

PENGEMBANGAN PERANGKAT LUNAK UNTUK PENERAPAN TEKNIK PINCH DENGAN MELIBATKAN KENDALA RUGI TEKANAN

Willy Adriansyah dan Aryadi Suwono
Laboratorium Termodinamik, PAU-Ilmu Rekayasa
Institut Teknologi Bandung, Bandung 40132.

ABSTRAK

Pengembangan perangkat lunak analisis teknik 'pinch' yang telah dilakukan baru pada tahap rancangan jaringan penukar kalor untuk tujuan perbaikan jaringan penukar kalor yang ada. Untuk lebih meningkatkan tingkat daya guna dari perangkat lunak tersebut terutama untuk tujuan retrofit sistem yang telah terpasang, berbagai aspek tambahan masih perlu dilibatkan dalam analisis. Dalam tulisan ini disajikan algoritma yang dapat menentukan kondisi optimum sistem penukar kalor untuk rugi tekanan yang telah tertentu. Dengan metode baru ini, untuk tujuan penerapan retrofit, dapat dijamin tidak adanya keperluan untuk mengganti sistem aliran (seperti pompa dan kompresor) yang telah terpasang pada jaringan yang lama. Metode perancangan penukar kalor baru ini juga menjamin rugi tekanan yang telah tertentu bagi suatu pasangan aliran dapat dipenuhi pada kedua sisi aliran baik pada sisi pipa maupun sisi cangkang.

ABSTRACT

The existing software of pinch technique provide only the tool for the heat exchanger network design. To improve the reliability of the software, in particularly for retrofitting the existing system, several additional aspects need to be included. In this paper, an algorithm to determine the optimum condition of heat exchangers for a specified allowable head loss is proposed. With this new method, the retrofit design of an existing system can be done even by taking into consideration of using the existing fluid circulation systems (i.e pumps and compressors). The proposed method of heat exchanger can also be used under the pressure drop constraints on both tube and shell sides.

Keywords : heat exchanger, thermal process, pinch technique, optimisation, retrofit design

1. PENDAHULUAN

Beberapa tahun terakhir ini pemahaman mengenai sintesis jaringan penukar kalor berkembang dengan cepat. Apresiasi mengenai faktor yang mengontrol konsumsi energi jaringan dan harga kapital jaringan telah dikuasai secara baik. Dari pemahaman ini telah ditemukan teknik yang mampu mensintesis jaringan penukar kalor yang optimal untuk permasalahan di berbagai industri. Salah satu teknik yang berhasil diterapkan adalah Teknologi Pinch. Akan tetapi, pendekatan dengan Teknologi Pinch ini, tidak menjamin bahwa hasil sintesis ini akan konsisten secara penuh dengan apa yang pada akhirnya diwujudkan dalam bentuk perangkat keras industri. Dengan kata lain, jaringan penukar kalor yang dibentuk dengan teknik yang ada sekarang ini belum tentu merupakan rancangan yang terbaik.

Permasalahan mulai muncul ketika luas penukar kalor harus diperkirakan selama sintesis jaringan. Semua teknik yang ada saat ini menggunakan koefisien perpindahan kalor yang diasumsikan. Pada kenyataannya, perancangan penukar kalor secara detail umumnya melalui test sejumlah geometri penukar kalor yang potensial supaya dapat diperoleh penukar kalor yang memenuhi tiga buah objektivitas perancangan yang utama yaitu,

- (a) pemindahan beban kalor yang diperlukan
- (b) rugi tekanan sisi pipa di bawah nilai maksimum yang diijinkan,
- (c) rugi tekanan sisi cangkang di bawah nilai maksimum yang diijinkan.

Pada strategi ini, koefisien perpindahan kalor film merupakan pertimbangan yang sulit, dan tidak ada jaminan bahwa nilai yang diasumsikan selama sintesis jaringan akan tercapai pada rancangan peralatan secara detail.

Sintesis jaringan dan perancangan penukar kalor secara detail hanya dapat dibuat konsisten bila keduanya dilakukan pada dasar yang sama. Salah satu cara untuk mencapai hal ini adalah mendasarkan sintesis jaringan pada rugi tekan yang diijinkan.

