

KEMAJUAN DARI PENGGUNAAN SISTEM SOLAR DESICCANT COOLING UNTUK BANGUNAN DI IKLIM TROPIS

Oleh :

Arfidian Rachman

Jurusan Teknik Mesin - Institut Teknologi Padang
E-mail : mr.arfidian.rachman@gmail.com

Abstrak

Solar desiccant cooling (SDC) memiliki potensi penghematan konsumsi energi primer sepanjang tahun dibandingkan dengan sistem penyegaran udara konvensional untuk aplikasi di iklim panas dan lembab (tropis). Evaluasi kinerja dari sistem solar desiccant cooling ini (SDC) ini dilakukan untuk bangunan pada kondisi iklim dan pembebanan yang berbeda. Alternatif penggunaan sistem penyegaran ini secara teknis layak di gunakan, dengan penghematan hingga 35,2% dari konsumsi energi primer sepanjang tahun di bandingkan dengan sistem penyegaran udara konvensional. Alternative dari penggunaan solar desiccant cooling ini rekomendasi dari penyegaran udara dengan kompresi uap-konvensional dengan desain sistem udara penuh. Sistem solar desiccant cooling ini menggunakan pengumpul radiasi matahari dengan menggunakan tabung kaca hampa udara, tipe ini di pilih karena lebih ekonomis dibandingkan dengan panel PV atau PVT.

Kata kunci : Desiccant cooling, penyegaran udara dengan energi surya, tabung kaca hampa udara

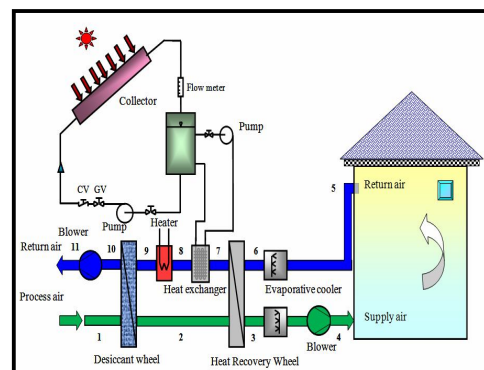
PENDAHULUAN

Menghadapi bencana-bencana di seluruh dunia akibat perubahan iklim dalam beberapa tahun terakhir ini, sangat mendesak untuk meminimalkan penggunaan bahan bakar fosil untuk pembangkit listrik, dan menggunakan energi alternative semaksimal mungkin. Hal ini penting dan efektif untuk mengurangi emisi karbon dalam kehidupan sehari-hari, dan pemakaian *air conditioning* (AC) sebagai penyegaran udara adalah satu item yang mengkonsumsi energi yang signifikan dalam bangunan. *Solar desiccant cooling* (SDC), merupakan tipe *air conditioning* yang menggunakan tenaga matahari, dengan fitur penyediaan pasokan langsung udara untuk bangunan [1,2]. Sejumlah proyek percontohan dari *air conditioning* telah dibangun untuk iklim yang berbeda [3-7]. Gambar. 1 menunjukkan diagram skematik dari SDC, komponen-komponennya terutama mencakup roda penurun kelembaban/dehumidification; desiccant wheel, penukar panas berputar (rotary heat exchanger wheel), pendinginan penguap (*evaporative cooler*), kolektor surya-tabung kaca hampa udara, tangki penyimpanan air panas, pompa air panas, kipas udara masuk dan kipas udara buang. Sebuah koil pemanas digunakan untuk menyediakan panas regenerative untuk roda penurun kelembaban, dan

jumlah air panas dimodulasi oleh katup koil pemanas.

Dasar dari *solar desiccant cooling* ini memiliki kelebihan yaitu menggunakan energi panas matahari dan peningkatan kualitas udara dalam ruangan karena adanya udara segar yang secara penuh masuk sistem.

