

OPTIMISASI DESAIN HEAT EXCHANGER SHELL DAN TUBE MENGGUNAKAN HELICAL BAFFLES DAN TWISTED TAPE INSERTS SEBAGAI TEKNOLOGI UNTUK MENINGKATKAN HEAT TRANSFER COEFFICIENT

Ahmad Syafi'i*

Muhammad Jaka Wimbang Wicaksono¹

Aditya Gautama Darmoyono¹

Eka Mutia Lubis¹

Dessy Oktani¹

Kamarudin¹

Rahmi Mahdaliza¹

Mu'thiana Gusnam¹

Totok Ruki Biyanto²

Intan Tri Utami²

¹Jurusan Teknik Elektro

Politeknik Negeri Batam

Jl. Ahmad Yani, Batam Centre, Batam 29461, Indonesia

²Jurusan Teknik Fisika

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Jl. Raya ITS, Sukolilo, Surabaya 60111. Indonesia

Abstract

Heat exchanger is a device used to transfer thermal energy between two or more fluids at different temperatures. This study aims to develop an efficient shell and tube heat exchanger design that is accompanied by an increase in the overall heat transfer coefficient on the shell and tube sides simultaneously. This study focuses on the impact of using helical baffles and twisted tape inserts technology on the total heat transfer coefficient (U) and pressure drop (ΔP). This study analyzes the effect of employing helical baffles on the shell side and twisted tape inserts on the tube side, with optimization using the Genetic Algorithm (GA) method. The independent variables considered include the helical baffles angle (β), the spacing between baffles (L_{bc}), the thickness of the twisted tape (δ), and the half-pitch of the twisted tape (H). The optimization objective function for both the shell side and tube side is to maximize the overall heat transfer coefficient, while the restriction is that the pressure drop must not surpass the starting design data value. In this study, the E-1-06 heat exchanger was successfully modeled. The modeling data showed only slight differences between the modeling results and the initial data sheet. The deviation value of the overall heat transfer coefficient (U) = 0.06%, ΔP_s = 0.00%, and ΔP_t = 0.06%. Optimization of the E-1-06 heat exchanger was also successful. Optimization in this study was able to increase the U value by 3.97%, while the ΔP_s value decreased by -2.01% and ΔP_t by -19.11%. The findings indicate that the modified design is capable of enhancing thermal performance without compromising hydraulic efficiency, thereby demonstrating its potential for application in energy processing systems and industrial cooling.

Keywords:

Heat exchangers; optimization; helical baffles; twisted tape.

Abstrak

Heat exchanger adalah perangkat yang digunakan untuk menyalurkan energi termal antara dua atau lebih fluida pada suhu yang berbeda-beda. Penelitian ini bertujuan untuk mengembangkan desain *heat exchanger shell* dan *tube* yang efisien yang disertai dengan peningkatan koefisien perpindahan kalor secara keseluruhan (*overall heat transfer coefficient*) pada sisi *shell* dan *tube* secara bersamaan. Penelitian ini berfokus pada dampak penggunaan teknologi *helical baffles* dan *twisted tape inserts* pada *overall heat transfer coefficient* (U) dan *Pressure drop* (ΔP). Penelitian ini menganalisis pengaruh penggunaan teknologi *helical baffles* pada sisi *shell* dan *twisted tape inserts* pada sisi *tube*, dengan optimisasi menggunakan metode *Genetic Algorithm* (GA). Variabel bebas yang digunakan sudut *helical baffle* (β), jarak antar *baffle* (L_{bc}), *thickness of twisted tape* (δ), dan *half pitch of twisted tape* (H). Fungsi tujuan (*objective function*) optimisasi pada sisi *shell* dan sisi *tube* yaitu *overall heat transfer coefficient* yang maksimal dan *constraint* pada optimisasi ini yaitu *pressure drop* yang besar nilainya tidak

Citation in APA Style: Syafi'i, A., Wicaksono, M., J., W., Darmoyono, A., G., Lubis, E., M., Oktani, D., Kamarudin, Mahdaliza, R., Gusnam, M., Biyanto, T., R., & Utami, I., T., (2025). Optimisasi Desain Heat Exchanger Shell dan Tube Menggunakan Helical Baffles dan Twisted Tape Inserts Sebagai Teknologi untuk Meningkatkan Heat Transfer Coefficient. *VOCATECH: Vocational Education and Technology Journal*, 7 (1), 164-178.

Ahmad Syafi'i, Muhammad Jaka Wimbang Wicaksono, Optimisasi desain heat exchanger...
Aditya Gautama Darmoyono, Eka Mutia Lubis, Dessy
Oktani, Kamarudin, Rahmi Mahdaliza, Mu'thiana Gusnam,
Totok Ruki Biyanto, dan Intan Tri Utami

boleh melampaui nilai dari data awal *design*. Pada penelitian ini heat exchanger E-1-06 berhasil dimodelkan. Data permodelan menunjukkan hanya sedikit perbedaan antara hasil permodelan dengan data sheet awal. Nilai deviasi *overall heat transfer coefficient* (U) = 0.06%, ΔP_s =0.00%, dan ΔP_t = 0.06%. Optimisasi *Heat exchanger* E-1-06 juga berhasil dilakukan. Optimisasi pada penelitian ini mampu menaikkan nilai U sebesar 3.97%, sementara nilai ΔP_s mengalami penurunan sebesar -2.01% dan ΔP_t sebesar -19.11%. Temuan ini menunjukkan bahwa desain hasil modifikasi mampu meningkatkan performa termal tanpa mengorbankan efisiensi hidrolis, sehingga berpotensi diterapkan pada system pemrosesan energi dan pendinginan industry.

Kata Kunci:

Heat exchanger; optimization; helical baffles; twisted tape

DOI: [10.38038/vocatech.v7i1.217](https://doi.org/10.38038/vocatech.v7i1.217)

Received: 18 Juni 2025; Accepted: 20 Agustus 2025; Published: 24 Agustus 2025

***Corresponding author:**

Ahmad Syafi'i, Politeknik Negeri Batam, Jl. Ahmad Yani, Batam Centre, Batam 29461, Indonesia
Email: ahmadasyafii100@gmail.com

1. PENDAHULUAN

Heat exchanger atau penukar panas adalah peralatan yang digunakan untuk mentransfer energi termal antara dua atau lebih fluida yang memiliki perbedaan suhu antara fluida satu dengan lainnya (Selbaş et al., 2006). Transmisi panas dalam *heat exchanger* terjadi melalui peristiwa konveksi dan konduksi. *Heat exchanger* digunakan untuk menurunkan panas dari suatu fluida dan menaikkan panas pada fluida lainnya (Shah & Sekulić, 2003). Beberapa aplikasi *heat exchanger* yang umum digunakan adalah kondensor, *super heater*, *economizer*, radiator mobil dan lain lain (Syafi'i, 2019; Syafii & Biyanto, 2019). *Heat exchanger* umumnya digunakan dalam praktik di berbagai aplikasi, mulai dari sistem pemanas dan pendingin udara dirumah tangga (*air conditioner*) hingga pemrosesan kimia dan produksi listrik skala besar (Biyanto, 2013).

