



CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ESTUDO DE UMA APLICAÇÃO COMBINADA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR E REFRIGERAÇÃO GEOTÉRMICA PARA CONDICIONAMENTO DE AR

Rafael de Almeida Furtado, rafaelfurtado15@yahoo.com.br¹

Wilson Luciano de Souza, wilsonluciano@yahoo.com.br¹

Douglas Bressan Riffel, dougbr@ufs.br¹

Josegil Jorge Pereira de Araújo, josegil@ufs.br¹

¹Universidade Federal de Sergipe, Cidade Univ. Prof. José Aloísio de Campos, Av. Marechal Rondon, s/n, Jd. Rosa Elze São Cristóvão/SE CEP 49100-000.

Resumo: Uma das maiores preocupações dos brasileiros atualmente é o aumento da conta de energia elétrica, um reajuste que segundo a Agência Nacional de Energia Elétrica pode chegar a 39,5%. Além disso, a escassez de chuva na região das grandes hidroelétricas nos obriga a reduzir o consumo de energia e com isso manter os níveis dos reservatórios. Uma alternativa para redução do consumo de energia com condicionadores de ar é o uso dos trocadores de calor geotérmicos que podem ser utilizados na climatização em casos de resfriamento e aquecimento. Isso é possível porque durante o verão a temperatura do ar é maior que a temperatura do solo, situação que se inverte durante o inverno, sendo assim possível utilizar energia do solo, que é um recurso renovável. Com o intuito de estudar a aplicação dessa tecnologia em Sergipe, esse trabalho visa dimensionar um sistema de refrigeração geotérmica, em que um trocador de calor será disposto horizontalmente a uma profundidade de 2 metros, onde a temperatura média anual do solo é de 20 °C. Estudos teóricos foram realizados para determinar a carga térmica da sala 10 da didática V da Universidade Federal de Sergipe. Com a carga térmica definida, foi escolhido o equipamento de refrigeração tomando como base os dados obtidos no cálculo efetuado nesse trabalho. Foi feito também o dimensionamento do sistema de troca de calor com o solo, a escolha do trocador de calor que poderia ser instalado na sala de aula e também o dimensionamento da bomba mais adequada para a circulação do fluido de trabalho. Pretende-se combinar esses dois sistemas, com o objetivo de obter um conjunto que resulte em um menor consumo de energia.

Palavras-chave: Refrigeração, Geotérmica, Compressão, Ar-condicionado

1. INTRODUÇÃO

Em meados do século XIX, foi desenvolvida a primeira máquina de refrigeração mecânica que, devido ao seu tamanho e a inexistência de eletricidade nas residências, possuíam somente aplicação industrial. Foi então que, no início do século XX, Willis Carrier desenvolveu um projeto para controlar a temperatura e a umidade de uma gráfica, um processo que ficou conhecido como condicionamento de ar (Alberico, 2003).

Os equipamentos de ar-condicionados são responsáveis por 15% do consumo global de energia elétrica e por 50% do consumo energético de um edifício (Bryant, 2001). Este elevado dispêndio de energia, somada a uma progressiva conscientização ambiental, acarretou na evolução destes aparelhos, não apenas no âmbito do desenvolvimento dos equipamentos como também quanto à toxicidade dos fluidos refrigerantes.

Uma das maiores preocupações dos brasileiros atualmente é o aumento da conta de energia elétrica, um reajuste que, segundo a Agência Nacional de Energia Elétrica, pode chegar a 39,5%. Além disso, a escassez de chuva na região das grandes hidroelétricas nos obriga a reduzir o consumo de energia e, com isso, manter os níveis dos reservatórios.

Como o condicionamento de ar contribui com uma parcela considerável no consumo de energia elétrica, busca-se alternativas que contribuam para a redução deste consumo. Uma alternativa é a utilização de aparelhos com a tecnologia *inverter*. Apesar desses aparelhos serem mais caros do que os aparelhos convencionais, a característica de funcionamento destes é o controle da rotação do compressor, que varia de acordo com uma temperatura de referência programada, mantendo o compressor em funcionamento em baixa rotação, com isso, eles mantêm a condição de conforto no interior do recinto, consumindo até 40% menos energia em comparação aos aparelhos convencionais.

