

Pengaruh Performa Termal pada *Double Serpentine Minichannel Liquid Cold Plate* dengan Fluida Kerja Air

Litania Kusumaningrum, Indro Pranoto*

Departemen Teknik Mesin dan Industri, Fakultas Teknik Universitas Gadjah Mada, Jl. Grafika No.2 Kampus UGM, Yogyakarta 55281, Indonesia, Fax +62-274-589659

*E-mail: indro.pranoto@ugm.ac.id

Abstrak

Temperatur merupakan penyebab utama kegagalan dari elektronik dan kendaraan electric vehicle (EV). Kondisi tersebut menyebabkan *thermal runaway*, yaitu kondisi dimana jumlah panas yang dihasilkan baterai terus bertambah sehingga tidak terkontrol. Untuk menanggulangi kondisi tersebut, diperlukan sistem pendingin yang efektif, salah satunya dengan liquid minichannel cold plate. Tujuan dari penelitian ini untuk menentukan performa dari double serpentine dengan fluida air pada sebuah sistem pendingin liquid cold plate. Penelitian ini menggunakan double serpentine liquid minichannel cold plate dengan dimensi $104 \times 80 \times 11$ mm dengan material aluminium. Menggunakan lebar saluran 0,5 mm dengan kedalaman 4 mm, sehingga didapat diameter hidrolis sebesar 0,889 mm. Variasi flow rate yang digunakan adalah 1 LPM; 1,25; dan 1,5 LPM. Selain itu, penelitian ini memvariasikan daya dari 10 W hingga 90 W dengan kenaikan 20 W. Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa flow rate mempengaruhi koefisien perpindahan kalor. Semakin besar nilai flow rate maka semakin tinggi nilai koefisien perpindahan kalor yang dihasilkan. Peningkatan nilai koefisien ini mempengaruhi penurunan temperatur permukaan. Peningkatan tersebut ditunjukkan pada kondisi 1 LPM nilai (\bar{h}) bernilai $0,39 \text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$; 1,25 LPM nilai (\bar{h}) bernilai $0,44 \text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$; sedangkan untuk 1,5 LPM nilai (\bar{h}) bernilai $0,52 \text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$. Selain itu, flow rate juga mempengaruhi peningkatan pressure drop. Peningkatan tersebut ditunjukkan pada kondisi 1 LPM nilai pressure drop sebesar 137,89 kPa; 1,25 LPM sebesar 165,47 kPa, dan 1,5 LPM sebesar 199,94 kPa.

Kata kunci: liquid cold plate, serpentine, sistem pendingin, volume flow rate, pressure drop

Abstract

Temperature is the main cause of failure of electronics and electric vehicles (EV). This condition causes *thermal runaway*, which is a condition where the amount of heat generated by the battery continues to increase so that it is not controlled. To overcome this condition, an effective cooling system is needed, one of which is a liquid minichannel cold plate. The purpose of this research is to determine the performance of double serpentine with water fluid in a liquid cold plate cooling system. This research uses a double serpentine liquid minichannel cold plate with dimensions $104 \times 80 \times 11$ mm with aluminum. Using a channel width of 0.5 mm with a depth of 4 mm, so as to obtain a hydraulic diameter of 0.889 mm. The flow rate variations used are 1 LPM; 1.25; and 1.5 LPM. In addition, this study varies the power from 10 W to 90 W with an increase of 20 W. The results of this study show that the flow rate affects the heat transfer coefficient. The greater the flow rate value, the higher the heat transfer coefficient value produced. The increase in the value of this coefficient affects the decrease in surface temperature. The increase is shown in the condition of 1 LPM value (\bar{h}) worth $0,39 \text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$; 1.25 LPM value (\bar{h}) worth $0,44 \text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$; while for 1.5 LPM value (\bar{h}) worth $0,52 \text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$. In addition, the flow rate also affects the increase in pressure drop. The increase is shown in the condition of 1 LPM pressure drop value of 137,89 kPa; 1.25 LPM of 165,47 kPa, and 1.5 LPM of 199,94 kPa.

Keywords: liquid cold plate, serpentine, cooling system, mass flow rate, pressure drop

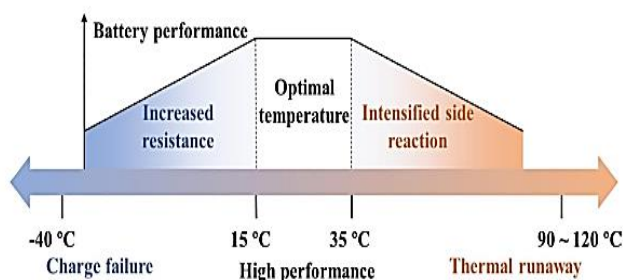
1 PENDAHULUAN

Pengaplikasian baterai saat ini sudah mulai banyak, tidak hanya pada elektronik, tetapi dapat diaplikasikan pada kendaraan listrik. Desain bateraipun juga dibuat ringkas mungkin dengan fungsi yang optimal. Namun, efek yang sering terjadi dan masih menjadi tugas para peneliti yaitu semakin ringkas dan

optimal desain baterai, maka temperaturnya akan semakin meningkat hingga menyebabkan *thermal runaway*, yaitu kondisi dimana jumlah panas yang dihasilkan tidak terkontrol. Efek tersebut berpengaruh pada umur masa pakai baterai karena bekerja diluar temperatur optimal[1]. Temperatur optimal untuk bekerja antara $15^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C}$ dengan selisih perbedaan 5°C [2].

