

Analisis Pengaruh Modifikasi Penukar Panas Terhadap Efisiensi Pendinginan Oli *Gearbox* Separator pada Pabrik Semen

Norman Iskandar^{a,*}, Riventus Aritonang^a

Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. Sudarto, SH – Tembalang, Semarang 50275 Telp. (024) 7460059

*E-mail: norman.undip@gmail.com

Abstract

Inside the cement factory, there is a finish mill which functions for the mixing process between clinker and gypsum to be used as cement. In that section there is a separator that functions to separate the finished cement and cement that still requires a re-milling process. In the separator there is a separator rotor which has a role to separate cement according to the size of the granulation so that those with standard sizes can be easily pushed by the circulating air fan and brought to the cement silo. The separator rotor is rotated by a motor which is passed by the gearbox as the transmission system. In order for the gearbox to work optimally, oil with certain temperature conditions is needed. Over time, the oil will become hot and cannot work effectively, so an oil cooling system is installed in this system. The oil cooler is a heat exchanger with water cooling fluid. This study aims to apply the NTU (Number of Transfer Units) method, in order to obtain an efficient and suitable heat exchanger working system as an oil cooler. The results obtained are an increase in efficiency of 2.74% from 35% to 37.74%.

Keywords: Oil Cooler, Heat Exchanger, NTU Method, Gearbox, and Root Cause Failure Analysis

Abstrak

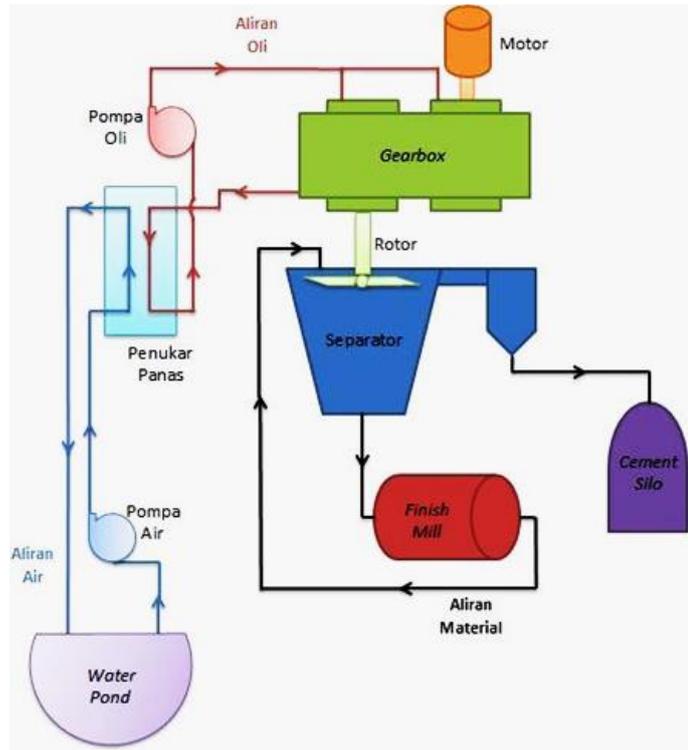
Di dalam pabrik semen terdapat bagian *finish mill* yang berfungsi untuk proses pencampuran antara klinker dan gipsum untuk dijadikan semen. Pada bagian tersebut terdapat separator yang berfungsi untuk memisahkan antara semen yang sudah jadi dan semen yang masih memerlukan proses penggilingan kembali. Dalam separator terdapat rotor separator dimana memiliki peran untuk memisahkan semen sesuai ukuran granulasinya sehingga yang memiliki ukuran standar dapat mudah didorong oleh *circulating air fan* dan dibawa ke silo semen. Rotor separator diputar oleh motor yang dilewatkan *gearbox* sebagai sistem transmisinya. Agar *gearbox* dapat bekerja secara maksimal, dibutuhkan oli dengan kondisi temperatur tertentu. Seiring berjalannya waktu, oli akan menjadi panas dan tidak dapat bekerja secara efektif, sehingga didalam sistem ini dipasang sistem pendingin oli. Pendingin oli tersebut berupa alat penukar panas dengan fluida pendingin air. Penelitian ini bertujuan untuk menerapkan metode NTU (*Number of Transfer Units*), sehingga dapat diperoleh sistem kerja penukar panas yang efisien dan sesuai sebagai pendingin oli. Hasil yang diperoleh Hasil yang diperoleh adalah adanya peningkatan efisiensi sebesar 2,74% dari 35% hingga 37,74%..