Perancangan sistem solar desiccant cooling



Gambar. 1. Diagram skematik dari *solar desiccant cooling*.

$$\frac{\partial Y}{\partial t} + u \frac{\partial Y}{\partial z} + \alpha_1 \frac{\partial q}{\partial t} = 0 \quad (3)$$

dimana

$$\alpha_1 = \frac{f_{sg}}{2A\rho_a} \quad (4)$$

Untuk laju perpindahan massa pada *desiccant wall*,

$$\frac{\partial q}{\partial t} + \alpha_2(Y_{eq} - Y) = 0 \quad (5)$$

dimana

$$\alpha_2 = \frac{2K_y P}{f_{sg}} \quad (6)$$

Untuk kesetimbangan energi sistem,

$$\frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial z} + \alpha_3 \frac{\partial T_{sg}}{\partial t} = \alpha_4(Y - Y_{eq}) \quad (7)$$

dimana

$$\alpha_3 = \frac{f_{sg}(c_{sg} + qc_w) + f_{mat}c_{mat}}{2A\rho_a(c_a + Yc_v)} \quad (8)$$

$$\alpha_4 = \frac{K_y P \Delta H_a}{A\rho_a(c_a + Yc_v)} \quad (9)$$

Untuk laju perpindahan panas pada *desiccant wall*,

$$\frac{\partial T_{sg}}{\partial t} + \alpha_5(T_{sg} - T_a) + \alpha_6(Y_{eq} - Y) + \alpha_7(Y_{eq} - Y)(T_a - T_{sg}) = 0 \quad (10)$$

dimana

$$\alpha_5 = \frac{2hL_p}{f_{sg}(c_{sg} + qc_w) + f_{mat}c_{mat}} \quad (11)$$

$$\alpha_6 = \frac{2K_y L_p \Delta H_a}{f_{sg}(c_{sg} + qc_w) + f_{mat}c_{mat}} \quad (12)$$

$$\alpha_7 = \frac{2K_y L_p c_v}{f_{sg}(c_{sg} + qc_w) + f_{mat}c_{mat}} \quad (13)$$

$$h = \frac{Nu_a k_a L_p}{4A} \quad (14)$$

$$K_y = \rho_a \frac{Sh_a DL_p}{4A} \quad (15)$$

$$D = \frac{2.256}{P_a} \left(\frac{T_a + 273.13}{256} \right)^{1.81} \quad (16)$$

Menurut dari San [11], *heat adsorption*

ΔH_a

dapat dihitung dari:

$$\Delta H_a = \Delta H_v(1 + 0.2843e^{-10.28q}) \quad (17)$$

Kesetimbangan rasio kelembaban Y_{eq} adalah rasio kesetimbangan kelembaban dari udara dengan desiccant material, dan dapat dihitung dengan:

$$Y_{eq} = \frac{0.62188RH_{eq}}{P_a/P_{sv} - RH_{eq}} \quad (18)$$

Kesetimbangan kelembaban relatif RH_{eq} di berikan oleh Pesaran dan Mills [12,13]

$$RH_{eq} = 0.0078 - 0.05759q + 24.16554q^2 - 124.78q^3 + 204.226q^4 \quad (19)$$

Dan tekanan uap jenuh dari air dapat dihitung dari persamaan Antonine yaitu:

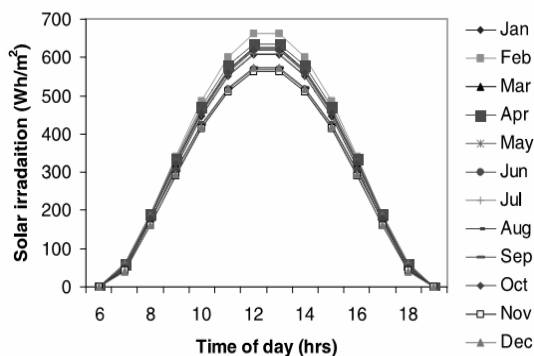
$$P_{sv} = \exp \left(23.196 - \frac{3816.44}{T_{sg} - 46.13} \right) \quad (20)$$

Kinerja dinamik dari roda pengering ditentukan melalui derivatif di persamaan. (3), (5), (7) dan (10), yang digantikan oleh ekspresi beda hingga dan diselesaikan secara implisit dengan menggunakan metode iterasi Gauss-Seidel untuk setiap langkah waktu. Saluran udara dibagi menjadi berbagai segmen panjang, dan perpindahan panas dan massa dihitung persegmen-segmen. Untuk meningkatkan stabilitas dan konvergensi iterasi, empat persamaan diferensial dibagi menjadi dua kelompok: pers. (3) dan (5) kelompok pertama; pers. (7) dan (10) yang kedua. Setiap kelompok kemudian

diselesaikan secara bergantian dengan menggunakan metode inversi matriks langsung sampai konvergensi dicapai.

