

Analisis Hukum Kedua Termodinamika pada Kondensor Tabung Bersirip Pelat Herringbone

Matheus M. Dwinanto^{1,*}, Suhanan² dan Prajitno²

¹Mahasiswa S3, Jurusan Teknik Mesin dan Industri, Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta

²Jurusan Teknik Mesin dan Industri, Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta

*m2dwir3fri@gmail.com

Abstrak

Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis kinerja kondensor tabung bersirip *herringbone* dengan susunan tabung selang seling dalam sistem refrigerasi kompresi uap menggunakan hukum kedua termodinamika. Model fisik diformulasikan berdasarkan keseimbangan energi, entropi dan momentum dalam aliran fluida sekunder (udara) dengan asumsi temperatur dinding kondensor adalah seragam (*lump approach*). Selanjutnya analisis dilakukan atas dasar korelasi empiris perpindahan kalor dan gesekan yang diusulkan oleh Wang, dkk (2002), yang mana laju pembangkitan entropi dievaluasi. Untuk beban kalor yang ditentukan dan laju aliran udara pendingin konstan, hasil penelitian menunjukkan bahwa berkurangnya beban kalor akan berdampak pada berkurangnya temperatur permukaan kondensor sehingga nilai NTU dan ε akan bertambah besar. N_s akan minimum ketika NTU menjadi maksimum, dan nilai N_s lebih dipengaruhi oleh NTU dibandingkan dengan faktor gesekan f dan faktor j -Colburn.

Kata kunci : Kondensor, angka pembangkitan entropi, efektivitas, jumlah satuan perpindahan

Pendahuluan

Analisis hukum kedua termodinamika telah mempengaruhi metodologi desain berbagai sistem perpindahan kalor dan massa. Perhatian utama analisis hukum kedua adalah laju pembangkitan entropi (ireversibilitas), yang mana meminimalkan laju pembangkitan entropi adalah setara dengan memaksimalkan kerja sistem yang tersedia [1]. Analisis penukar kalor dengan hukum kedua telah secara ekstensif diteliti. Bejan [2] melakukan studi pada penukar kalor *counter flow shell and tube gas-to-gas*, menemukan bahwa ireversibilitas pada penukar kalor disebabkan oleh penurunan tekanan akibat gesekan dan perpindahan kalor akibat perbedaan temperatur. Bejan mengusulkan desain ireversibilitas minimum dalam bentuk angka pembangkitan entropi (N_s). Kemudian Ogulata, dkk [3] melakukan penelitian serupa dengan yang dilakukan oleh Bejan tetapi menggunakan penukar kalor *counter*

flow tipe pelat tanpa pencampuran kedua fluida yang memiliki kapasitas kalor yang sama.

Hukum kedua termodinamika juga telah digunakan dalam menganalisis penukar kalor yang mengalami perubahan fase dari fluida kerjanya, seperti kondensor pada sistem refrigerasi dan pengkondisian udara. Saechan dan Wongwises [4] melakukan studi optimasi konfigurasi kondensor tabung bersirip tipe aliran silang dengan meminimalkan pembangkitan entropi pada sistem pengkondisian udara kompresi uap. Hermes, dkk [5] meminimalkan pembangkitan entropi untuk menganalisis pengaruh beberapa parameter desain pada kinerja kondensor yang diterapkan pada refrigerator komersial. Pada tahun yang sama, Hermes [6] melakukan studi *conflation* dari dua pendekatan desain termal penukar kalor yaitu ε - NTU dan EGM terhadap karakteristik termal hidrolis dan kondisi operasi kondensor dan evaporator pada sistem pengkondisian udara

berkapasitas kecil. Kemudian, Hermes [7] melakukan studi desain termal hidrolik pada kondensor dan evaporator yang bertujuan untuk meminimalkan pembangkitan entropi dalam sistem refrigerasi dan pengkondisian udara berkapasitas kecil.

