

Bab V

Pendinginan Terbatas di Dalam Rumah Tanaman

Pengendalian lingkungan dapat meliputi beberapa parameter lingkungan, seperti cahaya, suhu, kelembaban, konsentrasi CO₂, dan sebagainya. Untuk kondisi di kawasan yang beriklim tropika basah, pengendalian suhu udara sangatlah penting. Pengendalian suhu udara secara aktif membutuhkan biaya operasional yang besar. Hal ini membutuhkan peralatan dan energi listrik dalam pengoperasiannya. Peralatan pengendalian lingkungan tersebut beroperasi dengan atau tanpa bantuan operator. Pemilihan tingkat kecanggihan sistem pengendalian lingkungan tergantung kepada parameter yang dikendalikan, umur ekonomis sistem pengendali, dan biaya yang dikeluarkan.

Kondisi lingkungan di sekitar tanaman perlu dijaga agar selalu mendekati keadaan optimum bagi pertumbuhan tanaman. Untuk itu diperlukan metode pengendalian lingkungan yang efektif untuk rumah tanaman tersebut. Hal yang sama juga sangat diperlukan untuk rumah tanaman di kawasan yang beriklim tropika basah. Namun, metode pengendalian lingkungan untuk rumah tanaman di kawasan yang beriklim tropika basah masih belum banyak dikembangkan. Hal ini disebabkan sulitnya menurunkan suhu udara di dalam rumah tanaman pada kondisi radiasi matahari sangat besar. Bila digunakan pendingin mekanik untuk menurunkan suhu udara di dalam rumah tanaman maka dibutuhkan

energi yang sangat besar. Menurut Kozai *et al.* (1985), beban pendinginan yang dibutuhkan untuk menurunkan suhu udara di dalam rumah tanaman secara keseluruhan sampai 6°C di bawah suhu udara di luar dapat mencapai 0.3 MJ/m². Bahkan untuk menjaga suhu udara 24°C pada siang hari dan 15°C pada malam hari di dalam rumah tanaman yang dilengkapi dengan *shading materials*, diperlukan energi listrik sekitar 31 MJ/m² setiap harinya (Yamano *et al.*, 1991).

Penggunaan *evaporative cooling* untuk pendinginan udara di dalam rumah tanaman tidak efektif ketika kelembaban udara di luar sangat tinggi. Hal ini karena perbedaan suhu udara bola kering dan suhu udara bola basah sangat sedikit. Ketika menurunkan suhu udara dengan penguapan terjadi juga peningkatan kelembaban udara yang dapat menyebabkan peningkatan pertumbuhan jamur.

Zone cooling telah dikembangkan sejak dekade tahun 1990-an sebagai alternatif pengendalian suhu udara di dalam rumah tanaman ketika suhu dan kelembaban udara tinggi (Suhardiyanto, 1994). Dalam *zone cooling*, penurunan suhu dilakukan secara terbatas dengan mengalirkan udara dingin ke sekitar tanaman atau mengalirkan larutan nutrisi yang didinginkan ke daerah perakaran. Meskipun suhu udara di dalam rumah tanaman tinggi, tetapi apabila suhu di daerah perakaran dapat dipertahankan cukup rendah, maka pertumbuhan tanaman akan cukup baik. Matsuoka dan Suhardiyanto (1992) melaporkan bahwa tanaman tomat dengan suhu daerah perakarannya dipertahankan pada tingkat 21 sampai 23°C ternyata tumbuh jauh lebih baik dalam sistem *Nutrient Film Technique* (NFT)

dibandingkan dengan yang berada pada tingkat suhu 25°C sampai 27°C. Suhu daerah perakaran yang lebih rendah walaupun beberapa derajat tersebut ternyata sangat membantu pertumbuhan tanaman tomat. Dalam budidaya tanaman secara hidroponik, pendinginan larutan nutrisi lebih tepat dibandingkan dengan pendinginan udara. Panas jenis air lebih tinggi daripada udara sehingga larutan yang didinginkan akan bertahan berada pada suhu rendah lebih lama dibandingkan dengan udara.

