

Pengembangan Fasilitas Pengujian *Serpentine Minichannel Cold Plate* Sebagai Sistem Pendinginan Fluks Kalor Tinggi

Indro Pranoto, Yusuf Yunus, M. Fakhri Alfath

Teknik Mesin dan Industri Universitas Gadjah Mada, Indonesia

Jl. Grafika, No. 2, Kampus UGM Yogyakarta, 55281

email : indro.pranoto@ugm.ac.id

Received 28 Febuari 2022 | Revised 03 Juli 2022 | Accepted 23 Oktober 2022

ABSTRAK

Perkembangan dunia industri dewasa ini terasa begitu pesat dan cepat, bahkan diklaim telah memasuki era industri 4.0. Industri seperti manufaktur, konstruksi, arsitektur, militer, maritim, otomotif, elektronik, dan lainnya berlomba melakukan terobosan dan inovasi di bidang teknologi dengan cara membuat komponen perangkat dalam ukuran yang semakin kecil dengan fungsi maksimal. Efeknya adalah meningkatnya jumlah panas yang dihasilkan dan cenderung tidak terkontrol (thermal runaway). Karena itu dibutuhkan sistem pendingin yang dapat menghilangkan kalor tinggi pada komponen tersebut. Salah satu sistem pendinginan yang sering digunakan adalah liquid cold plate atau mini channel heat sink (MCHS) yang menggunakan air sebagai media pendingin. Pengembangan fasilitas uji ini dilakukan agar dapat menghasilkan fasilitas eksperimen serpentine minichannel cold plate sebagai sistem pendinginan pada fluks kalor tinggi. Pengambilan data awal pada fasilitas uji dengan variasi laju aliran fluida 0,5; 1,0 dan 1,5LPM dengan variasi daya heater 0 – 180W dengan tiap kenaikan 30W. Adapun fasilitas eksperimen ini memiliki dimensi total 1550 (p) × 800 (l) mm dan dapat mendisipasikan kalor maksimal hingga 2100 W. Serpentine cold plate berbahan aluminium Al 1050 memiliki dimensi (p × l × t) = 80 × 104 × 11 mm, area efektif perpindahan kalor 60 × 82 mm, ukuran channel 2 × 9 mm, jumlah belokan sebanyak 13 buah, menggunakan fluida pendingin air dengan flow rate fluida kerja maksimal mencapai 2,5 lpm.

Kata kunci: serpentine mini channel, cold plate, liquid cooling, koefisien perpindahan kalor, mini channel heat sink.

ABSTRACT

The rapid development of the industrial world today even claims to have entered the industrial era 4.0. Industries such as manufacturing, construction, architecture, military, maritime, automotive, electronics, and others compete to make technology breakthroughs and innovations by making device components in increasingly compact sizes with maximum functionality. The effects increase the amount of heat generated and tend to be uncontrolled (thermal runaway). Therefore, a cooling system is needed that can remove high heat from these components. One of the cooling systems often used is a liquid cold plate or mini channel heat sink (MCHS), which uses water as a cooling medium. This research developed an experimental facility to produce a serpentine mini channel cold plate as a cooling system at high heat flux. We collected initial data at the test facility with a variation of the fluid flow rate of 0.5; 1.0; and 1.5LPM with variations in heater power 0–180W with each increase of 30W. This experimental facility has a total dimension of 1550mm (L) × 800mm (W) and can dissipate a maximum heat of up to 2100W. Serpentine cold plate made of aluminum Al 1050 has dimensions (L×W×H) = 80mm × 104mm × 11mm, the effective area of heat transfer is 60mm × 82mm, channel size is 2mm × 9mm, the number of turns is 13 pieces, using water cooling fluid with a maximum working fluid flow rate of 2.5LPM.

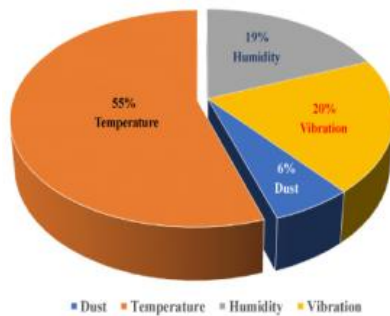
Keywords: serpentine mini-channel, cold plate, liquid cooling, heat transfer coefficient, mini channel heat sink.

1. Pendahuluan

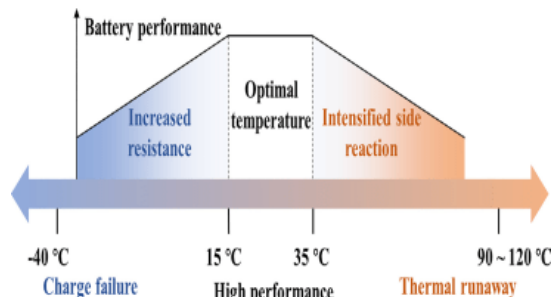
Para pelaku industri mulai dari industri raksasa seperti manufaktur, konstruksi, arsitektur, militer, maritim, aerospace, otomotif, elektronik, hingga industri kecil seperti asesoris/kerajinan tangan dan peralatan rumah tangga berlomba-lomba melakukan berbagai terobosan dan inovasi baru di bidang teknologi. Sebagai contoh terobosan dan inovasi dalam bidang elektronik adalah diciptakannya perangkat komputer dengan ukuran yang lebih *compact* dan memiliki performa luarbiasa, sedangkan dalam bidang otomotif mulai dikembangkan sistem mobil non bahan bakar minyak atau *Electric Vehicle (EV)* yang efisien dan ramah lingkungan dengan baterai sebagai sumber tenaga.

