

# Multifunctional Optimization of Evaporator Design Discrete Finned-Tube Plate Using Minimizing Entropy Generation Method

Matheus M. Dwinanto<sup>1,\*</sup>, Suhanan<sup>2</sup> dan Prajitno<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Prodi Doktoral Departemen Teknik Mesin dan Industri, Universitas Gadjah Mada – Yogyakarta

<sup>2</sup>Departemen Teknik Mesin dan Industri, Universitas Gadjah Mada – Yogyakarta

\*Korespondensi: m2dwir3fri@gmail.com

**Abstract.** In the present paper, a multi-objective design optimization of a discrete plate finned-tube evaporator by means of entropy generation minimization technique is presented. The optimization is carried out on the evaporator used in a dual evaporator vapor compression refrigeration system, where evaporator#1 serves as a freezer and evaporator#2 serves as a cooler. The objectives are to minimize the dimensionless entropy generation number associated with the heat transfer with finite temperature difference, and the fluid friction with finite pressure drop. Non-dominated Sort Genetic Algorithm-II (NSGA-II) technique used to multi-objective optimization subject to constraints parametrics of geometric design. Sensitivity analysis is performed to allow the decision maker to freely choose the optimal values (heat transfer area and volume), and the optimal values are less than the original evaporator. Furthermore, validation through experiments conducted to analyze the performance and entropy generation on both evaporators. Performance analysis on evaporator#1 shows the medium performance and entropy generation more affected by pressure drop than heat transfer. While evaporator # 2 also shows medium performance but entropy generation is more affected by heat transfer than pressure drop.

**Abstrak.** Tujuan penelitian ini adalah optimasi multitujuan desain evaporator *discrete plate finned-tube* dengan menggunakan metode meminimalkan pembangkitan entropi. Optimasi dilakukan pada evaporator yang digunakan pada sistem refrigerasi kompresi uap evaporator ganda, di mana evaporator#1 berfungsi sebagai pembeku dan evaporator#2 berfungsi sebagai pendingin. Model fisik dibentuk dengan asumsi temperatur dinding evaporator seragam, dan ireversibilitas akibat perpindahan kalor dan gesekan fluida akan diminimalkan sehingga diperoleh luas perpindahan kalor dan volume optimal dari kedua evaporator. NSGA-II (*Non-dominated Sorting Genetic Algorithm-II*) digunakan sebagai teknik optimasi multitujuan yang dibatasi oleh *constraints* parameter desain. Analisis sensitivitas dilakukan untuk memberikan keleluasaan bagi pengambil keputusan untuk secara bebas memilih nilai-nilai optimal (luas perpindahan kalor dan volume) yang diinginkan, dan nilai-nilai optimal tersebut lebih kecil daripada evaporator original. Selanjutnya validasi melalui eksperimen dilakukan untuk menganalisis kinerja dan pembangkitan entropi pada kedua evaporator. Analisis kinerja pada evaporator#1 menunjukkan kinerja menengah untuk menyerap kalor dan pembangkitan entropi lebih dipengaruhi oleh penurunan tekanan daripada perpindahan kalor. Sedangkan evaporator#2 juga menunjukkan kinerja menengah tetapi pembangkitan entropi lebih dipengaruhi oleh perpindahan kalor daripada penurunan tekanan.

**Kata kunci:** evaporator, optimasi multitujuan, meminimalkan pembangkitan entropi

© 2017. BKSTM-Indonesia. All rights reserved

## Pendahuluan

Evaporator *discrete plate finned-tube* tipe aliran silang banyak digunakan sebagai pendingin dan pembeku kompartemen refrigerator rumah tangga. Penukar kalor ini dirancang untuk memenuhi tugas perpindahan kalor tertentu yang dibatasi oleh daya pemompaan [1]. Dua isu penting desain evaporator adalah kinerja maksimum dan biaya minimum untuk aplikasi tertentu. Evaporator yang didesain dengan baik dan efisien dapat menghemat biaya produksi. Proses desain ini selalu melibatkan pengambilan keputusan mengenai dimensi geometri

(luas perpindahan kalor dan volume), dan parameter operasional (laju aliran dan temperatur aliran).

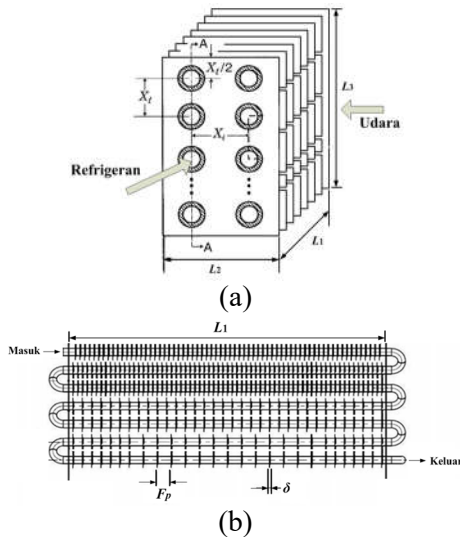
Metode meminimalkan pembangkitan entropi adalah metode pemodelan dan optimasi desain termodinamika komponen atau sistem aktual yang mengalami *nonideality* termodinamika [2]. Bejan [2, 3] telah mengembangkan metode meminimalkan pembangkitan entropi (EGM) ini untuk optimasi desain penukar kalor, dengan mempertimbangkan dua jenis ireversibilitas pada penukar kalor yaitu ireversibilitas akibat perpindahan kalor, dan ireversibilitas akibat gesekan fluida. Metode ini telah digunakan oleh beberapa peneliti, diantaranya