Heat exchanger terdiri dari berbagai jenis, seperti *plate heat exchanger*, penukar kalor berpendingin udara, *heat exchanger* pipa ganda, *heat exchanger shell* dan *tube*, *heat exchanger* spiral dan lain sebagainya. Namun, dalam dunia industri yang paling banyak digunakan adalah *heat exchanger* jenis *shell* dan *tube* (Peng et al., 2007). *Heat exchanger shell* dan *tube* digunakan dirancang dan diaplikasikan sebagai suatu peralatan penting dalam sistem pemanfaatan limbah fluida panas. Namun, biasanya hal tersebut mendapat tantangan tersendiri dalam pengaplikasiannya, yaitu efisiensi perpindahan kalor yang rendah sehingga menyebabkan volume *heat exchanger* yang besar dan biaya produksi yang relatif tinggi (Duan et al., 2018).

Dalam Penelitian ini, peningkatan koefisien perpindahan panas secara keseluruhan (*overall heat transfer coefficient*) dapat dilakukan dengan melakukan modifikasi teknologi yang diterapkan pada *heat exchanger* tersebut. Peningkatan nilai *heat transfer* pada sebuah *heat exchanger* bisa dilakukan dengan cara memodifikasi teknologi pada sisi *shell* sebuah *heat exchanger* tersebut dari teknologi *segmental baffles* menjadi *helical baffles* (Peng et al., 2007). Selain pada sisi *shell*, pada sisi *tube* juga dilakukan modifikasi. *Tube* pada sebuah *heat exchanger* juga bisa dimodifikasi dari teknologi *plain tube* menjadi teknologi *twisted tape inserts* (Ranjith & Shaji, 2016; Savekar et al., 2015). Namun, Tindakan modifikasi teknologi *heat exchanger* pada sisi *shell* dan *tube*, selain mampu meningkatkan nilai heat transfer juga akan memberikan efek lainnya, yaitu peningkatan nilai penurunan tekanan (*pressure drop*). Peningkatan nilai *pressure drop* akan memberikan dampak buruk terhadap efisiensi sebuah *heat exchanger*. Untuk mengatasi hal tersebut maka perlu dilakukan optimisasi (Saffar-Avval & Damangir, 1995).

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengoptimalkan *design heat exchanger tipe shell and tube* dengan memodifikasi sisi *shell* menggunakan teknologi *helical baffles* dan sisi *tube* menggunakan *twisted tape inserts*. Optimisasi dilakukan menggunakan metode *Genetic Algorithm* (GA). *Objective function* pada optimisasi ini adalah nilai *overall heat transfer coefficient*. Sementara yang menjadi kendala (*constraint*) pada penelitian ini adalah *pressure drop* pada sisi *shell* maupun *tube* yang tidak boleh melebihi desain awal. Untuk melakukan optimisasi perlu dilakukan pemilihan variabel yang akan dijadikan variabel bebas. Dalam penelitian ini, variabel bebas yang ditentukan pada sisi *shell* yang menggunakan teknologi *helical baffles* adalah sudut *helical baffles* (β) dan jarak antara *helical baffles* (Lbc). Sementara variabel yang digunakan untuk optimisasi pada sisi *tube* yang menggunakan teknologi *twisted tape inserts* adalah ketebalan pita *twisted* atau *thickness of twisted tape* (δ), dan jarak aksial sepanjang *tube* yang diperlukan untuk setengah putaran penuh/ 180° dari pita atau biasa disebut dengan *half pitch of twisted tape*.

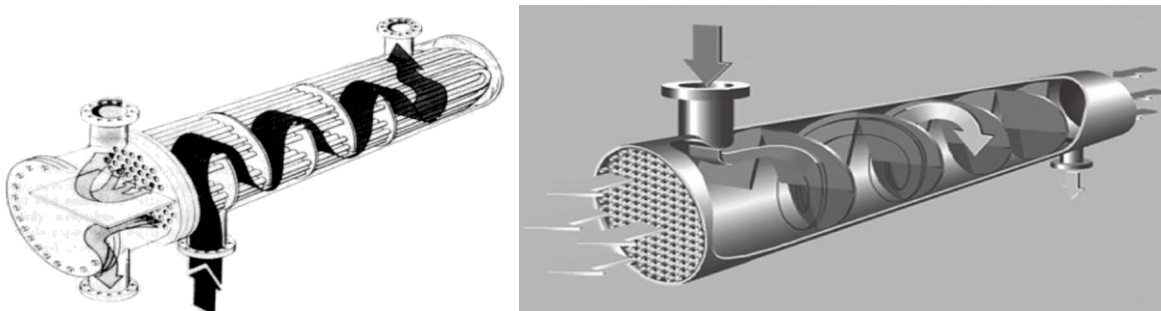
Pendekatan *Genetic Algorithm* (GA) dipilih dalam penelitian ini karena masalah optimisasi desain *heat exchanger tipe shell and tube* bersifat kompleks, nonlinier, dan multiobjektif. Variabel-variabel desain seperti sudut *helical baffles*, jarak antar *baffle*, ketebalan pita *twisted*, dan *half pitch* memiliki hubungan yang saling berinteraksi sehingga menghasilkan fungsi *objektif* yang tidak sederhana. Metode optimisasi konvensional berbasis turunan (*gradient-based methods*) umumnya cepat untuk permasalahan linear dan kontinu, tetapi cenderung terjebak pada *local optimum* ketika diaplikasikan pada kasus nonlinear dan multivariat seperti kasus optimisasi *heat exchanger tipe shell and tube*. Alternatif lain, misalnya menggunakan *Particle Swarm Optimization* (PSO) atau *Simulated Annealing* (SA), memang mampu mengeksplorasi ruang solusi global, tetapi seringkali membutuhkan penyesuaian parameter yang sensitif dan dapat mengalami konvergensi lambat. GA memiliki keunggulan karena bekerja dengan *populasi solusi* (*kromosom*), bukan satu titik awal sehingga peluang menemukan solusi global lebih tinggi. Selain itu, GA tidak memerlukan informasi turunan matematis dari fungsi objektif, sehingga fleksibel digunakan pada model perpindahan panas dan *pressure drop* yang kompleks.

Beberapa penelitian sebelumnya menunjukkan bahwa pendekatan GA sangat efektif dalam optimalisasi desain *heat exchanger* yang kompleks. Yang et al. (2020) dan Song et al. (2019) menegaskan bahwa GA mampu menghindari jebakan local optimum serta menghasilkan konfigurasi yang lebih efisien dibandingkan metode deterministik. Abbasi et al. (2020) juga melaporkan bahwa penerapan GA dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas sekaligus menjaga *pressure drop* tetap rendah. Lebih lanjut, Wang et al. (2020) menunjukkan bahwa *multi objective genetic algorithm (MOGA)* unggul dibanding metode tradisional dalam menyeimbangkan *trade-off* antara kinerja termal dan efisiensi hidrolik, sehingga relevan untuk diterapkan dalam perancangan *heat exchanger tipe shell and tube*. Beberapa penelitian terdahulu juga membuktikan keefektifan GA dalam optimisasi *heat exchanger tipe shell and tube* misalnya Selbaş et al. (2006) untuk mendesain ekonomis *heat exchanger* dan Biyanto et al. (2016) untuk *retrofit* jaringan *heat exchanger*.