Simbol Bilangan

A	luas penampang (m^2)	k_2	konduktivitas termal bahan pada T_2 ($W/m.K$)
A_s	luas permukaan perpindahan kalor (m^2)	L	panjang saluran (m)
a	lebar saluran <i>channel</i> (mm)	m	suku pangkat bilangan <i>Reynolds</i>
b	kedalaman saluran <i>channel</i> (mm)	\dot{m}	Laju aliran massa (kg/s)
c_c	panas jenis fluida dingin ($kJ/kg.K$)	\dot{m}_c	aliran massa jenis fluida dingin (kg/s)
c_h	panas jenis fluida panas ($kJ/kg.K$)	\dot{m}_h	aliran massa jenis fluida dingin (kg/s)
c_{pf}	kapasitas panas spesifik ($J/kg.K$)	n	aliran massa jenis fluida dingin (kg/s)
D_h	diameter hidrolis (mm)	Δp	suku pangkat bilangan <i>Prandtl</i>
h	koefisien perpindahan kalor konveksi ($W/m^2.K$)	\dot{Q}	<i>pressure drop</i> (N/m^2)
k	konduktivitas termal ($W/m^2.K$)	q''	Laju perpindahan kalor (W)
k_f	konduktivitas termal fluida ($W/m.K$)	$T_{w,av}$	fluks kalor (W/m^2)
k_1	konduktivitas termal bahan pada T_1 ($W/m.K$)	T_f	rata-rata suhu permukaan <i>channel</i> (K)
		T_s	temperatur fluida (K)
			temperatur permukaan (K)



Gambar 1 Suhu Optimal Baterai Beroperasi (Yue dkk.,2021)

Metode pendinginan baterai telah banyak digunakan antara lain, pendinginan dengan udara, cairan, PCM, atau pun dengan pipa panas[3]. Dari beberapa metode yang telah dilakukan, pendinginan dengan menggunakan cairan atau *liquid* masih lebih efektif karena kapasitas pembuangan kalor lebih baik sehingga banyak peneliti mengadopsi metode ini [4].



Gambar 2 Efek dari Thermal Runway (Wu dkk., 2019)

Penelitian yang dilakukan oleh Vasileiadou [5] dengan menggunakan pendinginan cairan *ethanol-water* pada *square mini channel*. Fluida yang dipakai adalah *ethanol* 5%. Penelitian tersebut meneliti tentang efek penambahan *ethanol* pada air terhadap laju perpindahan kalor untuk sistem pendinginan.

Penelitian Wu [6] yang membahas manajemen termal pada *baffled cold plate* juga menggunakan metode pendinginan cairan. Penelitian tersebut

dilakukan secara numerik. Cairan yang digunakan adalah fluida air.

Dalam beberapa dekade terakhir, berbagai upaya peneliti meningkatkan sistem pendinginan dengan cairan, salah satunya dengan menggunakan *liquid cold plate system*. Optimasi sistem tersebut dapat berupa saluran, geometri, serta fluida kerja. Deng [7] melakukan analisis saluran pendingin terhadap kinerja sistem manajemen termal dengan menggunakan tipe saluran *serpentine*. Jumlah saluran dan tata letak saluran dioptimasi guna mendapatkan hasil yang paling baik. Hasil dari optimasi saluran tersebut dapat menurunkan temperatur hingga 26 °C.

Penelitian tentang optimasi *liquid cold plate system* juga dilakukan oleh Gorzin [8] mengubah saluran bergeometri lurus menjadi *marze serpentine*. Fluida kerja yang digunakan adalah air murni. Hasil menunjukkan *channel* dengan bergeometri *marze serpentine*, temperatur pelat dapat berkurang sekitar 11,2%.

Selain Upaya optimasi sistem pendingin yang telah dilakukan peneliti di atas, Upaya optimasi dapat pula dilakukan dengan memodifikasi desain tunggal menjadi ganda seperti yang dilakukan Zou[9]. Upaya tersebut menghasilkan menggunakan desain ganda dapat menurunkan temperatur baterai lebih tinggi dibandingkan dengan Tunggal, serta menurunkan tekanan pompa sebesar 73,88%.

Dari penelitian yang telah dilakukan oleh peneliti sebelumnya, maka dalam penelitian ini, akan menganalisa perpindahan kalor dari *liquid minichannel cold plate* bergeometri *double serpentine* dengan menggunakan fluida kerja air murni. Koefisien serta penurunan tekanan akan diteliti terhadap laju perpindahan panas.