Walaupun suhu udara di bagian atas rumah tanaman tinggi, selama suhu zona tanaman cukup rendah maka pertumbuhan tanaman diharapkan tidak terganggu. Dalam konsep *zone cooling* atau pendinginan terbatas, ventilasi alamiah dapat didayagunakan karena metode pendinginan ini tidak ditujukan untuk mendinginkan seluruh volume udara di dalam rumah tanaman. Pendinginan terbatas hanya mendinginkan zona di sekitar tanaman. Rumah tanaman tidak perlu dalam keadaan kedap terhadap lingkungan sekitarnya. Dengan demikian, energi yang diperlukan lebih sedikit dibandingkan dengan energi untuk mendinginkan seluruh volume udara dalam rumah tanaman.

5.1. Pengaliran Udara Dingin ke Zona Tanaman

Suhardiyanto dan Matsuoka (1992) melaporkan pengembangan sistem pendinginan terbatas yang menggunakan *spot cooler* (9.8 kW) untuk menghembuskan udara dingin melalui pipa distribusi ke zona tanaman *spinach* di dalam sebuah rumah tanaman tipe *curved*. Walaupun suhu udara maksimum yang disarankan untuk budidaya tanaman *spinach* adalah 25°C, dalam

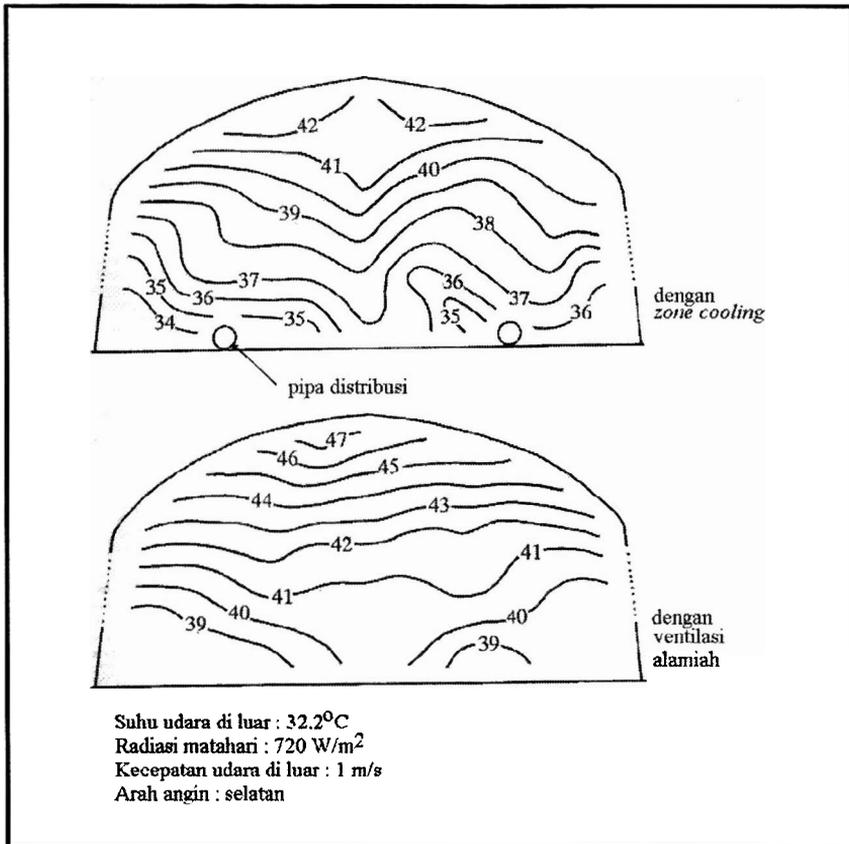
penelitian tersebut dicoba untuk menggunakan suhu udara maksimum 30°C dalam algoritma pengendalian suhu udara secara minimum. Hal ini dilakukan untuk mendapatkan gambaran kinerja sistem pendinginan terbatas dalam pengendalian lingkungan untuk budidaya *spinach* di dalam rumah tanaman pada musim panas.