Kata kunci: Pendingin Oli, Penukar Panas, Metode NTU, *Gearbox*, dan *Root Cause Failure Analysis*

1. Pendahuluan

Di dalam pabrik semen terdapat bagian atau area yang disebut bagian *raw mill*, *kiln*, dan *finish mill*. Pada bagian *finish mill*, terdapat separator yang berfungsi untuk memisahkan produk yang memiliki dimensi sesuai standar untuk dimasukkan ke silo dan produk yang secara ukuran masih terlalu besar dimensinya dimana produk tersebut harus dipisahkan untuk kemudian akan digiling kembali di *mill*. Proses pemisahan tersebut menggunakan rotor separator sebagai alat utamanya dimana alat tersebut akan beroperasi guna membawa material yang diproses ke bagian dinding. Selanjutnya material tersebut akan diproses lanjut oleh *Circulating Air Fan (CAF)*, yang akan meniup material yang memiliki ukuran standar menjadi produk jadi yang akan ditampung di silo, sedangkan material yang masih berukuran besar dan berat tidak akan tertiuap CAF dan jatuh kembali ke *mill* untuk dihaluskan lagi sampai memenuhi ukuran standar.

Untuk menjalankan rotor pada separator, dibutuhkan *gearbox* sebagai alat transmisi daya dari motor ke rotor. Didalam *gearbox* tersebut terdapat sistem pelumasan oleh cairan oli. Dalam kerjanya, oli dalam *gearbox* akan mengalami kenaikan suhu, sehingga pada *gearbox* ini diberikan sistem pendingin guna menjaga agar temperatur oli terjaga pada kondisi kerja optimum. Skema dari sistem ini dapat dilihat pada Gambar 1.



Gambar 1. Skema sistem separator dan oil cooler [4]

Penukar panas dengan fluida air pernah dipasang sebagai sistem pendingin untuk oli gearbox. Namun karena pasokan utama air dari water pond berkurang dan pompa juga mengalami kerusakan, proses perpindahan panas pada oli gearbox dengan fluida air ini dihentikan. Proses pendinginan oli gearbox pada rotor separator kemudian digantikan dengan proses perpindahan panas secara konveksi dengan menggunakan cooling fan. Penggunaan cooling fan memang dirasa cukup baik pada awalnya, namun pada akhirnya muncul permasalahan kehandalan yaitu jika beban yang diterima cooling fan terlalu besar, cooling fan seringkali mengalami trip. Ketika cooling fan tidak berjalan dengan semestinya karena mengalami trip atau kerusakan, gearbox tidak lagi memiliki sistem pendinginan untuk olinya.

Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis bagaimana memfungsikan kembali sistem pendingin fluida air tersebut serta untuk meningkatkan efisiensinya dan menjadikannya sebagai oil cooler primer, dan sebagai pendingin sekundernya adalah cooling fan yang hanya beroperasi jika pendingin utama oli tidak mampu berjalan. Penelitian ini akan menggunakan metode RCFA dan analisis NTU untuk proses analisisnya. Root Cause Failure Analysis (RCFA) merupakan salah satu metode untuk mencari permasalahan dari suatu komponen yang berjalan tidak sesuai dengan yang seharusnya. RCFA dapat dipakai ketika permasalahan atau kegagalan sudah terjadi pada komponen [3].

