

### I. PENDAHULUAN

Dunia industri otomotif pada era sekarang berkembang sangat pesat. Produsen otomotif berlomba-lomba untuk mengembangkan mesin Teknologi ini dikenal dengan istilah turbocharger. Gas buang untuk digunakan memutar turbin yang digunakan untuk kompresi udara dan memasukkan ke ruang bakar ,sehingga ruang bakar berkecukupan volume udara dan tekanan yang dibutuhkan pada saat proses kompresi

yang bertenaga besar dan efisiensi panas yang tinggi. Salah satu cara untuk meningkatkan efisiensi panas dengan cara memanfaatkan panas.

Udara kompresi dari turbocharger[1] masih sangat panas yakni sekitar 100°C dan tergantung dari jenis kendaraannya. Untuk kendaraan niaga seperti truk yang besar suhu udara keluar turbin bisa melebihi 100°C. Suhu udara yang tinggi mempunyai kerapatan yang rendah sehingga tidak

efisiensi dalam process pembakaran. Dengan kondisi ini membutuhkan alat untuk menurunkan suhu udara panas yang ideal untuk pembakaran yakni  $60^{\circ}\text{C} - 70^{\circ}\text{C}$ , Alat ini kita kenal dengan istilah intercooler, Intercooler [2] tidak lain merupakan alat penukar kalor. Setiap produsen automotive mempunyai sarana pengujian mesin yang terdiri dari dynamo, intercooler, system saluran bahan bakar, system saluran oli, system air pendingin dynamo dan system pendingin mesin.

PT.X yang berlokasi di Purwakarta Jawa barat merupakan salah satu produsen kendaraan yang mempunyai sarana pengujian mesin. Intercooler yang dipergunakan mempunyai *factor fouling* [3] yang besar disamping itu juga factor pemakaian yang melebihi 20 tahun dan juga prasaran air pendingin yang juga mempunyai masa pemakaian melebihi 20 tahun. Disamping ini pabrikan pembuat intercooler yang berlokasi di Jepang sudah tidak memproduksi sehingga membutuhkan alternatif perancangan baru. Didalam pengujian ini kadang didapatkan pengujian yang tidak normal yang dikarenakan suhu udara yang keluar dari intercooler melebihi setting pengujian system yakni  $> 70^{\circ}\text{C}$  sehingga secara otomatis system akan berhenti, hal ini sangat merugikan perusahaan salah satunya keterlambatan pengiriman mesin yang akan diasembling di kendaraan. Oleh hal ini diperlukan perbaikan system pendinginan air dan perancangan intercooler ulang baru. Dalam penelitian ini dilakukan perbaikan system pendinginan, Optimasi dari perancangan intercooler yang baru. Perancangan ini menggunakan tipe shell dan tube[4] dengan jenis 1 shell - 2 luan sehingga didapatkan nilai yang optimum dan perancangan biaya yang ekonomis. Metode yang dipergunakan untuk optimasi dengan metode perhitungan full factorial [5] dan divalidasi dengan program HTRI.

## II. METODE PENELITIAN

Metode yang digunakan adalah metode eksperimen industry Taguchie dengan 4 variabel bebas – 3 level eksperimen.

### 2.1 Variabel Tetap dan Variabel bebas.

Parameter Penelitian dapat dilihat pada tabel dibawah ini yang ditetapkan sebagai data input tetap yaitu : Sisi Tube ( Air ) ; Suhu masuk fluida ,suhu keluar fluida ,laju aliran masa fluida ,Sisi Shell ( Udara ) ; Suhu masuk fluida ,suhu keluar fluida ,laju aliran masa fluida

Tabel 1 Data input tetap

No	Parameter	Tube	Shell
1	Material	Carbon steel	Stainless steel 304
2	Fluida	Air	Udara kompresi
3	Laju aliran massa	0.72 Kg /s	0,21 Kg / s
4	Suhu fluida masuk $^{\circ}\text{C}$	30.6	106
5	Suhu fluida keluar $^{\circ}\text{C}$	37.4	68

Data input tidak tetap / variable bebas pada penelitian ini adalah : Panjang tube ,Diameter tube,Tube pitch rasio dan susunan tube.

