

## Optimasi *Design APK Shell and Tube* Memanfaatkan Gas Buang Untuk Pemanas Air Umpan Boiler

Supriadi<sup>1</sup>, La Ode M Firman<sup>1</sup>

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

Email: [supriadi.ypmi@gmail.com](mailto:supriadi.ypmi@gmail.com)

### ABSTRAK

Penelitian ini akan direncanakan untuk melakukan optimasi pemanfaatan gas buang boiler dengan menambahkan *APK* pada cerobong untuk memanaskan air masuk pada boiler. Jenis alat penukar kalor sangatlah beragam dan masing-masing dirancang untuk memenuhi kebutuhan yang spesifik, namun demikian jenis *shell and tube* sejauh ini merupakan jenis yang paling banyak dipergunakan berkat konstruksinya relatif sederhana dan memiliki keandalan karena dapat dioperasikan dengan beberapa jenis fluida kerja. Optimasi desain *APK* ini dilakukan dengan metode *full factorial* menggunakan empat variabel bebas yaitu diameter, panjang, jarak antar pipa serta suhu pipa dengan tiga *level* eksperimen sehingga diperoleh 81 data hitungan. Hasil optimasi *full factorial* didapatkan nilai koefisien perpindahan desain (*Ud*) tertinggi sebesar 331,3 W/m<sup>2</sup>K. Kondisi ini diperoleh pada diameter luar pipa 0,0127 m, susunan pipa 45°, jarak antara pipa PR adalah 1,25 dan panjang pipa 1,2 m. *APK* ini memiliki kapasitas maksimum memindahkan panas sebesar 64.8 kW dengan laju aliran massa air sebesar 0.1761 kg/detik, beda temperatur rata-rata LMTD 109.3 °K dan memiliki efektivitas 26.41 %.

**Kata kunci:** Optimasi Desain, Boiler, Full factorial

### ABSTRACT

*In this research, it will be planned to optimize the utilization of boiler exhaust gas by adding APK to the chimney with the aim of heating the water entering the boiler. The types of heat exchangers are very diverse and each is designed to meet specific needs, however, the shell and tube type is by far the most widely used type due to its relatively simple construction and reliability because it can be operated with several types of working fluids. The optimization of the APK design was carried out using the full factorial method using four independent variables, namely diameter, length, distance between pipes and pipe angles with three experimental levels in order to obtain 81 count data. From this full factorial optimization, the highest design displacement coefficient (Ud) is 331.3 W/m<sup>2</sup>oK. This condition is obtained at pipe outer diameter 0.0127 m, pipe arrangement 45o, distance between PR pipes is 1.25 and pipe length is 1.2 m. This APK has a maximum heat transfer capacity of 64.8 kW with a water mass flow rate of 0.1761 kg/second, an average LMTD temperature difference of 109.3 oK and has an effectiveness of 26.41%.*

**Keywords:** Design Optimization, Boiler, Full factorial

### PENDAHULUAN

Pada proses *spray coating* PT.XYZ yang berlokasi di Kawasan KIIC Karawang Jabar terdapat tiga proses dari pre-treatment yang memerlukan proses pemanasan yang menggunakan steam atau uap dari boiler. Gas buangnya masih bersuhu tinggi dan langsung dibuang ke udara bebas. Pemanfaatan suhu buang dari boiler untuk sumber pemanas air umpan (*feed water*) pada proses boiler ini merupakan salah satu bentuk optimasi penghematan energi. Panas yang diperlukan oleh air umpan boiler berasal dari kesetimbangan panas antara gas buang dari proses pembakaran atau oksidasi LNG dengan air masuk dalam *APK*. Keuntungan lainnya adalah suhu gas buang yang dikeluarkan sudah mengalami penurunan sehingga

lebih aman untuk lingkungan. Pemanasan air umpan boiler menggunakan gas buang boiler terjadi secara konveksi dan juga secara konduksi [1-2]. Gas panas dari boiler disalurkan lewat pipa dan dengan cara konveksi panas mengalir dari gas buang ke bagian luar pipa dan secara konduksi panas mengalir dari dinding luar pipa ke dinding dalam pipa dan akhirnya energi panas mengalir secara konveksi dari bagian dalam pipa ke air. Diharapkan gas buang dari *baking oven* ini bisa memanaskan air umpan dari suhu 29°C (*ambient*) menjadi lebih besar 50°C.