2 LANDASAN TEORI

2.1 Heat transfer coefficient

Perhitungan perpindahan kalor pada *liquid cold plate*. Menurut *Newton's law of cooling* persamaannya sebagai berikut:

$$\dot{Q} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_f) \quad (1)$$

$$h = \frac{q''}{(T_s - T_f)} \quad (2)$$

Nilai T_s diperoleh dari Persamaan

$$\sum R_{th} = \frac{\Delta T}{q''} \quad (3)$$

$$\sum R_{th} = \frac{T_w - T_s}{q''} \quad (4)$$

2.2 Pressure drop

Analisa aliran dalam pipa atau saluran perlu mengetahui *pressure drop*[10]. Dalam menentukan *pressure drop*, perlu memperhitungkan kesetimbangan antara fluida dalam pipa atau saluran dengan tegangan geser dinding karena adanya perbedaan tekanan, *Pressure drop* untuk aliran melintasi *liquid minichannel cold plate system* dapat diperkirakan (mengabaikan kerugian kecil) menggunakan Persamaan

$$\Delta p = P_{in} - P_{out} \quad (5)$$

2.3 Bilangan Reynolds (Re)

Dalam menentukan tipe aliran fluida, diperlukan bilangan *Reynolds*. Bilangan ini adalah perbandingan gaya – gaya inersia terhadap viskositasnya. persamaannya dapat ditulis sebagai berikut

$$Re = \frac{\rho_f U_m D_h}{\mu_f} = \frac{U_m D_h}{\nu_f} \quad (6)$$

Dengan persamaan diameter hidrolik (D_h):

$$D_h = \frac{2(a \times b)}{a+b} \quad (7)$$

Ada 3 tipe jenis aliran menurut hasil bilangan *Reynolds*, yaitu: laminar, transisi, dan turbulen. Untuk aliran di dalam saluran, maka penentuannya adalah laminar dengan $Re < 2300$, turbulen dengan $Re > 4000$, sedangkan transisi diantara $2300 < Re < 4000$.

2.4 Resistensi termal

Persamaan aliran kalor identik dengan Persamaan aliran listrik yang menyatakan bahwa arus listrik adalah tegangan dibagi dengan tahanan listrik. persamaan arus listrik dapat dinyatakan sebagai berikut

$$I = \frac{V}{R} \quad (8)$$

Dimana I , R , V adalah masing – masing adalah arus listrik yang mengalir, tegangan, dan tahanan.

Bila konduktivitas termal bahan berubah terhadap temperatur, maka harga k dapat diambil harga reratanya sehingga:

$$\dot{Q} = -k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (9)$$

$$k = \frac{k_1 + k_2}{2} \quad (10)$$

Sehingga besarnya laju perpindahan kalor dengan satuannya dapat dinyatakan sebagai berikut

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{R} \quad (11)$$

Dimana besarnya resistensi termal dengan satuannya (K/W)

$$R_{cond} = \frac{L}{kA} \quad (12)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (13)$$

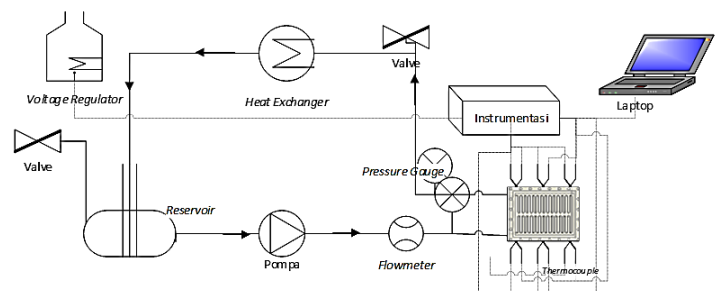
2.5 Gabungan resistensi

Perpindahan kalor melalui dinding dengan kedua sisi dikenai konveksi diilustrasikan oleh Cengel, dkk (2015) sebagai berikut

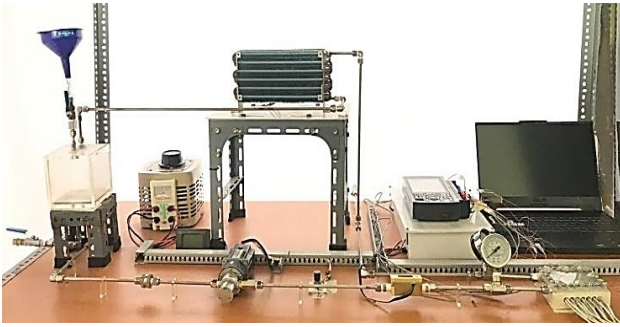
$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{wall} + R_{conv,2} \quad (14)$$

3 METODOLOGI PENELITIAN

Eksperimen ini menggunakan pompa, *flowmeter*, *voltage regulator* sebagai *heater*, *heat exchanger*, serta menggunakan instrumentasi salah satunya *data logger*. Sistem *loop* tertutup digunakan dalam penelitian ini. Dikatakan demikian karena keluaran sistem mempengaruhi sistem. Misalnya, ketika pompa dihidupkan, fluida dari *reservoir* mengalir ke sistem plat dingin melalui *flowmeter*. Kemudian, *heater* menyuplai *block heater* dengan panas, yang kemudian diteruskan ke plat dingin atau *channel*. Fluida yang mengalir di plat dingin menyerap panas dan kemudian didinginkan kembali di *heat exchanger* sebelum masuk ke reservoir untuk disirkulasikan kembali. Gambar 3 dan 4 menunjukkan skema dan foto fasilitas eksperimen *liquid cold plate system*.