Rincian dan parameter dari sistem simulasi

Ketentuan dan keuntungan jadwal panas internal didasarkan pada praktek desain lokal. Laju aliran udara segar ditentukan berdasarkan 10 liter/orang. Kondisi desain dalam bangunan adalah 25,5 °C dan 60% RH dan kondisi desain luar bangunan adalah 32,8 °C dan 81% RH. Data sepanjang tahun cuaca mengikuti Tahun Meteorologi Khas Malaysia [12]. Gambar. 3 menunjukkan profil tahunan iradiasi matahari total, dimana bulan Februari merupakan puncak dan terendah pada bulan November. Menurut desain beban sensibel dan laten dari zona gedung perkantoran diperkirakan menjadi 19 kW dan 1 kW berturut-turut.



Gambar.3 . Rata-rata radiasi matahari bulanan per jam pada permukaan horizontal.

Tabel 1. Rancangan data umum dari Solar Desiccant Cooling system

Parameter	SDCS
General	
Cooling load handled by desiccant cooling (kW)	17,56
Heating coil capacity (kW)	1,5
Regeneration temperature for desiccant wheel (°C)	80
Entering hot water temperature (°C)	90
Fresh air stream	
Fresh air mass flow rate (kg s ⁻¹)	2,36
Fresh air fan head (Pa)	70
Fresh air fan efficiency	70%
Exhaust air stream	
Exhaust air mass flow rate (kg s ⁻¹)	2,36
Exhaust air fan head (Pa)	70
Exhaust air fan efficiency	70%
Overall heat transfer value of heating coil (kW K ⁻¹)	9,72
Rotary heat exchanger	
Temperature effectiveness of rotary heat exchanger	0,8
Rotary heat exchanger power consumption (kW)	0.19
Hot water system	
Hot water mass flow rate (kg s ⁻¹)	1,92
Hot water pump head (kPa)	60
Hot water pump efficiency	60%
Desiccant water pump flow rate (kg s ⁻¹)	1,92
Desiccant water pump head (kPa)	44
Desiccant water pump efficiency	60%

Tabel. 2. Parameter kunci dari simulasi kolektor surya

Parameter	Value
Evacuated tubes	
Intercept of collector efficiency curve	0.84
Negative of first order efficiency coefficient (Wm ⁻² K ⁻¹)	2.02
Negative of second order efficiency coefficient (Wm ⁻² K ⁻²)	0.0046

Table. 3. Data rancangan dari *Desiccant Wheel*

Parameter	SDCS
Specific heat capacity of air ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	1,005
Specific heat capacity of metal ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	0,9
Specific heat capacity of silica gel ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	0,921
Specific heat capacity of liquid water ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	
Specific heat capacity of water vapour ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	4,19
Specific latent heat of vaporization of water (kJ kg^{-1})	
Thermal conductivity of air ($\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$)	2,028
Density of air (kgm^{-3})	
Mass per unit length of matrix material in desiccant wheel (kgm^{-1})	2400
Mass per unit length of silica gel in desiccant wheel (kgm^{-1})	0,00321
Half height of air channel (m)	1,2
Half width of air channel (m)	0,003
Nusselt number of air	0,005
Sherwood number	0,25
Air pressure (Pa)	0,25
Outer diameter of desiccant wheel (m)	2,45
Effective area ratio of desiccant wheel	2,45
Fraction of wheel area for regeneration	101325
Width of desiccant wheel (m)	
Desiccant wheel speed (rph)	0,5
Number of discretization segments along the air channel length	0,744
Number of time steps for one revolution of the desiccant wheel	0,5
Desiccant wheel power consumption (kW)	0,2
	12
	20
	360
	0,186

HASIL DAN DISKUSI

Indikator kinerja

Dalam studi ini, indikator kinerja digunakan untuk mengevaluasi *solar desiccant cooling*, termasuk fraksi surya SF, koefisien kinerja COP, dan total konsumsi energi primer E_p . SF menunjukkan proporsi sumbangan energi matahari pada total energi yang dibutuhkan untuk mendorong sistem penyegaran surya. Karena sifat intermiten energi surya, jumlah input energi umumnya ditambah dengan ketentuan tambahan. Dengan sifat hibrida alternatif sistem, fraksi sesuai SF_{hyb} surya didefinisikan sebagai berikut:

$$SF_{hyb} = \frac{Q_{solar}}{Q_{solar} + Q_{aux}} \quad (21)$$

dimana Q_{solar} adalah perolehan dari energi surya dari kolektor surya (kW) dan Q_{aux} masukan dari penyediaan energi tambahan (kW).