Dalam percobaan tersebut, *spot cooler* diaktifkan bila suhu udara di zona tanaman turun menjadi 27°C. Tujuan utamanya bukanlah untuk menjaga suhu udara di dalam rumah tanaman berada pada derajat suhu yang tetap, melainkan agar suhu udara di sekitar tanaman dapat mendekati kondisi optimum pertumbuhannya. Dengan demikian, pengendalian suhu udara bagi pertumbuhan optimal tanaman dapat dilakukan dengan energi yang kecil.

Hasil percobaan menunjukkan bahwa pada rumah tanaman yang dilengkapi dengan sistem pendinginan terbatas, suhu udara harian maksimum di zona tanaman yang didinginkan ternyata 2 sampai 6°C lebih rendah dibandingkan dengan suhu udara di atas zona tanaman. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 5.1. Perbedaan suhu udara antara zona tanaman dengan zona di atasnya pada rumah tanaman yang tidak dilengkapi dengan sistem pendinginan terbatas dan hanya memanfaatkan ventilasi alamiah, kurang lebih sama.

Gambar 5.1 memperlihatkan pola distribusi suhu udara di dalam rumah tanaman yang dilengkapi dengan sistem pendinginan terbatas cenderung lebih bervariasi dibandingkan dengan yang hanya memanfaatkan ventilasi alamiah. Hal ini terutama karena adanya aliran udara dingin ke zona tanaman yang mengakibatkan

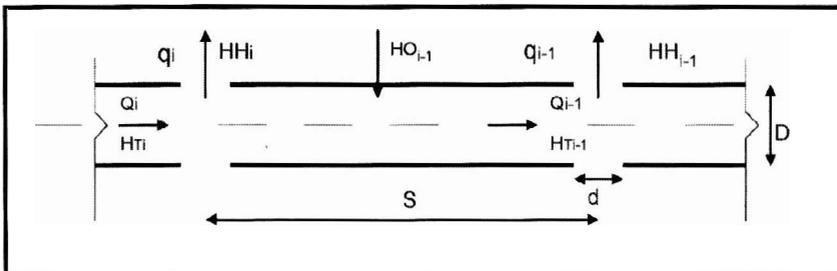
pergerakan udara di dalam rumah tanaman.



Gambar 5.1. Distribusi suhu udara (°C) di dalam rumah tanaman (Suhardiyo dan Matsuoka, 1992).

Pada waktu radiasi matahari mencapai 18 MJ/m² hari, suhu udara di zona tanaman dalam rumah tanaman yang dilengkapi dengan sistem pendinginan terbatas tercatat 30.4 sampai 36.8°C. Pada waktu yang sama, suhu udara di zona tanaman dalam rumah tanaman yang hanya memanfaatkan ventilasi alamiah tercatat 32.0 sampai 39.0°C.

Keseragaman aliran udara dingin pada seluruh lubang pipa distribusi menjadi ukuran yang sangat penting dalam menyatakan kinerja sistem distribusi udara dingin. Untuk itu, debit dan suhu udara yang keluar melalui lubang pada dinding sebelah kanan dan kiri pipa distribusi telah dianalisis dengan prinsip-prinsip perpindahan panas dan mekanika fluida. Analisis dapat lebih mudah dilakukan dengan melakukan kajian keseimbangan panas dalam sebuah *section* antara dua lubang yang bersebelahan hulu-hilir. Skema aliran udara dan pindah panas dalam sebuah *section* disajikan dalam Gambar 5.2.



Gambar 5.2. Skema aliran udara dan pindah panas dalam pipa distribusi yang berlubang (Suhardiyanto dan Matsuoka, 1994).

Asumsi yang digunakan dalam analisis distribusi udara dingin sepanjang pipa adalah:

1. Debit udara yang keluar melalui lubang tetap sepanjang waktu dan udara tidak mampat.
2. Perubahan massa jenis udara sepanjang pipa akibat perubahan suhu diabaikan.
3. Pipa distribusi diletakkan benar-benar dalam keadaan horizontal.