Data input tidak tetap untuk eksperimen yaitu :

Tabel 2. Data input tidak tetap

Kode	Variable Bebas	Sim bol	Level-I	Level-II	Level-III
A	Panjang tube (mm)	Lt	1300	1400	1500
B	Diameter Tube (mm)	dt	12,7	15,8	18,9
C	Tube pitch rasio	P <sub>t</sub>	1,2	1,4	1,6
D	Susunan tube	CL	45	60	90

Dengan memperhatikan tabel 1 dan melihat tabel properties pada literatur didapatkan nilai Sifat – sifat fluida pada suhu rata-rata ,seperti tabel dibawah ini.

Tabel 3. Tabel sifat fluida suhu rata-rata

No	Sifat fluida	Sim	Air (34 $^{\circ}\text{C}$ )	Udara (88.5 $^{\circ}\text{C}$ )
1	Masa jenis (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho$	994,4	0,97594
2	Kalor spesifik (J/kg K)	C <sub>p</sub>	4178	1008
3	Konduktivitas <i>thermal</i> (W/mK)	k	0,6214	0,0301335
4	Viskositas dinamik (kg/ms)	$\mu$	0,0007356	0,0000213255
5	Viskositas kinematik (m <sup>2</sup> /s)	$\nu = \mu / \rho$	$7.4 \times 10^{-7}$	0,000021854
6	Bilangan prandlt	Pr	4,948	0,7135

### 2.2 Perpindahan Panas

Perpindahan panas[6] merupakan ilmu yang memprediksi tentang perpindahan *energy* dalam

bentuk panas yang karena ada beda suhu yang melalui suatu media / benda maupun fluida. Dalam perpindahan *energy* tentu ada kecepatan perpindahan panas sehingga sering kita sebut sebagai laju perpindahan panas. Dengan pengertian diatas dapat disebutkan bahwa ilmu perpindahan panas merupakan ilmu untuk memprediksi laju perpindahan panas yang terjadi kondisi-kondisi tertentu. Perpindahan panas dapat didefinisikan sebagai proses perpindahan *energy* (kalor) dari satu daerah ke daerah lain akibat adanya perbedaan suhu.

### 2.3 Perpindahan panas konduksi

Perpindahan panas konduksi[7] adalah proses perpindahan panas yang melalui media ( padat, cair, gas ) karena perbedaan suhu tinggi ke suhu rendah yang melalui media tersebut.Laju perpindahan panas konduksi dapat d hitung dengan rumus :

$$q = - \frac{kA}{\Delta x} (T_2 - T_1) \quad (W) \quad (01)$$

Keterangan :

$Q_{cond}$  : Laju perpindahan panas (W)  
 $k$  : Konduktifitas *thermal* bahan (W/m °C)  
 $A$  : Luas penampang perpindahan panas (m<sup>2</sup>)  
 $dT$  : Perbedaan temperatur (°C)  
 $dx$  : Tebal media yang dilalui perpindahan panas (m)

### 2.4 Perpindahan panas konveksi

Jika plat besi panas diletakkan didepan kipas angin atau dimasukkan ke dalam air maka plat tersebut akan cepat menjadi dingin, dan panas akan pergi. Proses inilah yang kita sebut perpindahan panas konveksi [8]. Menurut hukum Newton tentang pendinginan, bahwa persamaan perpindahan panas,

$$q = hA(T_w - T_\infty) \quad (W) \quad (02)$$

Keterangan :

$q$  : Laju perpindahan panas konveksi (W)  
 $h$  : Koefisien perpindahan panas konveksi (W / m<sup>2</sup>°C)  
 $A$  : Luas permukaan perpindahan panas (m<sup>2</sup>)  
 $T_w$  : Suhu permukaan dinding (°C)  
 $T_\infty$  : Suhu lingkungan (°C)

### 2.5 Perpindahan panas radiasi

Radiasi [9] adalah *energy* yang dipancarkan dalam bentuk gelombang elektromagnetik (atau *photons*)

sebagai hasil dari perubahan didalam konfigurasi *electronic atom* maupun molekul.

