## 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 pengunaan sistem penyegaran ini secara teknis layak di gunakan, dengan pnghematan hingga 35,2% dari konsumsi energi primer sepanjang tahun di bandingkan dengan sistem penyegaranan udara konvensional. Alternative dari penggunaan solar desiccant cooling ini rekomendasi dari penyegaranan 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

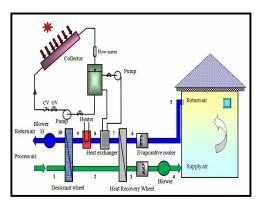
### **PENDAHULUAN**

Menghadapi bencana-bencana di seluruh dunia akibat perubahan iklim dalam beberapa tahun terakhir ini. sangat mendesak 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 tenga 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 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

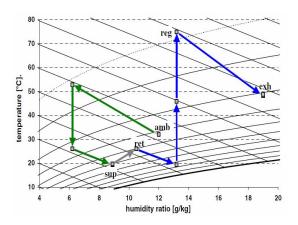
jumlah air panas dimodulasi oleh katup koil pemanas.

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

# Perancangan sistem solar desiccant cooling



Gambar. 1. Diagram skematik dari solar desiccant cooling.



Gambar. 2. Diagram T - x

Siklus dari desiccant cooling system ditunjukkan pada Gambar. 1. Berikut ini adalah proses yang dilalui oleh udara dalam sistem:

- 1 2 pasokan udara di dehumidifikasikan; proses ini hampir *adiabatic*, udara dipanaskan oleh panas *adsorpsi* dan panas matriks dari roda bersumber dari sisi regenerasi;
- 2 3 pra-penyegaranan pasokan udara dalam aliran balik udara ke udara kembali dari bangunan;
- 3 4 pendinginan evaporative udara pasokan untuk mengatur kelembaban udara yang diinginkan dengan cara humidifier:
- 4 5 suhu dan kelembaban udara pasokan meningkat adanya beban internal;
- 5 6 udara dari bangunan didinginkan dengan menggunakan evaporative cooling mendekati garis saturasi/jenuh;
- 6 7 udara balik di pra-dipanaskan melalui suatu penukar panas udara-ke-udara yang tinggi efisiensinya, misalnya, heat recovery wheel;
- 7 9 regenerasi melalui sistem kolektor panas matahari;
- 9 10 air terikat/terkumpul dalam pori-pori material *desiccant* dari *dehumidifier wheel* dan di desorbed dengan udara panas;
- 10-11 udara dibuang ke lingkungan dengan bantuan kipas.

# Simulasi dinamik untuk pengoperasian sepanjang tahun

Secara umum, komponen program simulasi ini berbasis TRNSYS [8-9]. Waktu langkah simulasi

ini adalah 6(enam) menit. Untuk melaksanakan simulasi dinamis dan efektif, komponen ini dari SDC, desiccant wheel, heat recovery wheel evaporative cooling dan penukar panas, di rancang menurut model yang terinci dan divalidasi. Pemodelan komponen ini di bahas sebagai berikut.

## Desiccant wheel (roda penurun kelembaban).

Dalam studi ini, model desiccant wheel dikembangkan oleh Zhang et al. [10] diadopsi dari silika gel yang digunakan sebagai bahan pengering. Dengan asumsiasumsi sebagai berikut dibuat:

- a. Analisa adalah pada satu dimensi, dengan mengabaikan perpindahan panas dan massa dalam arah radial dan keliling rotor.
- b. Rotor dibuat sebagai struktur sarang lebah dengan ukuran dan bentuk yang sama untuk setiap saluran udara.
- c. Bahan rotor homogen.
- d. Semua saluran udara adiabatik.
- e. Efek kapasitansi termal dan higroskopis diabaikan.
- f. Sifat termal semua bahan adalah konstan.
- g. Koefisien perpindahan panas dan massa antara aliran udara dan dinding pengering adalah konstan.

Profil kurva sinus diterapkan untuk saluran udara.