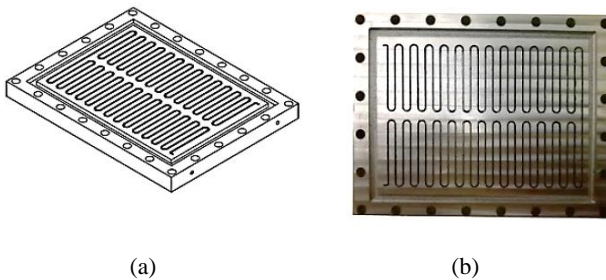


Gambar 3 Skema Fasilitas Eksperimen Liquid Cold Plate



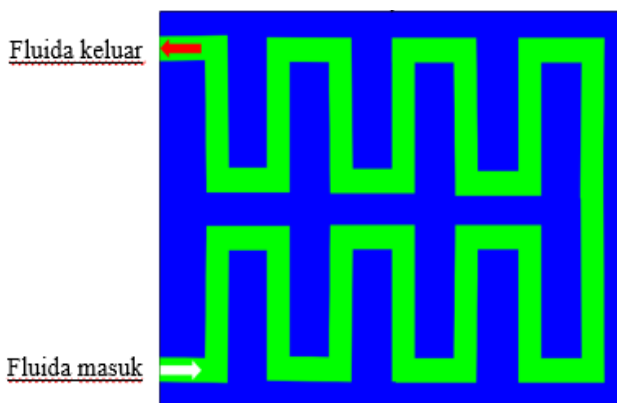
Gambar 4 Foto Fasilitas Alat

Penelitian ini menggunakan *cold plate* dengan ukuran 80 mm × 104 mm dengan ketebalan 6 mm. Material yang digunakan adalah berbahan aluminium. Menggunakan desain *channel* dengan geometri *double serpentine*. Diameter hidrolis (dh) yang digunakan adalah 0,889 mm diperoleh dari perhitungan lebar saluran adalah 0,5 mm dan kedalaman saluran 4 mm. Saluran *inlet* dan *outlet* dibuat sejajar seperti yang terlihat pada Gambar 5 a dan 5 b.



Gambar 5 (a) 3D Channel, (b) Channel

Skema aliran yang digunakan pada penelitian ini terlihat seperti pada Gambar 6 dengan peta aliran masuk dan keluarnya. Untuk fluida masuk dapat dilihat berwarna putih, sedangkan untuk aliran keluar berwarna merah yang memvisualisasikan fluida tersebut merupakan aliran panas karena telah menyerap panas dari *block heater*.



Gambar 6 Skema Aliran pada Channel

Fluida kerja yang digunakan pada eksperimen ini adalah air murni yang dideionisasi (*aquades*).

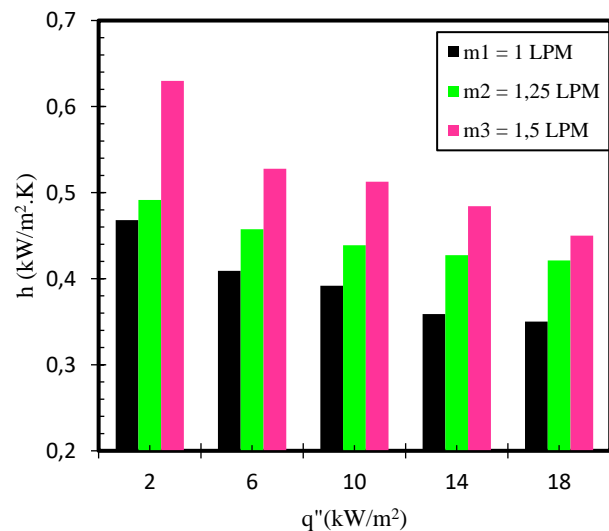
Tabel 1 Properties Air pada temperature 30°C dengan tekanan 1 atm
(Ganjar dan Cangel, 2015)

Sifat	Nilai
Titik didih (°C)	100
Massa jenis (kg/m ³)	996,0
Kalor jenis (kJ/kg.K)	4,178
Konduktivitas termal (W/m.K)	0,615
Viskositas dinamik (kg/m.s)	$0,798 \times 10^{-3}$
Bilangan Prandtl	5,42
Tegangan Permukaan (N/m)	$7,12 \times 10^{-2}$
Difusivitas termal (m ² /s)	$0,148 \times 10^{-6}$

4 HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Heat transfer coefficient

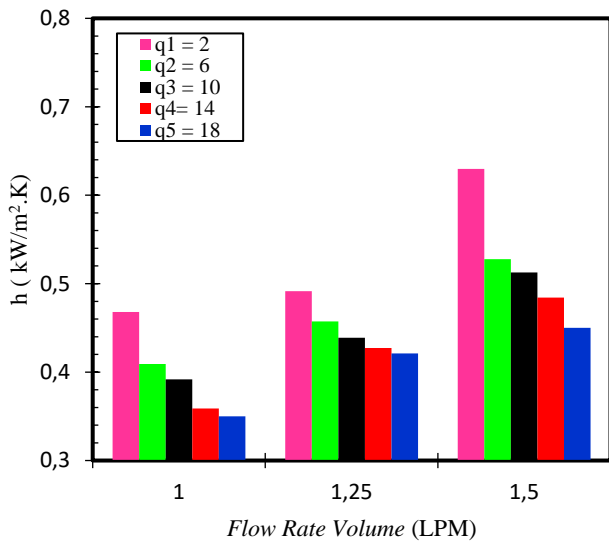
Hubungan antara koefisien perpindahan kalor dengan *heat flux* ditunjukkan pada Gambar 7. Dapat dilihat, hubungan tersebut linear antara pertambahan nilai koefisien perpindahan kalor dengan *heat flux* nya. Fenomena tersebut dapat terjadi karena ketika *heat flux* meningkat, panas yang dihasilkan pun juga berbanding lurus. Oleh karena itu, untuk menjaga temperatur tetap stabil, jumlah panas yang ditransfer juga meningkat sehingga dapat mengatasi peningkatan panas yang terjadi.