Pussoli [4] menggabungkan pemodelan perpindahan kalor dan gesekan fluida sisi udara dengan metode EGM untuk menentukan karakteristik desain geometri optimum evaporator bersirip *peripheral*. Hermes [5] mengusulkan formula aljabar desain termal hidraulik berdasarkan metode EGM yang diperkenalkannya pada makalah sebelumnya [6] untuk desain kondensator dan evaporator pada sistem refrigerasi aplikasi komersial ringan. Formula aljabar ini menyatakan laju pembangkitan entropi tak berdimensi sebagai fungsi dari jumlah unit perpindahan (NTU), sifat fluida, karakteristik termal hidraulik, dan kondisi operasi untuk penukar kalor dengan temperatur permukaan seragam.

Dalam makalah ini akan dibahas optimasi multi tujuan menggunakan formula yang diusulkan oleh Hermes [5, 6] untuk meminimalkan pembangkitan entropi pada evaporator *discrete plate finned-tube* berdasarkan korelasi empiris perpindahan kalor dan gesekan fluida yang diusulkan oleh Wang, dkk. [8] sehingga diperoleh kumpulan solusi optimal dimensi geometri.

**Metode Penelitian**

Pemodelan termal hidraulik dilakukan dengan asumsi bahwa evaporator sebagai penukar kalor dengan temperatur dinding seragam (*even lumped*) [5, 6]. Sifat-sifat udara dievaluasi pada temperatur rata-rata saat melintasi evaporator, sebagaimana skema dalam gambar 1.



**Gambar 1.** Evaporator *discrete flat plate-finned tube*: (a) Geometri utama; (b) Skematik parameter geometri.

Dalam penelitian ini, angka pembangkitan entropi menggunakan formula yang diusulkan oleh Hermes [5, 6]. Penjelasan lebih lanjut tentang pendekatan meminimalkan pembangkitan entropi ini, lihat referensi [5, 6].

Ireversibilitas akibat perpindahan kalor dan gesekan fluida adalah dua fungsi tujuan yang saling

bertentangan. Oleh karena itu, untuk menemukan nilai terbaik dari variabel keputusan, kedua fungsi tujuan tersebut harus dioptimalkan secara simultan.

Dua fungsi tujuan yang didefinisikan di dalam penelitian ini dinyatakan sebagai angka pembangkitan entropi tak berdimensi akibat perpindahan kalor dan angka pembangkitan entropi tak berdimensi akibat gesekan fluida. Pada kasus pertama, evaporator digunakan sebagai pembeku dan pada kasus kedua, evaporator digunakan sebagai pendingin, dengan *constraints* untuk kedua kasus ini disajikan pada tabel 1 dan 2.

**Tabel 1.** Variabel keputusan evaporator#1

<i>Constraints</i>	
$\Theta = -0,007$	$N_f = 101/m$
$\dot{m} = 0,105 \text{ kg/s}$	$u_c = 2,5 \text{ m/s}$
$c_p = 1,0056 \text{ kJ/kg.K}$	$0,35 \leq L_1 \leq 0,37 \text{ m}$
$U = 73 \text{ W/m}^2.\text{K}$	$0,05 \leq L_2 \leq 0,06 \text{ m}$
$D_o = 8,19 \text{ mm}$	$F_p = 9,9 \text{ mm}$
$\delta = 0,12 \text{ mm}$	$2L_1 + 2L_2 \leq 0,86$
$N = 2$	$L_3 = 0,216 \text{ m}$
$N_t = 14$	$Q = 900 \text{ W}$
	$Pr = 0.713$

**Tabel 2.** Variabel keputusan evaporator#2

<i>Constraints</i>	
$\Theta = -0,012$	$N_f = 108/m$
$\dot{m} = 0,11 \text{ kg/s}$	$u_c = 2,5 \text{ m/s}$
$c_p = 1,0055 \text{ kJ/kg.K}$	$0,225 \leq L_1 \leq 0,35 \text{ m}$
$U = 102 \text{ W/m}^2.\text{K}$	$0,05 \leq L_2 \leq 0,06 \text{ m}$
$D_o = 8,15 \text{ mm}$	$F_p = 9,24 \text{ mm}$
$\delta = 0,12 \text{ mm}$	$2L_1 + 2L_2 \leq 0,59$
$N = 2$	$L_3 = 0,207 \text{ m}$
$N_t = 14$	$Q = 400 \text{ W}$
	$Pr = 0.712$

**Hasil dan Pembahasan**

**1. Hasil optimasi evaporator#1**

Persamaan (11) dan (12) adalah dua fungsi tujuan optimasi dimensi geometri evaporator#1 menggunakan metode EGM dengan parameter-parameter desain merupakan *constraints*. Dua fungsi tujuan tersebut akan dioptimalkan secara simultan dengan menggunakan teknik NSGA-II dengan parameter *tuning* disajikan dalam tabel 3.

