

KINERJA INSTALASI PENDINGIN SIKLOTRON DECY-13

Edi Trijono Budisantoso, Suprpto, Sutadi

Pusat Sains Teknologi Akselerator – BATAN, Jl.Babarsari Kotak Pos 6101 ykbb Jogjakarta 55281

Edi-t@batan.go.id

ABSTRAK

KINERJA INSTALASI PENDINGIN UNTUK CYCLOTRON Decy-13. Telah dihitung kinerja instalasi pendingin siklotron Decy-13. Kinerja dianalisis berdasarkan pada spesifikasi teknik setiap komponen pendingin untuk membuktikan hasil desain dan pelaksanaan instalasi memenuhi kebutuhan pendinginan. Analisis dilakukan terhadap kemampuan perpindahan panasnya. Hilang tekanan dan laju alir dalam instalasi pemipaan dalam instalasi dianalisis secara empiris menggunakan persamaan Hazen-Williams sedangkan proses perpindahan panas di menara pendingin dianalisis dengan menggunakan bantuan grafik psychrometric yang tersedia. Komponen pendingin terdiri dari kondenser serta sistem pemipaan yang dihubungkan dengan menara pendingin dan dilengkapi dengan pompa untuk mendorong sirkulasi pendinginan. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa instalasi pendingin 'chiller' menggunakan menara pendingin LiangChi LBC-30 (kapasitas aliran udara $225\text{m}^3/\text{menit}$) dengan pompa pendorong Grundfos 4 kW NF30-36T dapat mentransfer panas dengan kapasitas 47 kW dengan laju alir pendingin 136 lpm, perbedaan tekanan pendingin input ke output 2.1 atm dengan perbedaan suhu pendingin 5°C . Dari hasil perhitunga tersebut dapat disimpulkan bahwa spesifikasi teknik komponen pendingin dan hasil instalasinya dapat menghasilkan sistem pendinginan yang memenuhi kebutuhan yang diharapkan.

Kata Kunci: sistem pendingin, siklotron, chiller, menara pendingin

ABSTRACT

PERFORMANCE OF COOLING INSTALLATION FOR CYCLOTRON DECY-13. Has been calculated the cooling installation performance of Decy-13 cyclotron. The cooling installation is analysed based on the technical specifications of each cooling component to proof the results of the design and implementation of installations meet the cooling requirement. Analysis of loss of pressure and flow rate in the piping installation is done empirically using Hazen-Williams equation while the analysis of heat transfer processes in the cooling tower is done using the help of psychrometric charts that available. Cooling component consists of a condenser and associated piping systems with cooling towers and equipped with a pump to push the circulation of cooling. The calculations show that the installation of the condenser cooler uses the cooling tower LiangChi LBC-30 with a booster pump Grundfos 4 kW NF30-36T powered 47kW able to transfer heat with the coolant flow rate 136 lpm, input to output coolant pressure difference 2.1atm and the cooling temperature difference 5° . Conclusion of the calculation is the technical specifications of cooling components and installation already meets the needs of the cooling expected.

Key words: cooling ssistem, cyclotron, chiller, cooling tower

PENDAHULUAN

Siklotron DECY-13 adalah mesin pemercepat ion dan menggunakan *chiller* sebagai mesin pendingin terpadu untuk mendinginkan beberapa komponen yang membutuhkan pendinginan bersamaan dengan spesifikasi temperatur yang sama. Sebagai mesin pendingin, *chiller* membutuhkan perangkat untuk memindahkan panas yang terdistribusi dalam kondenser keluar dari sistem pendinginan dalam bentuk sirkulasi air dari menara pendingin (*cooling tower*) menuju kondenser dan kembali ke menara pendingin dengan menggunakan pompa pendorong sirkulasi. Kesetaraan panas yang dibangkitkan dalam kondenser dengan panas yang dibuang melalui menara pendingin bergantung pada kemampuan pompa pendorong sirkulasi dan kemampuan menara pendingin

membuang panas keluar sistem. Kegiatan konstruksi pendingin *chiller* DECY13 meliputi perancangan spesifikasi teknik komponen pendingin dilanjutkan dengan pelaksanaan instalasi sistem pendinginan. Perancangan spesifikasi teknik berdasar pada kekuatan pendinginan *chiller* yang digunakan. Instalasi sirkulasi pendingin dilakukan dengan menggunakan pipa dengan ukuran diameter bervariasi dan sebagian menggunakan bahan pipa elastik untuk menyesuaikan dengan kebutuhan tataletaknya.