Perpindahan panas radiasi adalah energi yang dipancarkan oleh suatu benda yang bersuhu tinggi dan diterima benda yang bersuhu rendah yang terpisah dalam ruang maupun jika terdapat dalam ruang hampa diantara benda – benda tersebut.

$$Q = \sigma AT^4 \quad (W) \quad (03)$$

Keterangan :

$Q$  : Laju perpindahan panas radiasi (W)  
 $\epsilon$  : *Emissivity* benda  
 $\sigma$  : Konstanta *boltzman* ( $5.67 \times 10^{-8}$  W/m<sup>2</sup> K<sup>4</sup>)  
 $T$  : Suhu yang dipancarkan (K)

## III. Hasil dan Pembahasan

Perhitungan design baru alat penukar kalor dengan tipe Shell & Tube untuk menggantikan tipe tube 7 Fin ,akan ditentukan nilai yang paling optimum sesuai dengan fungsinya sebagai pendingin udara masuk ke intake manifold dari turbin.

### 3.1 Perhitungan Perencanaan APK

Di dalam perencanaan alat penukar kalor akan ditentukan dimensi material yang akan dipergunakan dalam perhitungan. Berikut tabel pemilihan awal untuk perancangan APK ; Diameter luar tube ,Panjang tube ,spasi baffle jumlah laluan ,Rasio diameter tube.

Tabel 4.Pemilihan material

No	Parameter	Dimensi	Satuan
1	Diameter luar <i>tube</i>	15,8	mm
2	Panjang <i>tube</i>	1397	mm
3	Spasi <i>baffle</i>	38,1	mm
4	Jumlah laluan	2	-
5	Rasio diameter (tebal material 1,65 mm)	1,15	-

Dengan menggunakan formula dan data pada tabel 4 ,didapatkan hasil perhitungan sebagai berikut :

#### a.Diameter dalam tube

$$di = \frac{1}{dr} do = 13.74 \text{ mm}$$

#### b.Pitch tube

Pitch tube rasio yang dipilih 1.4 sehingga Pitch tube :

$$Pt = Pr. do = 22.12 \text{ mm}$$

**c.Spasi baffle**

Spasi baffle dipilih 38.1 mm

**d.Jumlah baffle**

$$Nb = \frac{Lt}{B} - 1 = 37 \text{ buah}$$

**e.Jumlah laluan dipilih = 2**

**f.Clereance tube**

$$Ct = Pt - do = 6.32 \text{ mm}$$

**g. Count calculation constants (CTP)**

Np: 2 didapat nilai CTP = 0,9

**h. Tube lay out constant**

dipilih tube triangular dengan nilai CL: 0.866

**i. Jumlah tube dalam shell (Nt )**

$$Ntube = \frac{\pi}{4} \left( \frac{CTP}{cl} \right) \frac{Ds^2}{Pr^2 do^2} , Ntube = 242 \text{ unit.}$$

Hasil perhitungan dirangkum dalam tabel 5.

Tabel 5.Hasil perhitungan manual

No	Parameter	Dimensi	Satuan
1	Diameter dalam tube	13.74	mm
2	Pitch tube rasio	1.4	-
3	Pitch tube	22.12	mm
4	Spasi buaffle	38.1	mm
5	Jumlah baffle	37	-
6	Jumlah laluan	2	-
7	Clereance tube	6.32	mm
8	CTP	0.9	-
9	Tube lay out ( triangular)	0.866	-
10	Jumlah tube	242	-

**3.1.1 Perancangan bagian tube .**

Dengan menggunakan formula dan data pada tabel diatas ,didapatkan hasil perhitungan sebagai berikut :

**a. Area cross flow (Acw) Air**

$$Acw = \frac{\pi di^2}{4} \frac{Nt}{Np} = 1,79 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