Outra tecnologia utilizada em países, como por exemplo, os Estados Unidos, é o aquecimento/resfriamento geotérmico. Essa tecnologia tem sido empregada desde a década de 70 com o término da crise do petróleo. Um exemplo de utilização nos Estados Unidos é o sistema instalado no Centro de águas urbanas de Tacoma.

A aplicação dos sistemas geotérmicos vem passando por um crescimento a nível mundial. Estima-se que houve um aumento de 10% nos últimos 10 anos, e mais de 30 países passaram a utilizá-lo como, por exemplo, Alemanha, Canadá, Áustria e Suíça, como é o caso do Terminal E do aeroporto de Zurique. Entretanto, apesar de sua crescente aplicação, este sistema ainda conta com uma infraestrutura subdesenvolvida, pois o seu comportamento e sua eficiência ainda não são totalmente conhecidos.

Na Figura 1 pode-se verificar um sistema de condicionamento de ar geotérmico, composto basicamente por um trocador de calor no solo, um trocador de calor no ambiente e uma bomba para fazer a circulação do fluido de transporte.

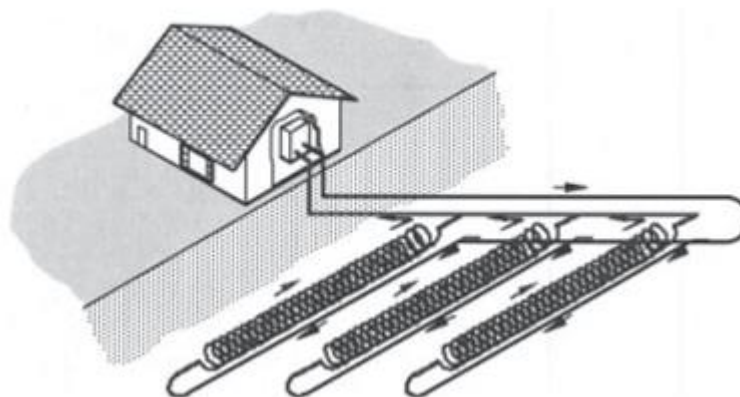


Figura 1. Aquecedor/resfriador geotérmico de Phetteplace, 2007.

O trocador de calor geotérmico não dispõe de uma unidade condensadora para retirar o calor do fluido refrigerante, ao invés disso, ele aproveita a temperatura do solo para efetuar as trocas térmicas. Neste tipo de trocador de calor há uma bomba responsável por fazer o fluido refrigerante circular pelo sistema, há também um trecho de tubo enterrado no solo ou submerso em um reservatório de água (natural ou artificial), e é nesta parte onde ocorre a transferência de calor. Existem quatro tipos de sistema de trocador de calor geotérmico (Duarte, 2011): 1) Trocadores de calor subterrâneos para água; 2) Trocadores de calor de águas subterrâneas; 3) Trocadores de calor de águas superficiais e 4) Trocadores subterrâneos para ar.

A viabilidade quanto à utilização destes sistemas está fortemente relacionada ao clima da região, pois quanto maior a diferença entre a temperatura do ambiente e a temperatura do solo mais eficiente será o sistema. A temperatura do solo é influenciada por dois fatores: externos e intrínsecos. Os fatores externos dizem respeito às condições climáticas como intensidade da incidência solar, chuvas, ventos e temperatura do ar, já os fatores intrínsecos estão relacionados às características do solo, relevo e à cobertura do solo.

Um trabalho que pode ser destacado quanto ao estudo das condições do solo, visando à utilização do sistema geotérmico, é aquele conduzido por Santos (2014), cujo objetivo foi medir a temperatura do solo em diversas cidades do Paraná. Todas as medições foram feitas a 2 metros de profundidade, em um período de tempo que se estendeu de janeiro à outubro. O resultado final dessas medições foram as médias das 25 horas mais quentes e mais frias, constatando-se que, durante o verão, a temperatura média ambiente foi de 33,3 °C, enquanto a temperatura média do solo foi igual a 22,7 °C. Já no inverno, a temperatura média do ambiente foi de 4,8 °C e a do solo 17,5 °C.