Dalam studi ini, Q_{solar} tergantung pada jenis kolektor surya yang digunakan. Dalam hal ini

panas matahari di kumpulkan oleh tabung kaca yang hampa udara. Sedangkan, Q_{aux} terkait dengan jenis energi tambahan yang diperlukan oleh sistem. Untuk efektivitas desiccant cooling, koefisien kinerja dari COP_{dec} desiccant cooling digunakan. Definisi COP_{dec} harus dibedakan antara SDC dasar dan sistem hybrid. Perbedaan entalpi dalam dua kasus tidak sama karena adanya perbedaan aliran udara.

$$COP_{dec} = \frac{m_{fa}(h_{fa} - h_{sa})}{Q_{regen}} \quad (22)$$

dimana

- m_{fa} laju aliran massa udara masuk (kg/s)
- h_{fa} entalphi spesifik udara masuk (kW/kg)
- h_{sa} entalphi spesifik udara masuk sistem (kW/kg)
- h_{pa} entalphi spesifik udara melewati *heat recovery wheel* (kW/kg)
- Q_{regen} panas masuk untuk regenerasi (kW)

Solar hybrid desiccant sistem didefinisikan atas, E_p :

$$E_p = \frac{E_e}{\eta_e} + \frac{E_g}{\eta_g} \quad (23)$$

Dimana :

- E_e konsumsi energi listrik(kWh)
- E_g konsumsi energi gas (kWh)
- $\square_e$ efisiensi energi energi listrik diubah menjadi energi primer
- $\square_g$ efisiensi energi untuk energi gas diubah menjadi energi primer

Dalam studi ini nilai $\square_e$ dan $\square_g$ adalah 0,33 dan 0,9 berturut-turut. Konsumsi energi primer seluruh sistem $E_{p,total}$, adalah jumlah dari konsumsi energi primer $E_{p,aux}$ dan konsumsi energi dari peralatan penunjang $E_{p,para}$

$$E_{p,total} = E_{p,aux} + E_{p,para} \quad (24)$$

$E_{p,aux}$ adalah konsumsi energi primer yang dibutuhkan untuk melengkapi kekurangan energi surya jika tidak mencukupi. Oleh karena itu Persamaan (24) dapat ditulis kembali sebagai:

$$E_{p,total} = (E_{p,cent} - E_{p,solar}) + E_{p,para} = E_{p,cent} + E_{p,para} - E_{p,solar} \quad (25)$$

Dimana,

$E_{p,cent}$ persentase konsumsi energi utama dari sistem termasuk chiller dan desiccant cooling, atau chiller saja untuk sistem konvensional(kWh)

$E_{p,solar}$ energi surya primer (kWh)

$E_{p,solar}$ yang pada dasarnya merupakan indikator kinerja yang berguna dari kolektor matahari. Untuk ketiga indikator kinerja ini digunakan untuk mengevaluasi kinerja sepanjang tahun untuk alternatif yang berbeda, SF dan COP adalah hasil waktu rata-rata, sementara E_p adalah waktu untuk keseluruhan

Perbandingan dengan sistem penyegar udara konvensional

Sistem penyegaran udara konvensional dengan fluida kerja air dan udara, konsumsi energi primer lebih kurang, sebaliknya nilai ini tidak memungkinkan. Pada Tabel 4, dapat disimpulkan bahwa *primary energy saving* dapat ditingkatkan dengan *solar desiccant cooling system* dengan siklus udara balik. SDCS mempunyai nilai $E_{p,total}$ 35.2% dan 33,6% lebih kurang dibandingkan dengan VCR. Hasil ini menunjukkan bahwa desain dari solar desiccant cooling system (SDCS) mengalami peningkatan yang signifikan dalam efisiensi energi, dan secara teknis layak untuk penyegaran udara dengan sistem udara penuh untuk daerah tropis, yang iklimnya panas dan lembab.