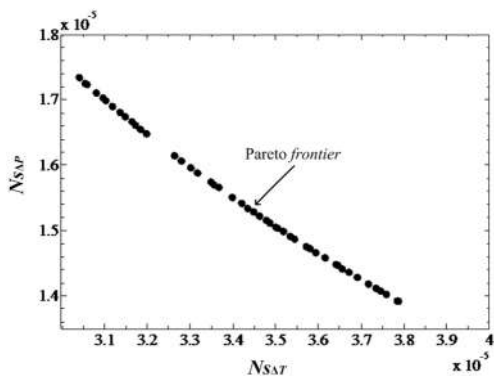
**Tabel 3.** Parameter *tuning* NSGA-II untuk evaporator#1

Parameter <i>tuning</i>	Nilai
Ukuran Populasi	50
Jumlah maksimum generasi	200
Probabilitas <i>crossover</i>	0,8
Probabilitas mutasi	0,1
Proses seleksi	<i>Tournament</i>
Ukuran <i>tournament</i>	2
Ukuran <i>elite</i>	1

Dalam proses optimasi ini, konvergensi kurva Pareto diamati setelah 50 generasi dan Pareto *frontier* diperoleh di bawah 200 generasi, yang diasumsikan sebagai Pareto *frontier* akhir dari teknik NSGA-II. Pareto *frontier* ini ditunjukkan pada gambar 2 dengan nilai-nilai pada Pareto *frontier* ini merupakan nilai-nilai imbal balik (*trade-off*) terbaik dari hasil optimasi  $N_{s,\Delta T}^*$  dan  $N_{s,\Delta P}^*$  pada evaporator#1.

Sayyaadi dan Nejatolahi [9] merekomendasikan untuk bekerja dengan bentuk normalisasi Pareto *frontier* daripada menggunakan nilai-nilai aktual. Hasil normalisasi Pareto *frontier* untuk fungsi tujuan  $N_{s,\Delta T}^*$  dan  $N_{s,\Delta P}^*$  disajikan pada gambar 3.

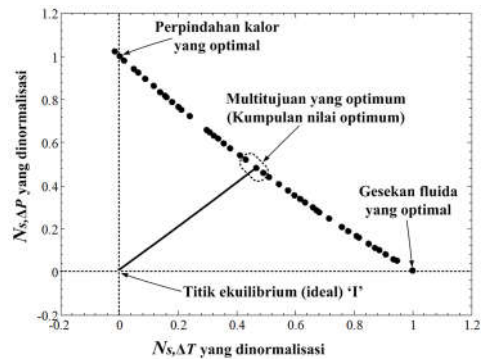
Dalam optimasi multitujuan, proses pengambilan keputusan sangat diperlukan untuk memilih solusi akhir di antara titik-titik optimal yang ada pada Pareto *frontier*. Proses ini dilakukan dengan menggunakan definisi titik ideal (titik ekuilibrium) sebagaimana ditunjukkan pada gambar 3 sebagai titik "I". Pada titik ideal (titik "I"), kedua fungsi tujuan ( $N_{s,\Delta T}^*$  dan  $N_{s,\Delta P}^*$ ) memiliki nilai minimum dan dengan demikian nilai kedua fungsi tujuan tersebut adalah nol. Perlu dicatat bahwa titik "I" tidak ada dalam dunia nyata atau di dalam aplikasi aktual dan karenanya, hanya merupakan sebuah titik ideal.



**Gambar 2.** Pareto *frontier* evaporator#1.

Dalam pengambilan keputusan titik Pareto *frontier* akhirnya dipilih yang memiliki jarak minimum dari titik "I" dan dianggap sebagai solusi

optimal. Oleh karena itu, nilai  $N_{s,\Delta T}^*$  dan  $N_{s,\Delta P}^*$  untuk solusi optimal yang dipilih adalah  $N_{s,\Delta T}^* = 0,461$  dan  $N_{s,\Delta P}^* = 0,510$ .



**Gambar 3.** Normalisasi Pareto *frontier* evaporator#1 dan skematik proses pengambilan keputusan.

Tabel 4 menunjukkan nilai-nilai geometri parameter desain sebelum dan sesudah optimasi dimensi evaporator#1. Optimasi multi tujuan ini menghasilkan panjang evaporator#1,  $L_1 = 0,36$  m (2,7% lebih pendek daripada panjang evaporator#1 original) dan lebar evaporator#1,  $L_2 = 0,055$  m (8,33% lebih kecil daripada lebar evaporator#1 original). Dengan demikian, luas perpindahan kalor evaporator#1 yang dioptimalkan lebih kecil 10,81% daripada luas evaporator#1 original, dan volume evaporator#1 hasil optimasi menjadi 10,85% lebih kecil daripada volume evaporator#1 original.