**b.Kecepatan laju air ( Vw )**

$$Vw = \frac{mw}{\rho_w Acw} = 0,04 \text{ m/s}$$

**c. Bilangan reynold air (Rew)**

$$Rew = \frac{\rho_w v_w di}{\mu_w} , Re_w = 7,5 \times 10^5$$

(turbulent, > 2300)

**d. Friction factor (fw)**

$$f = (1,58 \ln(Re_w) - 3,28)^{-2} = 0.0031$$

**e. Nusselt number (Nu w)**

$$Nu_w = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re_w - 1000)Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right)^{0,5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} = 5,513$$

**f..Koofisien perpindahan panas tube (hw)**

$$hw = \frac{Nu_w k}{di} = 249,36 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

**g.Overall coofisien perpindahan panas bersih (Uc)**

$$Uc = \frac{Q}{A_i F_t \Delta T_{lmt d}}$$

$$Q = m.Cp.\Delta T = 20,455 \text{ W}$$

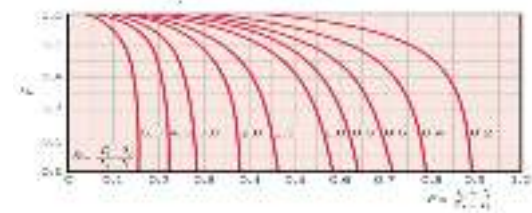
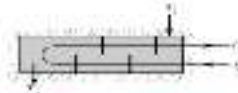
Panas yang diserap air (20.455 W)

$$A_i = \pi do Nt Lt = 14.59 \text{ m}^2$$

$$\Delta T_{lmt d} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_1 = Ta_{in} - Tw_{out} = 68,6^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = Ta_{out} - Tw_{in} = 37,4^\circ\text{C}$$



$$R = \frac{Ta_{in} - Ta_{out}}{Tw_{out} - Tw_{in}} = 6 \quad P = \frac{Tw_{out} - Tw_{in}}{Ta_{in} - Tw_{in}} = 0,1$$

Dengan grafik didapat nilai Ft = 0.95

Nilai Uc didapat = 29,49 W / m<sup>2</sup> K

Hasil perhitungan perancangan pada sisi tube dapat dirangkum dalama tabel 6.

Tabel 6.Parameter perancangan bagian tube

No	Parameter	Dimensi	Satuan
1	Area cross flow air	1,79 x 10 <sup>-2</sup>	m <sup>2</sup>
2	Kecepatan air	0.04	m/s
3	Bilangan Reynold air	7,5 x 10 <sup>5</sup>	-
4	Friction factor	0.0031	-
5	Nusselt Number	5.513	-
6	Koofisien konveksi air	249.36	W/m <sup>2</sup> K
7	Panas yg diserap air	20,5	kW
8	Luas area dalam tube	14.59	m <sup>2</sup>
9	ΔT <sub>lmt d</sub>	51.4	°C
10	Faktor koreksi 2 laluan	0.95	-

11	Koefisien total bersih	29.5	W/m <sup>2</sup> K
----	------------------------	------	--------------------

### 3.1.2 Perancangan bagian Shell

Dengan menggunakan formula dan data pada tabel diatas ,didapatkan hasil perhitungan sebagai berikut :

#### a.Diameter Shell

Diameter shell dipilih : 0.381 m

#### b. Area cross flow udara

$$Ac a = \frac{D_s C_t B}{P_t} \text{ m}^2, Ac a = 4,2 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

#### c. Kecepatan udara

$$Va = \frac{m_a}{\rho_a A_{ca}} = 51,88 \text{ m/s}$$

#### d.Equivalent diameter tube triangular (60°)

$$D_e = \frac{4(\sqrt{3P_t^2/4 - \pi \frac{d_o^2}{8}})}{\pi d_o/2} = 0,044 \text{ m}$$