Persamaan kontinuitas aliran udara diantara dua lubang yang bersebelahan hulu-hilir untuk setiap *section* pipa distribusi seperti dalam Gambar 5.2 adalah

$$Q_i - q_i - Q_{i-1} = 0 \quad (5.1)$$

dimana Q_i dan Q_{i-1} adalah laju aliran udara (m^3/s) di dalam pipa pada *section* ke i dan ke $i-1$, q_i adalah laju aliran udara yang keluar dari kedua lubang keluaran pada *section* ke i yang dianalisis. Nilai q_i dihitung dengan Persamaan Rawn sebagai berikut :

$$q_i = 2 C d_i A_h \sqrt{2 E_i g_c / \rho} \quad (5.2)$$

dimana $C d_i$ adalah *coefficient of discharge* laju aliran udara yang keluar dari lubang keluaran ke i , A_h adalah luas penampang sebuah lubang keluaran (m^2), E_i adalah tekanan total pada lubang keluaran ke i (Pa), g_c adalah faktor konversi = $1.0 \text{ kgm}/(\text{N.s}^2)$, dan ρ adalah massa jenis udara (kg/m^3). Karena arah keluarnya udara tidak selalu tegak lurus terhadap bidang lubang keluaran dan bahkan berbeda-beda sepanjang pipa maka nilai $C d_i$ juga berbeda-beda.

Nilai *coefficient of discharge* ($C d_i$) tergantung pada beberapa variable, diantaranya yang terpenting adalah β_i , yaitu perbandingan *velocity pressure* terhadap tekanan total pada lubang keluaran. Besarnya nilai $C d_i$ ini sepanjang pipa adalah tidak tetap, melainkan semakin berkurang sejalan dengan bertambahnya *velocity pressure*. Nilai $C d_i$ dapat dihitung secara empiris dengan Persamaan Vigander sebagai berikut :

$$C d_i = 0.675 - 0.455\beta_i + 0.716\beta_i^2 - 0.936\beta_i^3 \quad (5.3)$$

dimana β_i diperoleh dari persamaan berikut:

$$\beta_i = \frac{\rho v_i^2}{2 E_i} \quad (5.4)$$

dimana v_i adalah kecepatan udara rata-rata di dalam pipa distribusi pada lubang keluaran (m/s).

Tekanan yang hilang akibat gesekan di dalam pipa antara dua lubang keluaran yang bersebelahan hulu-hilir dihitung dengan persamaan Darcy-Weisbach sebagai berikut:

$$P_i = \frac{\lambda_i \rho v_i^2 S}{2 D} \quad (5.5)$$

dimana P_i adalah tekanan yang hilang akibat gesekan di dalam *section* pipa (Pa), λ_i adalah faktor gesekan di dalam *section* pipa, S adalah panjang *section* pipa yang dianalisis atau jarak antar lubang keluaran yang bersebelahan hulu-hilir (m), D adalah diameter pipa (m). Koefisien gesekan pada *section* pipa ditentukan dengan persamaan Poisuille dan hubungan empiris Blassius untuk pipa halus sebagai berikut:

$$\lambda_i = \frac{64}{Re_i}, \text{ untuk } Re < 2000 \quad (5.6)$$

$$\lambda_i = \frac{0.316}{(Re_i)^{0.25}}, \text{ untuk } 2000 < Re < 100000 \quad (5.7)$$

Dimana Re adalah bilangan Reynold aliran udara pada *section* pipa. Tekanan total pada lubang keluaran $i+1$ dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$E_{i+1} = E_i + P_i \quad (5.8)$$

Dalam menentukan debit udara yang keluar dari semua lubang sepanjang pipa, perhitungan dimulai dari ujung hilir pipa. Nilai laju aliran udara di sebelah hilir dari lubang keluaran nomor 1 adalah nol. Untuk nilai q yang kecil, kecepatan udara di dalam pipa sebelah hulu dan hilir lubang keluaran adalah hampir sama. Untuk

menghitung *velocity pressure* digunakan kecepatan di hilir (v_{i-1}). Kemudian Cd_i dihitung dengan Persamaan (5.3) dan (5.4). Untuk memulai perhitungan tersebut, nilai awal tekanan total dimulai dari lubang nomor 1 dari ujung hilir. Selanjutnya, perhitungan untuk lubang keluaran di sebelah lebih hulu dilakukan menggunakan Persamaan (5.1) sampai dengan (5.8) dengan nilai subskrip i bertambah dari hilir ke hulu.