Gambar 7 Koefisien Perpindahan Kalor dengan Fluks Kalor

Hubungan antara koefisien perpindahan kalor dengan laju aliran dapat dilihat pada Gambar 7. Koefisien perpindahan kalor (h) menurun seiring dengan pertambahannya fluks kalor. Penurunan nilai h tersebut dapat disebabkan karena perbedaan temperatur antara permukaan dengan fluida kerja meningkat sehingga mempengaruhi nilai h . Namun, hasil yang didapatkan berbanding terbalik dengan bertambahnya

laju aliran, yaitu koefisien perpindahan kalor meningkat dengan meningkatnya laju aliran. Peningkatan laju aliran mempengaruhi banyaknya fluida kerja yang baru ke plat pendingin sehingga mempercepat perpindahan kalor.

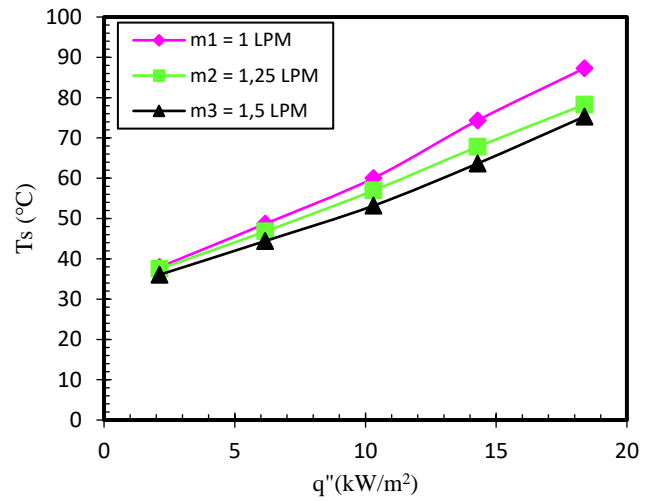


Gambar 8 Koefisien Perpindahan Kalor dengan Laju Aliran

Saat laju aliran sebesar 1,25 LPM, koefisien perpindahan kalor meningkat sebesar 13% dan pada laju aliran 1,5 LPM, nilai h meningkat sebesar 31,68%. Peningkatan ini berbanding terbalik dengan bertambahnya nilai fluks kalor. Ketika nilai fluks kalor (q'') bernilai 6 kW/m² persentase penurunan h sebesar 12,2%, ketika nilai $q'' = 14$ kW/m² persentase penurunan h sebesar 20%, ketika nilai $q'' = 18$ kW/m² persentase penurunan h sebesar 23% pada laju aliran 1 LPM. Penurunan persentase tersebut juga terjadi pada laju aliran 1,25 LPM dan 1,5 LPM.

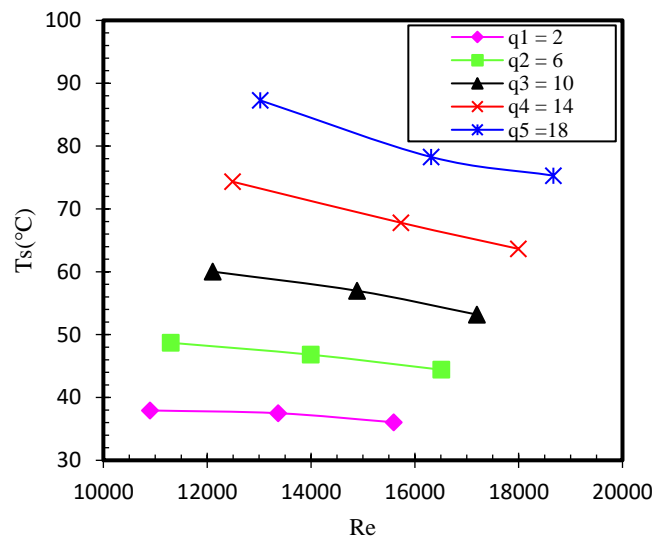
4.2 Temperatur permukaan

Hubungan antara temperatur permukaan *channel* (T_s) dan fluks kalor (q'') ditunjukkan Gambar 9, di mana temperatur permukaan *channel* meningkat seiring dengan bertambahnya fluks kalor.