Dari dua penelitian terakhir, model fisik diformulasikan berdasarkan keseimbangan energi, entropi dan momentum dalam aliran fluida sekunder (udara atau air) pada kondensor dan evaporator tipe tabung bersirip polos dengan asumsi temperatur dinding seragam (*lump approach*). Dalam penelitian ini, asumsi ini diterapkan untuk menganalisis kinerja penukar kalor tabung bersirip *herringbone* yang mengalami perubahan fase dari refrigeran. Oleh karena itu, penelitian ini bertujuan untuk memodelkan analisis hukum kedua yang sesuai untuk kondensor tabung bersirip *herringbone* yang bertukar kalor antara udara dan refrigeran dua fase dalam sistem refrigerasi kompresi uap.

Formula Matematika

Secara umum kondensor untuk aplikasi refrigerasi dan pengkondisian udara dirancang dengan mempertimbangkan *coil flooded* dengan refrigeran dua fase, dan juga temperatur dinding sama dengan temperatur refrigeran [7]. Selain itu, koefisien perpindahan kalor dan sifat fisik fluida sisi luar koil (udara atau air) diasumsikan konstan. Oleh karena itu, laju perpindahan kalor:

$$Q = \dot{m}c_p(T_o - T_i) = \varepsilon \dot{m}c_p(T_s - T_i) \quad (1)$$

dengan \dot{m} adalah laju aliran massa, T_i , T_o dan T_s adalah temperatur masuk, keluar dan permukaan. $Q = hA_s(T_s - T_m)$ adalah laju perpindahan kalor, T_m adalah temperatur rata-rata aliran di atas luas perpindahan kalor A_s , dan ε adalah efektivitas penukar kalor, yang dihitung dari Kays dan London [8]:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (2)$$

dengan $NTU = hA_s / mc_p$ adalah jumlah satuan perpindahan. Penurunan tekanan dapat dihitung dari [8]:

$$\Delta P = P_i - P_o = f \frac{\rho u_c^2 A_s}{2 A_c} \quad (3)$$

dengan f adalah faktor gesekan, u_c adalah kecepatan aliran minimum pada luasan A_c . Persamaan (1) dan (3) dapat dihubungkan satu sama lain melalui aproksimasi dari persamaan Gibbs, $Tds = dh - dp/\rho$,

$$T_m(s_o - s_i) = c_p(T_o - T_i) - \frac{(p_o - p_i)}{\rho} \quad (4)$$

dengan $T_m \approx (T_i + T_o)/2$, dan variasi entropi, $s_o - s_i$ dihitung dari hukum kedua termodinamika,

$$\dot{m}(s_o - s_i) = \frac{Q}{T_s} + \dot{S}_g \quad (5)$$

dimana hubungan pertama di sisi kanan untuk menghitung perpindahan entropi reversibel dengan kalor (Q/T_s), sedangkan \dot{S}_g adalah pembangkitan entropi ireversibel akibat perpindahan kalor dengan perbedaan temperatur berhingga dan aliran viskos. Substitusi persamaan (1), (3), dan (5) ke dalam persamaan (4) menghasilkan:

$$N_s = \frac{\dot{S}_g}{\dot{m}c_p} = \frac{Q}{\dot{m}c_p} \left(\frac{T_s - T_m}{T_s T_m} \right) + \frac{f u_c^2}{2c_p T_m} \frac{A_s}{A_c} \quad (6)$$

dengan N_s adalah laju pembangkitan entropi tak berdimensi.

Kondensor dirancang untuk tugas perpindahan kalor dengan kendala laju aliran dan luas permukaan, dan juga oleh Bejan [1] dinyatakan bahwa pada penukar kalor kompak $T_s T_m \approx T_s^2$ dan $A_s / A_c = NTU Pr^{2/3} / j$ dengan j adalah faktor j -Colburn. Persamaan (6) dapat ditulis ulang sebagai berikut [6]:

$$N_s = \Theta^2 NTU^{-1} + \frac{f}{2j} U^2 Pr^{2/3} NTU \quad (7)$$

dengan $U = u_c / \sqrt{c_p T_m}$ adalah kecepatan inti tak berdimensi, dan $\Theta = (T_o - T_i) / T_s$ adalah perbedaan temperatur tak berdimensi yang mana T_o dan T_i diketahui dari pengukuran. Hubungan pertama dan kedua dari sisi kanan persamaan (7) adalah laju pembangkitan entropi tak berdimensi yang terkait dengan perpindahan kalor akibat perbedaan temperatur, $N_{s,\Delta T} = \Theta^2 NTU^{-1}$ dan aliran viskos, $N_{s,\Delta P} = (f / 2j) U^2 Pr^{2/3} NTU$.