Untuk menganalisis pindah panas pada pipa distribusi diasumsikan bahwa:

1. Efek radiasi matahari terhadap suhu udara di dalam pipa diabaikan.
2. Suhu udara di dalam pipa bervariasi linear sepanjang *section* pipa yang dianalisis antara dua lubang yang bersebelahan hulu-hilir.

Keseimbangan panas *steady state* untuk setiap *section* pipa yang dianalisis antara dua lubang yang bersebelahan hulu-hilir seperti dalam Gambar 5.2 adalah sebagai berikut:

$$HT_i - HH_i + HO_{i-1} - HT_{i-1} = 0 \quad (5.9)$$

dimana HT_i adalah laju pindah panas aliran udara pada pipa (W), HH_i adalah laju pindah panas udara yang keluar dari kedua lubang keluaran pada *section* ke- i yang dianalisis (W), dan HO_{i-1} adalah laju pindah panas *overall* pada sepanjang dinding pipa (W). Subskrip i merupakan nomor lubang keluaran pada *section* pipa.

Nilai HT_i dan HH_i dihitung dengan persamaan-persamaan berikut:

$$HT_i = Q_i \rho C_p \theta_i \quad (5.10)$$

$$HH_i = q_i \rho C_p T_i \quad (5.11)$$

dimana C_p adalah panas jenis udara (J/kg) dan T_i adalah suhu aliran udara di dalam pipa ($^{\circ}\text{C}$). Setelah nilai Q_i dan q_i sepanjang pipa dihitung dengan Persamaan (5.1) sampai dengan (5.8), nilai suhu udara T_i dan HO_{i-1} , di semua lubang keluaran dapat dihitung dengan Persamaan (5.9) sampai dengan (5.11).

Keseragaman debit aliran udara yang keluar melalui lubang keluaran sepanjang pipa distribusi dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$U_q = 100(1 - \sum_{i=1}^n |\bar{q} - q_i| / (n\bar{q})) \quad (5.12)$$

dimana U_q adalah keseragaman debit aliran udara (%), \bar{q} adalah nilai rata-rata q_i , n adalah jumlah total lubang keluaran. Persamaan (5.12) juga digunakan untuk menghitung keseragaman suhu udara yang keluar dari lubang sepanjang pipa distribusi dengan cara mengganti q dengan θ .

Keseragaman debit aliran udara yang keluar melalui pipa distribusi dapat dicapai dengan perbandingan luas lubang keseluruhan dan luas penampang pipa yang tepat. Suhardiyanto dan Matsuoka (1992) menyatakan bahwa perbandingan luas lubang keseluruhan dan luas penampang pipa yang optimum adalah 0.6. Mereka juga melaporkan bahwa sepanjang 10% terakhir mendekati ujung hilir pipa distribusi dalam percobaan tersebut, terjadi peningkatan suhu udara yang cukup tajam. Perbandingan tekanan statik dan suhu udara pada posisi masing-masing lubang sepanjang pipa distribusi antara hasil prediksi dan hasil pengukuran menunjukkan bahwa hasil prediksi cukup akurat. Dengan demikian, serangkaian persamaan pindah panas dan

mekanika fluida yang digunakan dalam prediksi debit dan suhu udara yang keluar dari lubang sepanjang pipa distribusi dapat digunakan sebagai landasan perancangan pipa distribusi udara dingin dalam sistem pendinginan terbatas tersebut.

5.2. Pendinginan Larutan Nutrisi

Pada budidaya tanaman secara hidroponik substrat, larutan nutrisi dapat diberikan secara otomatis (Suhardiyanto *et al.*, 2006a). Selain itu, larutan nutrisi dapat didinginkan sebelum dialirkan ke daerah perakaran tanaman (Suhardiyanto *et al.*, 2007c). Pendinginan larutan nutrisi dapat juga diterapkan pada budidaya tanaman secara hidroponik dengan NFT (Matsuoka dan Suhardiyanto, 1992 dan Matsuoka *et al.*, 1992).