Pada tahun 2012 telah dilakukan rancangan awal yang didasarkan pada tata letak yang telah ditentukan beserta seluruh peralatan yaitu sistem magnet, *RF-dee*, sumber ion dan sistem vakum [1]. Dari rancangan awal dilanjutkan dengan instalasi dan uji kinerja dari sistem pendingin untuk mengetahui

kemampuan dalam memenuhi kebutuhan proses pendinginan pada Siklotron. Kinerja pendinginan dianalisis berdasarkan pada spesifikasi teknik komponen pendingin dan rugi tekanan akibat pelaksanaan instalasi yang kemudian digunakan untuk menetapkan kualitas pendinginan terhadap kebutuhan pendinginan yang dibutuhkan dalam desain siklotron DECY-13.

TATAKERJA

Konstruksi pendingin siklotron DECY-13MeV adalah instalasi pendingin beberapa komponen siklotron dengan induk pendinginan menggunakan *chiller*. Kinerja pendinginan yang dianalisis dalam tulisan ini adalah instalasi pembuang panas kondenser *chiller* dengan sirkulasi air menuju menara pendingin. Spesifikasi komponen pendingin kondenser ditetapkan sebagai berikut:

1. Chiller[2]
 - Tipe: Advantage M1-7,5W
 - Kapasitas pendinginan: 26,7 kW
 - Diameter pipa kondenser: 0,75 in
 - Laju pendinginan kondenser: 106 lpm beda tekanan 1,36 atm
2. Pompaendorong sirkulasi air [3]
 - Tipe: Grundfos NF30-36T
 - Diameter pipa hisap: 2,5 in
 - Diameter pipa dorong: 2,0 in

Daya motor: 4 kW, 380 V, 50Hz, 3 fase
 Kapasitas total head:
 37 m, debit 200 lpm
 33 m, debit 400 lpm
 24m, debit 600 lpm

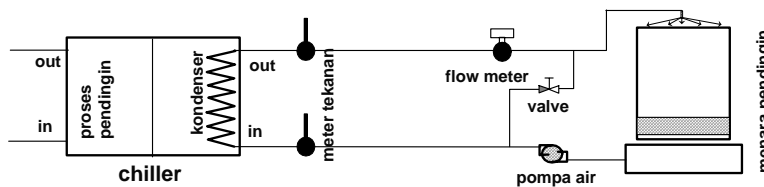
3. Menara pendingin [4]
 - Tipe: Liang Chi LBC-30
 - Spesifikasi udara pengembun
 diameter fan : 770 mm
 laju alir udara : 225 m³/menit
 motor fan : 1 hp
 diameter pipa *inlet* dan *outlet* : 2.5 in

Instalasi pendingin kondenser *chiller* direncanakan seperti pada Gambar 1.

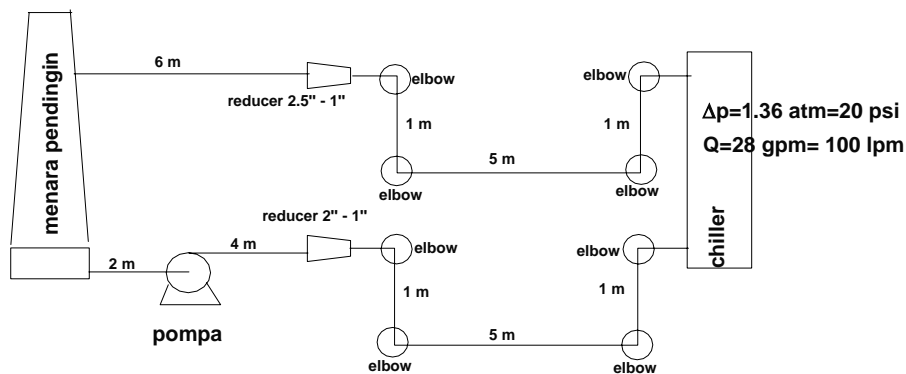
Perhitungan Rugi Tekanan Dalam Instalasi Pemipaan

Pendingin kondenser *chiller* diinstal tanpa *flow* meter maupun meter tekanan. Laju alir pendingin dan beda tekanan yang terjadi pada kondenser diperhitungkan secara analitis berdasarkan spesifikasi teknik komponen yang terpasang. Bentuk instalasi pendingin diekivalenkan dengan diagram instalasi seperti pada Gambar 2.