Dari penelitian ini diharapkan mampu melakukan perancangan sebuah alat penukar kalor (*APK*) sesuai dengan standar yang berlaku dan melakukan optimasi prestasi kerja sehingga dapat dihasilkan alat penukar kalor (*APK*), yang memiliki

efektivitas tinggi, dengan cara menganalisa *full factorial* untuk menentukan hasil dari NTU (*Number Transfer Unit*) dan nilai U ialah perpindahan panas secara menyeluruh yang paling besar paling bagus [3]. Tujuan lainnya adalah mendukung target perusahaan dalam rangka menurunkan emisi karbon sebesar 1% dan meningkatkan target perusahaan yaitu menurunkan pemakaian energi dari proses yang menggunakan energy sebesar 3%.

Gambar 1 dan 2 merupakan tata letak boiler yang akan dimanfaatkan untuk optimasi. Air umpan di *supply* dari *softner* untuk kandungan mineral dalam air sehingga potensi terjadi *scalling* bisa dikurangi. Antara *water softner* ada silo yang berfungsi untuk menampung sementara sebelum air masuk boiler. Suhu dan debit air diukur dari keluaran *water softner*. Suhu dan debit gas buang dikur pada lubang kontrol boiler dan debit diukur pada boiler.



Gambar 1. Tata letak boiler dan *softner*



Gambar 2. Lokasi pengukuran debit gas buang.

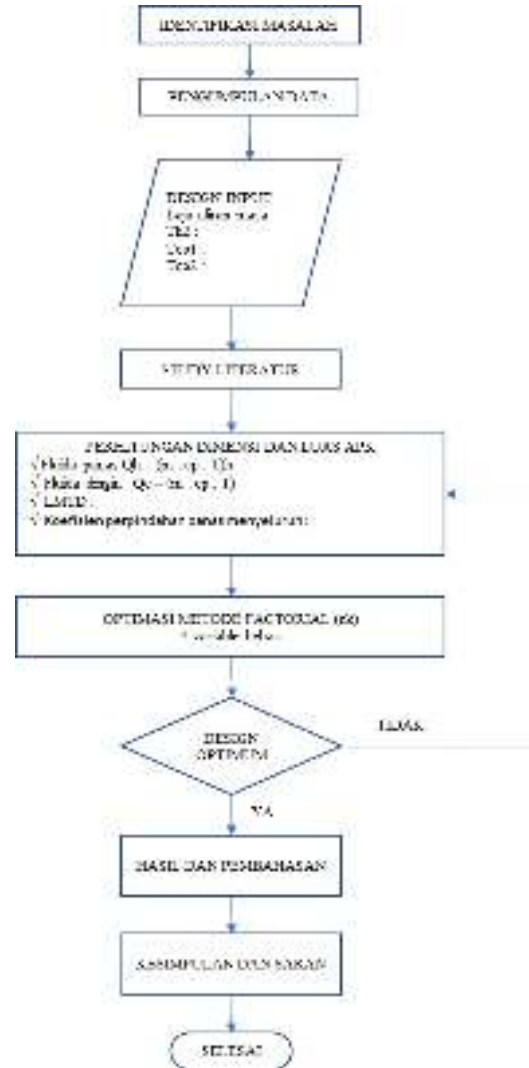
### METODE PENELITIAN

Secara umum tahapan penelitian ini dapat digambarkan dalam diagram alir seperti dibawah ini.

#### A. Alur Penelitian

Dalam melakukan perancangan ada beberapa variabel bebas yang digunakan yaitu diameter luar pipa (m), panjang pipa (m), jarak antar pipa dan susunan pipa.

Untuk memperoleh hasil penelitian yang relevan dan sesuai dengan prosedur penelitian maka dibuat sebuah diagram alir penelitian. Diagram penelitian ini dijelaskan dengan langkah langkah seperti Gambar 3.