Pendinginan larutan nutrisi bertujuan untuk menjaga suhu daerah perakaran tanaman cukup rendah walaupun suhu udara tinggi pada siang hari. Selain hemat energi, mendinginkan larutan nutrisi ketika cuaca cerah lebih efektif dibandingkan dengan mendinginkan udara. Panas jenis larutan nutrisi lebih tinggi dibandingkan dengan udara, sehingga sekali larutan nutrisi didinginkan, suhunya akan bertahan pada tingkat cukup rendah dalam waktu yang lebih lama. Pendinginan daerah perakaran tanaman dengan cara mendinginkan larutan nutrisi dapat dilakukan dengan menggunakan unit pendingin atau dengan cara meletakkan tangki larutan nutrisi di dalam tanah.

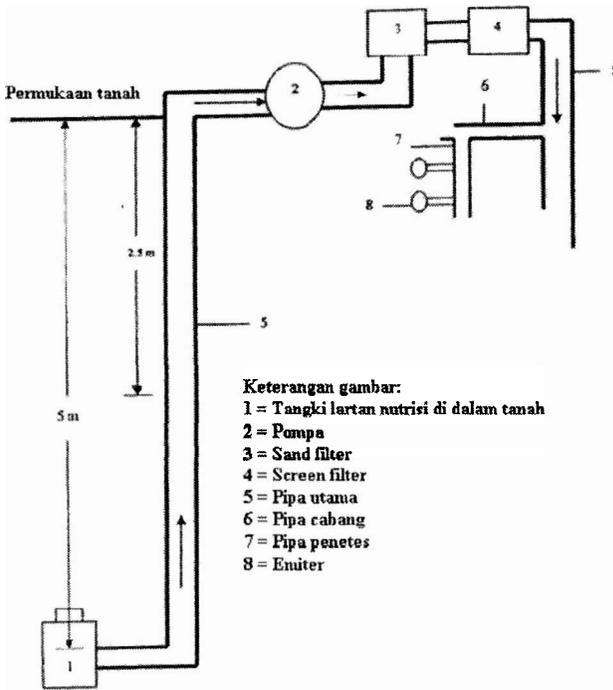
Pendinginan larutan nutrisi menggunakan unit pendingin dapat dilakukan dengan cara mengalirkan larutan nutrisi melalui evaporator unit pendingin, menggunakan bak pendingin



konvensional, maupun dengan memasukkan evaporator unit pendingin ke dalam bak larutan nutrisi. Ketiga cara di atas pada prinsipnya sama, yaitu mengupayakan terjadinya perpindahan panas dari larutan nutrisi.

Proses perpindahan panas terjadi dari larutan nutrisi ke dalam refrigeran yang mengalami perubahan fase dalam siklus tertutup sistem pendinginan. Larutan nutrisi yang suhunya sudah cukup rendah kemudian dialirkan ke bedeng-bedeng tanaman. Selama berada di dalam bedeng tanaman, larutan nutrisi akan menerima panas yang berasal dari akar tanaman, dari dinding saluran atau bak dan dari udara di atas larutan nutrisi tersebut. Semakin jauh mengalir menuju bak penampung suhu larutan nutrisi semakin tinggi. Di dalam bak penampung ini larutan nutrisi didinginkan kembali. Demikian seterusnya proses ini berjalan sebagai sebuah siklus.

Larutan nutrisi dapat didinginkan dengan memanfaatkan kondisi di dalam tanah yang suhunya lebih rendah dibandingkan dengan di atas tanah, yaitu dengan menempatkan tangki larutan nutrisi di dalam tanah (Gambar 5.3). Hal ini diharapkan dapat menurunkan suhu larutan nutrisi sebelum dialirkan ke daerah perakaran dengan biaya rendah. Sistem ini hanya memerlukan energi untuk memompa larutan nutrisi dan bukan energi untuk mendinginkannya. Pendinginan dilakukan melalui proses pindah panas di dalam tanah. Energi yang diperlukan untuk memompa larutan nutrisi jauh lebih rendah dibandingkan dengan energi yang diperlukan untuk mendinginkan larutan nutrisi. Dengan demikian, biaya operasional sistem hidroponik ini dapat ditekan.



Gambar 5.3. Pendinginan larutan nutrisi dengan peletakan tangki di dalam tanah (Suhardiyanto *et al.*, 2007c).