Diagram instalasi pendingin Gambar 2 digunakan untuk memperhitungkan rugi tekanan yang terjadi dalam pemipaan instalasi pendingin.



Gambar 1. Diagram instalasi pendinginan kondenser *chiller*.



Gambar 2. Diagram instalasi pemipaan pendingin *chiller*.

Perhitungan Rugi Tekanan

Rugi tekanan dalam sirkulasi air disebabkan oleh gesekan pendingin dengan sistem pemipaan dalam instalasi pendingin. Rugi tekanan ini dapat ditentukan secara empiris menggunakan persamaan Hazen-Williams^[5] yang diterjemahkan pada persamaan (1)

$$h_f = \left(608704451 / d^{4.8655} \right) \times \left(Q/C \right)^{1.85} \quad (1)$$

dengan h_f adalah rugi tekanan (m kolom air/100 m panjang pipa, C koefisien kekasaran permukaan pipa (untuk pralon $C = 150$), d diameter pipa (mm) dan Q debit sirkulasi air pendingin (liter/menit)

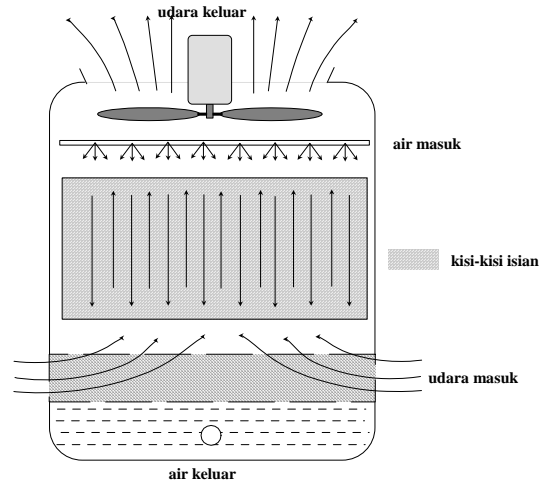
Persamaan Hazen-Williams dapat digunakan untuk menghitung rugi tekanan yang terjadi dalam aliran air panjang 100 m. Sebagai pelengkap persamaan tersebut adalah konstanta C yang merupakan fungsi bahan pipa yang digunakan. Rugi tekanan pada komponen instalasi seperti halnya *elbow*, sambungan cabang *reducer/expander* disediakan tabel ekuivalen komponen tersebut dengan panjang pipa yang mengantikannya, sehingga instalasi pemipaan yang berliku-liku ekuivalen dengan pipa dengan diameter tertentu dan panjang terukur.

Berdasar Gambar 2. ruas pipa dan komponen pelengkap yang digunakan dalam instalasi pemipaan membutuhkan inventaris data diameter dan panjang pipa sehingga dapat dibuat data ruas pipa dengan panjang dan diameter yang diketahui. Dengan menggunakan persamaan Hazen-Williams dapat diperhitungkan rugi tekanan pada masing-masing ruas pipa yang digunakan sehingga dapat diperoleh rugi tekanan keseluruhan instalasi pemipannya.

Kondenser *chiller* mempunyai ukuran pipa tertentu dan spesifikasi kerja telah diketahui yang menunjukkan nilai tekanan tertentu apabila debit aliran pendingin tertentu. Dengan menggunakan persamaan Hazen-Williams dapat dipakai untuk menentukan panjang pipa ekuivalen dari kondenser untuk mendukung instalasi pemipaan pendinginnya. Hasil perhitungan pada pendekatan ini diperoleh kondenser *chiller* ekuivalen dengan pipa diameter 0.5 in dan panjang 93 cm.

Perhitungan Neraca Perpindahan Panas

Panas yang diambil dari kondenser *chiller* oleh sirkulasi pendingin, dilepas ke lingkungan dengan menggunakan menara pendingin. Prinsip perpindahan dalam menara pendingin dapat dilihat pada Gambar 3. Proses perpindahan panas diperhitungkan dalam keadaan beroperasi tunak sehingga laju perpindahan panas selalu konstan sedangkan proses perpindahan panas dalam menara pendingin dianggap ideal sehingga temperatur air yang didinginkan dapat mencapai temperatur lingkungan.



Gambar 3. Prinsip kerja menara pendingin [4,6,7,8].