Pemilihan nilai akhir dari titik optimum pada optimasi multitujuan sangat bergantung pada opini desainer (opini pengambil keputusan), dan nilai-nilainya diberikan pada tabel 5. Misalnya dipilih titik optimum adalah  $N_{s,\Delta T}^* = 0,490$  dan  $N_{s,\Delta P}^* = 0,460$  yang menghasilkan nilai  $L_1 = 0,368$  m (2,22% lebih besar daripada evaporator optimal) dan  $L_2 = 0,053$  m (3,64% lebih kecil daripada evaporator optimal) maka luas perpindahan kalor evaporator ini menjadi 1,51% lebih kecil daripada evaporator optimal, dan volumenya menjadi 1,40% lebih kecil daripada volume evaporator optimal. Untuk titik ini, jarak ke titik ekuilibrium meningkat hanya 0,0154 unit (2,24%) dari nilai solusi optimal. Bila dipilih titik yang memiliki nilai  $N_{s,\Delta T}^* = 0,429$  dan  $N_{s,\Delta P}^* = 0,522$  maka nilai  $L_1 = 0,356$  m (1,11% lebih kecil) dan  $L_2 = 0,056$  m (1,82% lebih besar), maka luas perpindahan kalor evaporator ini menjadi 0,50% lebih besar daripada evaporator optimal, dan volumenya menjadi 0,94% lebih besar daripada volume evaporator optimal. Untuk titik ini, jarak ke titik ekuilibrium menurun hanya 0,0118 unit (1,72%) dari nilai solusi optimal.

**Tabel 4.** Nilai-nilai geometri parameter desain evaporator#1 sebelum dan sesudah optimasi

Parameter	Sebelum optimasi	Sesudah optimasi
Diameter luar tabung, $D_o$ (mm)	8,19	8,19
Pitch sirip, $F_p$ (mm)	9,9	9,9
Tebal sirip, $\delta$ (mm)	0,12	0,12
Jumlah baris tabung, $N$	2	2
Total jumlah tabung, $N_t$	14	14
Jumlah sirip per satuan panjang dalam arah <i>pitch</i> sirip, $N_f$ (1/m)	101	101
Tinggi evaporator#1, $L_3$ (m)	0,216	0,216
Lebar evaporator#1, $L_2$ (m)	0,06	0,055
Panjang evaporator#1, $L_1$ (m)	0,37	0,36
Luas perpindahan kalor ( $m^2$ )	0,0222	0,0198
Volume evaporator#1 ( $m^3$ )	0,00479	0,00427

**Tabel 5.** Solusi alternatif dimensi evaporator#1 bagi pengambil keputusan

Penukar Kalor	Parameter Optimal					
	$N_{s,\Delta T}^*$	$N_{s,\Delta P}^*$	$L_1$ (m)	$L_2$ (m)	$A$ ( $m^2$ )	$V$ ( $m^3$ )
Evaporator#1 original (A)	-	-	0,37	0,06	0,0222	0,00479
Evaporator#1 optimal (B)	0,461	0,51	0,36 ( $> 1,22\%$ dari A)	0,055 ( $> 6,82\%$ dari A)	0,0198 ( $> 10,81\%$ dari A)	0,00427 ( $> 10,85\%$ dari A)
Evaporator#1 alternatif-1	0,49 ( $< 6,29\%$ dari B)	0,46 ( $> 9,8\%$ dari B)	0,368 ( $< 2,22\%$ dari B)	0,053 ( $> 3,64\%$ dari B)	0,0195 ( $> 1,51\%$ dari B)	0,00421 ( $> 1,40\%$ dari B)
(C)	Jarak ke titik ekuilibrium (titik ideal) meningkat 0,0154 unit (2,24%)					
Evaporator#1 alternatif-2	0,429 ( $> 6,94\%$ dari B)	0,522 ( $< 2,35\%$ dari B)	0,356 ( $> 1,11\%$ dari B)	0,056 ( $< 1,82\%$ dari B)	0,0199 ( $< 0,50\%$ dari B)	0,00431 ( $< 0,94\%$ dari B)
(D)	Jarak ke titik ekuilibrium (titik ideal) menurun 0,0118 unit (1,72%)					

## 2. Hasil optimasi evaporator#2

Sama seperti optimasi evaporator#1, optimasi evaporator#2 menggunakan metode EGM dengan parameter-parameter desain geometri merupakan *constraints* yang akan dioptimalkan menggunakan teknik NSGA-II dengan parameter *tuning* disajikan dalam tabel 6. Konvergensi kurva Pareto diamati setelah 50 generasi, dan Pareto *frontier* diperoleh di bawah 150 generasi yang diasumsikan sebagai Pareto *frontier* akhir (gambar 4). Nilai – nilai pada Pareto *frontier* ini merupakan *trade-off* terbaik hasil optimasi  $N_{s,\Delta T}$  dan  $N_{s,\Delta P}$  pada evaporator#2.