Karena adanya gradien suhu maka terjadi proses pindah panas dari larutan nutrisi yang suhunya lebih tinggi di dalam tangki ke tanah di sekitar tangki yang suhunya lebih rendah. Suhardiyanto *et al.* (2007c) melaporkan bahwa penempatan tangki air di dalam tanah dan di atas tanah telah menyebabkan suhu air di dalamnya pada hari cerah berbeda antara 1.2 sampai 2.7°C. Air dari tangki yang ditempatkan di dalam tanah dipompa sehingga mengalir melalui pipa vertikal di dalam tanah. Karena lingkungan di sekitar tangki dalam tanah cenderung suhunya rendah maka suhu air tersebut juga rendah. Selama mengalir melalui pipa utama vertikal,

suhu air tersebut mengalami kenaikan. Selanjutnya, air tersebut masuk ke dalam pipa lateral pada jaringan irigasi tetes di dalam rumah tanaman dan keluar dari emiter pada jaringan irigasi tetes. Suhardiyanto *et al.* (2007c) melaporkan bahwa suhu air yang keluar dari emiter dalam jaringan irigasi tetes dengan penempatan tangki di dalam tanah tercatat 0.1 sampai 5.1° C lebih rendah dibandingkan dengan suhu air yang keluar dari emiter dalam jaringan irigasi tetes dengan penempatan tangki di atas tanah. Tentu saja, suhu air yang keluar dari emiter berubah sesuai dengan pola perubahan radiasi matahari dan suhu udara di dalam rumah tanaman sepanjang hari.

Rancangan sistem pendinginan terbatas dengan penempatan tangki larutan nutrisi di dalam tanah pada sistem hidroponik ini akan mudah dilakukan jika perilaku pindah panas sepanjang pipa dapat diketahui. Hal ini dapat dikaji melalui analisis termal yang menggunakan prinsip pindah panas dan mekanika fluida. Analisis termal tersebut meliputi aliran air yang melalui pipa vertikal di dalam tanah pada beberapa kedalaman sampai di permukaan tanah dengan beberapa asumsi untuk mempermudah perhitungan. Di dalam analisis tersebut, perpindahan panas yang terjadi hanya melalui proses konveksi dan konduksi dengan batas sistem adalah dinding luar pipa, sehingga proses perpindahan panas hanya terjadi antara larutan nutrisi, dinding pipa bagian dalam dan dinding pipa bagian luar, serta terjadi pada satu dimensi dan dalam keadaan tunak atau *steady*.

Keseimbangan panas yang terjadi pada sistem seperti dalam Gambar 5.3 secara sederhana dapat dituliskan sebagai

berikut:

$$Q_{in} - Q_{out} = Q_{stored} \quad (5.13)$$

dimana Q_{in} adalah jumlah panas yang masuk ke dalam sistem (Watt), Q_{out} adalah jumlah panas yang keluar dari sistem (Watt) dan Q_{stored} adalah jumlah panas yang tersimpan dalam sistem (Watt). Panas yang disimpan oleh air selama mengalir dalam pipa dinyatakan dengan persamaan

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (5.14)$$

dimana Q adalah jumlah panas yang tersimpan di dalam air (Watt), \dot{m} adalah laju aliran massa (kg/s), C_p adalah panas jenis (J/kg.K), dan ΔT adalah perbedaan suhu ($^{\circ}\text{C}$).

Selanjutnya Persamaan (5.13) dapat dikembangkan menjadi:

$$\dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) = UA \left(\frac{(T_d - T_{in}) - (T_d - T_{out})}{\ln \left(\frac{(T_d - T_{in})}{(T_d - T_{out})} \right)} \right) \quad (5.15)$$

dimana T_{out} adalah suhu air yang keluar dari pipa vertikal atau berada pada posisi permukaan tanah ($^{\circ}\text{C}$), T_{in} adalah suhu air yang masuk kedalam pipa vertikal atau pada posisi tangki di dalam tanah ($^{\circ}\text{C}$), T_d adalah suhu dinding pipa bagian luar ($^{\circ}\text{C}$), U adalah *overall heat transfer coefficient* ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$), dan A adalah luas permukaan pipa (m^2). Nilai *overall heat transfer coefficient* untuk pipa bentuk silinder dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$U = \frac{1}{\left(\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h} \right) + \left(\frac{A_o \ln \left(\frac{R_o}{R_i} \right)}{2\pi k L} \right) + \left(\frac{1}{h} \right)} \quad (5.16)$$

dimana A_o adalah luas penampang bagian luar (m^2), A_i adalah luas penampang bagian dalam (m^2), h adalah koefisien pindah panas konveksi ($W/m^2.K$), R_o adalah jari-jari luar pipa (m) dan R_i adalah jari-jari dalam pipa (m).