Dalam keadaan ini persamaan kekekalan energi pada menara pendingin dapat dituliskan sebagai berikut [6,7]:

$$m_u G (h_u^1 - h_u^2) + (m_{a1} C_{pa} T_1 - m_{a2} C_{pa} T_2) = 0 \quad (2)$$

dengan ketentuan m_u adalah rapat massa udara, G laju aliran udara, h_u^1 entalpi udara keluar menara pendingin, h_u^2 entalpi udara masuk menara pendingin, m_{a1} laju massa air keluar menara pendingin, C_{pa} Kapasitas panas air, T_1 temperatur air keluar air menara pendingin, m_{a2} laju massa air masuk menara pendingin dan T_2 temperatur air masuk menara pendingin.

Persamaan kekekalan massa dalam proses pendinginan dapat dituliskan sebagai berikut:

$$m_{a2} = m_{a1} + m_u G (H_1 - H_2) \quad (3)$$

dengan ketentuan H_1 adalah kelembaban udara keluar (g air/kg udara) dan H_2 kelembaban udara masuk (g air/kg udara).

Apabila persamaan (3) disubstitusikan pada persamaan (2) dapat diperoleh persamaan kesetaraan laju perpindahan panas yang dituliskan sebagai berikut:

$$m_u G (h_u^1 - h_u^2) = m_{a1} C_{pa} (T_2 - T_1) + (m_u G (H_1 - H_2)) C_{pa} T_2 \quad (4)$$

Apabila perpindahan panas diperhitungkan tidak disertai penguapan air maka persamaan kesetaraan panas dituliskan sebagai berikut:

$$m_u G (h_u^1 - h_u^2) = m_{a1} C_{pa} (T_2 - T_1) \quad (5)$$

sedangkan apabila sebaliknya yaitu perpindahan panas sepenuhnya menyebabkan penguapan maka persamaan kesetaraan panas dituliskan sebagai berikut :

$$m_u' G(h_u^1 - h_u^2) = m_u' GC_{pa} T_2 (H_1 - H_2) \quad (6)$$

Dalam kenyataan yang sesungguhnya proses perpindahan panas dalam menara pendingin selalu didukung oleh proses penguapan air dan proses pendinginan butir air sehingga dalam perhitungan perlu diperhitungkan semuanya.

Dalam persamaan kesetaraan panas pada menara pendingin tersebut dapat dilihat bahwa panas yang berpindah ke dalam aliran udara menara pendingin adalah merupakan jumlah panas yang berasal dari butiran air yang didinginkan dan panas penguapan yang menyertai udara yang mengalir dalam bentuk pertambahan kelembaban udara yang keluar dari menara pendingin.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Perhitungan Rugi Tekanan

Berdasarkan pada Gambar 2 dapat disusun komponen instalasi pemipaan dalam data panjang dan diameter pipa, dengan persamaan Hazen-Williams berdasar kemampuan pompa sirkulasi, masing-masing ruas pipa dapat dihitung rugi tekanan aliran karena gaya gesek dinding pipa, rugi tekanan keseluruhan instalasi adalah merupakan akumulasi rugi tekanan pada masing-masing ruas pipa instalasinya. Inventarisasi komponen penyusun instalasi pendingin dan perhitungan rugi tekanan pada panjang pemipaannya ditampilkan pada Tabel 1. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa pada debit sirkulasi pendingin mencapai 136.5 lpm menghasilkan rugi tekanan hidrolika dalam sistem instalasi pendingin total sebesar 37,07 m. Rugi tekanan tersebut sama dengan batas tekanan dorong tertinggi yang dimiliki pompa yang dipasang dan menurut hasil perhitungan empiris Hazen-Williams menghasilkan laju alir sebesar 136,5 lpm. Nilai tersebut lebih besar dari debit kebutuhan pendinginan *chiller* 106 lpm. Sedangkan tekanan yang terjadi pada kondenser terhitung sebesar 21.88 m (2.03 atm) menunjukkan bahwa tekanan air pendingin lebih besar dari spesifikasi kebutuhan oleh *chiller* sehingga secara keseluruhan sistem instalasi pendingin mampu mendinginkan *chiller* sampai pada batas kemampuan maksimumnya.

Tabel 1. Data komponen instalasi pendingin kondenser *chiller* dan hasil perhitungan rugi tekanan.