2. PENUKAR KALOR JENIS CANGKANG PIPA

Persamaan-persamaan dan prosedur yang lazim secara konvensional diterapkan untuk perancangan penukar kalor tidak kurang sesuai untuk tujuan ini. Prosedur yang iteratif saat penentuan kaitan antara geometri, unjuk kerja pemindahan panas dan rugi tekan akan terlalu rumit untuk dikaitkan dengan penentuan sistem jaringan penukar kalor. Untuk menghindari hal tersebut, hubungan khusus yang mengkaitkan besarnya

rugi tekan dengan karakteristik perpindahan panas dapat dibentuk untuk aliran di kedua sisinya, yaitu sisi pipa dan sisi cangkang dari suatu penukar kalor. Dengan pernyataan eksplisit ini, penentuan geometri dan pengaruhnya secara langsung terhadap rugi tekan dan karakteristik perpindahan panas dapat terkemas dalam persamaan yang sama.

Untuk sisi pipa penukar kalor, hubungan rugi tekan dinyatakan dalam bentuk,

$$\Delta P_T = K_{PT} \cdot A \cdot h_T^{3.5} \quad (1)$$

dan untuk sisi cangkang penukar kalor, hubungan rugi tekan dapat ditulis sebagai,

$$\Delta P_S = K_{PS} \cdot A' \cdot h_S^{5.1} \quad (2)$$

di mana

$$K_{PT} = K_1 \left(\frac{D_i^2}{4V_o D_o} \right) \left(\frac{1}{K_2} \right)^{3.5}$$

dan

$$K_{PS} = K'_1 K'_2 \cdot \left(\frac{1}{K'_3} \right)^{5.11}$$

dengan,

$$K_1 = 0,092 \left(\frac{\rho}{D_i} \right) \left(\frac{\rho D_i}{\mu} \right)^{-0,2}$$

$$K_2 = 0,023 \frac{k}{D_i} \text{Pr}^c \left(\frac{\rho D_i}{\mu} \right)^{0,8}$$

$$K'_1 = \frac{1,79 \cdot \left(\frac{\mu'}{D_e} \right)^{0,19} \cdot \rho'^{1,81}}{2 \cdot \rho' \cdot D_e}$$

$$K'_2 = \frac{4 P_T (P_T - D_o)}{\pi^2 D_o^3 V_o'}$$

$$K'_3 = 0,36 \frac{k'}{D_e} \text{Pr}'^{1/3} \left(\frac{\rho' D_e}{\mu'} \right)^{0,55}$$

h_T , h_S , A , dan A' masing-masing adalah koefisien konveksi sisi pipa, koefisien konveksi sisi cangkang, luas permukaan pipa bagian dalam dan luas permukaan pipa bagian luar. Dalam banyak kasus pendekatan $A=A'$

sering diterapkan khususnya untuk persamaan (1) dan (2). D adalah diameter dengan indeks i dan o masing-masing menyatakan bagian dalam dan luar pipa, sedangkan indeks e menyatakan hidraulik ekuivalennya untuk geometri susunan pipa. ρ , μ , k , V_o dan Pr masing-masing densitas, viskositas, konduktivitas termal, laju volumetrik dan bilangan Prandtl dengan tanda superskrip untuk menyatakan fluida di sisi cangkang dan tanpa tanda untuk fluida di sisi pipa. Harga c dalam persamaan untuk K_2 diambil 0.4 jika fluida dalam pipa dipanaskan dan 0.3 jika fluida dalam pipa didinginkan.

Persamaan (1) dan (2) menunjukkan bahwa sisi cangkang dan sisi pipa, rugi tekan suatu aliran akan meningkat dengan meningkatnya ukuran (luas) penukar kalor, dan kecepatan (dalam bentuk koefisien perpindahan kalor) dari suatu aliran.

Seperti ditunjukkan dengan lebih rinci dalam bentuk persamaannya, K_{PT} untuk hubungan sisi pipa merupakan fungsi dari:

- sifat-sifat fisik aliran, seperti densitas, viskositas, konduktivitas termal, dan kapasitas kalor spesifik,
- laju aliran massa atau volume,
- diameter pipa.

Satu-satunya parameter nonproses adalah diameter pipa. Diameter pipa biasanya bukan merupakan variabel perancangan. Nilai diameter ini umumnya tetap (atau diasumsikan) sebelum perancangan sebenarnya. Nilai diameter pipa yang umum berkisar antara 3/4" hingga 1.25".