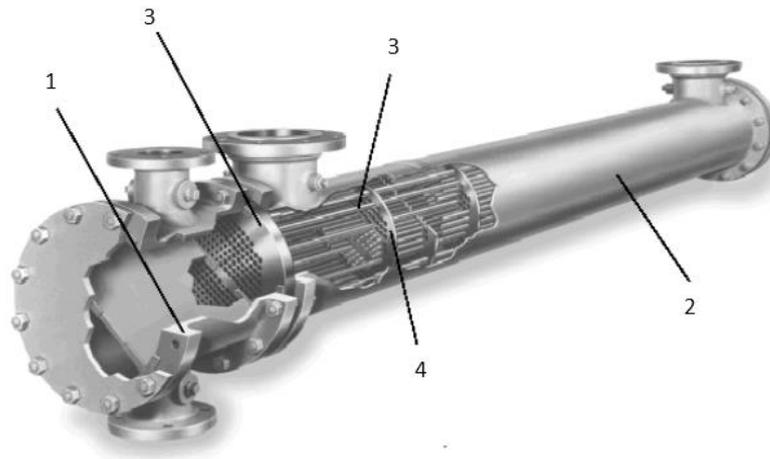
2. Material dan Metode Penelitian

2.1 Desain dan Material Alat Penukar Panas

Dalam penelitian ini tipe dan desain dari alat penukar panas serta detail bagian atau komponen beserta fungsinya dijelaskan pada Gambar 2. Komponen nomor 1 pada Gambar 2 adalah Head atau channel, berfungsi sebagai penutup shell yang berbentuk seperti pipa. Dan terdapat nozzle sebagai in-out fluida yang dipanaskan atau didinginkan. Komponen nomor 2 adalah Shell yaitu bagian berbentuk silinder dan sebagai tempat untuk proses pertukaran kalor dimana didalam shell terdapat tube-tube sebagai tempat mengalirnya fluida, dan nozzle sebagai fluida pemanas/pendingin.

Komponen nomor 3 adalah tube dan tubesheet. Tube merupakan pemisah dan sebagai pengantar panas yang berbeda suhunya diantara dua zat yang berada di dalam suatu alat. Tubesheet berfungsi sebagai tempat duduk tube bundle pada shell. Tube berada didalam flange yang sering disebut tubesheet. Komponen nomor 4 adalah Baffle atau sekat didalam shell yang digunakan untuk menahan dan mengurangi beban yang membentang sepanjang, dan juga untuk menaikkan kecepatan aliran fluida.

Proses perancangan dan pembuatan alat penukar panas dalam penelitian ini mengacu pada standar TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Assosiation) dan standar ASME (American Society to Mechanical Engineering) section IX seperti ditampilkan pada Gambar 3.



Gambar 2. Komponen utama penukar panas [1]

FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES	REAR END HEAD TYPES		
1	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	6	 ONE PASS SHELL	13	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
2	 BONNET (INTEGRAL COVER)	7	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	14	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
3	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	8	 SPLIT FLOW	15	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
4	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	9	 DOUBLE SPLIT FLOW	16	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
5	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	10	 DIVIDED FLOW	17	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		11	 KETTLE TYPE REBOILER	18	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
		12	 CROSS FLOW	19	 U-TUBE BUNDLE
				20	 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