Gambar 9 Temperatur Permukaan dengan Heat Flux

Hubungan tersebut sesuai dengan hukum *Fourier* yang menjelaskan fluks kalor berbanding lurus dengan konduktivitas termal dan temperatur permukaan. Temperatur permukaan (T_s) diperoleh dari perbedaan suhu dinding dengan perkalian *heat flux* dan tahanan termal dinding. Pada kecepatan aliran Fluida m_1 1 LPM, nilai T_s rata-rata adalah 61,65°C. Laju aliran fluida m_2 1,25 LPM, nilai T_s rata-rata adalah 57,46°C, sedangkan saat laju aliran fluida m_3 1,5 LPM, nilai T_s rata-rata adalah 54,52°C. Jika dibandingkan dengan grafik T_s dengan bilangan *Reynolds*, memiliki gradien menurun. Semakin bertambahnya bilangan *Reynolds*, temperatur permukaan semakin menurun dapat dilihat pada Gambar 10.

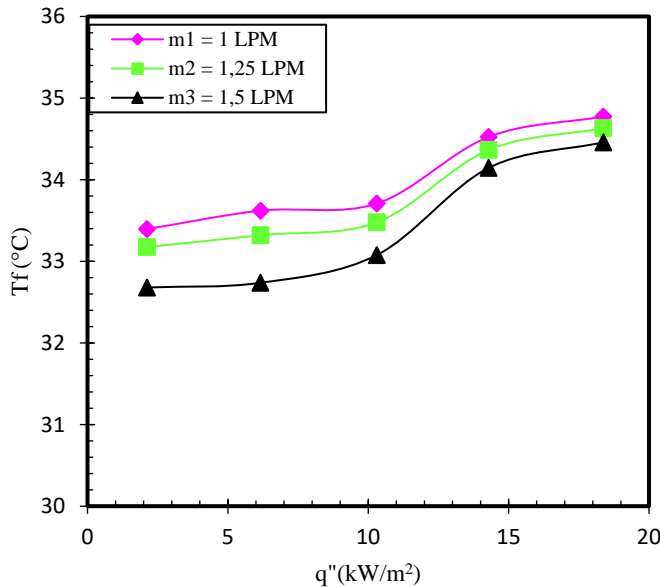


Gambar 10 Hubungan Temperatur Permukaan dengan Bilangan Reynolds

Hal tersebut dapat terjadi karena laju aliran meningkat seiring dengan menurunnya temperatur permukaan. Meningkatnya bilangan *Reynolds* menunjukkan lapisan batas kecepatan meningkat dan berdampak langsung pada *thermal boundary layer* dan menurunkan suhu permukaan *channel*. Selain itu, peningkatan bilangan *Reynolds* dipengaruhi oleh kecepatan aliran.

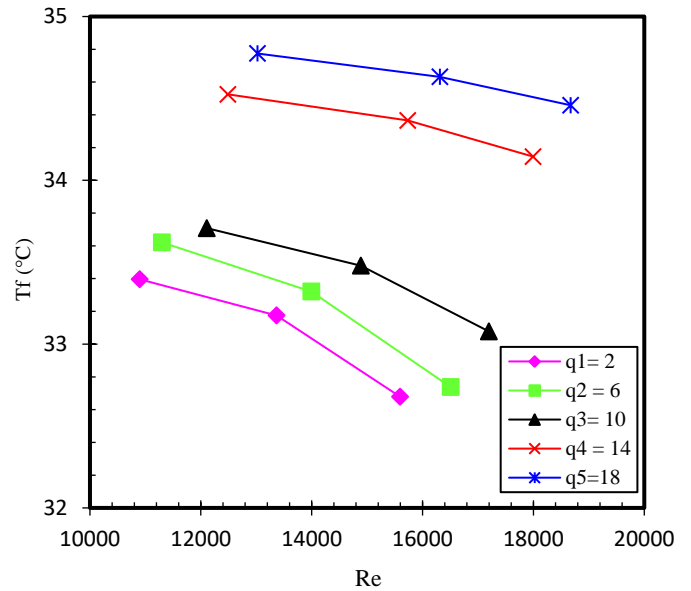
4.3 Temperatur fluida

Gambar 11 menunjukkan bahwa semakin tinggi laju aliran fluida, semakin rendah temperatur fluida kerja. Menurut *Law of Cooling Newton*, koefisien perpindahan panas dapat dihitung dengan membagi nilai *heat flux* dengan perbedaan suhu permukaan dan suhu fluida. Dengan fluks kalor konstan, nilai koefisien perpindahan panas akan meningkat seiring dengan semakin kecil perbedaan suhu permukaan dan fluida. Hal ini sesuai dengan persamaan kesetimbangan energi, yang berarti bahwa jumlah energi yang berasal dari dan ke suatu sistem akan meningkat seiring dengan laju aliran fluida