Industri 4.0 pada harus ditopang oleh server elektronik yang handal dan efisien. Untuk alasan ini dibuat server elektronik yang memiliki kinerja super serta efisien dari segi bentuk dan ukuran. Efek yang timbul akibat dari kinerja dan ukuran komponen yang diperkecil adalah meningkatnya jumlah panas yang dihasilkan oleh server elektronik yang cenderung tidak terkontrol (*thermal runaway*). Menurut [1] Server elektronik harus dijaga di bawah suhu aman untuk kinerja termal yang lebih baik dan keandalan yang tinggi. Manajemen termal yang tepat dari daya server elektronik berdensitas tinggi sangat penting untuk membuang sejumlah besar panas yang dihasilkan. Suhu aman server telah ditentukan pada 85°C, sedangkan kerusakan terjadi pada suhu 15 - 25°C diatas dari suhu aman [2].

Menurut studi yang dilakukan [3] sekitar 55% penyebab utama kegagalan elektronik dipengaruhi oleh faktor suhu seperti yang terlihat pada Gambar 1. Dalam bidang otomotif dilakukan penelitian manajemen termal baterai sebagai sumber utama tenaga pada *electric vehicle (EV)* salah satunya adalah baterai Li-ion. Menurut [4] Suhu pengoperasian modul baterai Li-ion dan variasi suhu antara masing-masing baterai secara signifikan berdampak pada fungsi baterai dalam hal siklus hidup, batas penggunaan, dan keamanannya. Oleh karena itu dibutuhkan suatu sistem pendinginan yang dapat menghilangkan kelebihan panas yang ditimbulkan pada berbagai komponen tersebut. Berdasarkan penelitian yang dilakukan [5] suhu optimal baterai Lithium-ion berada pada kisaran 15 - 35°C seperti yang ditampilkan pada Gambar 2.



Gambar 1. Penyebab utama kegagalan elektronik [3]



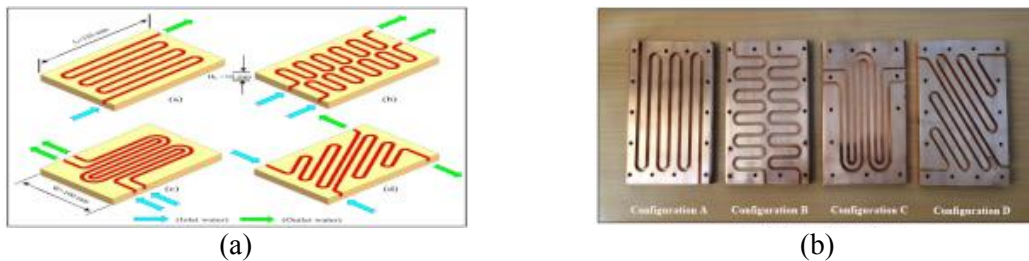
Gambar 2. Batas suhu optimal baterai *Lithium-ion* [5]

Teknik pendinginan tidak langsung dengan cairan fase tunggal dapat dilakukan dengan menggunakan *liquid cooling*. Sifat hidrotermal seperti tahanan termal, *pressure drop*, dan koefisien perpindahan panas konveksi digunakan untuk mengevaluasi kinerja konfigurasi aliran yang berbeda dan parameter geometris dari cairan *cold plate* [1].

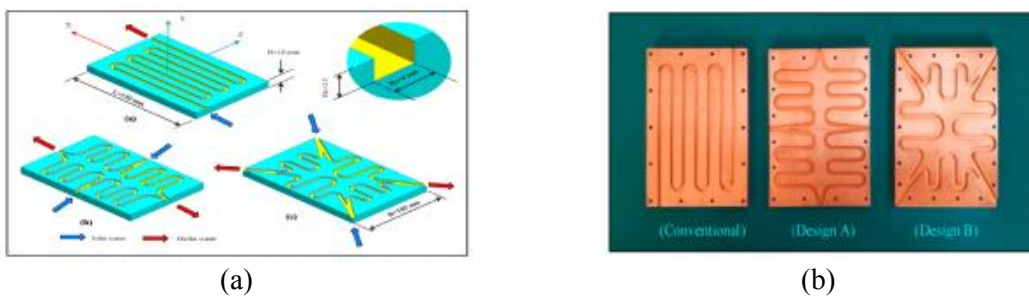
Dalam penelitiannya [6] menyelidiki tentang optimasi geometris dari saluran pendingin mini 3D *serpentine* (*SMCHS*) dengan empat konfigurasi yang kemudian disimulasikan secara numerik dan diujikan secara eksperimen, untuk menganalisis pengaruh laju aliran massa air dan beban panas terhadap kinerja termal serta hidrolik dari *SMCHS*. Skema konfigurasi yang diusulkan ditampilkan pada Gambar 3.