Disisi lain, penelitian terkait inovasi desain geometri juga memberikan kontribusi penting dalam peningkatan performa. Abbasian Arani & Moradi (2019) menemukan bahwa modifikasi *baffle and tube* mampu meningkatkan performa termal hingga 39% dibandingkan desain konvensional, sedangkan Kurnia et al. (2020) membuktikan penggunaan *twisted tape inserts* dapat meningkatkan perpindahan panas hingga empat kali lipat dibandingkan pipa lurus. Hasil-hasil ini menegaskan bahwa strategi *passive heat transfer enhancement* berperan signifikan dalam peningkatan efisiensi sistem, dan dalam konteks penelitian ini, efektivitasnya dapat semakin ditingkatkan melalui integrasi dengan optimisasi berbasis GA. Oleh karena itu, penggunaan GA dalam penelitian ini dinilai paling sesuai untuk mengeksplorasi kombinasi desain *helical baffles* dan *twisted tape inserts* secara simultan, dengan tujuan meningkatkan performa termal tanpa mengorbankan efisiensi hidrolik.

2. STUDI PUSTAKA

Pada umumnya, banyak sekali industri menggunakan *heat exchanger shell and tube* dengan teknologi *segmental baffles*. *Segmental baffles* merupakan cakram bundar (dengan lubang *baffles*) yang memiliki segmen yang dilepaskan. Dalam keadaan normal, satu cairan mengalir melalui *tube*, dan cairan kedua mengalir di ruang antara *tube* dan *shell*. Seperti ditunjukkan pada gambar 1(a). *Baffle* ditempatkan disepanjang bundel *tube* untuk memaksa cairan antara *tube* dan *shell* mengalir didalam *heat exchanger*. Turbulensi yang disebabkan oleh konfigurasi aliran ini menghasilkan koefisien transfer panas yang lebih tinggi dari pada aliran yang sejajar tube (Selbaş et al., 2006; Thulukkanam, 2013).



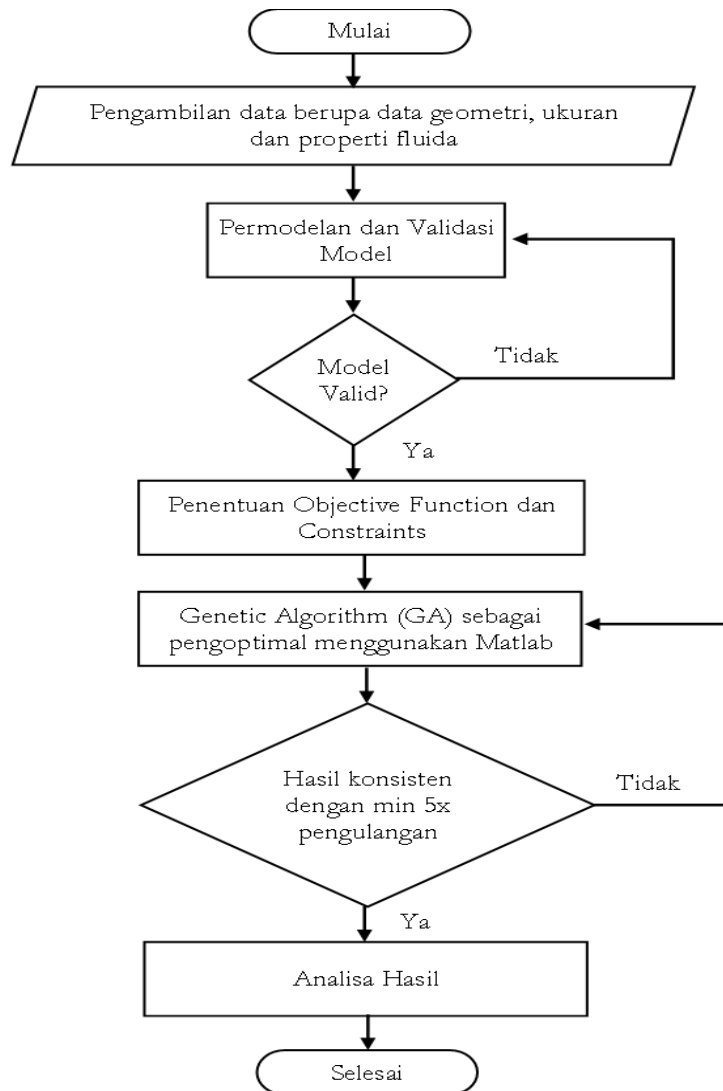
Gambar 1. (a) Aliran Fluida pada *segmental baffles* HE (Selbaş et al., 2006), (b) *Helixchanger design* (Thulukkanam, 2013)

Pada *Helical baffles heat exchanger*, pelat penyekat segmental konvensional diganti dengan pelat penyekat berbentuk kuadran yang diposisikan pada sudut terhadap sumbu *tube* dalam susunan berurutan untuk menciptakan pola aliran heliks yang membuat kecepatan seragam melalui *tube bundle*. Seperti gambar 1(b), yang memperlihatkan pola aliran heliks pada sisi *shell* dan orientasi penyekat heliks pada *tube bundle*. Aliran heliks pada sisi *shell* memberikan efisiensi termal yang lebih tinggi serta tingkat pengotoran (menghasilkan residu pada bagian bawah *baffles*) yang lebih rendah jika dibandingkan dengan *heat exchanger* yang menggunakan teknologi *segmental baffles*.

3. METODE PENELITIAN

3.1 Tahapan Penelitian

Secara garis besar penelitian ini dilakukan dengan beberapa tahapan, mulai dari awal pelaksanaan penelitian sampai dengan penyelesaian laporan penelitian. Untuk lebih jelas, tahapan penelitian terlihat pada gambar 2 dibawah ini.



Gambar 2. Tahapan Optimisasi *Heat exchanger*

3.2. Pengumpulan Data

Tahap pertama yang dilakukan dalam penelitian ini adalah melakukan pengambilan data. Data yang diperlukan dari *heat exchanger* adalah data yang berkenaan dengan geometri, ukuran dan properti fluida yang terdapat pada *crude preheat train* PT. Pertamina RU V Balikpapan. *Heat exchanger* yang digunakan dalam penelitian ini adalah *heat exchanger* jenis *shell and tube* dengan kode E-1-06. Terdapat dua jenis fluida yang mengalir pada *heat exchanger* ini. Fluida yang mengalir pada sisi *shell* adalah *Heavy gas oil*, sedangkan fluida yang mengalir pada sisi *tube* adalah *Crude oil*. Permodelan yang dibuat memerlukan data masukan dan sifat-sifat fluida yang masuk kedalam *heat exchanger*, seperti *mass flow rate* (M), *temperature* fluida masuk (T_{in}), *temperature* fluida keluar (T_{out}), *density* (ρ), *viscosity* (μ), *specific heat* (C_p), *thermal conductivity* (k), dan *fouling resistance* (R). Properti fluida tersebut terlihat pada tabel 1.