#### e. Bilangan reynold udara (Re<sub>a</sub>)

$$Re_a = \frac{\rho_a v_a D_e}{\mu_a} = 19,3 \times 10^4$$

#### f. Nusselt number (Nu<sub>a</sub>)

$$Nu_a = 0,36 Re_a^{0,55} Pr^{1/3}, Nu_a = 184,06$$

#### g.Koefisien perpindahan panas shell (h<sub>a</sub>)

$$h_a = \frac{Nu_a k_a}{D_e} = 127,87 \text{ W/m}^2\text{K}$$

#### h.Total area perpindahan panas tube dan shell

$$A_i = \pi d_i L_t N_t = 14,59 \text{ m}^2$$

$$A_o = \pi d_o L_t N_t = 16,78 \text{ m}^2$$

#### i. Overall coefficient perpindahan panas pengotoran (U<sub>k</sub>)

$$Uk = \frac{1/A_o}{\frac{1}{h_w A_i} + \frac{\ln(\frac{d_o}{d_i})}{2 \pi k L_t} + \frac{1}{h_a A_o} + \frac{Rf_i}{A_i} + \frac{Rf_o}{A_o}}$$

$$Uk = 45,04 \text{ W / m}^2\text{K}$$

Hasil perhitungan diatas dirangkum dalam tabel 7 Tabel 7.Parameter perencanaan bagian Shell

No	Parameter	Dimensi	Satuan
1	Diameter Shell	0.381	m
2	Area cross flow udara	4.2 x 10 <sup>-2</sup>	m <sup>2</sup>
3	Kecepatan udara	51.88	m/s
4	Equivalent diameter triangular	0.044	m
5	Bilangan Reynold udara	19,3 x 10 <sup>4</sup>	-
6	Nusselt number	184.06	-

7	Koefisien konveksi udara	127.87	W/m <sup>2</sup> K
8	Luas perpan diameter luar	16.78	m <sup>2</sup>
9	Koefisien panas total kotor	45.4	W/m <sup>2</sup> K

### 3.2 Analisa kinerja APK dengan metode NTU dan efektifitas (ε),

Dengan menggunakan data pada tabel 1- 7 akan dilakukan Analisa kinerja dari Alat Penukara kalor ,Dengan menggunakan formula dari literatur didapatkan perhitungan sebagai berikut :

#### a. Kapasitas panas air (C<sub>w</sub>)

$$C_w = m_w C_{p_w} = 3.008,16 \text{ W/K}$$

#### b. Kapasitas panas udara ( C<sub>a</sub> )

$$C_a = m_a C_{p_a} = 211,68 \text{ W/K}$$

#### c. Rasio kapasitas panas (Cr)

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} ; Cr = 0,07$$

#### d. Number transfer unit (NTU)

$$NTU = \frac{U_o A_o}{C_{min}} = 3,57$$

NTU untuk shell dan tube APK adalah:

$$NTU_1 = \frac{NTU}{N_p} \quad NTU_1 = 1,79$$

#### e.Effektifitas shell dan tube alat penukar kalor

$$\epsilon_{hx} = 2 [1 + C_r + (1 + C_r^2)^{0,5} \frac{1 + \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{0,5}]}{1 - \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{0,5}]}]^{-1}$$

$$\epsilon = 0,91$$

$$\epsilon_{hx} = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_w(Tw_{in} - Tw_{out})}{C_{min}(Tw_{in} - Ta_{in})} = \frac{C_a(Ta_{out} - Ta_{in})}{C_{min}(Tw_{in} - Ta_{in})}$$

#### f. Temperatur air keluar: Tw<sub>out</sub>

$$Tw_{out} = Tw_{in} - \epsilon_{hx} \frac{C_{min}}{C_w} (Tw_{in} - Ta_{in}),$$

$$Tw_{out} = 35,44^\circ\text{C}$$

#### g. Temperatur udara keluar: Ta<sub>out</sub>

$$Ta_{out} = Ta_{in} + \epsilon_{hx} \frac{C_{min}}{C_a} (Tw_{in} - Ta_{in})$$

$$Ta_{out} = 71,88^\circ\text{C}$$

#### h. Laju aliran panas (q)

$$q = \epsilon_{hx} C_{min} (Tw_{in} - Ta_{in})$$

$$q = 14.562 \text{ W} = 14,6 \text{ kW}$$

Hasil perhitungan dirangkum pada tabel 8.