Korelasi empiris untuk faktor j -Colburn pada penukar kalor tabung bersirip *herringbone* tipe aliran silang dinyatakan oleh Wang, dkk [9] dalam bentuk:
Untuk $Re_{Dc} < 1000$

$$j = 0,882 Re_{Dc}^{J1} \left(\frac{D_c}{D_h} \right)^{J2} \left(\frac{F_s}{P_t} \right)^{J3} \left(\frac{F_s}{D_c} \right)^{-1,58} (\tan \theta)^{-0,2} \quad (8)$$

dengan

$$J1 = 0,0045 - 0,491 Re_{Dc}^{-0,0316 - 0,017 \ln(N \tan \theta)} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{-0,109 \ln(N \tan \theta)} \left(\frac{D_c}{D_h} \right)^{0,542 + 0,0471 N} \left(\frac{F_s}{D_c} \right)^{0,984} \left(\frac{F_s}{P_t} \right)^{-0,349} \quad (9)$$

$$J2 = -2,72 + 6,84 \tan \theta \quad (10)$$

$$J3 = 2,66 \tan \theta \quad (11)$$

Untuk $Re_{Dc} \geq 1000$

$$j = 0,0646 Re_{Dc}^{j1} \left(\frac{D_c}{D_h} \right)^{j2} \left(\frac{F_s}{P_t} \right)^{-1,03} \left(\frac{P_l}{D_c} \right)^{0,432} (\tan \theta)^{-0,692} N^{-0,737} \quad (12)$$

dengan

$$j1 = -0,0545 - 0,0538 \tan \theta - 0,302 N^{-0,24} \left(\frac{F_s}{P_t} \right)^{-1,3} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{0,379} \left(\frac{P_l}{D_h} \right)^{-1,35} \tan \theta^{-0,256} \quad (13)$$

$$j2 = -1,29 \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{1,77 - 9,43 \tan \theta} \left(\frac{D_c}{D_h} \right)^{0,229 - 1,43 \tan \theta} N^{-0,166 - 1,08 \tan \theta} \left(\frac{F_s}{P_t} \right)^{-0,174 \ln(0,5N)} \quad (14)$$

Korelasi untuk faktor gesekan [9]:
Untuk $Re_{Dc} < 1000$

$$f = 4,37 \operatorname{Re}_{D_c}^{F1} \left(\frac{F_s}{D_h} \right)^{F2} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{F3} \left(\frac{D_c}{D_h} \right)^{0,2054} N^{F4} \quad (15)$$

dengan

$$F1 = -0,574 - 0,137(\ln(\operatorname{Re}_{D_c}) - 5,26)^{0,245}$$

$$\left(\frac{P_t}{D_c} \right)^{-0,765} \left(\frac{D_c}{D_h} \right)^{-0,243} \left(\frac{F_s}{D_h} \right)^{-0,474} (\tan \theta)^{-0,217} N^{0,035} \quad (16)$$

$$F2 = -3,0 \tan \theta \quad (17)$$

$$F3 = -0,192N \quad (18)$$

$$F4 = -0,646 \tan \theta \quad (19)$$

Untuk $\operatorname{Re}_{D_c} \geq 1000$

$$f = 0,228 \operatorname{Re}_{D_c}^{f1} (\tan \theta)^{f2} \left(\frac{F_s}{P_l} \right)^{f3} \left(\frac{P_l}{D_c} \right)^{f4} \left(\frac{D_c}{D_h} \right)^{0,383} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{-0,247} \quad (20)$$

dengan

$$f1 = -0,141 \left(\frac{F_s}{P_l} \right)^{0,0512} (\tan \theta)^{-4,72} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{0,35} \left(\frac{P_t}{D_h} \right)^{0,449 \tan \theta} N^{-0,049 + 0,237 \tan \theta} \quad (21)$$