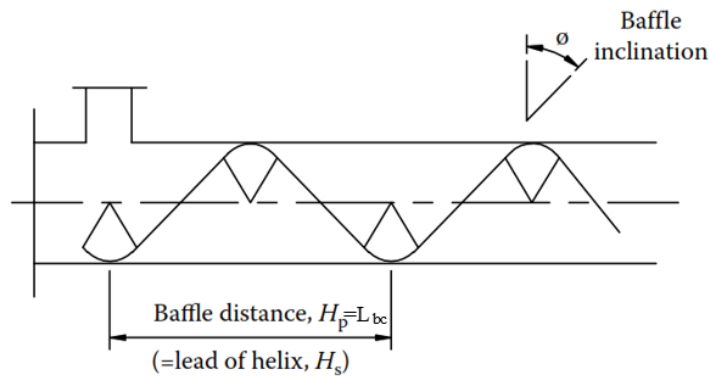
Tabel 1. *Properties fluida*

HE (E-1-06)	M (Kg/s)	Cp (J/Kg.K)	Tin (°C)	Tout (°C)	μ (cP)	P (Kg/m³)	K (W/m.K)	R (m².K.W)
Shell: heavy gas oil	23.069	796.789	293	189	0.547	725	0.113	0.0005
Tube: Crude oil	160.181	1069.623	162	179	0.458	721	0.121	0.0007

3.3. Tahapan Permodelan

3.3.1 Model *heat exchanger* dengan teknologi *Helical Baffles* pada sisi *shell*

Untuk meningkatkan nilai koefisien perpindahan panas sebuah *heat exchanger* pada sisi *shell* merupakan tantangan tersendiri dan sulit untuk dilakukan. Hal ini disebabkan oleh aliran fluida yang melewati sekat segmental pada *heat exchanger* terlihat cukup rumit. Namun, ada juga sebagian fluida yang mengalir melalui *tube* dengan jarak bebas. Hal ini memperlihatkan aliran fluida yang cukup rumit yang mengalir didalam *shell heat exchanger* dengan teknologi *segmental baffles*. Oleh karena itu, *heat exchanger* dengan teknologi *segmental baffles* harus diganti dengan *heat exchanger helical baffles* yang mampu meningkatkan turbulensi aliran. Peningkatan turbulensi aliran ini akan berpengaruh kepada peningkatan koefisien *heat transfer*. Dua variable yang akan dioptimalisasikan terlihat pada gambar 3.



Gambar 3. *Helical baffles design* (Thulukkanam, 2013)

Untuk melakukan perhitungan koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* adalah dengan menggunakan persamaan metode Bell-Delaware yang terlihat pada persamaan (1).

$$h_o = h_{id} J_c J_l J_b J_s J_r \quad (1)$$

Dimana,

h_o = heat transfer coefficient on the shell side (W/m² °C)

h_{id} = ideal shell heat transfer coefficient on the shell side (W/m² °C)

J_c = baffle cut correction factor dan distance between baffles

J_l = leakage correction factor on the baffle between shell to baffle and tube to baffle

J_b = correction factor on bundle bypass flow

J_s = correction factor for the distance between the baffles on the inlet and outlet side

J_r = adverse correction factor for temperature gradient in laminar flow

Untuk menghitung koefisien perpindahan panas konveksi menggunakan persamaan (2).

$$h_s = \frac{Nu_s k_s}{D_T} \quad (2)$$

Dimana,

K_s = konduktivitas termal (W/m.K)

D_T = *Out side* diameter tabung (m)

Nusselt number (Nu_s) diperoleh dengan menggunakan Persamaan (3).

$$Nu_s = C_2 Re_{(s)}^{m_s} Pr_{(s)}^{1/3} \quad (3)$$

Pada persamaan (3) diketahui nilai $C_2=0.0451$ dan $m_s=0.699$, sehingga dengan memasukkan nilai C_2 dan m_s ke persamaan (3), maka *Nusselt number* (Nu_s) diperoleh seperti persamaan (4) (Biyanto, 2013).

$$Nu_s = 0.0451 Re_{(s)}^{0.699} Pr_{(s)}^{1/3} \frac{k}{d_o} \quad (4)$$

dimana,

Nu_s = *Nusselt number*

Re_s = *Reynold number*

Pr_s = *Prandtl number*

Untuk mendapatkan nilai *Reynold number* pada sisi *shell* (Re_s) dapat menggunakan persamaan (5) dan persamaan (6).

$$Re_s = \frac{u_s D_T}{v_s} \quad (5)$$

$$u_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s A_s} \quad (6)$$

Penentuan nilai *Prandtl Number* pada sisi *shell helical baffles* (Pr_s) dapat menggunakan persamaan (7).

$$Pr_s = \frac{C_{ps} \mu_s}{k_s} \quad (7)$$

Sehingga untuk mendapatkan nilai *heat transfer coefficient* dapat menggunakan persamaan (8) (Biyanto, 2013).

$$h_0 = \frac{Nu_s k}{d_o} = 0.451 Re_{(s)}^{0.699} Pr_{(s)}^{1/3} \frac{k}{d_o} \quad (8)$$

Sementara untuk nilai *pressure drop* pada sisi *shell* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (9) (Peters et al., 2002).

$$\Delta P_s = \frac{f r_s \rho_s \cos \beta V_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 d_o} \quad (9)$$

Dari Persamaan (9) untuk mencari nilai *friction factor* seperti Persamaan (10)

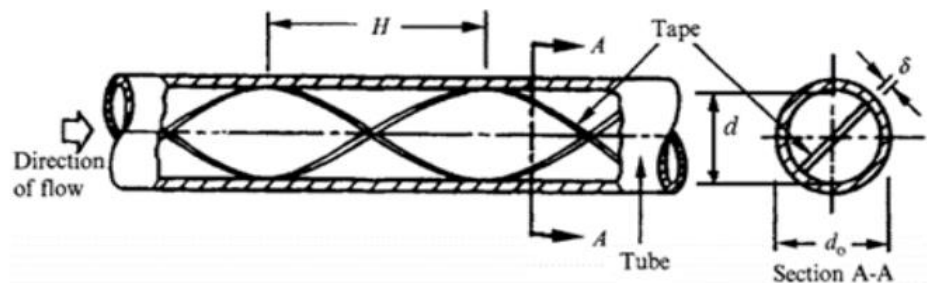
$$f r_s = 0.226 Re_s^{-0.206} \quad (10)$$

Mass velocity sangat mempengaruhi nilai *pressure drop* pada sisi *shell*. Peningkatan nilai *mass velocity* akan menghasilkan *pressure drop* yang cukup besar, sehingga diperlukan perubahan desain *heat exchanger* dengan menggunakan teknologi *helical baffles*. Dari Persamaan (9) terlihat bahwa sudut *helical baffles* akan memberikan pengaruh terhadap nilai *pressure drop* pada sisi *shell*, sehingga sudut *helical baffles* bisa dijadikan salah satu

variable optimisasi untuk menjaga nilai *pressure drop* agar tidak tidak meningkat. Namun dalam penelitian ini ada batasan rentang yang dapat dicapai oleh variabel optimisasi. Nilai sudut *helical baffles* (β) yang digunakan dalam penelitian ini adalah 15° sampai 45° .

3.3.2 Model *heat exchanger* dengan teknologi *twisted tape* pada sisi *tube*

Menurut Savekar et al., (2015) “teknologi *twisted tape* adalah salah satu teknologi peningkatan *heat transfer* yang telah dipelajari secara ekstensif karena hasil kinerja yang sangat bagus dan pemasangannya yang mudah. Optimisasi kinerja *tube* termohidrolik dengan *twisted tape* telah mendapatkan perhatian yang lebih”. Selanjutnya Manglik & Bergles, (1993) menyatakan bahwa “peningkatan transmisi panas melalui *twisted tape* dalam penampang aliran *tube* menghasilkan kecepatan aliran yang lebih tinggi, pengurangan diameter hidrolik yang meningkatkan koefisien perpindahan panas, dan induksi gerakan fluida rotasional dan sekunder, sehingga meningkatkan perpindahan panas konvektif”. Sementara itu, Ranjith & Shaji, (2016) juga menyatakan bahwa “teknologi *twisted tape inserts* ini mampu menjadi alternatif untuk memberikan peningkatan pada nilai *heat transfer coefficient* secara keseluruhan dan memberikan penurunan pada nilai *pressure drop*”. Konfigurasi teknologi *twisted tape inserts* terlihat pada gambar 4 (Ranjith & Shaji, 2016).