Gambar 3. Diagram alir perancangan APK

Optimasi desain *APK* ini dilakukan dengan metode *full factorial* menggunakan empat variabel bebas yaitu diameter, panjang, jarak antar pipa serta sudut pipa dengan tiga *level* eksperimen sehingga diperoleh 81 data hitungan. Material tube yang digunakan adalah SUS304 BWG18. Variabel bebas untuk melakukan optimasi desain adalah sebagai berikut:

Tabel 1. Variabel bebas dan level eksperimen

Kode	Variable bebas	Simbol	Level I	Level II	Level III
A	Diameter luar pipa dalam m	D	0.01270	0.01905	0.0254
B	Panjang pipa dalam m	L	1.2	1.6	2.0
C	Jarak antar pipa/pitch tube ratio	PTR	1.25	1.5	2
D	Susunan pipa (tube lay out)	TL	30°	45°	60°

**B. Dasar perhitungan**

Keseimbangan energi.

Pesamaan energi yang terjadi antara fluida panas dan fluida dingin adalah sebagai berikut [1,2].

$$dq = - m_h c_h dT_h = m_c c_c dT_c \tag{1}$$

LMTD (*Logarithmic Mean Temperature Difference*) adalah nilai yang berkaitan dengan perbedaan temperatur antara sisi panas dan sisi dingin dari alat penukar kalor. Persamaan LMTD adalah sebagai berikut [1-4].

$$LMTD (\Delta T_m) = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \tag{2}$$

Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Secara keseluruhan perpindahan panas dengan kombinasi konduksi dan konveksi sering dinyatakan dalam koefisien perpindahan panas keseluruhan U, ditentukan oleh persamaan sebagai berikut [1-3,4].

$$Q = U A \Delta T_{overall} \tag{3}$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh sisi luar atau sisi dalam di tuliskan dengan persamaan sebagai berikut [1,2,5].

$$U_i = U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2 \pi k L} + \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i}} \tag{4}$$

**Perhitungan Dimensi sisi Tube**

Rasio jarak antar pipa (tube pitch rasio) [6-9].

$$PR = Pt/do \tag{5}$$

Luas penampang pipa (*cross sectional area of the tube*) [9-242].

$$A_c = \frac{\pi d_i^2}{4} \tag{6}$$

Luas permukaan pipa (*sectional area of the tube*) [7,9].

$$A_o = \pi d_o N_t L \tag{7}$$

Jumlah pipa (Nt) dihitung berdasarkan besaran nilai koefisien k1 dan n1 pada tabel 2 yang merupakan konstanta Sinot's [8].

Tabel 2. Nilai koefisien k1 dan n1 (Masoud Asadi)

No. of tube	Triangular tube pitch		Square tube pitch	
	St=1,25 do		St=1,25 do	
Phase	k1	n1	k1	n1
1	0,3190	2,142	0,215	2,207
2	0,2490	2,207	0,156	2,291
4	0,1750	2,285	0,158	2,263
6	0,0743	2,499	0,0402	2,617
8	0,0365	2,675	0,0331	2,643

**Perhitungan Dimensi sisi Shell**

Diameter ekivalen shell [10-15]

$$D_b = d_o \left[ \frac{N_t}{k_1} \right]^{1/n_1} \tag{8}$$

Diameter shell

$$D_s = 0,637 \left[ \frac{C_l}{C_{Tp}} \right]^{0,5} \left[ \frac{A [PR]^2 do}{L} \right]^{0,5} \tag{9}$$

Dengan Cl [5]:

90 dan 45 °C nilai Cl 1

30 dan 60 °C nilai Cl 0.87

Dengan nilai CTp [5]:

One-tube pass: 0.93

Two-tube pass: 0.90

Three-tube pass: 0.85

Luas penampang shell [4,5]

$$A_s = \frac{D_b C B}{P_t} \tag{10}$$

Perhitungan jumlah tube.

$$N_t = 0,785 \left[ \frac{C_{Tp}}{C_l} \right] \frac{D_s^2}{[PR]^2 [do]^2}$$

Diameter ekivalen shell [9]

$$D_e = \frac{4 x \left[ P_t^2 - \frac{\pi d_o^2}{4} \right]}{\pi d_o} \tag{11}$$

**Perhitungan sifat fluida sisi tube**

Perhitungan masa aliran

$$m = \rho v A_c \left[ \frac{N_t}{n} \right] \tag{12}$$

Perhitungan bilangan Reynolds [5]

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \tag{13}$$

Bilangan Nusselt.