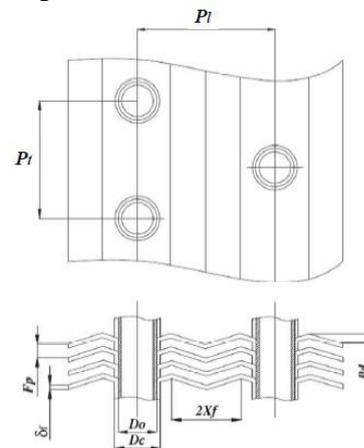
$$f2 = -0,562(\ln(\operatorname{Re}_{D_c}))^{-0,0923} N^{0,013} \quad (22)$$

$$f3 = 0,302 \operatorname{Re}_{D_c}^{0,03} \left(\frac{P_t}{D_c} \right)^{0,026} \quad (23)$$

$$f4 = -0,306 + 3,63 \tan \theta \quad (24)$$

Studi Kasus

Analisis dilakukan dengan menggunakan data eksperimen dari refrigerator kompresi uap dengan beban kalor maksimum kondensor $Q = 3000 \text{ W}$, dan nilai $\Theta = 0,06$ untuk pengujian dimana evaporator dalam keadaan basah. Laju aliran massa dan temperatur udara masuk kondensor adalah $\dot{m}_a = 0,15 \text{ kg/s}$ dan $T_i = 302 \text{ K}$. Susunan tabung adalah selang seling dengan dimensi geometri kondensor disajikan pada Gambar 1 dan Tabel 1:



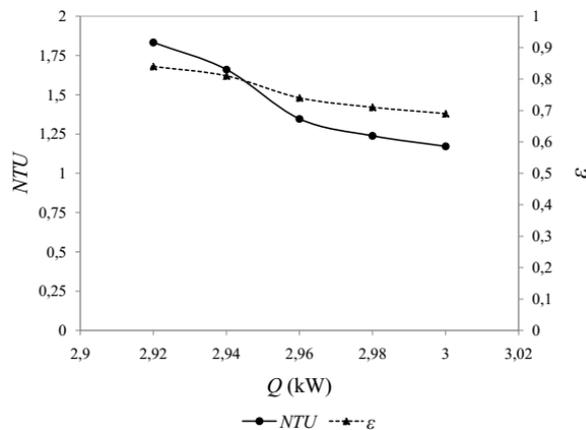
Gambar 1. Parameter geometri

Tabel 1. Geometri kondensor

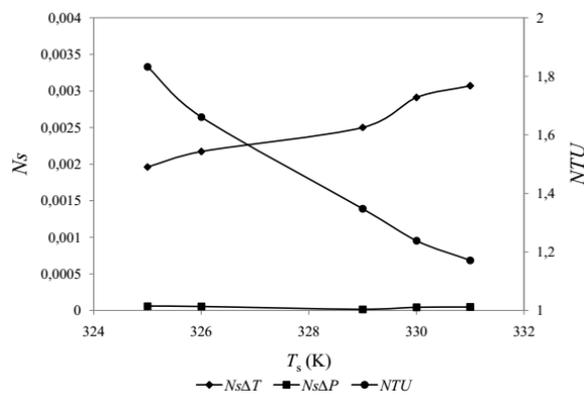
F_p (mm)	D_c (mm)	P_t (mm)	P_l (mm)	δ_f (mm)	N
3,5	10,5	25	23	0,11	2