Gambar 4. Twisted tape inserts (Ranjith & Shaji, 2016)

Koefisien perpindahan panas lokal yang terkait dengan sisi *tube* atau sisi anular didapatkan dari persamaan (11) (Ranjith & Shaji, 2016).

$$h_t = \frac{q}{T_w - T_b} \quad (11)$$

Dimana:

h_t = Tube heat transfer coefficient ($W/m^2.K$)

T_w = Wall temperature (K)

T_b = Bulk mean temperature (K)

Manglik dan Bergles memberikan metode untuk menentukan nilai *Nusselt number* seperti terlihat pada persamaan (12) (Ranjith & Shaji, 2016).

$$Nu = \frac{h_a D_h}{k} \quad (12)$$

Dimana

Nu = Nusselt number

D_h = Diameter hidrolik (m)

k = Konduktivitas termal ($W/m.K$)

h_a = Rata-rata koefisien perpindahan panas ($W/m^2.K$)

Dalam penelitian ini, untuk mendapatkan nilai *Nusselt number* pada sisi *twisted tube* digunakan persamaan (13) (Ranjith & Shaji, 2016).

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \left(\frac{\pi}{\pi - \frac{4\delta}{d}} \right)^{0.8} \left(\frac{\pi + 2 - \frac{2\delta}{d}}{\pi - \frac{4\delta}{d}} \right) \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^n \left(1 + \frac{0.769}{y} \right)^{0.2} \quad (13)$$

Dimana

δ = *thickness of twisted*

d = *diameter of tube (mm)*

y = *twist ratio*

μ_b = viskositas dinamis *tube* dengan suhu rata-rata

μ_w = viskositas dinamis *tube* dengan suhu dinding

Untuk pemanasan nilai $n = 0,18$ dan pendingin nilai $n = 0,30$. Karena dalam penelitian ini menggunakan pemanas maka n yang digunakan yaitu $0,18$.

Friction factor dapat ditentukan sesuai dengan persamaan (14).

$$f = \frac{0.0791}{Re^{0.25}} \left(\frac{\pi}{\pi - \frac{4\delta}{d}} \right)^{1.75} \left(\frac{\pi + 2 - \frac{2\delta}{d}}{\pi - \frac{4\delta}{d}} \right)^{1.25} \left(1 + \frac{2.752}{y^{1.29}} \right) \quad (14)$$

Untuk mendapatkan nilai *pressure drop* pada sisi tube (ΔP_t) dapat menggunakan persamaan *friction factor* pada sisi *tube* sesuai persamaan (15)

$$f = \frac{\Delta P_t}{2 \left(\frac{L}{D} \right) \rho V^2} \quad (15)$$

Dimana,

f = *friction factor*

ΔP_t = *pressure drop* pada sisi *tube* (P_a)

L = panjang saluran aliran (m)

V = kecepatan aliran (m/s)

ρ = densitas (kg/m³)

3.4. Penentuan *Objective Function*

Tujuan optimisasi pada sebuah *heat exchanger* salah satunya adalah untuk meningkatkan performa sebuah *heat exchanger*. Performansi *heat exchanger* tersebut bisa dilihat dari besarnya nilai *Overall heat transfer coefficient* (U). Sehingga, pada penelitian ini nilai *overall heat transfer coefficient* (U) yang maksimal dijadikan sebagai *Objective function* (fungsi objektif). Peningkatan nilai *overall heat transfer coefficient* (U) ini pastinya diikuti dengan meningkatnya nilai *pressure drop* yang berdampak buruk untuk efisiensi sebuah *heat exchanger*. Oleh karena itu *Pressure drop* (ΔP) dijadikan *constraint* (fungsi kendala) yang nilainya tidak boleh melebihi design awal. Nilai *overall heat transfer coefficient* (U) dapat ditentukan dengan persamaan (17).

$$\frac{1}{U} = \frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o R_{fi}}{d_i} + \frac{d_o \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2k_w} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \quad (17)$$

dimana,

d_i = diameter dalam *tube*

d_o = diameter luar *tube*

h_o = *film heat transfer coefficient* pada sisi *shell*

h_i = *film heat transfer coefficient* pada sisi *tube*

R_{fi} = *fouling resistance* bagian dalam

R_{fo} = *fouling resistance* bagian luar

U = *overall heat transfer coefficient*

K_w = konduktifitas termal dari *tube* metal

Untuk menentukan jumlah panas yang ditransfer dari fluida panas ke fluida dingin (Q) digunakan Persamaan (18).

$$Q = UAF\Delta T_{lm} \quad (18)$$

Dimana,

U = *overall heat transfer coefficient*

A = luas permukaan *heat transfer*

ΔT_{lm} = *log mean temperature difference* (LMTD)

F = *correction factor* LMTD

3.5 Optimisasi *design heat exchanger* menggunakan GA dengan Matlab

Variabel – variabel yang mempengaruhi *objective function* dengan teknologi *helical baffles* pada sisi *shell* ada dua variabel, yaitu sudut *helical baffles* (β) dan jarak antara *baffle* satu dengan yang lainnya (Lbc). Sementara itu, variabel pada sisi *tube* yang menggunakan teknologi *twisted tape inserts* juga terdiri dari dua variabel, yaitu ketebalan pita *twisted* atau *thickness of twisted tape* (δ), dan jarak aksial sepanjang *tube* atau *half pitch of twisted tape* (H). Variabel-variabel tersebut akan menjadi variabel bebas dalam formula untuk menaikkan nilai *overall heat transfer coefficient* menggunakan *Genetic Algorithm* (GA) dalam software Matlab. Optimisasi dilakukan minimal 5 kali untuk memperlihatkan hasil yang optimal dan konsisten.

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Permodelan Desain Heat Exchanger

Tujuan permodelan desain heat exchanger adalah untuk mendapatkan beberapa nilai penting, yaitu *overall heat transfer coefficient* (U) dalam satuan W/m^2K , *heat duty* (Q) dalam satuan kW, luar permukaan perpindahan kalor (A) dalam satuan m^2 , dan *pressure drop* (ΔP) dalam satuan kPa baik pada sisi *shell* maupun pada sisi *tube*. Nilai-nilai tersebut bisa dijadikan sebagai landasan untuk menentukan performa sebuah *heat exchanger*. Permodelan heat exchanger dilakukan dengan menggunakan semua persamaan yang diperoleh dan juga berdasarkan pada data geometri, ukuran serta properties fluida. Hasil permodelan desain heat exchanger selanjutnya dibandingkan dengan data awal. Hasil permodelan *heat exchanger* yang dibandingkan dengan data awal terlihat pada tabel 2 dibawah ini.