Senada dengan penelitian diatas, [7] serta [1] melakukan penelitian yang hampir sama. Pengaruh fragmentasi aliran fluida terhadap peningkatan performa hidrotermal pendingin saluran mini tipe *serpentine* diteliti [7]. Penelitian ini menyarankan dua desain baru *Serpentine Mini Channel Heat Sink (SMCHS)* dan mempelajari pengaruh fragmentasi aliran pada kinerja hidrotermal melalui studi eksperimental yang didukung oleh pemodelan *CFD*. Dua desain baru yaitu aliran ortogonal dan aliran diagonal sesuai susunan aliran masuk dan keluar. *SMCHS* memiliki dua saluran fluida kerja untuk masuk (*inlet*) dan dua saluran keluar (*outlet*), seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.

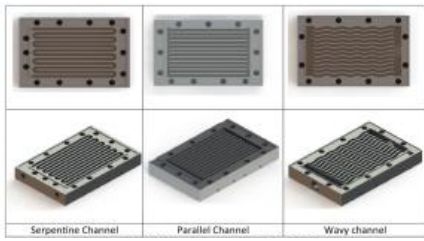
Sedangkan eksperimen komprehensif *water cold plate* dengan konfigurasi aliran berbeda untuk pendinginan elektronik dilakukan oleh [1]. Saluran *cold plate* berbentuk *serpentine*, *parallel* dan *wavy* dirancang guna mempelajari kinerja *hidrotermal water cold plate* untuk pendinginan server elektronik. *Cold plate* persegi panjang dibuat dari aluminium dengan dimensi masing-masing 75 mm x 50 mm x 10 mm. *Cold plate* memiliki 12 saluran persegi panjang dengan lebar dan kedalaman masing-masing 2 mm dan 6,5 mm. Seperti ditunjukkan pada Gambar 5.



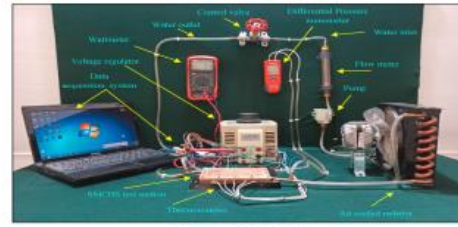
Gambar 3. Konfigurasi *SMCHS* yang diusulkan (a) Skematik (b) bentuk yang sudah di manufaktur [5]



Gambar 4. Bentuk *SMCHS* (a). skematik, (b). 3 model produksi [7]

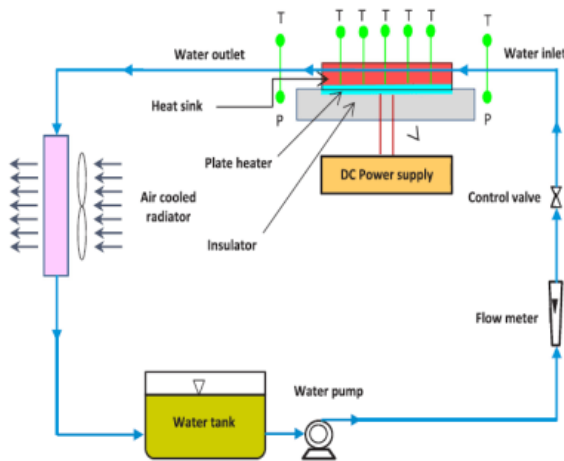


Gambar 5. Model cold plate [1]

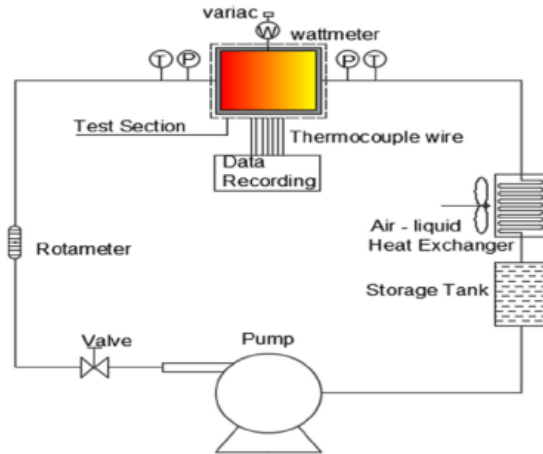


Gambar 6. Susunan eksperimental [7]

Komponen utama peralatan penelitian terdiri dari modul uji, cairan pendingin, peralatan pengukur, reservoir, catu daya, dan sistem pendingin. Susunan peralatan secara skematis dan fotografis ditunjukkan pada Gambar 6 – 8.



Gambar 7. Susunan Diagram Skematik Eksperimental [6]



Gambar 8. Diagram skematik test rig [1]