**Tabel 6.** Parameter *tuning* NSGA-II untuk evaporator#2

Parameter <i>tuning</i>	Nilai
Ukuran Populasi	50
Jumlah maksimum generasi	150
Probabilitas <i>crossover</i>	0,8
Probabilitas mutasi	0,1
Proses seleksi	<i>Tournament</i>
Ukuran <i>tournament</i>	2
Ukuran <i>elite</i>	1

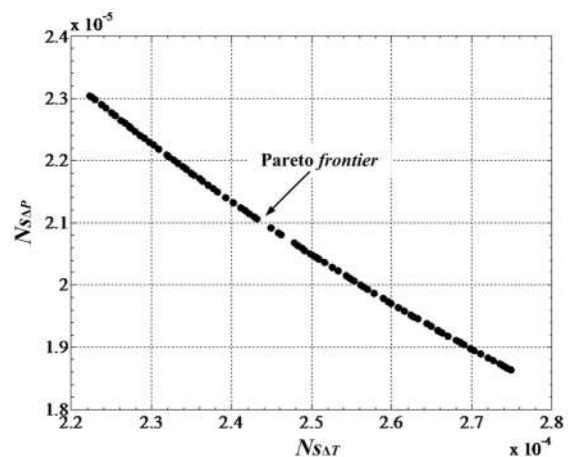
Normalisasi Pareto *frontier* dilakukan dengan cara yang sama seperti pada evaporator#1 dan gam-

bar 5 menunjukkan hasil normalisasi Pareto *frontier* dengan  $N_{s,\Delta T,\min} = 2,223 \times 10^{-4}$  dan nilai  $N_{s,\Delta T,\max} = 2,748 \times 10^{-4}$ , sedangkan nilai  $N_{s,\Delta P,\min} = 1,864 \times 10^{-5}$  dan  $N_{s,\Delta P,\max} = 2,304 \times 10^{-5}$ . Hasil optimasi secara lengkap disajikan pada tabel 7 yang merupakan Pareto *frontier* untuk nilai-nilai fungsi tujuan  $N_{s,\Delta T}^*$  dan  $N_{s,\Delta P}^*$  dan variabel keputusan  $L_1$  dan  $L_2$  untuk evaporator#2.

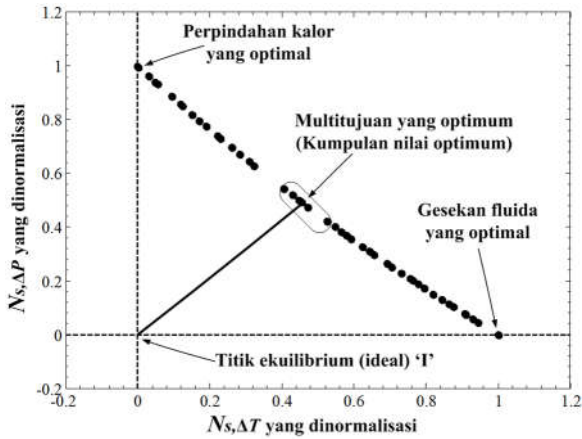
Proses pengambilan keputusan juga menggunakan definisi titik ideal (titik ekuilibrium) sebagaimana ditunjukkan pada gambar 5 sebagai titik “I” dan dalam pengambilan keputusan, titik Pareto *frontier* yang memiliki jarak minimum dari titik “I” dianggap sebagai solusi optimal. Oleh karena itu, untuk solusi optimal akhir nilai-nilainya adalah  $N_{s,\Delta T}^* = 0,481$  dan  $N_{s,\Delta P}^* = 0,487$ .

Tabel 7 menunjukkan nilai geometri dari parameter desain sebelum dan sesudah optimasi dimensi evaporator#2. Optimasi ini menghasilkan  $L_1 = 0,228$  m (2,98% lebih kecil daripada panjang evaporator original) dan  $L_2 = 0,055$  m (8,3% lebih kecil daripada lebar evaporator original). Dengan demikian, luas perpindahan kalor evaporator hasil optimasi menjadi lebih kecil 11,34% daripada luas evaporator original, dan volumenya menjadi lebih kecil 10,34% daripada volume evaporator original.

Bila dipilih titik optimum adalah titik yang memiliki nilai  $N_{s,\Delta T}^* = 0,547$  dan  $N_{s,\Delta P}^* = 0,401$  di mana akan menghasilkan nilai  $L_1 = 0,228$  m (sama dengan evaporator optimal) dan  $L_2 = 0,054$  m (lebih kecil 1,82%), maka luas perpindahan kalor dari evaporator ini menjadi lebih kecil 1,60% daripada evaporator optimal, dan volumenya menjadi 3,85% lebih kecil daripada volume evaporator optimal. Pemilihan titik ini mengakibatkan peningkatan jarak ke titik ekuilibrium hanya 0,0091 unit (0,91%) dari nilai solusi optimal.



**Gambar 4.** Pareto *frontier* evaporator#2.



Gambar 5. Normalisasi Pareto frontier evaporator#2 dan skematik proses pengambilan keputusan.