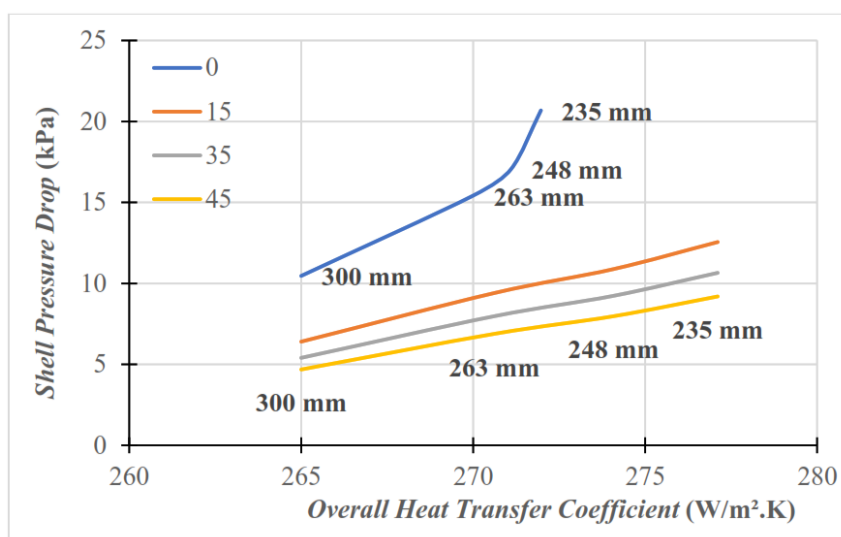
Tabel 2. Perbandingan hasil permodelan dengan *data sheet exchanger*

No	Heat Exchanger Name	Variabel	Data sheel	Hasil Permodelan	Deviasi
1	Heat Exchanger E-1-06	U ($W/m^2.K$)	274.02	274.20	0.06%
		A (m^2)	467.68	467.68	0.00%
		Q (kW)	6984.00	6984.00	0.00%
		ΔP_s (kPa)	7.97	7.97	0.00%
		ΔP_t (kPa)	15.11	15.12	0.06%

Data modeling pada tabel 2 memperlihatkan bahwa pada *heat exchanger* E-1-06 hanya terdapat penyimpangan atau deviasi yang sangat kecil antara nilai desain dan permodelan. Hal ini menunjukkan bahwa data permodelan yang digunakan adalah valid.

4.2. Analisa Sensitivitas

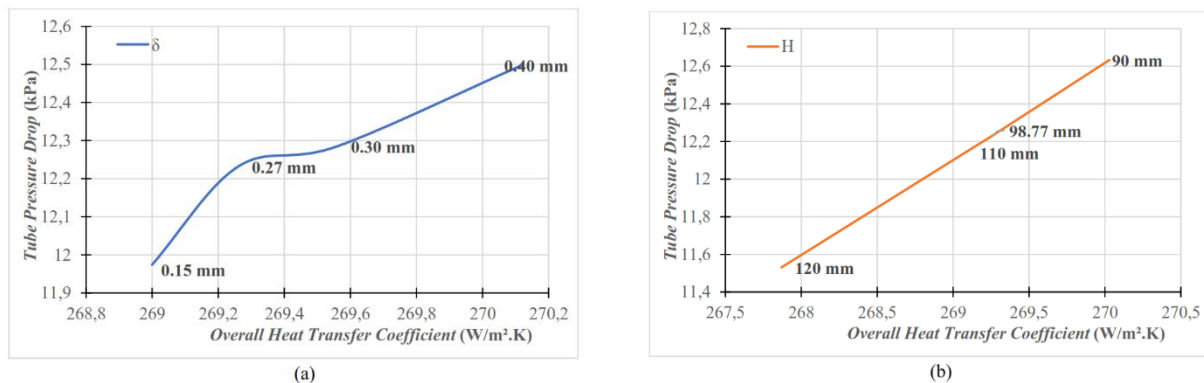
Pada sisi *shell*, tujuan dari analisis sensitivitas adalah untuk menentukan dampak dari perubahan variabel sudut *helical baffles* dan variabel jarak antar baffle (*baffle spacing*) terhadap *objective function* yang dioptimisasi. Dalam hal ini, kedua variabel tersebut akan sangat berpengaruh pada peningkatan nilai *overall heat transfer coefficient* dan juga *pressure drop* pada sisi *shell*. Analisis sensitivitas pada sisi *shell* dilakukan dengan memberikan empat variasi sudut *helical baffles*, yaitu 0° , 15° , 35° dan 45° . Kemudian keempat variasi nilai sudut *helical baffles* tersebut akan diikuti oleh empat nilai dari *baffle spacing*. Analisis sensitivitas ini juga dilakukan dengan dua kondisi. Kondisi yang pertama adalah *baffle spacing* tetap, kemudian sudut *helical baffles* dirubah, dan kondisi yang kedua adalah sudut *helical baffles* tetap kemudian *baffle spacing* dirubah. Grafik hubungan antara *overall heat transfer coefficient* dengan *pressure drop* untuk empat variasi sudut *helical baffles* pada *heat exchanger* E-1-06 terlihat pada gambar 5.



Gambar 5. Grafik hubungan antara U dan ΔP_s

Empat variasi sudut *helical baffles* yang dilakukan pada *heat exchanger* E-1-06 diilustrasikan dalam grafik diatas, yang menggambarkan hubungan antara *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop*. Penyesuaian nilai jarak antar baffle menjadi 300mm, 263mm, 248 mm, dan 235 mm merupakan nilai akibat respons terhadap setiap variasi sudut *helical baffles*, yaitu 0° , 15° , 35° dan 45° . Berdasarkan gambar 5, nilai *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop* akan meningkat seiring dengan berkurangnya nilai jarak antar baffle. Pada sudut 0° , nilai *pressure drop* pada sisi *shell* akan meningkat secara signifikan dengan mengurangi jarak antar baffle. Hal ini menjadi aspek yang merugikan dalam desain sebuah *heat exchanger*. Meskipun demikian, nilai *pressure drop* akan pada sisi *shell* akan berkurang saat sudut *helical baffles* disesuaikan pada nilai 15° , 35° dan 45° dengan tetap mempertahankan nilai jarak antar baffle yang sama. Pada akhirnya, sisi *shell* mencapai nilai *pressure drop* terendah dengan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan yang optimal didapatkan pada sudut 45° .

Terdapat empat variabel yang digunakan untuk melakukan analisis sensitivitas tingkat lanjut pada sisi *shell* dan sisi *tube*, dimana pada sisi *tube* telah dimodifikasi menjadi teknologi *twisted tape inserts*. Variabel-variabel tersebut adalah (45°), jarak antar baffle (L_{bc}), ketebalan dari *twisted tape* (δ), dan *half pitch of twisted tape* (H). Analisa sensitivitas ini menggunakan dua kondisi. Kondisi pertama adalah ketika nilai ketebalan dari *twisted tape* konstan maka nilai *half pitch of twisted tape* akan mengalami perubahan, sementara kondisi kedua adalah ketika nilai *half pitch of twisted tape* konstan maka nilai dari ketebalan *twisted tape* akan mengalami perubahan. Grafik Analisa sensitivitas dengan menggunakan empat variabel tersebut terlihat pada gambar 6.