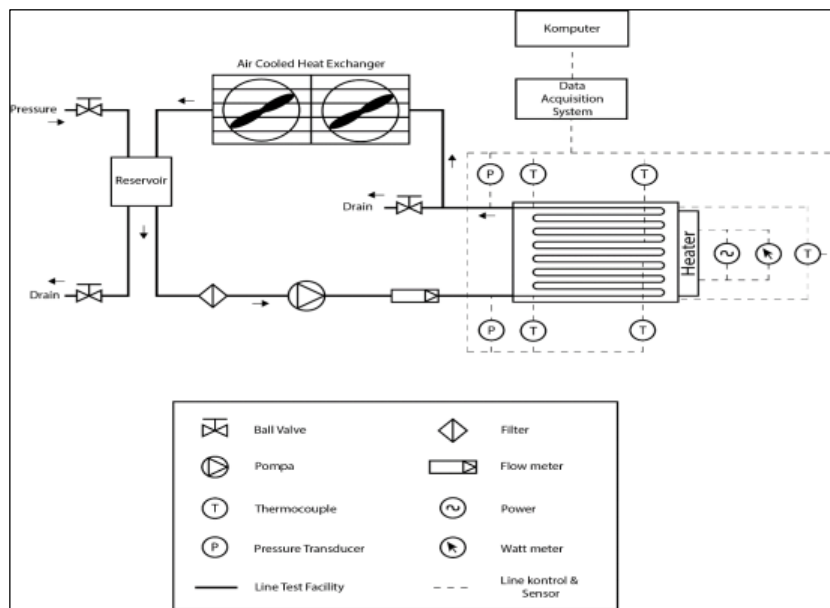
Pada studi ini, fasilitas uji *serpentine minichannel cold plate* telah dibuat dan dilakukan uji coba awal pengambilan data, selanjutnya dilakukan pengembangan fasilitas uji dengan tujuan agar dapat menunjang kelancaran proses penelitian dalam menentukan kinerja termal, *pressure drop* serta fenomena aliran fluida pada *serpentine minichannel cold plate*.

2. Metodologi

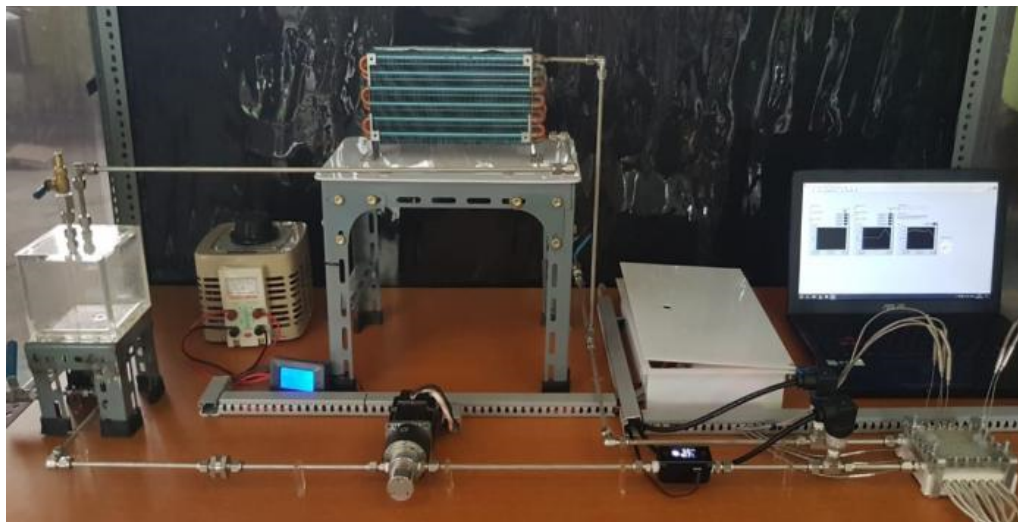
Fasilitas uji *serpentine mini channel cold plate* yang dikembangkan ini bekerja dengan sistem *loop* tertutup yaitu, saat pompa dihidupkan fluida yang berada di reservoir akan bergerak melewati *flowmeter* menuju ke arah *cold plate system*. *Heater* yang berada pada bagian bawah *cold plate system* akan memanasi blok tembaga dan diteruskan secara konduksi ke *serpentine cold plate*. Kemudian fluida yang mengalir di dalam *channel* akan menyerap panas yang berasal dari *serpentine cold plate* selanjutnya fluida akan keluar dari *cold plate system* menuju *heat exchanger* untuk didinginkan dan setelah itu akan masuk ke dalam reservoir dan disirkulasikan kembali.

Bagian atas *cold plate* terdapat tutup berbahan akrilik dengan tebal 8 mm, yang dibuat bersama *cold plate*. Tujuan digunakannya bagian atas yang transparan ini agar dapat mengamati dan merekam dengan *high speed camera* fenomena yang terjadi di dalam *cold plate*. Kebocoran pada bagian atas *cold plate* dicegah dengan cara membuat alur untuk peletakan *seal* dari bahan *silicon*. *Thermocouple* sebanyak 6 buah dipasang pada permukaan bagian bawah *cold plate* dan digunakan untuk menyelidiki distribusi temperatur pada bagian bawah yang bersentuhan dengan *block heater*, sedangkan di dalam *channel cold plate*, dipasang 6 buah *thermocouple* yang digunakan untuk mengukur temperatur *inlet*, *outlet*, serta 4 buah titik di sepanjang *channel*.

Fasilitas eksperimen *serpentine minichannel cold plate* ditampilkan pada Gambar 9. dan 10.



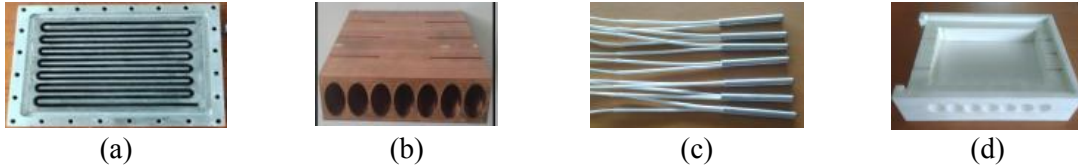
Gambar 9. Diagram skematik fasilitas eksperimen *serpentine minichannel cold plate*



Gambar 10. Fasilitas eksperimen *serpentine minichannel cold plate*

Beberapa komponen pada fasilitas eksperimen *serpentine mini channel cold plate* yaitu *cold plate*, *block heater*, *insulator*, *heat exchanger*, *reservoir*, *micro gear pump*, *flow meter*, *thermocouple*, *pressure transducer* dan *data acquisition system*.