Tabel 7. Nilai-nilai geometri parameter desain evaporator#2 sebelum dan sesudah optimasi

Parameter	Sebelum optimasi	Sesudah optimasi
Diameter luar tabung, $D_o$ (mm)	8.15	8.15
Pitch sirip, $F_p$ (mm)	9.24	9.24
Tebal sirip, $\delta$ (mm)	0.12	0.12
Jumlah baris tabung, $N$	2	2
Total jumlah tabung, $N_t$	14	14
Jumlah sirip per satuan panjang dalam arah pitch sirip, $N_f$ (1/m)	108	108
Tinggi evaporator#2, $L_3$ (m)	0.207	0.207
Lebar evaporator#2, $L_2$ (m)	0.06	0.055
Panjang evaporator#2, $L_1$ (m)	0.235	0.228
Luas perpindahan kalor ( $m^2$ )	0,0141	0,0125
Volume evaporator#2 ( $m^3$ )	0,0029	0,0026

Tabel 8. Solusi alternatif dimensi evaporator#2 bagi pengambil keputusan

Penukar Kalor	Parameter Optimal					
	$N_{s,\Delta T}^*$	$N_{s,\Delta P}^*$	$L_1$ (m)	$L_2$ (m)	$A$ ( $m^2$ )	$V$ ( $m^3$ )
Evaporator#2 original (A)	-	-	0,235	0,06	0,0141	0,0029
Evaporator#2 optimal (B)	0,481	0,487	0,228 ( $> 2,98\%$ dari A)	0,055 ( $> 8,33\%$ dari A)	0,0125 ( $> 11,34\%$ dari A)	0,0026 ( $> 10,34\%$ dari A)
Evaporator#2 optimal alternatif-1 (C)	0,547 ( $< 13,72\%$ dari B)	0,401 ( $> 17,66\%$ dari B)	0,228 (=B)	0,054 ( $> 1,82\%$ dari B)	0,0123 ( $> 1,60\%$ dari B)	0,0025 ( $> 3,85\%$ dari B)
Jarak ke titik ekuilibrium (titik ideal) meningkat 0,0091 unit (0,91%)						
Evaporator#2 optimal alternatif-2 (D)	0,406 ( $> 15,60\%$ dari B)	0,542 ( $< 11,29\%$ dari B)	0,231 ( $< 1,11\%$ dari B)	0,055 (=B)	0,0127 ( $< 1,6\%$ dari B)	0,0026 (=B)
Jarak ke titik ekuilibrium (titik ideal) menurun 0,0072 unit (1,06%)						

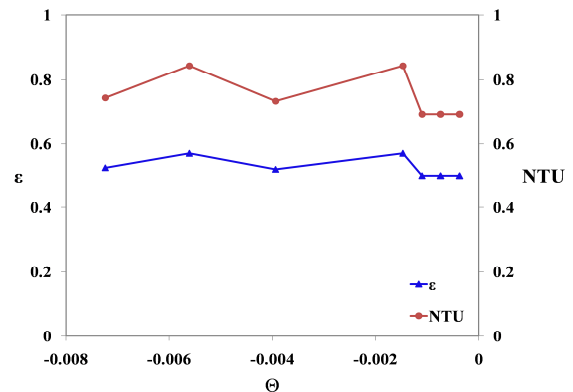
Bila dipilih titik yang memiliki nilai  $N_{s,\Delta T}^* = 0,406$  dan  $N_{s,\Delta P}^* = 0,542$  maka nilai  $L_1 = 0,231$  m (1,11% lebih besar daripada evaporator optimal) dan  $L_2 = 0,055$  m (sama dengan evaporator optimal) maka luas perpindahan kalor menjadi lebih besar 1,60% daripada evaporator optimal tetapi volumenya sama dengan volume evaporator optimal. Pemilihan titik ini mengakibatkan jarak ke titik

ekuilibrium hanya menurun 0,0072 unit (1,06%) dari nilai solusi optimal.

Analisis sensitivitas ini dilakukan untuk memeriksa pengaruh perubahan parameter-parameter keputusan terhadap nilai optimal dari kedua evaporator tersebut.

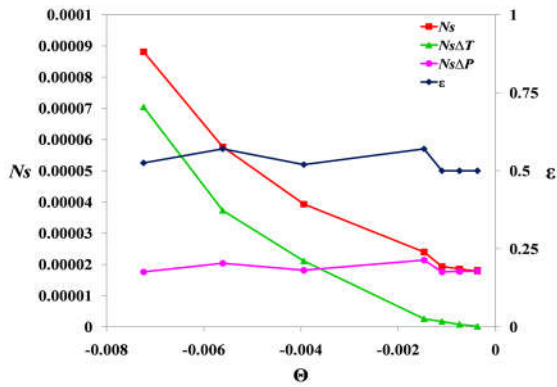
### 3. Analisis Kinerja dan Pembangkitan Entropi Evaporator#1

Gambar 6 menunjukkan pengaruh perbedaan temperatur tak berdimensi terhadap kinerja evaporator#1. Terlihat bahwa nilai efektivitas  $\epsilon$  dan NTU evaporator#1 relatif konstan, yaitu dikisaran  $\pm 0,52$  dan  $\pm 0,73$  untuk setiap perubahan nilai  $\Theta$ . Kinerja evaporator ini dikategorikan menengah walaupun temperatur kompartemen#1 telah mencapai temperatur yang diinginkan ( $-5^\circ C$ ), sehingga dapat dikatakan evaporator ini memiliki kinerja yang baik untuk menyerap kalor selama proses evaporasi. Efektivitas dan NTU yang relatif konstan ini juga disebabkan oleh laju aliran massa udara saat melintasi evaporator relatif konstan (putaran motor kipas relatif konstan), di mana laju aliran udara sebagai fluida yang didinginkan sangat mempengaruhi efektivitas dan NTU.