Gambar 11 Hubungan Temperatur Fluida dengan Heat Flux

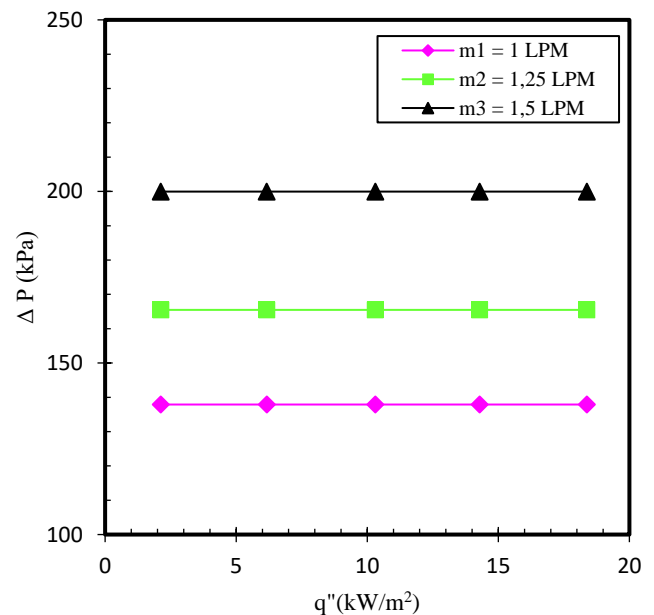
Hasil eksperimen menunjukkan bahwa temperatur fluida (T_f) rata-rata adalah 34°C untuk laju aliran \dot{m}_1 , yang berarti 33,7°C untuk laju aliran \dot{m}_2 , dan 33,6°C untuk laju aliran \dot{m}_3 .



Gambar 12 Hubungan Temperatur Fluida dengan Bilangan Reynolds

Gambar 12 menunjukkan bahwa pada *heat flux* konstan, temperatur fluida akan menurun seiring dengan meningkatnya bilangan *Reynolds*. Kondisi ini dapat dijelaskan bahwa karena lapisan batas kecepatan meningkat, *thermal boundary layer* berkurang, yang menyebabkan temperatur fluida menurun. Selain itu, temperatur fluida menurun sebesar 3,28 % sebagai akibat dari peningkatan bilangan *Reynolds* yang dipengaruhi oleh kecepatan aliran.

4.4 Pressure drop

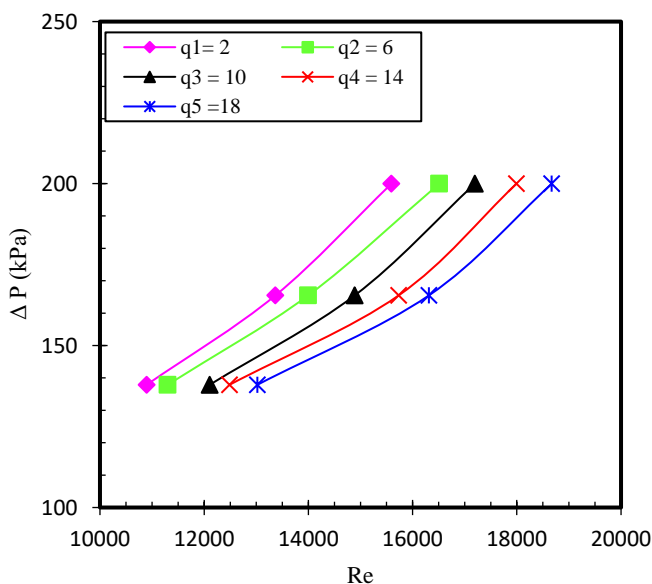


Gambar 13 Pressure Drop dengan Heat Flux

Fluida biasanya mengalami penurunan tekanan saat melewati pipa atau saluran. Menurut hukum kedua Newton, tekanan, elevasi, dan percepatan dapat menyebabkan penurunan tekanan. Penurunan tekanan

atau *pressure drop* dibagi menjadi *minor* dan *major losses*. *Major losses* biasanya disebabkan oleh gesekan, sedangkan *minor losses* biasanya disebabkan oleh *fitting* (seperti *elbow*, *valve*, dan lainnya), serta akibat perbedaan elevasi atau ketinggian. Kekasaran permukaan pipa sangat halus, sehingga kehilangan akibat gesekan dapat diabaikan selama eksperimen. Selain itu, *pressure drop* yang disebabkan oleh elevasi dianggap tidak ada karena *channel* berada pada posisi lurus dan sejajar. Oleh karena itu, *pressure drop* yang disebabkan oleh sambungan pipa, belokan, dan perubahan ukuran penampang dianggap sebagai *minor losses*.

Hubungan antara *pressure drop* dengan bilangan *Reynolds* dapat dilihat pada Gambar 14. Pada grafik tersebut, menunjukkan bahwa pada *heat flux* konstan, *pressure drop* atau penurunan tekanan meningkat seiring dengan penambahan *heat flux*. Penambahan *heat flux* berbanding lurus dengan meningkatnya bilangan *Reynolds*. Peristiwa tersebut data dijelaskan dengan penambahan *heat flux* mengakibatkan temperatur permukaan meningkat sehingga mempengaruhi nilai viskositas menjadi menurun. Penurunan viskositas tersebut dapat meningkatkan laju aliran serta bilangan *Reynolds* yang berakibat nilai *pressure drop* meningkat.



Gambar 14 Pressure Drop dengan Bilangan Reynolds.

Ketika nilai fluks kalor (q'') bernilai 6 kW/m^2 didapatkan kenaikan persentase bilangan *Reynolds* sebesar 3,6%, ketika nilai $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$ didapatkan persentase kenaikan bilangan *Reynolds* 11%, ketika nilai $q'' = 14 \text{ kW/m}^2$ didapatkan persentase kenaikan bilangan *Reynolds* 14,5%, ketika nilai $q'' = 18 \text{ kW/m}^2$ didapatkan persentase kenaikan bilangan *Reynolds*

19,5%. Kenaikkan ini juga terjadi pada laju aliran 1,2 LPM dan 1,5 LPM.