Pada *cold plate system* terdapat 4 buah komponen seperti yang ditampilkan pada Gambar 11 (a) – (d). Ukuran yang digunakan *cold plate* adalah $104 \times 80 \times 11$ mm dengan area efektif perpindahan kalor dari *cold plate* adalah 60×82 mm. *Channel* berbentuk *serpentine* dan memiliki ukuran 2×9 mm. Material yang dipakai adalah aluminium Al 1050. *Block heater* sebagai penyedia kalor pada *cold plate* berukuran $82 \times 60 \times 13$ mm, berukuran diameter 10 mm serta dapat menampung 7 buah *cartridge heater*. *Heater* yang digunakan memiliki ukuran diameter 10 mm dan panjang 50 mm bertipe *cartridge*, *heater* berjumlah 7 buah dan dapat menghasilkan laju perpindahan kalor pada *cold plate* hingga 2100 W. *Insulator* dipasang pada bagian luar *block heater* untuk mencegah adanya *heat loss* ke lingkungan. Ukuran dari *insulator* adalah $114 \times 90 \times 28$ mm.



Gambar 11. Komponen cold plate system (a) Cold Plate (b) Block heater (c) heater (d) Insulator

Fenomena dan karakteristik aliran yang dapat diteliti pada fasilitas uji *serpentine minichannel cold plate* ini adalah kinerja termal dan hidrolis melalui variasi laju aliran massa dan daya heater. Penelitian ini dimulai dengan studi literatur terkait penelitian *cold plate* baik simulasi maupun eksperimen. Studi literatur ini dilakukan untuk mencari referensi bagaimana eksperimen-eksperimen tersebut dilakukan dan hal-hal apa saja yang akan diselidiki pada *cold plate*. Setelah mengetahui gambaran besar mengenai pengujian *cold plate*, kemudian dilanjutkan dengan memberikan asumsi-asumsi awal, yang berfungsi agar penelitian tidak melebar.

Langkah pertama pengujian yaitu uji kebocoran yang diawali dengan mengisi reservoir dengan fluida kerja aquades, kemudian pompa dijalankan sehingga fluida dapat mengalir sepanjang sistem. Besarnya laju aliran dapat diatur dengan menggunakan potensiometer yang terkoneksi pada pompa. Laju aliran yang dipakai untuk pengujian kebocoran ini adalah 0 – 1,5 LPM. Jika terdapat kebocoran pada fasilitas eksperimen, maka dapat diatasi dengan *sealer*. Jika sudah tidak terdapat kebocoran, langkah selanjutnya yaitu adalah *setting up* dan pengecekan *instrument* pengukuran yang ada pada fasilitas eksperimen dengan menggunakan program *LabVIEW*. Jika semua sensor sudah terkalibrasi dan sudah terbaca dengan baik pada program *LabVIEW*, fasilitas eksperimen dilakukan pengujian awal 1 kali untuk memberikan contoh prosedur penelitian dan untuk memastikan fasilitas eksperimen sudah dapat dijalankan sepenuhnya.

Selanjutnya dilakukan proses pengambilan data awal dengan variasi pada laju aliran fluida dimulai dari 0,5 LPM kemudian 1,0 LPM dan 1,5 LPM. Untuk daya dari *heater* divariasikan dari rentang 0 – 180 W dengan tiap kenaikan sebesar 30 W. Pengaturan besar daya *heater* ini dapat dilakukan dengan menggunakan *voltage regulator*. Data-data hasil pengukuran selama eksperimen berupa temperatur dan tekanan yang terbaca pada program *LabVIEW* selanjutnya akan direkap dan dimasukkan ke program *Microsoft Excel* untuk dianalisa guna menentukan beberapa variabel seperti temperatur permukaan channel, temperatur fluida pendingin dan koefisien perpindahan panas dari fasilitas uji *serpentine minichannel cold plate*.

a. Perpindahan kalor akibat konveksi

Besarnya perpindahan kalor akibat konveksi diekspresikan oleh *Newton’s law of cooling* yaitu,

$$q = h A_s (T_s - T_f) \tag{1}$$

Atau

$$q = h (T_s - T_f) \tag{2}$$

Untuk nilai T_s diperoleh dengan persamaan

$$T_s = T_w - q \cdot R_{wall} \tag{3}$$

b. Internal forced convection

Internal forced convection yaitu mekanisme konveksi dalam aliran yang melewati pipa atau saluran.

Kecepatan rata-rata dan *bulk mean fluid temperature* nilai dari kecepatan rata-rata *cross sectional* sebuah aliran dalam *internal flow* didapat dari hukum konservasi massa.

$$\dot{m} = \rho V_{avg} A_c = \int_{A_c} \rho U(r) dA_c \quad (4)$$

dimana \dot{m} adalah laju aliran massa, ρ adalah densitas fluida, A_c adalah luasan *crosssectional*, dan $U(r)$ adalah profil kecepatan air.