Perimeter  $L_p$  dan luas penampang A dari saluran udara diberikan oleh:

$$L_p \approx 2b + 2\sqrt{b^2 + (a\pi)^2} \left[ \frac{3 + (2b/a\pi)^2}{4 + (2b/a\pi)^2} \right]$$

dan

$$A = 2ab \tag{2}$$

Dimana a dan b adalah setengah dari tinggi dan lebar dari saluran udara Untuk setimbangan massa sistem,

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

dimana

$$\alpha_1 = \frac{f_{sg}}{2A\rho_a} \tag{4}$$

Untuk laju perpindahan massa pada desiccant wall,

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

dimana

$$\alpha_2 \frac{2K_y P}{f_{sg}} \tag{6}$$

(9)

(10)

(13)

Untuk kesetimbangan energi sistem,

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

dimana

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

$$\alpha_4 = \frac{K_y P \Delta H_a}{A \rho_a (c_a + Y c_v)}$$

Untuk laju perpindahan panas pada desiccant wall,

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

dimana

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

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

$$\alpha_7 = \frac{2K_y L_p c_v}{f_{sg}(c_{sg} + qc_w) + f_{mat} c_{mat}}$$
(12)

$$h = \frac{Nu_a k_a L_p}{4A} \tag{14}$$

$$K_{y} = \rho_{a} \frac{Sh_{a}DL_{p}}{4A} \tag{15}$$

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

dapat dihitung dari:

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

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

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

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

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

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

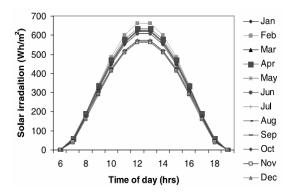
$$P_{\text{SV}} = \exp\left(23.196 - \frac{3816.44}{T_{\text{sg}} - 46.13}\right)$$
 (20)

Kinerja dinamik dari roda pengering ditentukan melalui derivatif persamaan. (3), (5), (7) dan (10), yang digantikan oleh ekspresi beda hingga dan diselesaikan secara implisit 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 segar ditentukan berdasarkan 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