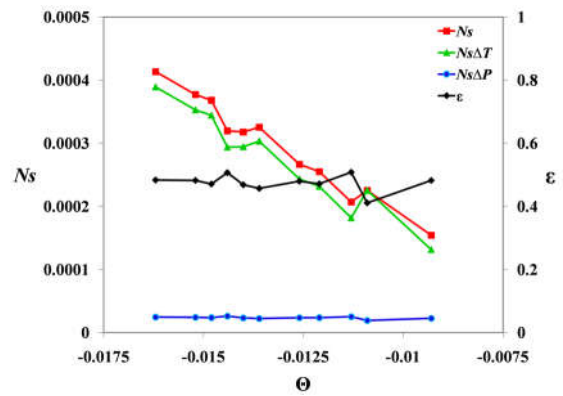


Gambar 6. Pengaruh  $\Theta$  terhadap  $\epsilon$  dan NTU evaporator#1.

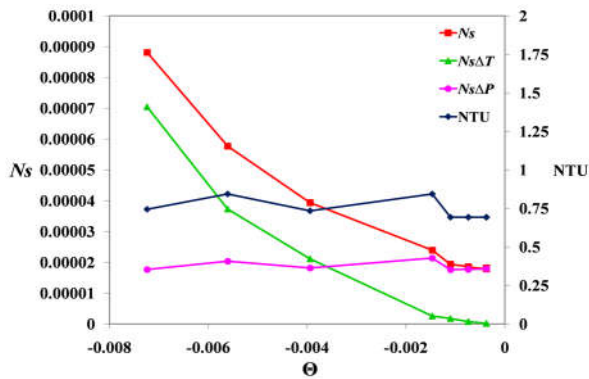
Pengaruh perbedaan temperatur tak berdimensi  $\Theta (= (T_o - T_i) / T_s)$  terhadap angka pembangkitan entropi dan efektivitas serta NTU evaporator#1 disajikan pada gambar 7 dan 8. Dari kedua gambar ini terlihat bahwa pada laju aliran massa udara konstan saat melintasi evaporator dan untuk nilai  $\Theta \geq -0,0395$  pembangkitan entropi lebih didominasi oleh  $N_{s,\Delta T}$  sedangkan bila nilai  $\Theta < -0,0395$  maka pembangkitan entropi lebih didominasi oleh  $N_{s,\Delta P}$ , walaupun nilai  $N_{s,\Delta P}$  cenderung konstan. Dengan demikian, laju pembangkitan entropi pada evaporator#1 yang berfungsi sebagai freezer lebih dipengaruhi oleh penurunan tekanan daripada perpindahan kalor.



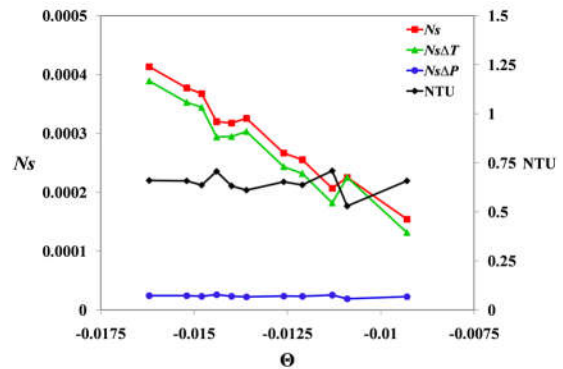
Gambar 7. Pengaruh  $\Theta$  terhadap  $N_s$  dan  $\varepsilon$  evaporator#1.



Gambar 10. Pengaruh  $\Theta$  terhadap  $N_s$  dan  $\varepsilon$  evaporator#2.



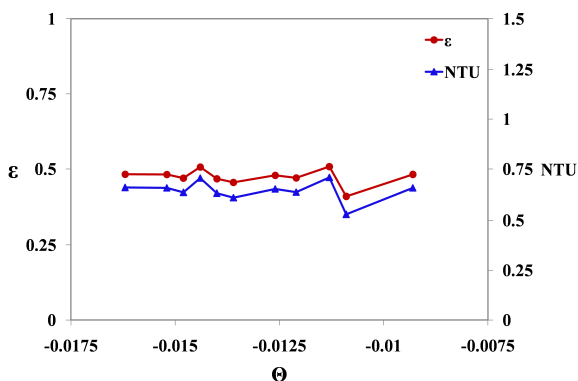
Gambar 8. Pengaruh  $\Theta$  terhadap  $N_s$  dan NTU evaporator#1.



Gambar 11. Pengaruh  $\Theta$  terhadap  $N_s$  dan NTU evaporator#2.