Pada kasus *internal flow*, *properties* dari fluida biasanya di evaluasi dari *bulk mean fluid temperature*, dimana nilainya adalah

$$T_b = (T_i - T_e)/2 \quad (5)$$

dimana T_i dan T_e masing-masing adalah, temperatur *inlet* dan temperatur *outlet* dari fluida.

Aliran *laminar* dan *turbulent* pada pipa

Untuk mengetahui tipe aliran dalam pipa, maka dibutuhkan perhitungan bilangan tak berdimensi yaitu bilangan *Reynolds*

$$Re = \frac{V_{avg} D}{\nu} = \frac{\rho V_{avg} D}{\mu} \quad (6)$$

dimana $\nu = \mu/\rho$.

Pada pipa dengan profil lingkaran, aliran *laminar* berkisar $Re \leq 2300$, *turbulent* $Re \geq 4000$, dan transient diantara keduanya.

Perhitungan bilangan *Reynolds* dan bilangan *Nusselt* untuk aliran melewati penampang tidak berbentuk lingkaran menggunakan *hydraulic diameter*.

$$D_h = \frac{4A_c}{p} \quad (7)$$

dimana p adalah keliling basah dari penampang.

Penurunan tekanan melintasi *MCP* dapat diperkirakan (mengabaikan kerugian kecil) sebagai berikut:

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \quad (8)$$

c. Resistensi termal

Besarnya laju perpindahan kalor dapat diekspresikan dalam bentuk resistansi termal

$$q = \frac{T_1 - T_2}{R} \quad (9)$$

Dimana besarnya resistansi termal untuk konduksi dan konveksi adalah

$$R_{cond} = \frac{L}{kA} \quad (10)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (11)$$

d. Gabungan Resistensi

Besarnya perpindahan kalor dapat diekspresikan dalam bentuk *Newton's law of cooling*,

$$q = \dot{U}A \cdot T \tag{12}$$

dimana U adalah koefisien perpindahan kalor rata-rata

$$UA = \frac{1}{R_{total}} \tag{13}$$

3. Hasil dan Pembahasan

Hasil perhitungan Resistensi termal dan bilangan *Reynolds* dapat dilihat sebagai berikut:

1) Perhitungan Resistensi Termal *Cold Plate System*

Dari persamaan (10) diperoleh nilai resistensi termal masing-masing laju aliran sebagai berikut:

Tabel 1. Resistensi termal dan resistensi termal total.

m (kg/s)	R_{w1} (K/W)	R_{w2} (K/W)	R_{w3} (K/W)	$R_{w-total}$ (K/W)
$m_1 = 0,0085$	0,000264	0,012703	0,001083	0,01405
$m_2 = 0,017$	0,000264	0,012703	0,001083	0,01405
$m_3 = 0,025$	0,000264	0,012703	0,001083	0,01405

2) Perhitungan Angka *Reynolds*

Untuk penampang yang berbentuk selain lingkaran maka perhitungan angka *Reynolds* menggunakan diameter hidrolis. Hasil perhitungan bilangan *Reynolds* dapat dilihat pada tabel dibawah ini:

Tabel 2. Hasil Perhitungan angka Reynolds

Laju aliran (kg/s)	Bilangan Reynolds
$m_1 = 0,0085$	2288,64
$m_2 = 0,017$	4313,89
$m_3 = 0,025$	6256,97

Berdasarkan data hasil perhitungan, dapat ditentukan temperatur permukaan *channel* (T_s), temperatur fluida pendingin (T_f), dan koefisien perpindahan panas (h).

A. Temperatur Permukaan Channel (T_s)

Dari hasil perhitungan yang diperoleh terdapat hubungan linieritas antara rata-rata temperatur permukaan *channel* (\bar{T}_s) dengan fluks kalor (q''), dimana terjadi kenaikan temperatur permukaan *channel* seiring dengan peningkatan fluks kalor. Jika ditinjau menggunakan *Newton's Law of Cooling*, fluks kalor adalah laju perpindahan kalor per unit luas permukaan dibagi dengan selisih antara temperatur permukaan dan temperatur fluida. Kinerja termal T_s terbaik ditunjukkan oleh laju aliran dengan suhu permukaan terendah yaitu pada laju aliran \dot{m}_3 . Hal ini disebabkan karena laju aliran yang tinggi akan menyebabkan peningkatan bilangan *Reynolds*. Gradien temperatur dinding pada aliran dengan bilangan *Reynolds* rendah lebih besar jika dibandingkan dengan gradien temperatur dinding pada aliran dengan bilangan *Reynolds* tinggi. Dimana temperatur permukaan (T_s) pada eksperimen ini diperoleh dari selisih temperatur dinding dengan perkalian fluks kalor dan tahanan termal dinding. Lebih jelasnya dapat dilihat pada Gambar 12.