Tabel 4.

Sistem	Solar desiccant cooling system (SDCS)	Vapor compression refrigeration (VCR)-(conventional)
SF_{dec}	0,551	N/A
SF_{ch}	N/A	N/A
SF_{hyb}	N/A	N/A
COP_{ch}	N/A	2,86
COP_{dec}	1,058	N/A
$E_{p,total}$ (kWh)	21,052	14,604
$E_{p,cent}$ (kWh)	22,604	12,54
$E_{p,para}$ (kWh)	12,280	6,76
$E_{p,solar}$ (kWh)	13,832	N/A

KESIMPULAN

Untuk bangunan kantor di iklim tropis, solar desiccant cooling sistem sangat potensial sekali untuk penghematan konsumsi energi primer di bandingkan dengan sistem penyegaran udara konvensional(kompresi uap). Dalam studi ini dapat dipertimbangkan untuk peningkatan kinerja dimungkinkan menggunakan sistem solar desiccant cooling dengan siklus penyegaran terpisah dimana pengaturan temperatur dan kelembaban dapat dilakukan secara terpisah, hal ini tidak dapat dilakukan pada sistem konvensional. Penggunaan pengumpul surya dengan tabung kaca yang hampa udara akan memberikan manfaat dalam biaya proses kerja. Dikarenakan penggunaan energi primer lebih rendah yang di gantikan oleh energi matahari. Sebagai tambahan alternative penggunaan *desiccant cooling system* lebih hemat energi di bandingkan sistem konvensional sampai 35,2%.

Pada saat ini, *solar desiccant cooling system* memiliki daya saing dalam penerapan sistem penyegaran udara, kemajuan *solar desiccant cooling* di buat layak secara teknis, melalui rancangan hybrid, yang memberikan solusi berkelanjutan untuk bangunan kantor di iklim tropis.

RUJUKAN

- [1] K.F. Fong, T.T. Chow, Z. Lin, L.S. Chan, Simulation-optimization of solar-assisted desiccant cooling system for subtropical Hong Kong, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 220–228.
- [2] N. Enteria, H. Yoshino, A. Mochida, R. Takaki, A. Satake, R. Yoshie, T. Mitamura, S. Baba, Construction and initial operation of the combined solar thermal and electric desiccant cooling system, *Solar Energy* 83 (2009) 1300–1311.
- [3] D. La, Y.J. Dai, Y. Li, R.Z. Wang, T.S. Ge, Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 130–147.
- [4] H.-M. Henning, *Solar-Assisted Air-Conditioning in Buildings. A Handbook for Planners*, Springer-Verlag Wien, New York, 2004.
- [5] N. Enteria, H. Yoshino, A. Satake, A. Mochida, R. Takaki, R. Yoshie, S. Baba, Development and construction of the novel solar thermal desiccant cooling system incorporating hot water production, *Applied Energy* 87 (2010) 478–486.
- [6] K.F. Fong, T.T. Chow, C.K. Lee, Z. Lin, L.S. Chan, Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city, *Solar Energy* 84 (2) (2010) 227–244.
- [7] K.F. Fong, T.T. Chow, Application potential of solar-assisted desiccant cooling system in sub-tropical Hong Kong, in: *Proceedings of Clima 2007 WellBeing Indoors*, Helsinki, Finland, June 2007.
- [8] TRNSYS 16, a TRaNsient SYstem Simulation program, the Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2006.
- [9] TESS Library Documentation, Thermal Energy System Specialists, 2006.
- [10] X.J. Zhang, Y.J. Dai, R.Z. Wang, A simulation study of heat and mass transfer in a honeycombed rotary desiccant dehumidifier, *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 989–1003.
- [11] J.Y. San, Heat and mass transfer in a two-dimensional cross-flow regenerator with a solid conduction effect, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 36 (1993) 633–643.
- [12] A. Zain-Ahmed, K. Sopian, M.Y.H. Othman, A.A.M Sayigh, P.N. Surendran, Daylighting as a passive solar design strategy in tropical buildings: a case study of Malaysia, *Energy Conversion and Management* 43 (2002) 1725–1736.