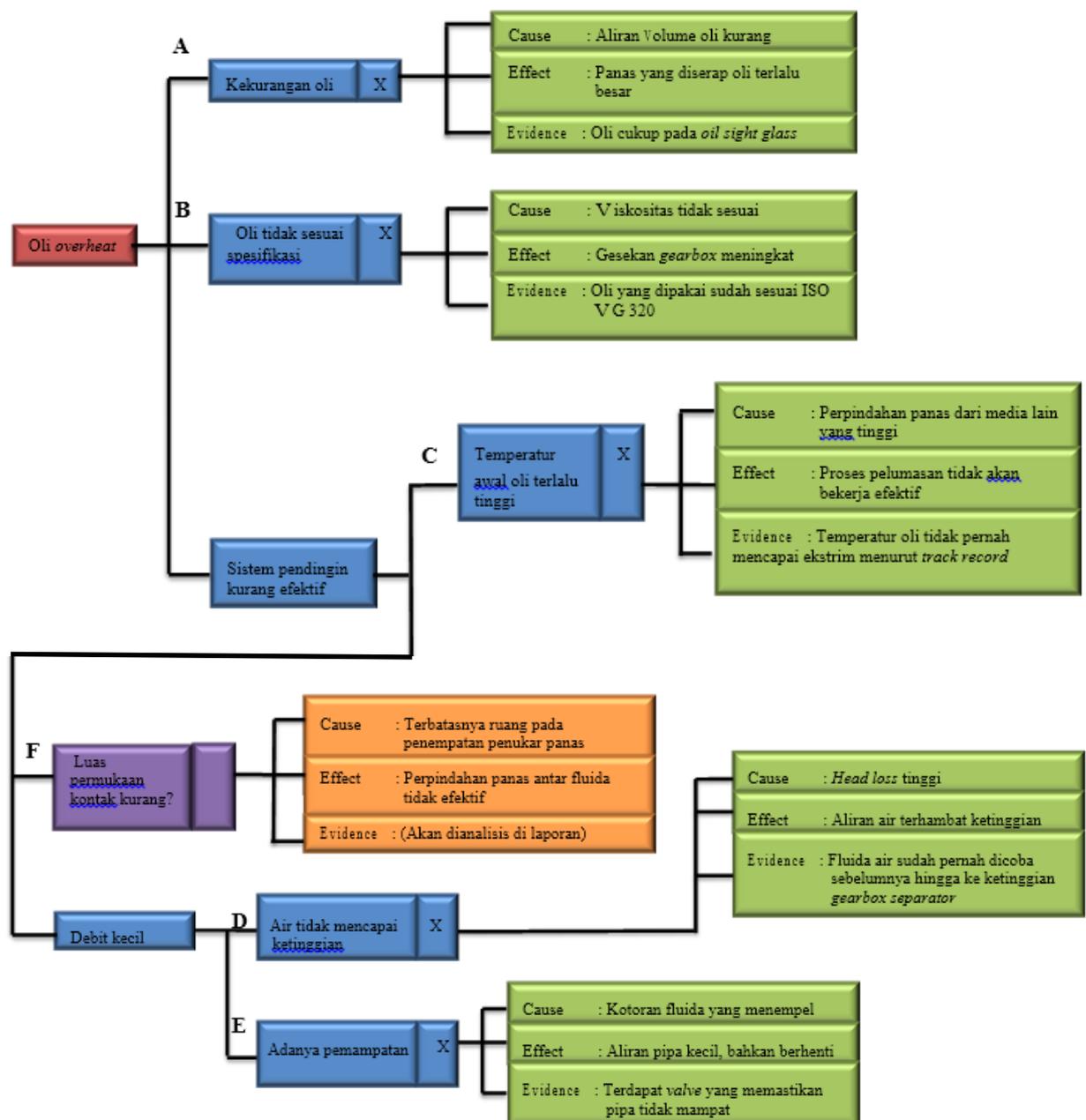
Gambar 3. Standar desain *heat exchanger* ASME [6]

Spesifikasi dari material yang digunakan ditampilkan pada Tabel 1.

Tabel 1. Bahan dan Material pada Alat Penukar Panas [2]

No	Nama Part	Material	Dimensi
1	Shell	SA240.TP304L	ID.1000x696.5x8t
2	Channel	SA.285 Gr.C	ID.1000x725x12t
3	CoverChannel	SA.285 Gr.C	Φ1289x65t
4	Tube	SA.213.TP316L	Φ19.05x9004
5	Tubesheet	SA240.TP304L	PI.Φ1016x44t
6	Baffle	SA240.TP304L	PI.Φ994x529x10t

2.2 Skema RCFA (Root Cause Failure Analysis)



Gambar 4. Skema RCFA (Root Cause Failure Analysis)

Skema RCFA pada Gambar 4 yang merupakan hasil kajian terhadap komponen *oil cooler* dari *gearbox* separator yang ada di lapangan, menunjukkan berbagai permasalahan yang ada pada komponen *oil cooler*. Berdasarkan Gambar 4 penjelasan lengkap mengenai RCFA tersebut adalah sebagai berikut:

Kasus A yaitu adanya kasus kurangnya volume oli. *Gearbox* membutuhkan jumlah oli yang cukup agar dapat berjalan dengan baik. Volume oli yang semakin besar akan membantu penyerapan panas pada *gearbox*, sehingga panas yang dihasilkan dari gesekan tersebut tersebar merata pada oli. Untuk memeriksa apakah oli sudah cukup di *gearbox*, hal tersebut dapat dilihat dari lubang kaca yang terpasang pada *gearbox* (*oil sight glass*) [2].