B. Temperatur Fluida Pendingin (T_f)

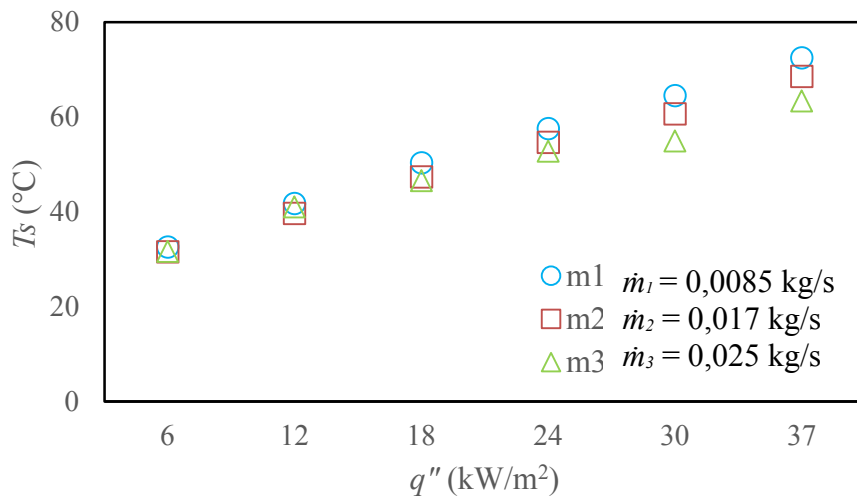
Fluida pendingin mempunyai peran yang sangat vital dalam proses pendinginan di bidang *liquid cooling*. Untuk itu, temperatur fluida pendingin harus diatur dan dijaga sedemikian

rupa sehingga selalu berada dalam rentang temperatur optimal karena sangat berpengaruh terhadap masa pakai suatu komponen. Dari hasil eksperimen ini dapat dilihat bahwa rata-rata temperatur fluida (T_f) yang diperoleh untuk laju aliran $\dot{m}_1 = 0,0085$ kg/s, $\dot{m}_2 = 0,017$ kg/s dan $\dot{m}_3 = 0,025$ kg/s masih dalam kategori optimal. Gambar 13 memperlihatkan bahwa temperatur fluida mengalami penurunan secara signifikan seiring dengan peningkatan laju aliran fluida, Pada laju aliran terbesar \dot{m}_3 , terlihat temperatur terus mengalami penurunan walaupun terjadi kenaikan fluks kalor. Hal ini sesuai dengan persamaan kesetimbangan energi yaitu jumlah energi dari ataupun ke sistem akan meningkat seiring dengan peningkatan laju aliran fluida. Terlihat bahwa laju aliran \dot{m}_3 memiliki nilai T_f yang lebih rendah dibanding \dot{m}_1 dan \dot{m}_2 .

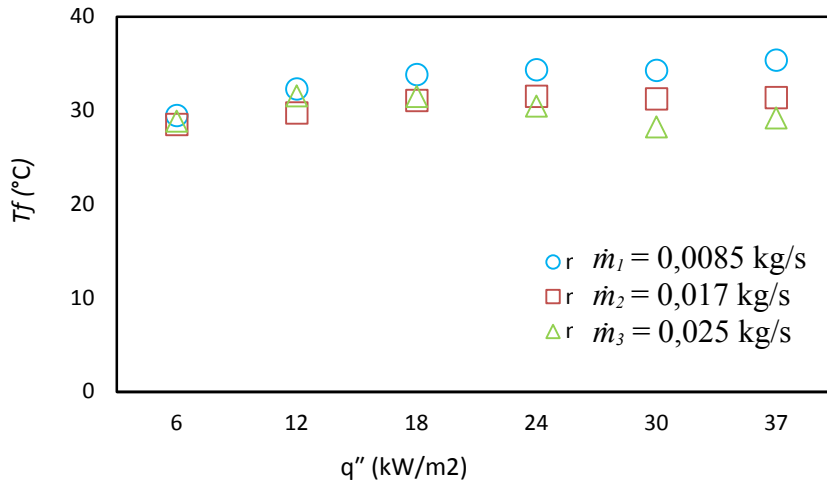
C. Heat Transfer Coefficient (h)

Berdasarkan hasil perhitungan nilai rata-rata koefisien perpindahan kalor (h) mengalami penurunan seiring dengan meningkatnya fluks kalor. Hal ini disebabkan dengan bertambahnya fluks kalor maka temperatur dinding *cold plate* dan temperatur permukaan *channel* akan meningkat sehingga mempengaruhi temperatur fluida menjadi naik sedangkan rapat massanya akan turun. Termal *boundary layer* berkembang ketika fluida dengan temperatur tertentu mengalir diatas permukaan yang temperaturnya berbeda.

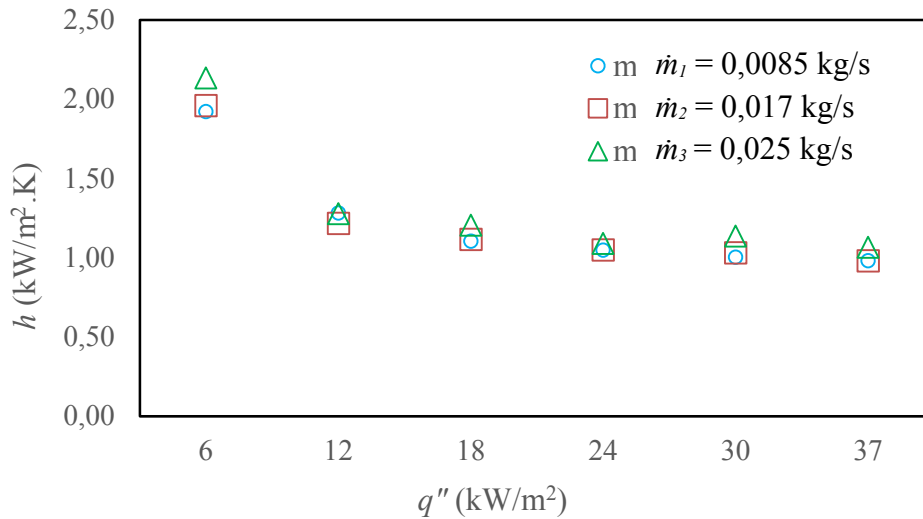
Terlihat bahwa kinerja termal untuk nilai h pada laju aliran \dot{m}_3 masih lebih baik jika dibandingkan laju aliran \dot{m}_1 dan \dot{m}_2 , karena mampu mempertahankan nilai h sehingga tidak mengalami penurunan secara drastis seperti yang terjadi pada laju aliran \dot{m}_2 dan \dot{m}_1 . Hal ini dapat dijelaskan karena kecepatan fluida memiliki pengaruh yang kuat terhadap profil temperatur, dimana peningkatan lapisan batas kecepatan berpengaruh terhadap lapisan batas termal dan memiliki efek yang kuat pada perpindahan panas konveksi. Seperti terlihat pada Gambar 14.