#### 4. Analisis Kinerja dan Pembangkitan Entropi Evaporator#2

Pengaruh perbedaan temperatur tak berdimensi terhadap kinerja evaporator#2 ditunjukkan pada gambar 9. Terlihat bahwa nilai efektivitas  $\varepsilon$  dan NTU relatif konstan, yaitu dikisaran  $\pm 0,48$  dan  $\pm 0,65$  untuk setiap perubahan nilai  $\Theta$ . Kinerja evaporator ini masih dapat dikategorikan menengah walaupun temperatur kompartemen#2 telah mencapai temperatur yang diinginkan ( $4^\circ\text{C}$ ), sehingga dapat dikatakan evaporator#2 memiliki kinerja yang baik untuk menyerap kalor selama proses evaporasi. Efektivitas dan NTU yang relatif konstan ini juga disebabkan oleh laju aliran massa udara saat melintasi evaporator relatif konstan.



Gambar 9. Pengaruh  $\Theta$  terhadap  $\varepsilon$  dan NTU evaporator#2.

Pengaruh perbedaan temperatur tak berdimensi  $\Theta$  terhadap angka pembangkitan entropi dan efektivitas serta NTU evaporator#2 disajikan pada gambar 10 dan 11. Dari kedua gambar ini terlihat bahwa pada laju aliran massa udara konstan, pembangkitan entropi sangat didominasi oleh  $N_{s,\Delta T}$  daripada pembangkitan entropi akibat  $N_{s,\Delta P}$ . Pembangkitan entropi akibat aliran viskos memiliki nilai yang jauh lebih rendah daripada nilai pembangkitan entropi akibat perbedaan temperatur, dan nilai  $N_{s,\Delta P}$  ini cenderung konstan. Dengan demikian, pembangkitan entropi pada evaporator#2 lebih dipengaruhi oleh perpindahan kalor daripada penurunan tekanan.

#### Kesimpulan

Pemodelan dan optimasi multitujuan ini menghasilkan kumpulan nilai solusi optimal dimensi geometri dari kedua evaporator, yang dikelilingi oleh nilai-nilai solusi kandidat lainnya. Untuk memilih solusi akhir, dilakukan analisis pasca optimal (analisis sensitivitas) sehingga dapat memberikan keleluasaan bagi pengambil keputusan untuk secara bebas memilih luas perpindahan kalor dan volume evaporator yang diinginkan. Berdasarkan analisis sensitivitas, nilai-nilai dimensi geometri tersebut

lebih kecil daripada dimensi geometri evaporator original.

Analisis kinerja pada evaporator#1 menunjukkan kinerja menengah untuk menyerap kalor selama proses evaporasi dan pembangkitan entropi pada evaporator ini lebih dipengaruhi oleh penurunan tekanan daripada perpindahan kalor. Sedangkan evaporator#2 juga menunjukkan kinerja menengah tetapi pembangkitan entropi pada evaporator ini lebih dipengaruhi oleh perpindahan kalor daripada penurunan tekanan.

### Ucapan Terima Kasih

Penelitian ini telah didanai Direktorat Riset dan Pengebodian Kepada Masyarakat (DRPM), Kementerian Riset, Teknologi, dan Pendidikan Tinggi Republik Indonesia melalui Hibah Bersaing tahun 2016, untuk itu diucapkan terima kasih.

### Referensi

- [1] Choi, J.M., Kim, Y., Lee, M., & Kim, Y., 2010, Air Side Heat Transfer Coefficient of Discrete Plate Finned-Tube Heat Exchangers with Large Fin Pitch, *Applied Thermal Engineering*, 30, 174-180.
- [2] Bejan, A., 1995, Entropy Generation Minimization: The New Thermodynamics of Finite-size Devices and Finite-processes, *Journal of Applied Physics*, 79 (3), 1190-1218.
- [3] Bejan, A., 1982, *Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow*, John Wiley & Sons, Inc., pp. 118-134.
- [4] Pussoli, B.F., Barbosa Jr., J.R., Da silva, L.W., & Kaviany, M., 2012, Optimization of Peripheral Finned-Tube Evaporators using Entropy Generation Minimization, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 7838-7846.
- [5] Hermes, C.J.L., 2013, Thermodynamic Design of Condensers and Evaporators: Formulation and Applications, *International Journal of Refrigeration*, 36, pp. 633-640.
- [6] Hermes, C.J.L., 2012, Conflation of  $\epsilon$ -Ntu and EGM Design Methods for Heat Exchangers with Uniform Wall Temperature, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 3812-3817.
- [7] Shah, R.K., & Sekulić, D.P., 2003, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons, Inc., pp. 570-573.
- [8] Wang, C.Y., Chang, Y., Hsieh, Y., & Y. Lin., 1996, Sensible Heat and Friction

Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers having Plate Fins, *International Journal of Refrigeration*, 19 (4), 223-230.

- [9] Sayyaadi, H., and Nejatolahi, M., 2011, Multi-Objective Optimization of a Cooling Tower Assisted Vapor Compression Refrigeration System, *International Journal of Refrigeration*, Volume 34, 243 – 256.