Di sisi cangkang, konstanta K_{PS} untuk hubungan merupakan fungsi dari,

- sifat-sifat fisik aliran,
- laju aliran volume aliran,
- diameter ekuivalen susunan pipa, D_e .

Diameter ekuivalen susunan pipa adalah fungsi dari diameter pipa terluar, jarak antar pipa (*pitch*), dan susunan pipa (*layout*). Jarak antar pipa juga bukan merupakan variabel perancangan karena dapat ditetapkan sebelum perancangan. Nilai yang umum adalah antara 1" hingga 1.5" tergantung pada ukuran pipa.

Dari telaahan di atas dapat dilihat bahwa variabel perancangan seperti panjang pipa, jumlah pipa, jumlah laluan pipa, dan diameter cangkang telah dihilangkan dari hubungan pada persamaan (1) dan (2).

3. ALGORITMA DAN PENULISAN PROGRAM

Dengan adanya hubungan rugi tekan yang dapat dinyatakan secara eksplisit dengan koefisien perpindahan panas di masing-masing sisi ini maka dapat dibuat suatu algoritma baru perancangan penukar kalor berdasarkan kriteria besarnya rugi tekan yang ditetapkan. Prosedur ini berbeda dengan prosedur yang konvensional, namun untuk tinjauan analisis jaringan penukar kalor, sebagaimana akan ditunjukkan dalam bagian selanjutnya, akan sangat membantu, terlebih bila dikaitkan dengan tujuan penerapannya untuk retrofit yang menerapkan kendala untuk tetap memakai pompa atau kompresor yang terpasang.

Pada algoritma ini, seluruh sistem didefinisikan oleh tiga persamaan, yaitu,

1. $\Delta P_T = K_{PT} A h_T^{3.5}$
2. $\Delta P_S = K_{PS} A h_S^{5.1}$
3. $Q = UA \Delta T_{LM}$

di mana $1/U = 1/h_s + 1/h_t + R_f$ dan ΔP_T , ΔP_S , Q , dan ΔT_{LM} ditentukan sesuai dengan keperluan perancangan. Jadi, terdapat tiga persamaan dengan tiga parameter yang tidak diketahui (h_t, h_s, A) dan pemecahannya dapat diperoleh dengan cepat.

Setelah pemecahannya diperoleh, detail penukar kalor ditetapkan untuk kecepatan aliran tertentu, panjang pipa, jumlah pipa, diameter cangkang, dan lain-lain (bila diperlukan).

Berdasarkan algoritma di atas telah dikembangkan sebuah program komputer interaktif dengan bahasa C⁺ yang ditampilkan dalam format Window'96. Dengan tampilan yang dirancang secara khusus, selain pemakai masih leluasa untuk memilih berbagai parameter design juga dimungkinkan untuk dijadikan landasan untuk menaksir harga penukar kalor hasil rancangan serta konsekwensinya pada besarnya rugi tekan yang dihasilkan di kedua sisinya.

4. LUAS JARINGAN PENUKAR KALOR

Dengan diketahuinya hubungan antara rugi tekan dan koefisien perpindahan kalor, prakiraan luas jaringan yang berdasarkan rugi tekan dapat dilakukan. Prakiraan luas ini tidak dapat dilakukan jika koefisien perpindahan kalor diasumsikan terlebih dahulu.

Metode yang sederhana pada penentuan luas jaringan adalah dengan menerapkan persamaan Townsend. Pada metode ini luas jaringan diperkirakan dari 'interval entalpi' pada kurva komposit dengan menggunakan persamaan,

$$A_{\min} = \sum_{\text{aliran}, j} A_j = \sum_{\text{aliran}, j} \sum_{\text{interval}, i} \left(\frac{q}{\Delta T_{LM}} \right) \cdot (1/h)_i \quad (3)$$

di mana, A_j merupakan suku "kontribusi luas dari aliran j".

Kontribusi luas dari suatu aliran tidak bergantung pada pasangan aliran dan hanya dipengaruhi oleh tahanan termal yang terdapat pada penukar kalornya sendiri. Persamaan (3) dapat diterima bila luas masing-masing penukar kalor untuk tiap pasangan dijumlahkan untuk memperoleh luas jaringan total. Akan tetapi, bila rugi tekan dipertimbangkan maka luas tersebut merupakan luas total penukar kalor, di mana luas yang relevan adalah luas kontak sesungguhnya (atau bagian yang dibasahi) dan di sini tiap tahanan termal dari aliran yang terlibat harus diikutsertakan.