Kasus B, apakah oli yang digunakan tidak sesuai dengan spesifikasi standar. Viskositas atau kekentalannya harus disesuaikan dengan kebutuhan komponen tersebut. Dari spesifikasi *gearbox*, dapat dilihat bahwa oli yang dibutuhkan untuk pelumasan adalah ISO-VG 320. Hasil pengecekan dilapangan menunjukkan bahwa oli dalam *gearbox* sudah sesuai dengan spesifikasi ISO-VG 320 [2].

Kasus C yaitu apakah temperatur awal oli yang sudah terlalu tinggi. Jika temperatur awal oli sudah panas, tentu sistem pendingin tidak akan berjalan dengan efektif. Hal tersebut karena energi yang dibutuhkan untuk menurunkan temperatur lebih tinggi, terutama jika pendingin hanya berupa air bertemperatur ruangan. Pada alat telah dipasang sistem untuk mencegah *overheating*, yaitu ketika temperatur oli sudah mencapai 85°C, sistem akan trip untuk mencegah adanya kerusakan yang terjadi. Dari data rekam jejak dan sistem kontrol dari *gearbox*, diperoleh data kondisi dimana temperatur masuk oli pada pendingin tidak terlalu panas atau tidak ekstrim [2].

Kasus D dimana air pendingin tidak dapat mencapai ketinggian lokasi yang dituju. Sistem pendingin juga tidak dapat berjalan dengan baik jika debit air terlalu kecil. Salah satu penyebab debit air terlalu kecil adalah pompa air tidak dapat menyuplai airnya hingga ke ketinggian *cooler* tersebut. Ketinggian tersebut tidak tercapai karena disebabkan oleh berbagai hal. Misalnya pompa yang memiliki daya yang kurang untuk menaikkan air, atau bisa juga dari pipa yang memiliki banyak *head loss*, sehingga aliran air pun terhambat. Namun, pada proses sebelumnya, *oil cooler* sempat dijalankan dan dalam prosesnya, mampu menurunkan temperatur oli hingga 7 °C, hal tersebut membuktikan bahwa, air sudah dapat mencapai ketinggian dari *oil cooler* tersebut [2].

Kasus E yaitu tentang adanya endapan didalam pipa. Air tentu tidak dapat mengalir jika pipa mengalami pemampatan. Penyebab utama dari pemampatan merupakan adanya partikel-partikel lain seperti kotoran yang dapat mengendap pada permukaan pipa. Jika pengendapan tersebut sudah melebihi batas, aliran pipa akan terhambat, atau bahkan berhenti. Diperlukan sistem kontrol untuk mengatur hal tersebut. Salah satunya dengan adanya keran pada ujung terbuka, dengan begitu, bila air mengalir secara tidak normal, dapat ditentukan bahwa adanya pemampatan. Sistem kontrol yang preventif tersebut mencegah adanya pemampatan yang berjangka panjang pada sistem pemipaan. Selain itu, kondisi air dapat dilihat pada *water sight glass* yang menunjukkan seberapa besar aliran yang terjadi pada pipa tersebut. Dalam observasi, pengecekan keran dan *water sight glass* tidak dapat dilakukan karena tidak ada air yang mengalir ketika pompa air masih dalam keadaan rusak [2].