Tabel 8.Hasil Analisa dengan metode NTU dan efektifitas.

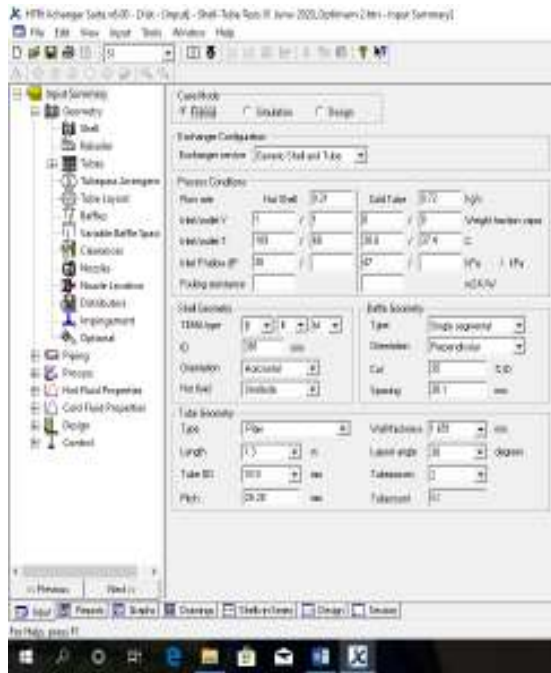
No	Parameter	Dimensi	Satuan
1	Kapasitas panas air (max)	3,008.16	W/K
2	Kapasitas panas udara (min)	211.68	W/K
3	Rasio kapasitas panas	0.07	-
4	Number transfer unit 1 laluan	3.57	-



luas perpindahan panas .Parameter yang lain akan paralel mengikuti dua parameter tersebut.

### 3.4 Validasi Software HTRI

Data yang dihasilkan dari optimasi Taguchi di divalidasi dengan software HTRI ,parameter input dari optimasi HTRI dapat dilihat pada Gambar 4.



Gambar 4 .Parameter input Software HTRI

Hasil dari optimasi Software HTRI dapat dilihat pada Gambar 5.

Gambar 5.Hasil optimasi HTRI

Hasil dari optimasi HTRI dan optimasi taguchi dapat dilihat pada tabel 13.

Tabel 13.Hasil perbandingan Taguchi dan HTRI

Data	Simbol	Parameter hasil perhitungan		Unit	Beda
		Optimasi dengan metode taguchi	Software HTRI		
Tube pitch	Pt	30,24	25,28	mm	4,96
Jumlah tube	Nt	130	84	-	46
Tube layout	CL	60 <sup>o</sup>	30 <sup>o</sup>	-	-

Data	Simbol	Parameter hasil perhitungan		Unit	Beda
		Optimasi dengan metode taguchi	Software HTRI		
Koofisien perpan konveksi air	hw	302.42	402.7	W/m <sup>2</sup> .K	100.28
Koofisien perpan konveksi udara	hw	86.82	62.37	W/m <sup>2</sup> .K	24.45
Luas perpindahan panas total	A	7.52	6.14	m <sup>2</sup>	1.38
Koofisien perpan menyeluruh	U	55.02	52.43	W/m <sup>2</sup> .K	2.59
Beda temp. logarime	LMTD	51.4	50.2	°C	1.2
Kapasitas panas max	Qmax	13.276.8	14.600.0	W	1.323.2
Suhu air keluar	Tw out	35.01	37.4	°C	2.39
Suhu udara keluar	Ta out	74.89	68	°C	6.89