Persamaan bilangan Nuselts sangat tergantung pada bilangan Reynold. mengacu pada bilangan Reynold bilangan terbagi menjadi 3 [16].

Bilangan Reynold < 2300

$$Nu_d = 1.86 \cdot [Re_d Pr]^{1/3} \left[ \frac{d_i}{L} \right]^{1/3} \left[ \frac{\mu_t}{\mu_s} \right]^{0.14} \tag{14a}$$

Bilangan Reynold 2300 < Re < 10000

$$Nud = \frac{[f/8] [Re_t - 1000] Pr_t}{1 + 12.7 [f/8]^{1/2} [Pr_t^{2/3} - 1]} \left[ 1 - \frac{d_i}{L} \right] \tag{14b}$$

Bilangan Reynold > 10000

$$Nud = \frac{[f/8] Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 [f/8]^{1/2} [Pr^{2/3} - 1]} \left[ \frac{\mu_t}{\mu_s} \right]^n \tag{14c}$$

Koefisien perpindahan panas konveksi [9]

$$ht = \frac{Nu_t \times k_t}{dt} \tag{15}$$

**Perhitungan sifat fluida sisi shell**

Perhitungan masa aliran

$$m_s = \rho_s \cdot v_s \cdot A_s \tag{16}$$

Perhitungan bilangan Reynolds [5]

$$Res = \left[ \frac{m_s}{A_s} \right] \left[ \frac{De}{\mu_s} \right] \tag{17}$$

Bilangan Nusselt.

Persamaan bilangan nuselts sangat tergantung pada bilangan Reynold [4,8].

$$Nus = 0.36 Re_s^{0.55} Pr_s^{1/3} \left[ \frac{\mu_t}{\mu_s} \right]^{0.14} \tag{18}$$

Koefisien perpindahan panas konveksi [9]

$$ho = \frac{Nus \times k_s}{de} \tag{19}$$

Performance APK

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_1} \frac{d_o}{d_1} + \frac{r_o \ln \left[ \frac{r_o}{r_1} \right]}{k} \tag{20}$$

Perpindahan panas maximum yang mungkin.

$$Q_{max} = (m c)_{min} (T_{h,inlet} - T_{c,inlet})$$

Efektifitas APK [8-42]

$$\epsilon = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}}$$

Perhitungan laju transfer unit (NTU) [8]

$$NTU = UAs / C_{min}$$

**Koefisien Global Perpindahan Panas didalam Alat Penukar Kalor, U**

Bagi keperluan perhitungan perancangan, harga koefisien global perpindahan panas, U mula-mula dipilih sesuai yang disarankan dari tabel yang ada dalam researchgate.net dan Engineers.com, dari keduanya nilai tengah U untuk perpindahan energy dari gas ke air atau sebaliknya adalah 140 W/m<sup>2</sup>K

Tabel 3 koefisien perpindahan panas global

Fluids	U W/m <sup>2</sup> .K
Water to water	1300-2500
Ammonia to water	1000-2500
Gas to water	10-250
water to compressed air	50-170
Water to lubricating oil	110-340
Light organics to water	370-750
Medium organics to water	240-650
Heavy organics to water	25-400
Steam to water	2200-3500
Steam to ammonia	1000-3400
Water to condensing ammonia	850-1500
Water to Freon-12	280-1000
Steam to gas	25-240
Steam to light organics	490-1000
Steam to medium organics	250-500

**HASIL DAN PEMBAHASAN**

Dengan menggunakan optimasi 4 variabel bebas dengan 3 level *experiment full factorial* di dapatkan 81 kombinasi. Matrik kombinasi dan hasil perhitungan mengacu pada persamaan yang dijelaskan pada bab sebelumnya dapat dilihat pada Tabel 4.