5 KESIMPULAN

Eksperimen ini menggunakan *channel* bergeometri *double serpentine* pada *minichannel liquid cold plate* dengan fluida yang dipakai adalah air murni yang telah dideionisasi. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan dengan variasi laju aliran 1; 1,25; dan 1,5 LPM, serta variasi daya *heater* adalah 10 – 90 W dengan kenaikan 20 W, maka dapat disimpulkan :

1. Nilai rata – rata temperatur permukaan (T_s) dengan laju aliran 1 LPM diperoleh $61,65^\circ\text{C}$, laju aliran 1,25 LPM diperoleh $57,46^\circ\text{C}$, sedangkan laju aliran 1,5 LPM diperoleh $54,52^\circ\text{C}$ sehingga meningkatkan laju aliran fluida kerja dapat menurun temperatur permukaan.
2. Nilai rata – rata temperatur fluida (T_f) dengan laju aliran 1 LPM diperoleh 34°C , laju aliran 1,25 LPM diperoleh $33,7^\circ\text{C}$, sedangkan laju aliran 1,5 LPM diperoleh $33,6^\circ\text{C}$ sehingga meningkatkan laju aliran fluida kerja dapat menurun temperatur fluida.
3. Nilai koefisien perpindahan kalor rata-rata (\bar{h}) untuk laju aliran 1 lpm didapatkan $0,39 \text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$, laju aliran 1,25 LPM didapatkan $0,44 \text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$, sedangkan pada laju aliran 1,5 LPM diperoleh $0,52 \text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$. jadi, efektivitas nilai koefisien perpindahan kalor dapat diperoleh dengan meningkatkan laju aliran fluida kerja.
4. Nilai *pressure drop* (ΔP) pada laju aliran 1 LPM didapatkan $137,89 \text{ kPa}$, laju aliran 1,25 LPM $165,47 \text{ kPa}$, sedangkan pada laju aliran 1,5 LPM didapatkan $199,94 \text{ kPa}$.

UCAPAN TERIMAKASIH

Terimakasih kami ucapkan kepada Program Magister Teknik Mesin Universitas Gadjah Mada dan tim peneliti *Thermal Management System* Laboratorium Perpindahan Kalor dan Massa Departemen Teknik Mesin dan Industri, Universitas Gadjah Mada yang telah memberikan tempat, dana, dan fasilitas guna terselesaikan penelitian ini.

KEPUSTAKAAN

- [1] W. G. Alshaer, M. A. Rady, S. A. Nada, E. Palomo Del Barrio, and A. Sommer, "An experimental investigation of using carbon foam-PCM-MWCNTs composite materials for thermal management of electronic devices under pulsed power modes," *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 53, no. 2, pp. 569–

- 579, 2017.
- [2] X. W. Tian *et al.*, “Free-shape modeling and optimization for cold plates with tree-like channels,” *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 245, no. October 2022, p. 108076, 2023.
- [3] Y. Zhang *et al.*, “Performance comparison between straight channel cold plate and inclined channel cold plate for thermal management of a prismatic LiFePO₄ battery,” *Energy*, vol. 248, p. 123637, 2022.
- [4] O. S. Osman, R. M. El-Zoheiry, M. Elsharnoby, and S. A. Nada, “Performance enhancement and comprehensive experimental comparative study of cold plate cooling of electronic servers using different configurations of mini-channels flow,” *Alexandria Eng. J.*, vol. 60, no. 5, pp. 4451–4459, 2021.
- [5] P. Vasileiadou, K. Sefiane, T. G. Karayiannis, and J. R. E. Christy, “Flow boiling of ethanol / water binary mixture in a square mini-channel,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 127, pp. 1617–1626, 2017.
- [6] C. Wu, Z. Wang, Y. Bao, J. Zhao, and Z. Rao, “Investigation on the performance enhancement of baffled cold plate based battery thermal management system,” *J. Energy Storage*, vol. 41, no. March, p. 102882, 2021.
- [7] T. Deng, G. Zhang, and Y. Ran, “International Journal of Heat and Mass Transfer Study on thermal management of rectangular Li-ion battery with serpentine-channel cold plate,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 125, pp. 143–152, 2018.
- [8] M. Gorzin, A. A. Ranjbar, and M. J. Hosseini, “Experimental and numerical investigation on thermal and hydraulic performance of novel serpentine minichannel heat sink for liquid CPU cooling,” *Energy Reports*, vol. 8, pp. 3375–3385, 2022.
- [9] W. Zuo, Y. Zhang, E. Jiaqiang, J. Li, Q. Li, and G. Zhang, “Performance comparison between single S-channel and double S- channel cold plate for thermal management of a prismatic LiFePO₄ battery,” *Renew. Energy*, vol. 192, pp. 46–57, 2022.
- [10] Y. Yunus, “Studi Eksperimental Thermal Performance dan Pressure Drop pada Serpentine Mini Channel Cold Plate dengan Fluida Kerja Air,” pp. 2–3, 2022.