General Cooling load handled by desiccant cooling (kW) Heating coil capacity (kW) Regeneration temperature for desiccant wheel (°C) Entering hot water temperature (°C) Fresh air stream Fresh air mass flow rate (kg s-1) Fresh air fan head (Pa) Fresh air fan efficiency Exhaust air stream Exhaust air stream Exhaust air fan head (Pa) Fxhaust air fan efficiency Overall heat transfer value of heating coil (kWK-1) Rotary heat exchanger Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW) Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump pefficiency Desiccant water pump flow rate (kg 1,92	Parameter	SDCS
cooling (kW)  Heating coil capacity (kW)  Regeneration temperature for desiccant wheel (°C)  Entering hot water temperature (°C)  Fresh air stream  Fresh air mass flow rate (kg s-1)  Fresh air fan head (Pa)  Fresh air fan efficiency  Exhaust air stream  Exhaust air stream  Exhaust air fan head (Pa)  Exhaust air fan head (Pa)  Fresh air fan efficiency  Overall heat transfer value of heating coil (kWK-1)  Rotary heat exchanger  Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW)  Hot water system  Hot water mass flow rate (kg s-1)  Hot water pump head (kPa)  Hot water pump head (kPa)  Hot water pump efficiency  1,5  80  9,0  0,36  70  70%  70%  70%  70%  9,72  70%  70%  70%  70%  70%  70%  70%  7	General	
Heating coil capacity (kW) Regeneration temperature for desiccant wheel (°C) Entering hot water temperature (°C) Fresh air stream Fresh air fan head (Pa) Fresh air fan efficiency Exhaust air stream Exhaust air stream Exhaust air fan head (Pa) Fresh air fan efficiency  Exhaust air fan head (Pa) Fresh air fan head (Pa) Fresh air fan efficiency  Overall heat transfer value of heating coil (kWK-1) Rotary heat exchanger Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW)  Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency  1,5 80 80 80 80 80 80 80 80 80 80 80 80 80	Cooling load handled by desiccant	17,56
Regeneration temperature for desiccant wheel (°C) Entering hot water temperature (°C) Fresh air stream Fresh air mass flow rate (kg s-1) Fresh air fan head (Pa) Fresh air fan efficiency Exhaust air stream Exhaust air stream Exhaust air fan head (Pa) Exhaust air fan head (Pa) Fresh air fan efficiency  Exhaust air fan head (Pa) Fresh air fan head (Pa) Fresh air fan efficiency  Overall heat transfer value of heating coil (kWK-1)  Rotary heat exchanger Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW)  Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency  80 80 80 80 80 80 80 80 80 80 80 80 80	cooling (kW)	
desiccant wheel (°C) Entering hot water temperature (°C) Fresh air stream Fresh air mass flow rate (kg s-1) Fresh air fan head (Pa) Fresh air fan efficiency Exhaust air stream Exhaust air mass flow rate (kg s-1) Exhaust air fan head (Pa) Exhaust air fan head (Pa) Fresh air fan head (Pa)  Exhaust air fan head (Pa) Fresh air fan head (Pa)  Exhaust air stream  Exhaust air fan head (Pa) Fresh air fan efficiency  Owerall heat transfer value of heating coil (kWK-1)  Rotary heat exchanger Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW)  Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency  60%	Heating coil capacity (kW)	1,5
Entering hot water temperature (°C) Fresh air stream Fresh air mass flow rate (kg s-1) Fresh air fan head (Pa) Fresh air fan efficiency Exhaust air stream Exhaust air mass flow rate (kg s-1) Exhaust air fan head (Pa) Exhaust air fan head (Pa) Fresh air fan head (Pa)  Exhaust air fan head (Pa) Fresh air fan head (Pa)  Exhaust air stream  Exhaust air fan head (Pa) Fresh air fan efficiency  70%  Overall heat transfer value of heating coil (kWK-1)  Rotary heat exchanger Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW)  Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency  60%	Regeneration temperature for	
Fresh air stream Fresh air mass flow rate (kg s-1) Fresh air fan head (Pa) Fresh air fan efficiency Exhaust air stream Exhaust air mass flow rate (kg s-1) Exhaust air fan head (Pa) Exhaust air fan head (Pa) Exhaust air fan efficiency Overall heat transfer value of heating coil (kWK-1) Rotary heat exchanger Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW) Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency  2,36 70 70% 2,36 70 70% 60%	desiccant wheel (°C)	80
Fresh air mass flow rate (kg s-1) Fresh air fan head (Pa) Fresh air fan efficiency  Exhaust air stream Exhaust air stream Exhaust air fan head (Pa) Exhaust air fan head (Pa) Exhaust air fan efficiency  Overall heat transfer value of heating coil (kWK-1)  Rotary heat exchanger Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW)  Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency  2,36 70 70% 2,36 70 70% 2,36 70 70% 60,8	Entering hot water temperature (°C)	90
Fresh air fan head (Pa) Fresh air fan efficiency  Exhaust air stream Exhaust air mass flow rate (kg s-1) Exhaust air fan head (Pa) Exhaust air fan head (Pa) Exhaust air fan efficiency  Overall heat transfer value of heating coil (kWK-1)  Rotary heat exchanger Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW)  Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency  70%  0,36 0,19 0,19	Fresh air stream	
Fresh air fan efficiency  Exhaust air stream  Exhaust air mass flow rate (kg s-1)  Exhaust air fan head (Pa)  Exhaust air fan efficiency  Overall heat transfer value of heating coil (kWK-1)  Rotary heat exchanger  Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW)  Hot water system  Hot water mass flow rate (kg s-1)  Hot water pump head (kPa)  Hot water pump efficiency  70%  0,8  0,8  0,19  1,92  60  Hot water pump head (kPa)  Hot water pump efficiency	Fresh air mass flow rate ( $kg s-1$ )	2,36
Exhaust air stream Exhaust air mass flow rate (kg s-1) Exhaust air fan head (Pa) Exhaust air fan efficiency Overall heat transfer value of heating coil (kWK-1) Rotary heat exchanger Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW) Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency  2,36 70 70% 0,8 0,8 0.19	Fresh air fan head (Pa)	70
Exhaust air mass flow rate (kg s-1) Exhaust air fan head (Pa) Exhaust air fan efficiency Overall heat transfer value of heating coil (kWK-1) Rotary heat exchanger Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW) Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency  2,36 70 70 70 70 70 70 9,72 0,8 0,19	Fresh air fan efficiency	70%
Exhaust air fan head (Pa) Exhaust air fan efficiency  Overall heat transfer value of heating coil (kWK-1)  Rotary heat exchanger  Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW)  Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency  70%  9,72  0,8  0.19  1,92  60%	Exhaust air stream	
Exhaust air fan efficiency  Overall heat transfer value of heating coil (kWK-1)  Rotary heat exchanger  Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW)  Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency  70% 9,72 0,8 0.19 1,92	Exhaust air mass flow rate $(kg \ s-1)$	2,36
Overall heat transfer value of heating coil (kWK-1)  Rotary heat exchanger  Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW)  Hot water system  Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency  60%	Exhaust air fan head (Pa)	70
coil (kWK-1)  Rotary heat exchanger  Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW)  Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency  60%	Exhaust air fan efficiency	70%
Rotary heat exchanger  Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW)  Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency  60%	Overall heat transfer value of heating	9,72
Temperature effectiveness of rotary heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW)  Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency  0,8 0,19 0,19 0,19 0,19	coil (kWK-1)	
heat exchanger Rotary heat exchanger power consumption (kW)  Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) Hot water pump head (kPa) Hot water pump efficiency 60%	Rotary heat exchanger	
exchanger power consumption (kW)  Hot water system  Hot water mass flow rate (kg s $-1$ ) 1,92  Hot water pump head (kPa) 60  Hot water pump efficiency 60%	Temperature effectiveness of rotary	0,8
(kW) Hot water system Hot water mass flow rate (kg s-1) 1,92 Hot water pump head (kPa) 60 Hot water pump efficiency 60%	heat exchanger Rotary heat	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%	exchanger power consumption	
Hot water mass flow rate $(kg s-1)$ 1,92 Hot water pump head $(kPa)$ 60 Hot water pump efficiency 60%	(kW)	
Hot water pump head (kPa) 60 Hot water pump efficiency 60%	Hot water system	
Hot water pump efficiency 60%	Hot water mass flow rate (kg $s-1$ )	1,92
and the state of t	Hot water pump head (kPa)	60
Desiccant water pump flow rate (kg   1,92	1 1 00 5	60%
	Desiccant water pump flow rate (kg	1,92
s-1)	s-1)	
Desiccant water pump head (kPa) 44	Desiccant water pump head (kPa)	
Desiccant water pump efficiency 60%	Desiccant water pump efficiency	60%