Kasus F adalah dimana kurangnya luas permukaan kontak yang ada. Kasus ini merupakan kasus yang akan dianalisis dalam laporan ini, permasalahan yang terjadi adalah mungkin karena luas permukaan kontak kurang untuk mendinginkan temperatur lebih jauh. Dengan dimensi ruang yang terbatas, luas permukaan kontak tidak dapat dibuat terlalu besar. Rata-rata penurunan rekam jejak sebelumnya adalah 7 °C dari temperature 47 °C hingga 40 °C. Perlu adanya *cross check* apakah penukar panas yang sebelumnya terpasang sudah sesuai dengan luas permukaan kontak minimum. Setelah melakukan inspeksi, dilakukan upaya agar penurunan temperatur dapat lebih besar dari sebelumnya. Laporan ini bertujuan untuk menganalisis apakah performa penukar panas dapat ditingkatkan hingga dapat menurunkan oli dari temperatur 80 °C hingga 60 °C agar tidak terjadi peringatan/*warning* seperti pada kejadian sebelumnya [2].

3. Hasil dan Pembahasan

3.1 Analisis Penukar Panas Lama

Seperti yang sudah dibicarakan sebelumnya, pernah dibuat sistem pendingin oli pada *gearbox* separator 4-B, namun karena pompa yang rusak, operasi penukar panas terpaksa dihentikan. Agar mendapatkan bayangan mengenai penukar panas yang baik untuk *gearbox* separator 4-B, dilakukan analisis penukar panas lama terlebih dahulu. Prosedur analisis tersebut ditunjukkan pada Gambar 5. Proses desain penukar panas dengan sistem NTU dimulai dari langkah – langkah berikut[3]:



Gambar 5. Diagram skematik prosedur analisis penukar panas

Nilai NTU yang sudah didapatkan dari diagram alir prosedur analisis penukar panas pada Gambar 8, sehingga dimensi dari penukar panas dapat ditentukan dengan persamaan 1 [5].

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (1)$$

dimana:

- NTU = Number of Transfer Units
- U = nilai koefisien perpindahan rata-rata antara dua fluida (W/m² K)
- A = luas permukaan kontak kedua fluida (m²)
- C_{min} = nilai kapasitas panas minimum fluida (J/sK)

Persamaan 1 menunjukkan nilai dari panas yang ditransfer tiap meter persegi oleh suatu fluida. Nilai U dapat dilihat pada tabel koefisien perpindahan panas rata-rata, dimana nilai U untuk oli dan air berkisar sekitar 110 - 350 W/m² K. Diambil nilai tengah yaitu 230 W/m² K untuk digunakan dalam perhitungan ini. Didapatkan luas permukaan kontak minimum sebesar 0,416 m². Dalam *shell and tube* nilai tersebut adalah luas permukaan luar pipa yang terendam dengan tangki air. Diameter luar pipa sebesar 21,7 mm dan diameter dalamnya sebesar 16,1 mm. Bidang yang berkontak dengan air adalah luas permukaan pipa dengan diameter 21,7 mm, sedangkan oli berkontak pada luas permukaan dengan diameter 16,1 mm. Dengan menggunakan asumsi pipa tipis, dapat ditentukan diameter rata-rata sebesar 18,9 mm.

Dengan diameter tersebut dapat diperkirakan keliling pipa tersebut yaitu senilai 0,0594 m. Dengan luas permukaan yang ada maka panjang yang dibutuhkan pada penukar panas ini adalah 7,01 m. Panjang 7,01 m harus dibagi menjadi beberapa saluran/*passes*. Pada umumnya jumlah lapisan saluran berjumlah genap. Dengan memperhitungkan berbagai faktor dalam pembuatan *shell* sebagai penyalur air dan *tube* sebagai penyalur oli, jumlah belokan yang paling mendekati dengan penukar panas lama adalah sebanyak 24 buah. Dengan 24 buah saluran ini, dibutuhkan ruang sebesar 926 x 330 x 57 mm³. Hal ini tidak sesuai dengan data karena volume penukar panas pada kenyataannya adalah sebesar kira-kira 800 x 200 x 90 mm³. Hal tersebut menunjukkan bahwa penukar panas yang lama belum memenuhi luas permukaan minimum dalam upaya menurunkan temperatur oli 47 °C ke 40 °C.