Jadi, supaya rugi tekan digunakan sepenuhnya, perlu suatu perkiraan luas kontak aliran seperti halnya kontribusi luas di atas. Luas kontak perpindahan panas

aliran dapat dinyatakan sebagai,

$$A_{c,j} = A_j + \sum_{\text{aliran sebaliknya}, k} \frac{CP_k}{\sum CP_k} A_k \quad (4)$$

Dengan menyelesaikan persamaan luas jaringan (3) bersama-sama dengan hubungan rugi tekan untuk tiap aliran yaitu persamaan (1) dan (2) serta persamaan (4) luas kontak untuk tiap aliran prakiraan untuk luas jaringan yang didasarkan pada rugi tekan yang telah tertentu dapat diperoleh.

5. ASPEK EKONOMI

Kebutuhan kapital untuk suatu penukar kalor serta aliran-aliran yang terkait sangat tergantung pada rugi tekan yang harus diatasi oleh pompa. Biaya yang harus dikeluarkan biasanya sangat tinggi.

Perancangan penukar kalor umumnya membutuhkan informasi berupa besarnya rugi tekan aliran. Rugi tekan ini menentukan jumlah biaya kapital dan kebutuhan energi dari instalasi pompa pada proses. Selain itu, rugi tekan juga menentukan berapa besar biaya yang diperlukan untuk luas permukaan penukar kalor yang terpasang. Sayangnya, rugi tekan yang diijinkan dari suatu aliran umumnya ditentukan secara subjektif.

Pada perancangan penukar kalor, penentuan besarnya rugi tekan yang diijinkan semata-mata berdasarkan pengalaman dan merupakan suatu hal yang sangat sulit dan riskan. Selalu ada kemungkinan bahwa rugi tekan yang dipilih bukanlah harga yang optimum. Rugi tekan yang optimum untuk suatu aliran akan bervariasi bagi berbagai sistem karena tergantung pada interaksi antara fluida-fluida yang akan dipertukarkan energinya. Selain itu, rugi tekan yang optimum akan bervariasi untuk kondisi ekonomi yang tertentu (misalnya suku bunga).

Pemilihan besarnya rugi tekan yang optimum sangat penting untuk suatu aliran pada perancangan penukar kalor. Lebih jauh lagi, karena biaya kapital tergantung pada luas penukar kalor maka rugi tekan ini harus selalu dijadikan dasar dalam menentukan luas penukar kalor itu sendiri. Selanjutnya akan dijabarkan langkah-langkah dalam menentukan target luas serta perancangan sistem penukar kalor untuk tiap pasangan aliran. Contoh permasalahan yang ditampilkan sudah memiliki penurunan tekanan yang tertentu untuk tiap aliran yang terlibat, jadi tinjauan ekonomi tidak perlu diterapkan.

6. STUDI KASUS

6.1. Deskripsi Proses

Sebagai gambaran penerapan analisis teknik pinch dengan melibatkan kendala rugi tekanan, pada bagian ini akan dianalisis sistem industri aromatik. Naphta, yang terdiri dari paraffin dan cycloparaffin digunakan sebagai bahan baku pembuatan produk senyawa aromatik.

Naphta yang diperoleh dari proses distilasi pada bagian akhir baik dari kolom pemisahan fraksi ringan maupun fraksi berat merupakan bahan baku utama untuk industri aromatik. Bahan baku diuapkan (H1) dan dilewatkan melalui reaktor desulfurisasi (R1). Panas dimanfaatkan dari keluaran reaktor melalui dua buah penukar kalor (A,B) sebelum proses kondensasi (C1) dan pemisahan uap (F1). Cairan dari tingkat pemisahan ini dipanaskan kembali oleh keluar reaktor (B) dan dimasukkan ke kolom *stripping* (D1) dengan tujuan mengeluarkan senyawa belerang.

Uap naphta dari kolom desulfurisasi ini kemudian dicampur dengan gas daur ulang. Campuran dua fasa tersebut dipanaskan kembali melalui rangkaian seri penukar kalor (C,D). Campuran akhirnya mencapai temperatur reaksi sebesar 500°C dengan tungku radiasi (H2) berbahan bakar campuran gas dan minyak.