Gambar 12. Temperatur permukaan vs Fluks Kalor



Gambar 13. Temperatur fluida vs Fluks Kalor



Gambar 14. Koefisien perpindahan panas vs Fluks Kalor

4. Kesimpulan

Pengembangan fasilitas uji *serpentine minichannel cold plate* ini merupakan salah satu solusi cara pendinginan yang dibutuhkan dalam menjawab tantangan perkembangan dunia industri yang meningkat dengan cepat dan pesat serta menghasilkan fluks kalor tinggi. Fitur utama yang terdapat pada fasilitas uji antara lain:

Daya heater yang dapat disuplai mencapai 2100 W.

- 1) Laju aliran massa maksimum 2,5 lpm.
- 2) Visualisasi lewat transport fluida.

Berdasarkan pengujian awal dengan variasi laju aliran 0,5; 1,0 dan 1,5 LPM dan variasi daya heater 0 – 180W dengan setiap kenaikan 30W, diperoleh hasil sebagai berikut :

- 1) Nilai temperatur permukaan T_s diperoleh pada laju aliran \dot{m}_3 dengan rata-rata nilai T_s 48,44°C. Berikutnya pada laju aliran fluida \dot{m}_2 dengan rata-rata nilai T_s 50,48°C dan ketiga laju aliran fluida \dot{m}_1 dengan rata-rata nilai T_s 53,26°C.
- 2) Nilai rata-rata temperatur fluida (T_f) yang diperoleh laju aliran \dot{m}_3 dengan rata-rata nilai T_f 29,95°C, kemudian laju aliran \dot{m}_2 rata-rata temperatur fluida (T_f) 30,57°C. Ketiga laju

aliran \dot{m}_1 rata-rata nilai T_f yang diperoleh 33,26°C.

- 3) Kinerja termal untuk nilai koefisien perpindahan kalor (h) pada laju aliran \dot{m}_3 masih lebih baik jika dibandingkan laju aliran \dot{m}_1 dan \dot{m}_2 . Nilai rata-rata h pada \dot{m}_3 yaitu 1,32 kW/m².K. Untuk \dot{m}_2 diperoleh rata-rata nilai h 1,23 kW/m².K. Laju aliran \dot{m}_1 diperoleh rata-rata nilai h 1,22 kW/m².K.

5. Ucapan Terimakasih

Ucapan terimakasih diberikan 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. Penelitian ini didanai oleh Hibah Penelitian Departemen Teknik Mesin dan Industri Fakultas Teknik UGM tahun 2021.

6. Daftar Pustaka

- [1] Osman, O. S., El-Zoheiry, R. M., Elsharnoby, M., dan Nada, S. A. (2021). Performance enhancement and comprehensive experimental comparative study of cold plate cooling of electronic servers using different configurations of mini-channels flow. *Alexandria Engineering Journal*, 60 (5), 4451–4459.
- [2] Alshaer, W. G., Rady, M. A., Nada, S. A., Palomo Del Barrio, E., and Sommier, A. (2017). An experimental investigation of using carbon foam–PCM–MWCNTs composite materials for thermal management of electronic devices under pulsed power modes. *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, 53(2), 569–579.
- [3] Khattak, Z., dan Ali, H. M. (2019). Air cooled heat sink geometries subjected to forced flow: A critical review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 130, 141–161.
- [4] He, Z., Yan, Y., dan Zhang, Z. (2021). Thermal management and temperature uniformity enhancement of electronic devices by micro heat sinks: A review. *Energy*, 216, 119223.
- [5] Yue, Q. L., He, C. X., Wu, M. C., & Zhao, T. S. (2021). Advances in thermal management systems for next-generation power batteries. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 181, 121853.
- [6] Imran, A. A., Mahmoud, N. S., dan Jaffal, H. M. (2018). Numerical and experimental investigation of heat transfer in liquid cooling serpentine mini-channel heat sink with different new configuration models. *Thermal Science and Engineering Progress*, 6, 128–139.
- [7] Jaffal, H. M., Freegah, B., Hussain, A. A., dan Hasan, A. (2021). Effect of the fluid flow fragmentation on the hydrothermal performance enhancement of a serpentine mini-channel heat sink. *Case Studies in Thermal Engineering* 24, 100886.