Tabel 4. Matrik hasil optimasi

No	Do (m)	L (m)	PR	(o) Cl	Ds	Nt	U	NTU	
1	0.01270	1.2	1.25	30	0.87	0.1215	49.2	331.3	2.5
2	0.01905	1.2	1.25	30	0.87	0.1773	46.5	223.2	1.7
3	0.02540	1.2	1.25	30	0.87	0.2331	45.2	168.2	1.3
4	0.01270	1.6	1.25	30	0.87	0.1215	49.2	311.5	2.3
5	0.01905	1.6	1.25	30	0.87	0.1773	46.5	209.6	1.6
6	0.02540	1.6	1.25	30	0.87	0.2331	45.2	157.9	1.2
7	0.01270	2.0	1.25	30	0.87	0.1215	49.2	296.4	2.2
8	0.01905	2.0	1.25	30	0.87	0.1773	46.5	199.4	1.5
9	0.02540	2.0	1.25	30	0.87	0.2331	45.2	150.2	1.1
10	0.01270	1.2	1.50	30	0.87	0.1215	34.2	263.6	2.0

21	0.02540	1.2	2.00	30	0.87	0.2331	17.7	97.1	0.7
22	0.01270	1.6	2.00	30	0.87	0.1215	19.2	185.7	1.4
23	0.01905	1.6	2.00	30	0.87	0.1773	18.2	124.5	0.9
24	0.02540	1.6	2.00	30	0.87	0.2331	17.7	93.6	0.7
25	0.01270	2.0	2.00	30	0.87	0.1215	19.2	180.2	1.3
26	0.01905	2.0	2.00	30	0.87	0.1773	18.2	120.8	0.9
27	0.02540	2.0	2.00	30	0.87	0.2331	17.7	90.9	0.7
28	0.01270	1.2	1.25	45	1	0.1215	42.8	331.3	2.5
29	0.01905	1.2	1.25	45	1	0.1773	40.5	223.2	1.7
30	0.02540	1.2	1.25	45	1	0.2331	39.3	168.2	1.3

No	Do (m)	L (m)	PR	(o) Cl	Ds	Nt	U	NTU	
51	0.02540	1.6	2.00	45	1	0.2331	15.4	93.6	0.7
52	0.01270	2.0	2.00	45	1	0.1215	16.7	180.2	1.3
53	0.01905	2.0	2.00	45	1	0.1773	15.8	120.8	0.9
54	0.02540	2.0	2.00	45	1	0.2331	15.4	90.9	0.7
55	0.01270	1.2	1.25	60	0.87	0.1215	49.2	331.3	2.5
56	0.01905	1.2	1.25	60	0.87	0.1773	46.5	223.2	1.7
57	0.02540	1.2	1.25	60	0.87	0.2331	45.2	168.2	1.3
58	0.01270	1.6	1.25	60	0.87	0.1215	49.2	311.5	2.3
59	0.01905	1.6	1.25	60	0.87	0.1773	46.5	209.6	1.6
60	0.02540	1.6	1.25	60	0.87	0.2331	45.2	157.9	1.2

76	0.01270	1.6	2.00	60	0.87	0.1215	19.2	185.7	1.4
77	0.01905	1.6	2.00	60	0.87	0.1773	18.2	124.5	0.9
78	0.02540	1.6	2.00	60	0.87	0.2331	17.7	93.6	0.7
79	0.01270	2.0	2.00	60	0.87	0.1215	19.2	180.2	1.3
80	0.01905	2.0	2.00	60	0.87	0.1773	18.2	120.8	0.9
81	0.02540	2.0	2.00	60	0.87	0.2331	17.7	90.9	0.7

Dari perhitungan manual diperoleh nilai optimum pada iterasi no.28 dengan nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh sebesar 331.3 W/m<sup>2</sup> °K. Kontruksi APK Shell and tube berdasarkan hitungan manual pada iterasi nomor 28 tersaji secara lengkap pada Tabel 5.