No	Komponen instalasi pendingin	Ukuran	Pipa ekuivalen		Hasil perhitungan rugi tekanan berdasar persamaan Hazen-Williams	
			Panjang	Diameter dalam	Debit air	Rugi tekanan
		(in)	(cm)	(cm)	(lpm)	(m)
1	Pipa	2.5'	200	6.35	136.5	0.017309
2	Pipa	2'	400	5.08	136.5	0.102521
3	Reducer	2' - 1'	0	0		0
4	Elbow 90°	1'	76.2	2.54	136.5	0.569337
5	Elbow 90°	1'	76.2	2.54	136.5	0.569337
6	Pipa		700	2.54	136.5	5.230132
7	Elbow 90°	1'	76.2	2.54	136.5	0.569337
8	Elbow	1'	76.2	2.54	136.5	0.569337
9	Kondenser		93	1.25	136.5	21.88267
10	Elbow 90°	1'	76.2	2.54	136.5	0.569337
11	Elbow 90°	1'	76.2	2.54	136.5	0.569337
12	Pipa		700	2.54	136.5	5.230132
13	Elbow 90°	1'	76.2	2.54	136.5	0.569337
14	Elbow 90°	1'	76.2	2.54	136.5	0.569337
15	Expanser	1'-2.5'	0	0		0
16	Pipa	2.5'	600	6.35	136.5	0.051926
Total rugi tekanan dalam instalasi pendingin:						37.07

Perpindahan Panas Pada Menara Pendingin

Debit sirkulasi air pendingin 136.5 lpm = 2,275 lpdet dengan daya panas yang dipindahkan 26.7 kW = 26,7 kjoule/det. Apabila kapasitas panas air sebesar 4.179 joule/gr °C akan menghasilkan beda temperatur air yang didinginkan sebesar

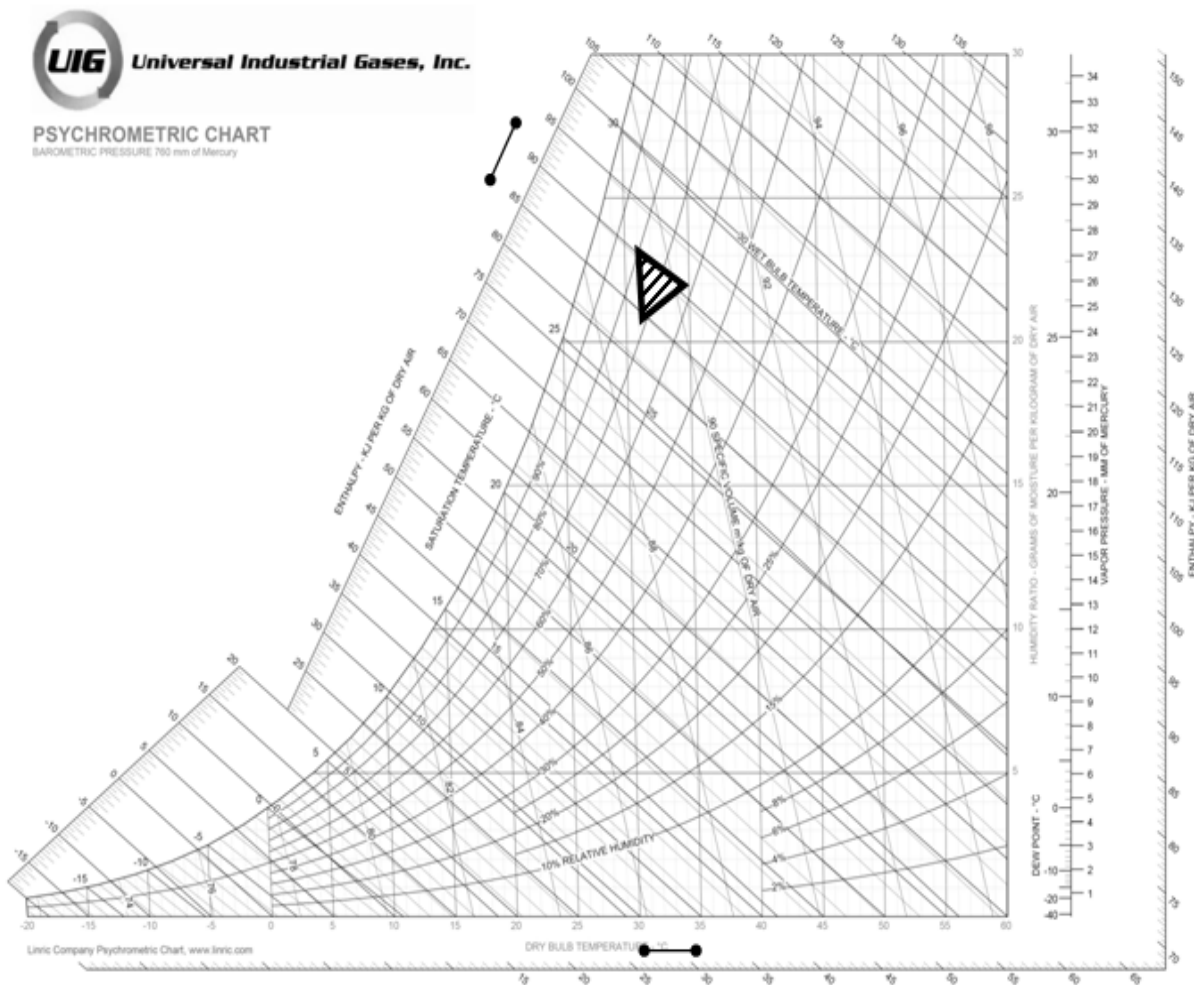
$$\Delta T = \frac{P \left(\frac{\text{kJoule}}{\text{det}} \right)}{\phi \left(\frac{\text{l}}{\text{det}} \right) \times C_p \left(\frac{\text{joule}}{\text{gr}^\circ\text{C}} \right)}$$