Tabel. 2. Parameter kunci dari simulasi kolektor surya

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

Table. 3. Data rancangan dari *Desiccant Wheel* 

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

$$SF_{hyb} = \frac{Q_{solar}}{Q_{solar} + Q_{aux}}$$
 (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.

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

dimana

 $m_{fa}$  laju aliran massa udara masuk (kg/s)

 $h_{fa}$  entalphi spesifik udara masuk (kW/kg)

h<sub>sa</sub> entalphi spesifik udara masuk sistem (kW/kg)

h<sub>pa</sub> entalphi spesifik udara melewati heat recovery wheel (kW/kg)

 $\begin{array}{c} Q_{\text{regen}} & \text{panas masuk untuk regenerasi} \\ & (kW) \end{array}$ 

*Solar hybrid desiccant* sistem didefinisikan atas, Ep:

$$E_p = \frac{E_e}{\eta_e} + \frac{E_g}{\eta_g} \tag{23}$$

Dimana:

 $\begin{array}{lll} E_e & konsumsi \ energi \ listrik(kWh) \\ E_g & konsumsi \ energi \ gas \ (kWh) \\ \Box_e & efisiensi \ energi \ energi \ listrik \\ & diubah \ menjadi \ energi \ primer \\ \Box_g & efisiensi \ energi \ untuk \ energi \ gas \\ & diubah \ menjadi \ energi \ primer \end{array}$ 

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

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

E<sub>p,aux</sub> adalah konsumsi energi primer yang dibutuhkan untuk melengkapi kekurangan energi surya jika tidak mencukupi. Oleh karena itu Persamaan (24) dapat ditulis kembali sebagai:

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

Dimana,

E<sub>p,solar</sub> 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, sabaliknya nilai ini tidak memungkinkan . Pada Tabel 4, dapat di simpulkan bahwa *primary energy saving* dapat di tingkatkan dengan *solar desiccant cooling system* dengan siklus udara balik. SDCS mempunyai nilai E<sub>p,total</sub> 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.

	Solar	Vapor
	desiccant	compression
Sistem	cooling	refrigeration
Sistem	system	(VCR)-
	(SDCS)	(convention
		al)
SF <sub>dec</sub>	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 konvensional( kompresi uap). Dalam studi dapat dipertimbangkan untuk peningkatan kineria dimungkinkan menggunakan sistem solar desicant cooling dengan siklus penyegaran terpisah dimana pengaturan temperatur kelembaban dapat dilakukan secara terpisah, hal ini tidak dapat di lakukan pada sistem konvensional. Penggunaan pengumpul surya dengan tabung kaca vang hampa udara akan memberikan manfaat dalam biaya proses kerja. Dikarenakan penggunaan energy 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