3.3 Analisis Penukar Panas Baru

Karena kemampuan dari penukar panas lama dirasa kurang efektif, perlu dirancang penukar panas baru yang lebih baik. Basis dari perhitungan penukar panas baru sama dengan penukar panas sebelumnya. Asumsi yang digunakan yaitu [3]: kondisi *steady state*, *constant heat properties*, gesekan diabaikan, pipa tipis, tidak ada radiasi dari luar sistem, panas berpindah dari oli ke air, dan pipa penuh terisi air dan oli.

Perbedaan dari permasalahan sebelumnya dan sekarang terletak pada temperatur masuk dan keluar oli. Penukar panas baru ditargetkan dapat mendinginkan oli yang temperatur awalnya mencapai 80 °C, yaitu kondisi yang cukup ekstrim. Temperatur keluar pendinginan oli diharapkan dapat turun hingga 60 °C. Asumsi massa jenis oli sebesar 884,1 kg/m³ dan kalor jenis oli 1,88 kJ/kg[6]. K masih berlaku, dan debit oli masih sebesar 8 liter/menit dengan keran yang dibuka setengah.

Bagian yang lebih penting daripada pipa dalam pembuatan penukar panas adalah *shell*, karena *shell* juga merupakan *housing* dari penukar panas tersebut dan secara langsung menempati ruangan. Dalam pembuatan *shell*, diperlukan banyak

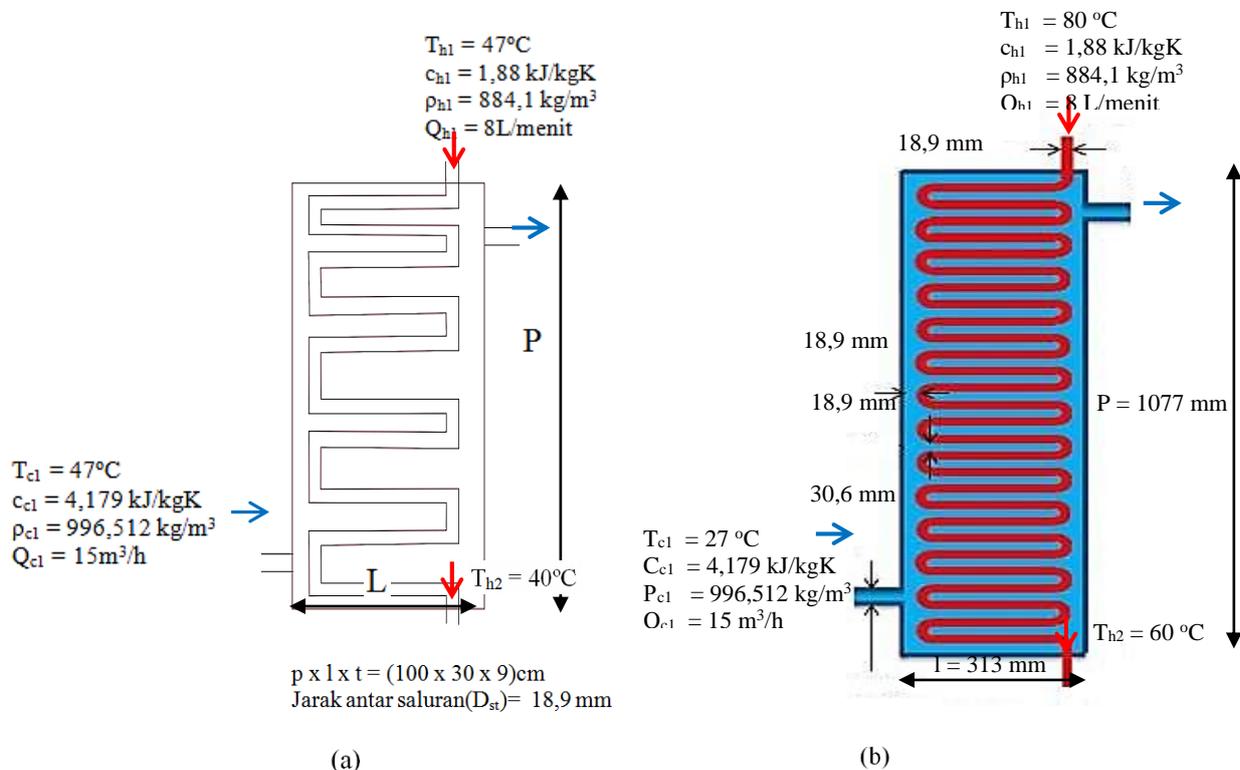
pertimbangan dalam penentuan dimensi panjang, lebar, dan tebal penukar panas. Untuk lebar *shell*, lebar 275 mm ditambah dengan dua kali diameter rata-rata tube ($275 + 2 \times 18,9$ mm). Akhirnya ditentukanlah lebar *shell* sebesar 313 mm. Untuk panjang, agar pendinginan dari air dapat berjalan dengan baik, jarak antar saluran *tube* dibuat sejauh diameter pipa tersebut. Maka dari itu perhitungan panjang dapat dijelaskan dalam persamaan 2 [5].