Dari Analisa tabel 13 dapat dilihat bahwa hanya ada 3 perbedaan dari 10 struktur material perencanaan APK yaitu Tube Pitch semakin rapat. Tube lay out berubah posisi dari 60<sup>o</sup> ke 30<sup>o</sup> artinya secara desain dapat di laksanakan.Dari sisi Energy dan parameter yang lain dapat dilihat tidak terlalu banyak perbedaan dari sisi fundamental yaitu Luas perpindahan panas ( A ) dan Koofisien perpindahan panas menyeluruh ( U ) pada validasi HTRI nilai A lebih kecil ( 6.14 m2 ) karena selaras dengan jumlah tube ( Nt ) yang kecil yaitu 84 unit Perhitungan software HTRI didapat nilai perpindahan panas yang paling kecil karena banyak faktor yang tidak dapat dihitung dengan metode manual.

## IV. KESIMPULAN

1. Dari data analisa yang disimpulkan bahwa target untuk menurunkan suhu udara masuk dimana maksimal 75 °C dan suhu keluar air 40 °C tercapai, hal ini dilihat bahwa temperatur udara yang keluar *intercooler* dengan perhitungan kajian teoritis sebesar 71.88 °C, perhitungan optimasi metode taguchi sebesar 74.89 °C dan perhitungan dengan software HTRI sebesar 68 °C. Air yang keluar *intercooler* dengan perhitungan kajian teoritis sebesar 35.4 °C, perhitungan optimasi metode taguchi sebesar 35.01°C dan perhitungan dengan software HTRI sebesar 37.04 °C.

2. Dengan melihat perhitungan optimasi dengan metode taguchi pada hasil no.25 merupakan data yang paling optimal dari sisi perancangan dengan pnyang tube 1300 mm, diameter tube 18.9 mm, tube pitch 30.24 mm, tube lay out triangular / 30<sup>o</sup>. Dengan kondisi perancangan ini maka biaya pembuatan alat penukar panas jenis shell dan tube ,1 shell-2 laluan merupakan yang paling ekonomis.

Dengan melihat kedua kesimpulan tersebut diatas bahwa tujuan dari penulis ini untuk dapat menurunkan suhu sesuai dengan target dan biaya perancangan yang efisien dapat tercapai. Tetapi masih ada perbedaan yang perlu penulis teliti lebih lanjut dengan berbagai *literature* yang baru untuk mendapatkan hasil perbedaan yang sekecil mungkin.

## V. DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. Muqem and M. Kumar, "Design of an Intercooler of a Turbocharger Unit to enhance the Volumetric Efficiency of Diesel Engine," *Int. J. Mech. Eng. Technol.*, vol. 4, no. September, pp. 1–10, 2013.
- [2] P. A. Nimje, "Design and Development of Intercooler for Turbocharged Diesel Engine," *Int. J. Res. Appl. Sci. Eng. Technol.*, vol. 7, no. 4, pp. 2195–2200, 2019, doi: 10.22214/ijraset.2019.4396.
- [3] N. Epstein, "Fouling in heat exchangers.," 1981.
- [4] F. H. Napitupulu, R. Situmorang, and H. V. Sihombing, "Analysis of effectiveness of heat exchanger shell and tube type one shell two tube pass as cooling oil," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 725, no. 1, 2020, doi: 10.1088/1757-899X/725/1/012004.
- [5] S. Bahri, "Optimasi Cooler Jenis Shell And Tube Untuk Pendinginan Slurry Pada Proses Pembuatan Autoclaved Aerated," vol. 6, no. 2, pp. 88–97.
- [6] Tubular Heat Exchangers Manufacturers Association, "Standards of the Tubular Exchangers Manufacturers Association," *Main*, p. 294, 1999.
- [7] M. Kaviany and A. Kanury, *Principles of Heat Transfer*, vol. 55, no. 5. 2002.
- [8] R. K. Shah and D. P. Sekuli, *Selection of Heat Exchangers and Their Components*. 2007.
- [9] R. Goyena and A. . Fallis, "濟無No Title No Title," *J. Chem. Inf. Model.*, vol. 53, no. 9, pp. 1689–1699, 2019, doi: 10.1017/CBO9781107415324.004.