Besarnya koefisien konveksi antara dinding pipa dan air (h) diperoleh dari rumus:

$$h = \frac{k_a \cdot Nu}{D_h} \quad (5.17)$$

dimana k_a adalah konduktivitas termal air ($W/m.K$), Nu adalah bilangan Nusselt, dan D_h adalah diameter hidrolis (m). Nilai Nu tergantung kepada Bilangan Reynold aliran tersebut.

Bilangan Reynold dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (5.18)$$

dimana Re adalah bilangan Reynold, ρ adalah kerapatan fluida (kg/m^3), v adalah kecepatan aliran fluida (m/s), dan μ adalah viskositas dinamik fluida ($Pa.s$). Aliran yang mempunyai bilangan Reynold kurang dari 2000 merupakan aliran laminer, sedangkan aliran dengan bilangan Reynold antara 2000 dan 4000 merupakan aliran transisi (peralihan dari aliran laminer ke aliran turbulen), dan aliran dengan bilangan Reynold lebih dari 4000 dikatakan sebagai aliran turbulen penuh.

Selanjutnya, Persamaan (5.15) dapat disederhanakan menjadi Persamaan (5.19) untuk menghitung suhu air yang keluar dari pipa.

$$T_{out} = T_d - \left(\frac{T_d - T_{in}}{\exp\left(\frac{U A}{\dot{m} - C_p}\right)} \right) \quad (5.19)$$

Berdasarkan persamaan-persamaan pindah panas dapat dibuat sebuah program komputer untuk memprediksi suhu air yang keluar dari pipa utama vertikal. Sebagai input terhadap program komputer tersebut dapat digunakan suhu air yang masuk dalam pipa, suhu dinding pipa, panjang pipa, laju aliran massa air, diameter luar pipa, diameter dalam pipa, dan konduktivitas termal dari pipa. Proses perhitungan dapat dilakukan jika parameter fisik dan termal air sudah diketahui. Selanjutnya, dilakukan perhitungan bilangan-bilangan non-dimensi yang menjadi ciri aliran fluida dan pindah panas, yaitu bilangan Reynold, bilangan Nusselt, dan bilangan Prandtl. Dengan demikian, koefisien konveksi antara dinding pipa dan air, *overall heat transfer coefficient*, dan suhu air yang keluar dari pipa dapat dihitung. Untuk mengetahui kinerja model matematika berdasarkan persamaan pindah panas tersebut dalam memprediksi suhu air dengan program komputer tersebut maka perlu dilakukan validasi dengan membandingkan suhu air hasil prediksi dengan hasil pengukuran.

Perbandingan suhu air hasil prediksi dengan hasil pengukuran menyatakan bahwa kinerja model matematika berdasarkan persamaan pindah panas tersebut ternyata cukup baik (Suhardiyanto *et al.*, 2007 c). Dari penelitian tersebut juga disimpulkan bahwa metode pendinginan dengan efek lingkungan

di dalam tanah dapat digunakan untuk pendinginan terbatas dengan menempatkan tangki larutan nutrisi di dalam tanah pada kedalaman tertentu. Pada kedalaman tersebut suhu tanah sudah cukup rendah tetapi air tanah belum keluar. Metoda ini merupakan metode baru untuk pendinginan larutan nutrisi pada sistem hidroponik yang hemat energi. Metode ini tidak membutuhkan energi listrik untuk mendinginkan larutan nutrisi tetapi hanya membutuhkan energi listrik untuk memompa larutan nutrisi tersebut ke atas tanah. Metode ini diharapkan dapat memecahkan masalah tingginya suhu larutan nutrisi, terutama di dataran rendah atau daerah yang suhu udaranya cukup tinggi.