$$p = D(2n + 1) \tag{2}$$

dimana:

- p = panjang shell (mm)
- D = diameter rata-rata (mm)
- n = jumlah saluran pipa

Dengan rumus persamaan 2 didapatkan panjang *shell* sebesar 1077 mm. Pertimbangan terakhir adalah ketebalan penukar panas yang diperkirakan sebesar tiga kali diameter rata-rata pipa, yaitu kira-kira sebesar 57 mm. Dimensi total dari penukarpanas tersebut adalah 1077 x 313 x 57 mm³. Pada bagian *shell*, diberikan 2 lubang masuk dan keluar dari pipa air. Ukuran tersebut mencukupi volume ruang 1200 x 400 x 100 mm³ sesuai dengan keterbatasan tempat. Dengan penukar panas ini, akan didapatkan efisiensi dan penurunan temperatur yang lebih tinggi daripada sebelumnya. Sketsa dari penukar panas tersebut dapat ditunjukkan pada Gambar 6 dan ketebalan dari penukar panas sebesar 57 mm.



Gambar 6. Sketsa alat penukar panas (a) lama dan (b) baru

4. Kesimpulan

Penukar panas baru yang akan dirancang memiliki efisiensi yang lebih tinggi dari sebelumnya. Peningkatan efisiensi sebesar 2,74% dari 35% hingga 37,74%. Penukar panas yang lama sebelumnya hanya mampu menurunkan temperatur 7 °C dari 47 °C hingga ke 40 °C, namun penukar panas yang baru dapat menurunkan temperatur sebesar 20°C dari 80 °C ke 60 °C. Luas permukaan kontak untuk penukar panas yang baru adalah sebesar 0,458 m². *Tube* merupakan pipa *galvanized* yang memiliki spesifikasi Y " x 6 M. Dengan luas kontak tersebut, panjang minimum adalah sebesar 7,71 m. jumlah lapisan saluran pipa yang ada di dalam penukar panas adalah 28 buah. Dengan memperhitungkan aliran air pendingin yang berada dalam *shell*, panjang *shell* tersebut adalah kira-kira sebesar 1077 mm, lebarnya kira-kira sebesar 313 mm, dan tebalnya sebesar 57 mm. Hal ini disesuaikan dengan asumsi dari batasan masalah untuk analisis penukar panas pada kondisi suhu awal 80°C.

Daftar Pustaka

- [1] API Heat Transfer.2017.*Basco® Type OP Shell & Tube Heat Exchangers* .<http://www.apiheattransfer.com/Product/52/Type-OP-Shell-Tube-Heat-Exchanger>.
- [2] PT Indocement Tunggal Prakarsa Tbk, 2016, <http://www.indocement.co.id/V5/id/>
- [3] The Aladon Network., 2016, "What is RCFA?" <http://www.thealadonnetwork.com/about-rcm/what-is-rcfa/>.
- [4] The Cement Grinding Office., 2016, "Separators in the Cement Industry," <http://www.thecementgrindingoffice.com/cyclonesdeVelop.html>
- [5] Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., and Lavine., A.S., 2006, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer ,6th edition," pp 686–688, John Wiley & Sons US.
- [6] Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA)., 2007, "Standards of theTubular Exchanger Manufacturers Association, 9th edition," TEMAInc. New York.