$$\Delta T = \frac{26.7 \left(\frac{\text{kJoule}}{\text{det}} \right)}{2.275 \left(\frac{\text{l}}{\text{det}} \right) \times 4.179 \left(\frac{\text{joule}}{\text{gr}^\circ\text{C}} \right)} = 2.8(^\circ\text{C}) \quad (7)$$

Apabila temperatur hasil pendinginan yang diharapkan sama dengan temperatur lingkungan 32 °C maka temperatur air masuk menara pendingin sebesar 34,8

°C. Panas yang dipindahkan dari air ke udara sebesar 26.7 KW = 96120 KJ/jam = 1602 KJ/menit. Pada temperatur 32 °C dan kelembaban udara 70% laju alir udara 225 m³/menit= 225 × 1.157 = 260 Kg udara kering/menit. Kenaikan entalpi udara =1602 KJ/menit /260 Kg/menit = 6.1615 KJ/Kg udara kering.

Berdasarkan grafik psychrometric [9,10] diperoleh data entalpi udara masuk menara pendingin sebesar 87 kJ/kg udara kering. Entalpi udara keluar dari menara pendingin adalah (87 + 6.1615) = 93.16 kJ/kg udara kering. Apabila dianggap tidak terjadi penguapan air maka kenaikan entalpi udara menyebabkan temperatur udara meningkat dan kelembaban berkurang sehingga dari grafik psychrometric dapat diketahui kelembaban turun menjadi 59% dan temperatur udara keluar dari menara pendingin terbaca sebesar 36.5 °C.



Gambar 4. Bidang kerja menara pendingin untuk beban pendinginan siklotron DECY-13 digambarkan diatas Grafik psychrometric.

Apabila kenaikan entalpi udara diperhitungkan sebagai akibat penguapan air sepenuhnya maka udara keluar menara pendingin tidak mengalami kenaikan temperatur akan tetapi kelembaban udara meningkat menjadi 80%. Apabila kedua asumsi ini digambarkan sebagai bidang kerja menara pendingin pada grafik *psychrometric* terlihat sebagai luasan segi tiga yang menggambarkan kebolehjadian proses perpindahan panas dalam menara pendingin. Analisa kinerja *cooling tower* yang dilakukan oleh Pratiwi N.P. dkk. (2014) menunjukkan bahwa kinerja *cooling tower* dipengaruhi kondisi temperatur udara yaitu temperatur *dry bulb* dan *wet bulb*, temperatur dan laju aliran air masuk serta kinerja fan [11]. Untuk penelitian kinerja instalasi pendingin siklotron menekankan pada kapasitas pendinginan untuk memenuhi kebutuhan pendingin pada siklotron DECY-13. Hasil analisa menunjukkan bahwa pergeseran temperatur lingkungan menyebabkan terjadi pergeseran bidang kerja menara pendingin. Tetapi dilihat dari perbandingan luasan bidang kerja terhadap kebolehjadian pergeseran temperatur lingkungan, menunjukkan bahwa kemampuan pendinginan masih dapat dipenuhi oleh jangkauan spesifikasi teknik menara pendingin. Gambar 4 menunjukkan bidang kerja pendinginan kondenser oleh menara pendingin dalam bidang grafik *psychrometric*.