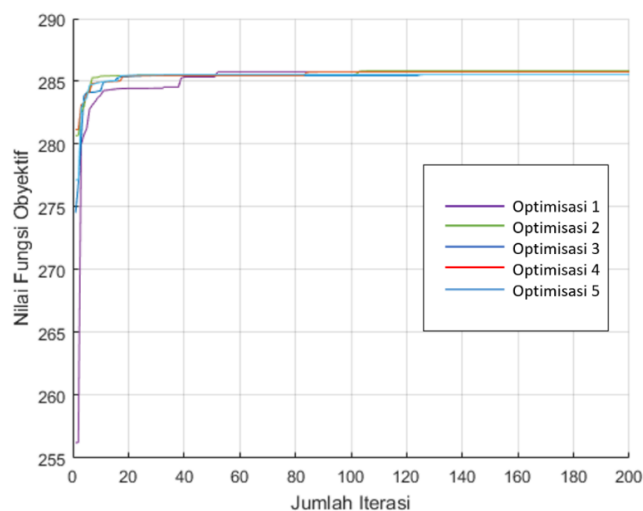
Gambar 6. Grafik hubungan antara U dengan ΔP_t pada HE E-1-06 dengan (a) H tetap dan δ berubah-ubah (b) H berubah-ubah δ tetap

Grafik pada gambar 6 menunjukkan bahwa pada sisi *tube*, ada dua variabel yang menyebabkan peningkatan nilai *overall heat transfer coefficient* (U) yang diikuti dengan peningkatan nilai *pressure drop* (ΔP). Grafik tersebut memperlihatkan bahwa semakin besar nilai ketebalan dari *twisted tape* maka akan menyebabkan nilai *overall heat transfer coefficient* semakin meningkat yang disertai dengan peningkatan nilai *pressure drop* (ΔP) pada sisi *tube*, sedangkan semakin besar nilai *half pitch of twisted tape* maka nilai *overall heat transfer coefficient* akan semakin kecil yang disertai dengan berkurangnya nilai *pressure drop* (ΔP) pada sisi *tube*. Hal tersebut disebabkan oleh perubahan nilai *nusselt number* yang menyebabkan kenaikan pada nilai *film heat transfer coefficient* (h_i) pada sisi *tube*. Peningkatan nilai *film heat transfer coefficient* pada sisi *tube* akan diikuti oleh kenaikan nilai *overall heat transfer coefficient*. Kemudian kenaikan nilai *overall heat transfer coefficient* akan berdampak pada penambahan *reynold number* atau turbulensi fluida. Hal ini menyebabkan *pressure drop* pada sisi *tube* semakin besar. Untuk mengantisipasi kenaikan *pressure drop* (ΔP_t) pada sisi *tube* tersebut diperlukan optimisasi nilai *half pitch of twisted tape* (H) dan ketebalan dari *twisted tape* (δ) agar nilai *pressure drop* pada sisi *tube* (ΔP_t) menjadi lebih kecil.

4.3. Optimisasi Heat Exchanger Design

4.3.1 Hasil Optimisasi Desain Heat Exchanger dengan Metode *Genetic Algorithm* (GA)

Optimisasi dilakukan dengan menggunakan metode *genetic algorithm* (GA) pada *software* matlab. Hasil optimisasi dinyatakan optimum dan berhasil jika hasil akhir pengulangan yang dilakukan tidak ada lagi perubahan nilai *objective function*. Optimisasi menggunakan metode *genetic algorithm* memiliki sifat acak yang mengikuti pola makhluk hidup dalam melakukan atau meneruskan generasi. Optimisasi dilakukan sebanyak lima kali untuk memastikan bahwa hasil yang diperoleh optimum pada setiap iterasi. Grafik hasil peningkatan nilai *Objective function* dalam setiap iterasi terlihat pada gambar 7.



Gambar 7. Grafik peningkatan objective function pada heat exchanger E-1-06

Grafik pada gambar 7 memperlihatkan nilai *overall heat transfer coefficient* pada setiap iterasi yang dilakukan pengulangan sebanyak lima kali dan dengan 200 kali iterasi. Hal ini bertujuan untuk memastikan tidak ada lagi perubahan nilai akhir *objective function* pada *heat exchanger* E-1-06. Setelah dilakukan optimisasi dengan metode *genetic algorithm*, maka diperoleh nilai dari variabel-variabel bebas yang telah ditetapkan sebelumnya. Nilai optimum dari empat variabel pada *heat exchanger shell and tube* yang menggunakan teknologi *helical baffles* pada sisi *shell* dan *twisted tape inserts* pada sisi *tube* adalah sebagai berikut: (1) sudut *helical baffles* = 45°, (2) nilai *Baffle Spacing* (L_{bc}) = 276 mm, (3) ketebalan dari *twisted tape* atau *thickness of twisted tape* (δ) = 0.2752, dan (4) nilai *half pitch of twisted tape* (H) = 99.743 mm.

4.3.2 Hasil Optimisasi

Hasil optimisasi terlihat pada tabel 3. Tabel 3 menyajikan hasil perbandingan *performa heat exchanger* antara sebelum dan setelah optimisasi.

Tabel 3. Hasil Optimisasi

No	Heat Exchanger Name	Variabel	Sebelum Optimisasi	Setelah Optimisasi	Peningkatan Setelah Optimisasi
1	<i>Heat Exchanger E-1-06</i>	U (W/m^2K)	274.2	285.09	3.97%
		ΔP_t (kPa)	15.12	12.23	-19.11%
		Q (kW)	6984	7267	4.05%
		ΔP_s (kPa)	7.97	7.81	-2.01%

Optimisasi berhasil dilakukan berdasarkan data yang tersedia pada tabel 3. Keberhasilan optimisasi tersebut dilihat dari peningkatan nilai *overall heat transfer coefficient* pada *heat exchanger* E-1-06 sebesar 10.89 W/m^2K atau 3.97%, Sehingga nilai *overall heat transfer coefficient* menjadi 285.09 W/m^2K dari yang awalnya hanya 274.2 W/m^2K , Sementara *heat duty* mengalami peningkatan sebesar 283 kPa atau 4.05%. *Pressure drop* (ΔP_t) pada sisi *tube* juga mengalami penurunan sebesar 2.89 kPa atau -19.11%, begitu juga dengan *Pressure drop* (ΔP_s) pada sisi *shell* yang mengalami penurunan sebesar 0.16 kPa atau -2.01%. Hal tersebut memperkuat keberhasilan optimisasi yang telah dilakukan.

Peningkatan nilai *overall heat transfer coefficient* pada *heat exchanger* E-1-06 disebabkan oleh peningkatan jarak antar *baffles*. Semakin besar jarak antar *baffles*, semakin besar *velocity*. Semakin besar *velocity*, semakin besar koefisien perpindahan panas dan akan berdampak pada peningkatan *overall heat transfer* pada *heat exchanger*.

Peningkatan nilai *overall heat transfer coefficient* akan menyebabkan nilai *pressure drop* (ΔP) meningkat. Ini adalah sesuatu yang sangat tidak diinginkan dalam desain *heat exchanger*. Peningkatan nilai *pressure drop* dapat diantisipasi dengan metode optimisasi menggunakan *genetic algorithm*. *Pressure drop* pada sisi *shell* (ΔP_s) berkurang karena kemiringan sudut *helical baffles* dan jarak antar *baffle*. Hasil optimasi menggunakan GA memperoleh nilai kemiringan sudut *helical baffles* ideal adalah 45° dan jarak *baffles* adalah 251 mm. *Pressure drop* pada sisi *tube* (ΔP_t) dapat dikurangi dengan perubahan nilai *thickness of twisted tape* (δ) dan *half pitch of twisted tape* (H).