X_f (mm)	P_d (mm)	θ
2,5	1	20°

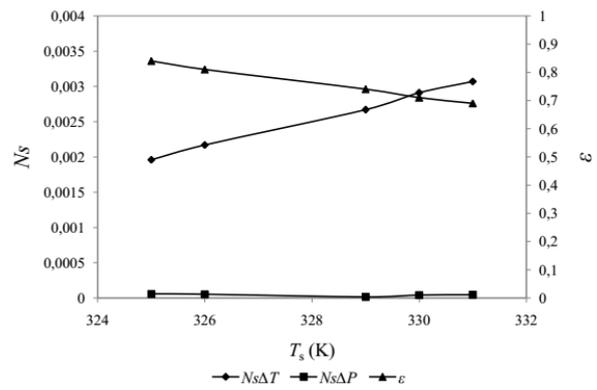
Gambar 2 menunjukkan pengaruh beban kalor Q terhadap NTU dan ε . Terlihat bahwa dengan berkurangnya beban kalor pada kondensor (sebagai akibat dari berkurangnya beban kalor evaporator) maka nilai NTU dan ε akan bertambah besar. Begitupun sebaliknya, bertambahnya beban kalor kondensor maka akan menurunkan nilai NTU dan ε . Beban kalor evaporator berkurang sebagai akibat dari turunnya temperatur ruangan yang didinginkan.



Gambar 2. Pengaruh Q terhadap NTU dan ε

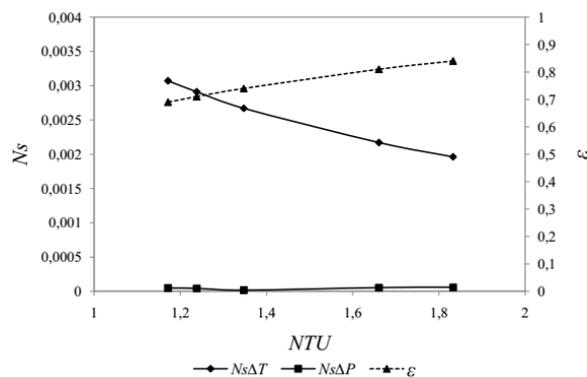


Gambar 3. Pengaruh T_s terhadap N_s dan NTU

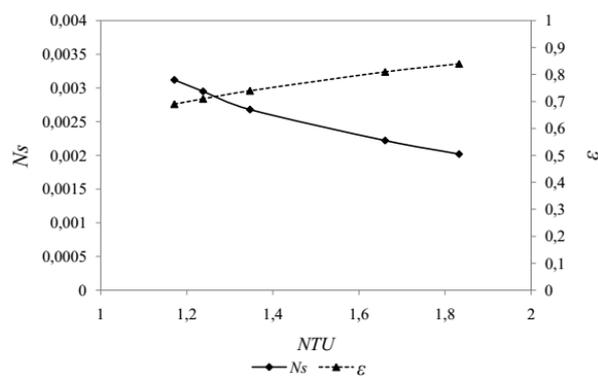


Gambar 4. Pengaruh T_s terhadap N_s dan ε

Beban kalor kondensor akan sangat mempengaruhi temperatur permukaan kondensor, T_s . Gambar 3 dan 4 menunjukkan pengaruh temperatur permukaan kondensor terhadap angka pembangkitan entropi akibat perbedaan temperatur dan aliran viskos, yang dihubungkan dengan NTU dan ε . Kurva $\varepsilon = \varepsilon(NTU)$ juga diplot untuk digunakan sebagai referensi. Sama seperti beban kalor, bertambah besarnya T_s akan mengakibatkan berkurangnya nilai NTU dan ε , begitupun sebaliknya. Temperatur permukaan kondensor lebih berpengaruh pada nilai $N_{s,\Delta T}$ dibandingkan dengan nilai $N_{s,\Delta P}$. Setiap kenaikan T_s akan menaikkan nilai $N_{s,\Delta T}$, sedangkan nilai $N_{s,\Delta P}$ relatif konstan, dan nilai $N_{s,\Delta T} \gg N_{s,\Delta P}$. Oleh karena itu, dalam kasus ini, besar nilai N_s dari persamaan (7) lebih dipengaruhi oleh $N_{s,\Delta T}$ daripada $N_{s,\Delta P}$. Hal ini juga ditunjukkan pada Gambar 5, yang mana terlihat bahwa $N_{s,\Delta T} \gg N_{s,\Delta P}$ untuk semua nilai NTU dan ε . Nilai $N_{s,\Delta T}$ akan berkurang dengan bertambahnya NTU dan ε , sedangkan $N_{s,\Delta P}$ relatif konstan terhadap perubahan NTU dan ε .