Reaksi mulai terjadi pada dua reformer (R2,R3) dengan pemanasan antara (H3). Keluaran reformer, pada 490°C, didinginkan melalui serangkaian penukar kalor, sebagian untuk pemanasan bahan baku (C,D,E), dan sebagian lagi untuk penyediaan sumber panas bagi kebutuhan proses yang lain (F,X).

Akhirnya pendinginan serta pemisahan gas dilakukan pada C2 dan F2. Gas daur ulang ditekan (P1) dan dipanaskan kembali (E) sebelum dicampur dengan bahan cairan baku reformer. Cairan dari tangki pembilas dilewatkan ke kolom stabilisasi (D2) dan penukar kalor ujung (G) dipasang untuk mengurangi kebutuhan pemanasan masukan kolom stabilisasi. Aliran produk akhirnya didinginkan pada C3 sebelum dimasukkan kedalam tempat penyimpanan.

6.2. Ekstraksi Data dan Penargetan Energi

Jaringan penukar kalor desain terpasang ditunjukkan melalui diagram proses pada Gambar 1. Dari diagram tersebut dipilih perbedaan temperatur minimum sebesar 20°C. Data aliran yang relevan yang diekstrak dari diagram proses ditunjukkan pada Tabel 1. Data tambahan yang dibutuhkan untuk penargetan luas ditampilkan pada Tabel 2.

Langkah pertama adalah melakukan penargetan energi untuk membentuk kurva komposit. Kemudian dilakukan penargetan luas di mana target koefisien perpindahan kalor untuk tiap aliran dapat dicari sehingga luas penukar kalor yang dibutuhkan dapat dihitung.

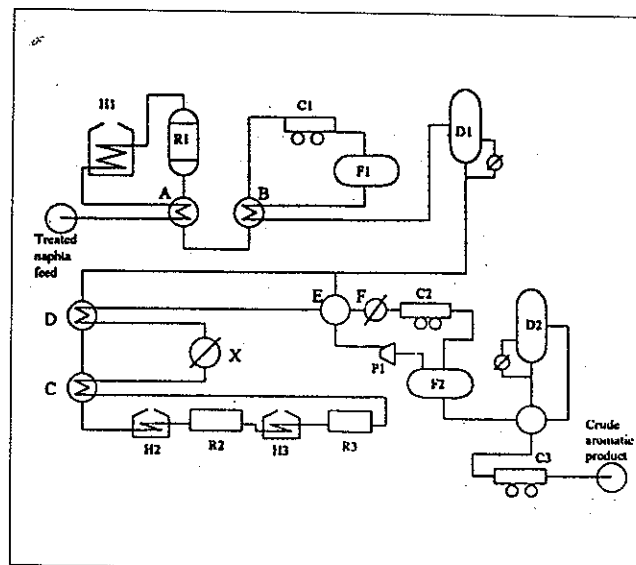
Dengan menerapkan metode perancangan Pinch, penargetan energi akan memberikan konfigurasi jaringan penukar kalor yang memberikan daur ulang energi maksimum (MER) seperti ditunjukkan pada Gambar 2. Pada jaringan tersebut terdapat sejumlah 'loop' dan 'path' yang diberi tanda dengan garis putus-putus. Perbaikan jaringan kemudian dilakukan dengan menghilangkan salah satu penukar kalor yang membentuk 'loop' tersebut dan mendistribusikan kembali beban panas melalui 'path' yang ada. Bentuk

akhir jaringan hasil relaksasi dengan jumlah penukar kalor lebih sedikit dibanding dengan untuk konfigurasi MER ditunjukkan dalam Gambar 3.

Selanjutnya kita harus menghitung kebutuhan luas tiap penukar kalor dengan menggunakan koefisien perpindahan kalor yang diperoleh dari penargetan luas. Dari langkah ini kita dapat mendistribusikan rugi tekanan untuk aliran yang harus mempertukarkan energinya melalui lebih dari satu penukar kalor. Pendistribusian rugi tekanan didasarkan hubungan rugi tekanan yang menunjukkan luas penukar kalor adalah sebanding dengan rugi tekanannya.

Tabel 1. Data aliran industri aromatik.