KESIMPULAN

Hasil analisis kinerja pendingin menunjukkan data kinerja instalasi pendinginan yang meliputi daya pendinginan sistem sebesar 47 kW, laju alir pendingin 136.5 lpm, beda tekanan pada sistem pemindah panas sebesar 2,1 atm, beda temperatur pendinginan 5 °C. Spesifikasi teknik menara pendingin yang dipasang menghasilkan proses perpindahan panas yang mampu memindahkan panas yang diberikan oleh sirkulasi air pendingin dari *chiller*. Analisis menunjukkan bahwa temperatur air dari kondenser *chiller* sebesar 34,8 °C dapat didinginkan menjadi sama dengan temperatur lingkungan (32 °C). Apabila dikomparasikan dengan kebutuhan pendinginan siklotron dengan spesifikasi laju alir 106 lpm dan beda tekanan 1,36 atm, beda temperatur pendinginan 2,8 °C untuk memindahkan panas 26,7 kW dapat disimpulkan bahwa hasil pemasangan instalasi pendingin kondenser *chiller* memenuhi kebutuhan siklotron DECY-13 yang diharapkan.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] CHOLIL M., SUYAMTO, SUPRAPTO, Rancangan Awal Sistem Pendingin pada Siklotron DECY 13 MeV, Presentasi dan Pertemuan Ilmiah Teknologi Akselerator dan Aplikasinya, 2012, vol. 13, pp. 17-23.
- [2] <http://www.AdvantageEngineering.com>, diakses tgl 6 Februari 2013.
- [3] Pump-house, FLUID FLOW THROUGH REAL PIPES, University of California, Santa Barbara

<http://www.library.ucsb.edu/internal/libwaves/apr04/sepumphouse.html>, diakses tgl 20 April 2013.

- [4] LIANG CHI, *Liang Chi Cooling Tower*, Catalog Liang Chi Cooling Tower Sdn Bhd.
- [5] POWERS, J. P; CORWIN, A. B; PAUL, C. SCHMALL, KAECK, W.E, *Construction Dewatering and Groundwater Control: New Methods and Applications*, Appendix A. Third Edition, John Wiley & Sons, Inc.
- [6] SIEMENS, *Psychrometric Chart Structure and Application*, Siemens Switzerland Ltd.
- [7] VISKA MULYANDASARI, *Cooling Tower Selection and Sizing (Engineering Design Guideline)*, Practical Engineering Guidelines for Processing Plant Solutions. KLM Technology Group, www.klmtechgroup.com, diakses tgl 6 Februari 2013.
- [8] <http://spxcooling.com/library/results/search&doctype=White+Papers/>, diakses tgl 6 februari 2013
- [9] http://www.uigi.com/UIGI_IP.PDF, diakses tgl 20 Juni 2013
- [10] <http://www.uigi.com/psychrometry.html>, diakses tgl 20 Juni 2013
- [11] PRATIWI N.P., NUGROHO G., HAMIDAH N.L, Analisa Kinerja *Cooling Tower Induced Draft Tipe LBC W-300 Terhadap Pengaruh Temperatur Lingkungan*, Jurnal Teknik Pomits, 2014, Vol. 7, No. 7.

TANYA JAWAB

Bambang Siswanto

- Apakah sistem pendingin ini telah terinstalasi pada *cyclotron DECY-13*, berapa suhu *input* dan *output* suhu dari *chiler* ini dan apakah pendingin ini telah memenuhi syarat dari sistem yang didinginkan.

Edi Trijono BS

- Ya, instalasi telah terpasang dan mampu mendinginkan kondenser *chiler* pada DECY-13, dibuktikan operasi *steady state chiller* mendinginkan beban magnet dan catu daya magnet tanpa ada keluhan pada hasil pendinginannya (temperatur pendinginan ≤ 20 °C).

Desiyani Nani

- Apakah ada kebaruan/temuan baru dari riset yang telah bapak lakukan, apakah kegunaan instalasi ini?

Edi Trijono BS

- Tidak ada kebaruan dalam riset ini, namun bersifat mengevaluasi unjuk kerja instalasi pendingin siklotron yang telah digunakan dan diimplementasikan di BATAN ini.