Gambar 5. Pengaruh NTU terhadap $N_{s\Delta T}$, $N_{s\Delta P}$ dan ϵ



Gambar 6. Pengaruh NTU dan ϵ terhadap N_s .

Gambar 6 menunjukkan $N_s \rightarrow$ minimum ketika $NTU \rightarrow$ maksimum, dan nilai N_s dalam persamaan (7) lebih dipengaruhi oleh NTU dibandingkan dengan faktor gesekan f dan faktor j -Colburn. Desain geometri kondensor (ϵ , NTU) yang digunakan dalam penelitian ini akan menghasilkan laju pembangkitan entropi minimum adalah pada $\epsilon = 0,84$ dan $NTU = 1,8326$ untuk beban kalor yang ditentukan dan laju aliran udara pendingin konstan.

Kesimpulan

Analisis hukum kedua pada kondensor tabung bersirip *herringbone* telah dilakukan atas dasar korelasi yang diusulkan oleh Wang, dkk (2002), yang mana laju pembangkitan entropi dievaluasi. Untuk beban kalor yang ditentukan dan laju aliran udara pendingin konstan, hasil penelitian menunjukkan bahwa

berkurangnya beban kalor akan berdampak pada berkurangnya temperatur permukaan kondensor sehingga nilai NTU dan ϵ akan bertambah besar. $N_s \rightarrow$ minimum ketika $NTU \rightarrow$ maksimum, dan nilai N_s lebih dipengaruhi oleh NTU dibandingkan dengan faktor gesekan f dan faktor j -Colburn.

Ucapan Terima Kasih

Penelitian ini didanai oleh Direktorat Riset dan Pengabdian Kepada Masyarakat (DRPM), Kementerian Riset, Teknologi, dan Pendidikan Tinggi Republik Indonesia melalui Hibah Bersaing tahun anggaran 2016. Untuk itu dihaturkan terima kasih.

Referensi

- [1] A. Bejan, Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finitesize devices and finitetime processes, *J. Applied Physics* 79 (1996) 1191-1218.
- [2] A. Bejan, The concept irreversibility in heat exchanger design: Counterflow heat exchanger gas-to-gas applications, *Journal of Heat Transfer* 99 (1977) 374-380.
- [3] T.R. Ogulata, D. Fusun, Y. Tuncay, Irreversibility analysis of cross flow heat exchanger, *Energy Conversion and Management* 41 (2000) 1585-1599.
- [4] P. Saechan, S. Wongwises, Optimal configuration of cross flow plate finned tube condenser based on the second law of thermodynamics, *Int. Journal of Thermal Sciences* 47 (2008) 1473-1481.
- [5] C.J.L. Hermes, L.W. da Silva, F.A.G. Castro, Thermal-hidraulic design of fan-supplied tube-fin condenser for refrigeration cassettes aimed at minimum entropy generation, *Applied Thermal Engineering* 36 (2012) 307-313.
- [6] C.J.L. Hermes, Conflation of ϵ -Ntu and EGM design methods for heat exchanger with uniform wall temperature, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer* 55 (2012) 3812-3817.

- [7] C.J.L. Hermes, Thermodynamic design of condensers and evaporators: Formulation and applications, *Int. Journal of Refrigeration* 36 (2013) 633-640.
- [8] W.M. Kays, A.L. London, *Compact Heat Exchanger*, McGraw-Hill, New York, 1984.
- [9] C.C. Wang, Y.M. Hwang, Y.T. Lin, Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers, *Int. Journal of Refrigeration* 25 (2002) 673-680.