Aliran	T_s (°C)	T_i (°C)	mC_p (kW/°C)
H1	327	40	100
H2	220	160	160
H3	220	60	60
H4	160	45	400
C1	100	300	100
C2	35	164	70
C3	85	138	350
C4	60	170	60
C5	140	300	200
Minyak	330	230	
Air dingin	10	30	



Gambar 1. Diagram alir proses industri aromatik.

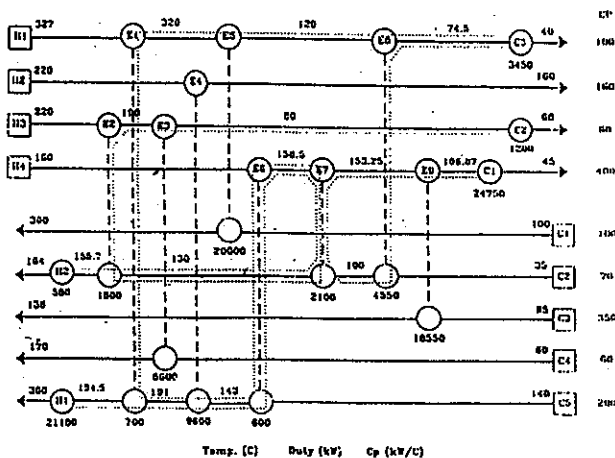
Hasil perhitungan dengan bantuan program komputer yang telah dikembangkan ditunjukkan pada Tabel 3.

Tabel 2. Data untuk perancangan detail

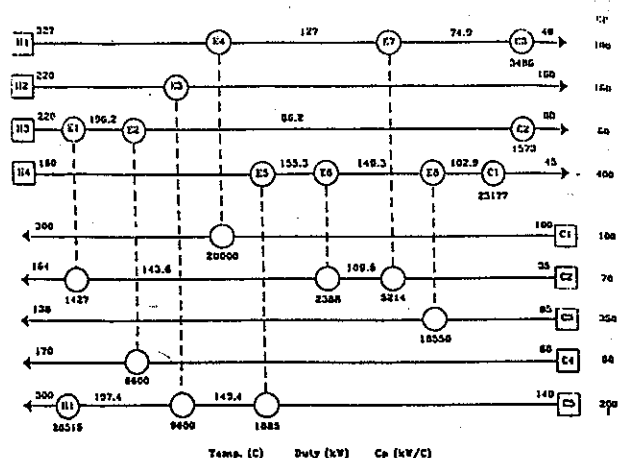
Aliran	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kg°C)	μ (cPs)	k (W/m°C)	R_f (m ² °C/W)	ΔP (kPa)
H1	500	2000	0.25	0.11	0.00018	120
H2	55	2192	0.01	0.026	0.00014	80
H3	676	1877	0.28	0.11	0.00018	90
H4	697	5480	0.31	0.11	0.00018	60
C1	464	2000	0.16	0.11	0.00018	20
C2	570	1590	0.30	0.11	0.00018	20
C3	1.0	10,000	0.01	0.17	0.00014	30
C4	685	1580	0.27	0.11	0.00018	15
C5	667	2740	0.21	0.11	0.00018	80

Tabel 3. Hasil perhitungan program komputer sistem penukar kalor untuk tiap pasangan aliran

Penukar kalor	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8
Luas yang diharapkan (m ²)	71.47	691.99	1022.94	1839.61	276.14	281.91	527.37	2642.17
Luas sebenarnya (m ²)	72.68	681.32	1088.50	1824.99	284.52	257.71	545.49	2583.21
Jumlah sangkang	1	5	5	8	1	1	3	1
Diameter sangkang (mm)	345.498	767.848	1518.145	814	1399.033	985.991	772.647	1471.548
Jumlah pipa	161	319	1247	634	1039	526	323	518
Jumlah lutan pipa	2	4	4	2	4	4	2	1
Diameter luar pipa (mm)	25.4	25.4	25.4	19.1	25.4	25.4	25.4	19.1
Diameter dalam pipa (mm)	21.7	21.7	21.7	15.4	21.7	21.7	21.7	15.4
Jarak antar pipa (mm)	38.1	38.1	38.1	28.63	38.1	38.1	38.1	28.63
Panjang pipa (mm)	5637	5353	2188	3997	3367	6148	7035	10389
Baffle Cut (%)	25	25	25	25	25	25	25	25
Jumlah baffle	5	9	6	6	18	12	10	2
h_1 (W/m ² °C)	1692.01	1787.40	2117.34	1615.08	1725.09	3018.88	1494.77	1949.49
h_2 (W/m ² °C)	352.08	562.60	993.08	673.60	1001.46	563.90	350.47	873.56
R_f (m ² °C/W)	0.00036	0.00036	0.00032	0.00036	0.00036	0.00036	0.00036	0.00032
U (W/m ² °C)	362.01	369.77	356.41	405.89	315.94	401.73	351.42	500.74
ΔP_1 (kPa)	1.62	15.00	62.99	20.00	17.01	6.40	11.98	30.00
ΔP_2 (kPa)	8.43	81.57	80.00	93.26	5.18	33.23	26.74	49.54