5. SIMPULAN

Penelitian ini berhasil memodelkan dan mengoptimalkan desain *heat exchanger tipe shell and tube* dengan kombinasi teknologi *helical baffles* pada sisi *shell* dan *twisted tape inserts* pada sisi *tube*. Validasi menunjukkan bahwa model yang digunakan memiliki deviasi sangat kecil terhadap data teknis awal sehingga dapat dipercaya untuk dioptimisasi. Dari analisis sensitivitas, ditemukan bahwa untuk meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient* maka nilai sudut dari *helical baffle* (β) dan *thickness of twisted tape* (δ) harus maksimum sedangkan nilai *baffle spacing* (L_{bc}) dan *half pitch of twisted tape* (H) harus minimum. Optimisasi *heat exchanger* dengan teknologi *helical baffles* pada sisi *shell* dan *twisted tape inserts* pada sisi *tube* berhasil dilakukan. Hal ini dapat dilihat dari peningkatan nilai *overall heat transfer coefficient* pada *heat exchanger* E-1-06 sebesar 10.89 W/m^2K tanpa diikuti dengan peningkatan nilai *pressure drop* baik pada sisi *shell* maupun pada sisi *tube*. Secara praktis, peningkatan nilai *overall heat transfer coefficient* dan penurunan *pressure drop* dapat berdampak pada penghematan energi pompa, pengurangan biaya operasional, serta peningkatan keandalan sistem termal industri. Dengan demikian, pendekatan ini berpotensi diterapkan pada sistem pemrosesan energi,

pendinginan industri, dan sektor minyak dan gas yang membutuhkan efisiensi tinggi. Penelitian ini juga membuka peluang untuk studi lanjutan, yaitu optimisasi *heat exchanger shell and tube* dengan kombinasi teknologi yang berbeda, misalnya teknologi *helical baffles* pada sisi *shell* dengan teknologi *internal finned tube* pada sisi *tube*.

DAFTAR PUSTAKA

- Abbasi, H. R., Sharifi Sedeh, E., Pourrahmani, H., & Mohammadi, M. H. (2020). Shape optimization of segmental porous baffles for enhanced thermo-hydraulic performance of shell-and-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 180(February). <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115835>
- Abbasian Arani, A. A., & Moradi, R. (2019). Shell and tube heat exchanger optimization using new baffle and tube configuration. *Applied Thermal Engineering*, 157(January). <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113736>
- Alenazi, M. (2015). Genetic Algorithm by using MATLAB Program. *Ijarcc*, 4(11), 326–329. <https://doi.org/10.17148/IJARCC.2015.41170>
- Biyanto, T. R. (2013). *Optimal cleaning schedule for crude preheat train affected by fouling using genetic algorithm*. Universiti Teknologi Petronas.
- Biyanto, T. R., Gonawan, E. K., Nugroho, G., Hantoro, R., Cordova, H., & Indrawati, K. (2016). Heat exchanger network retrofit throughout overall heat transfer coefficient by using genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 94, 274–281. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.10.146>
- Duan, L., Ling, X., & Peng, H. (2018). Flow and heat transfer characteristics of a double-tube structure internal finned tube with blossom shape internal fins. *Applied Thermal Engineering*, 128, 1102–1115. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.026>
- Gosselin, L., Tye-Gingras, M., & Mathieu-Potvin, F. (2009). Review of utilization of genetic algorithms in heat transfer problems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(9–10), 2169–2188. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.11.015>
- Kurnia, J. C., Chaedir, B. A., & Sasmito, A. P. (2020). Laminar convective heat transfer in helical tube with twisted tape insert. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 150, 119309. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119309>
- Manglik, R. M., & Bergles, A. E. (1993). Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Twisted-Tape Inserts in Isothermal Tubes: Part II—Transition and Turbulent Flows. *Journal of Heat Transfer*, 115(4), 890. <https://doi.org/10.1115/1.2911384>
- Peng, B., Wang, Q. W., Zhang, C., Xie, G. N., Luo, L. Q., Chen, Q. Y., & Zeng, M. (2007). An Experimental Study of Shell-and-Tube Heat Exchangers With Continuous Helical Baffles. *Journal of Heat Transfer*, 129(10), 1425. <https://doi.org/10.1115/1.2754878>
- Peters, M., Timmerhaus, K., & West, R. (2002). Heat-Transfer Equipment—Design and Costs. *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*, 716–724.
- Ranjith, & Shaji, K. (2016). Numerical Analysis on a Double Pipe Heat Exchanger with Twisted Tape Induced Swirl Flow on Both Sides. *Procedia Technology*, 24, 436–443. <https://doi.org/10.1016/j.protcy.2016.05.060>
- Saffar-Avval, M., & Damangir, E. (1995). A general correlation for determining optimum baffle spacing for all types of shell and tube exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 38(13), 2501–2506. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)00358-3](https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)00358-3)
- Savekar, A., Jangid, D., Gurjar, M., Patil, V., & Sewatkar, C. M. (2015). Analysis of Heat Transfer in Pipe with Twisted Tape Inserts. *Proceedings of the 2nd International Conference on Fluid Flow, Heat and Mass Transfer*, 143, 1–8.
- Selbaş, R., Kizilkan, Ö., & Reppich, M. (2006). A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 45(4), 268–275. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2005.07.004>
- Shah, R. K., & Sekulić, D. P. (2003). Fundamentals of Heat Exchanger Design. In *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Wiley India Exclusive. <https://doi.org/10.1002/9780470172605.ch10>
- Song, R., & Cui, M. (2019). Single- and multi-objective optimization of a plate-fin heat exchanger with offset strip fins adopting the genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 159(October 2018), 113881. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113881>

Ahmad Syafi'i, Muhammad Jaka Wimbang Wicaksono, Optimisasi desain heat exchanger...
Aditya Gautama Darmoyono, Eka Mutia Lubis, Dessy
Oktani, Kamarudin, Rahmi Mahdaliza, Mu'thiana Gusnam,
Totok Ruki Biyanto, dan Intan Tri Utami

- Syafi'i, A. (2019). *Optimisasi Desain Heat Exchanger Shell and Tube Menggunakan Advance Teknologi Heat Transfer* [Institut Teknologi Sepuluh Nopember]. <https://repository.its.ac.id/60409/>
- Syafii, A., & Biyanto, T. R. (2019). Optimization of heat exchanger shell and tube design using helical baffle and coiled wire insert technology. *AIP Conference Proceedings*, 2088(1). <https://doi.org/10.1063/1.5095294>
- Tayal, M. C., Fu, Y., & Diwekar, U. M. (1999). Optimal Design of Heat Exchangers: A Genetic Algorithm Framework. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 38(2), 456–467. <https://doi.org/10.1021/ie980308n>
- Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition* (Vol. 20135140). <https://doi.org/10.1201/b14877>
- Wang, C., Cui, Z., Yu, H., Chen, K., & Wang, J. (2020). Intelligent optimization design of shell and helically coiled tube heat exchanger based on genetic algorithm. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 159. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120140>
- Yang, Y., Li, H., Yao, M., Zhang, Y., Zhang, C., Zhang, L., & Wu, S. (2020). Optimizing the size of a printed circuit heat exchanger by multi-objective genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 167, 114811. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114811>