Tabel 5. Desain kontruksi Apk

Item	Nilai	Unit
Do	12,70	mm
Di	10,21	mm
L	1200	mm
C	3,75	mm

B	50,8	mm
Pt	15,875	mm
Cl	1	
CTp	0,93	
k	16,2	W/m °K
ΔTm	109,9	°K
Ao	2,47	m <sup>2</sup>
Db	111,5	mm
Nb	22	
Ds	123,7	mm
De	12,57	mm
U	331,34	W/m <sup>2</sup> °K
NTU	2,5	
ε	26,64	%

### KESIMPULAN

Dari data pada Tabel 4 dapat di analisis nilai optimum dari apk yang telah di rencanakan. Prestasi atau performance apk dapat dilihat pada nilai U dan juga nilai NTU. Nilai U yang merupakan koefisien perpindahan panas menyeluruh terbesar pada nilai 331.3 W/m<sup>2</sup>K dan NTU yang merupakan jumlah transfer unit 2.5. Nilai Nt dan Ds sebagai referensi dalam melakukan pemilihan hasil optimasi jika ada nilai yang mendekati sama. Nilai U dan NTU optimum juga terdapat pada optimasi nomer 1, 28 dan juga nomor 55. Pada optimasi nomer 28 memiliki keunggulan yaitu diperlukan jumlah tube yang lebih sedikit. Optimasi nomer 1 dan 55 memerlukan jumlah tube 49 sedangkan optimasi nomer 28 memerlukan 42 tube. Pada nilai optimum ini kondisi desain terbaik berada pada kondisi do 0.01270 m, Panjang pipa L 1.2 m, pitch tube ratio (PR) 1.25 dan sudut lay out pipa 45°C.

### Daftar Pustaka

- [1] J. P. Holman, 2010, *Department of Mechanical Engineering, Heat Transfer Tenth Edition Southern Methodist University.*
- [2] Chengel, Yunus A, "Heat Transfer", McGraw-Hill, New York, 2007
- [3] M. Nitsche and R.O. Gbadamosi, 2016, *Heat Exchanger Design Guide: Practical Guide for Planning, selecting and designing of shell and tube exchangers, Waltham-USA, Elsevier.*
- [4] John E. Edwards, *Design rating shell and tube heat exchanger*, 2008, P & I Design Ltd, Teesside UK.
- [5] Kern, Donald Q, 1950, *Process Heat Transfer, International Student Edition. McGraw-Hill Kogakusha Ltd, Tokyo, Japan.*
- [6] D. K. Mohanty. *Application of firefly algorithm for design optimization of a shell and tube heat exchanger from economic point of view.*

- International Journal of Thermal Sciences 102 (2016) 228-238.
- [7] M. Asadi, Y. Song, B. Sunden, and G. Xie. Economic optimization design of *shell*-and tube heat exchangers by a cuckoo-search algorithm. Applied Thermal Engineering 73 (2014) 1030-1038
- [8] Jussi Saari, Heat Exchange Dimensioning, Lappeenranta Faculty of Technology, LUT Energy
- [9] *Shell* and Tube Heat Exchangers Basic Calculations
- [10] Irwin Bizzy, Rachmat Setiadi, Maret 2013, Study perhitungan alat penukar kalor tipe *shell and tube* dengan program heat transfer research inc. ( HTRI ), Jurnal Rekayasa Mesin , Vol. 03, no 01.
- [11] Yohanes M. V. Lebo, Gusnawati, Jahirwan Ut Jasron , October 2015, Analisa Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor Tipe *Shell And Tube* Untuk Pendinginan Minyak Pelumas Pada Sistem Penggerak *Induced Draft Fan*, Lontar jurnal Teknik mesin undana.
- [12] Chandrasa Soekardi, 2015, Analisis pengaruh efektivitas perpindahan panas dan tahanan *thermal* terhadap rencangan thermal alat penukar kalor *shell and tube* , ISSN : 1410-2331 e-ISSN : 2460 – 1217.
- [13] Jainal Arifin, 2017, Analisis full factorial *shell and tube condenser* air, Jurnal Teknik Mesin UNISKA Vol. 03 No. 01,
- [14] Eko Kiswoyo, Anwar Ilmar Ramadhan, Perancangan dan validasi desain APK tipe *shell and tube* menggunakan *computational fluid dynamic*, Dinamika Jurnal Ilmiah Teknik Mesin, ISSN : 2085-8817
- [15] Sukarman, Yogi Sirodz Gaos 2018, Optimasi Desain Alat Penukar Kalor Gas Buang untuk Pemanas Air Degreaser, Jurnal Ilmiah TEKNOBIZ Vol. 8 No.3
- [16] <https://www.tanindo.net/apa-itu-water-softener-dan-bagaimana-cara-kerjanya/>