Gambar 2. Jaringan penukar kalor kondisi MER.



Gambar 3. Jaringan penukar kalor hasil relaksasi.

Dapat dilihat dari tabel tersebut perbandingan antara prediksi konsumsi energi jaringan dan kebutuhan luas yang ditempuh pada tiap tahap analisis. Pada tahap penargetan, prakirakan luas jaringan yang dibutuhkan adalah 7353 m² dan kebutuhan luas yang sesungguhnya melalui perancangan detail penukar kalor adalah 7338 m². Dengan prosedur baru ini perbedaan antara kebutuhan luas hanya sebesar 0.02%.

Jadi kebutuhan luas sistem aliran sekarang dapat diperkirakan sebelum membuat analisis jaringan penukar kalornya. Kemudian dengan pendekatan perancangan penukar kalor yang baru dapat dirancang penukar kalor berdasarkan rugi tekanan yang dapat menghasilkan kebutuhan luas penukar kalor yang mendekati target luas minimum.

7. KESIMPULAN

Optimasi yang benar harus memenuhi syarat adanya konsistensi antara sintesis jaringan dan perancangan detail peralatan. Dengan metode perancangan konvensional, tidak dapat dilakukan penargetan luas. Metode perancangan tersebut juga tidak dapat menjamin agar rugi tekanan tidak melewati batas yang diijinkan dapat dipenuhi.

Konsistensi antara sintesis dan perancangan hanya dapat dicapai jika kedua proses tersebut dilakukan atas dasar yang sama. Hal ini berarti sintesis jaringan harus didasarkan pada rugi tekanan yang diijinkan.

Perangkat lunak komputer untuk penerapan algoritma luas jaringan tanpa melibatkan rugi tekanan telah dikembangkan sebelumnya. Dengan menggabung bersama program yang dikembangkan ini memungkinkan untuk dapat melakukan selain penargetan luas minimum juga melakukan perancangan penukar kalor untuk tiap pasangan aliran.

Jadi melalui penggabungan dengan program yang dikembangkan terdahulu maka dapat dilakukan perancangan jaringan penukar kalor dengan teknik pinch yang melibatkan kendala rugi tekanan.

PEMBERITAHUAN

Penelitian ini dilaksanakan dalam rangka program penelitian untuk pengembangan pasca sarjana (URGE) sebagai salah satu bagian dari topik keseluruhan yaitu, *Pengembangan Penerapan Metoda Analisis Untuk optimasi Sistem Termal dan Proses*, untuk ini penulis menyampaikan terimakasih atas dukungan yang diberikan.

DAFTAR PUSTAKA

1. Jegede, F.O. and Polley, G.T., *Optimum Heat Exchanger Design*, Trans I Chem E, 1992, Vol 70, Part A, Chem Eng Res, Mar:133-141.
2. Linhoff, B. et al., 1982, *User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy* (I Chem E, Rugby).
3. Polley, G.T., Panjeh Shahi, M.H. and Picon Nunez, M., 1991, *Rapid Design Algorithms for Shell-and-Tube and Compact Heat Exchanger*, Trans IChemE, Nov, Part A, 69:435-444.
4. Polley, G.T., Panjeh Shahi, M.H. and Jegede, F.O., 1990, *Pressure Drop Consideration in the retrofit of heat exchanger network*, Chem Eng Res, Des, 68: 211-220.
5. Polley, G.T. and Panjeh Shahi, M.H., *Interfacing heat exchanger network synthesis and detailed exchanger design*, Trans I Chem E, 1991, Part A Chem Eng Res Des, 69A:445-457.
6. Fraas, A.P, *Heat Exchanger Design*, John Willey & Sons, Second Ed., New York, 1989.