Com o objetivo de reduzir o consumo de energia na utilização de sistemas de condicionamento de ar, que usam em sua grande maioria o sistema de compressão de vapor, propõem-se a utilização simultânea de um sistema de refrigeração geotérmica e um sistema de refrigeração por compressão de vapor. O funcionamento desses equipamentos iria depender da carga térmica momentânea do recinto. A ideia principal seria utilizar o sistema geotérmico como equipamento auxiliar no resfriamento do ar do ambiente.

Com o intuito de estudar a aplicação dessa tecnologia em Sergipe, esse trabalho visa dimensionar um sistema de refrigeração geotérmica disposto horizontalmente a uma profundidade de 2 metros, onde a temperatura média anual do solo é de 20 °C (Phetteplace, 2007).

2. METODOLOGIA

Para a aplicação de um sistema de refrigeração geotérmica, será objeto de estudo uma sala de aula localizada no prédio da Didática V da Universidade Federal de Sergipe, sala 10.

O ponto de partida é a determinação da carga térmica. Deve-se definir o sistema de refrigeração geotérmica (SRG), que deverá funcionar juntamente com um sistema de compressão de vapor (SRCV).

Será analisado o tempo necessário para refrigerar a sala com os sistemas funcionando em diversas configurações:

- i) o SRCV-0 funcionando sozinho;
- ii) o SRG funcionando em conjunto com o sistema de compressão de vapor instalado atualmente na sala (SRCV-0);
- iii) o sistema de compressão de vapor de menor capacidade (SRCV-1) funcionando com SRG.

Com as combinações listadas acima, serão analisados o tempo de resfriamento e o custo de funcionamento para determinar qual a configuração mais econômica.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1. Carga Térmica

Um dos pontos mais importantes é a determinação da carga térmica, que servirá de base para a escolha dos equipamentos de condicionamento de ar, sendo esta resultante de um balanço de energia no recinto que se quer refrigerar, para que seja atingida a zona de conforto térmico, que segundo a NBR-16401-2, está entre 22,5 °C e 25,5 °C. A seguir serão mostradas algumas equações utilizadas para o cálculo da carga térmica de resfriamento.

Ao longo de todo o dia calor é transferido para o ar no interior dos edifícios, e esse calor pode ser dividido em quatro categorias: transmissão, solar, infiltração e geração interna (Stoecker, Jones, 1985). A carga térmica de um recinto é, portanto, determinada através da adição entre estas quatro categorias. Na primeira categoria encontra-se a transferência de calor que ocorre por condução através das paredes e janelas do edifício. Para determinar intensidade deste fluxo utiliza-se a Eq. (1), que é obtida da lei de Fourier para o caso unidimensional.

$$Q = U \cdot A_s \cdot \Delta T \quad (1)$$

onde Q é a transferência de calor, U é o coeficiente global de transferência de calor (ou transmitância térmica), A_s é a área da superfície e ΔT é a diferença entre as temperaturas externa e interna. A parcela de calor que é transferida para o interior do recinto devido à incidência da radiação solar nas superfícies opacas é determinada pela equação abaixo (Frota, Schiffer, 2001):

$$Q = \frac{U \cdot A_s \cdot \alpha \cdot I_g}{h_e} \quad (2)$$

onde α é a absorvidade, I_g é intensidade da radiação solar incidente e h_e é o coeficiente de transferência de calor na superfície externa. Mas, se a superfície for transparente, ou translúcida, a seguinte equação deverá ser utilizada:

$$Q = A_s \cdot I_g \cdot \left(\frac{\alpha \cdot U}{h_e} + \tau \right) \quad (3)$$

onde τ é a transmissividade. A terceira parcela da carga térmica advém da infiltração de ar externo, afetando tanto a temperatura (calor sensível) quanto à umidade do ar interno (calor latente). O calor sensível é calculado pela equação abaixo:

$$Q = 1,23 \cdot \dot{Q} \cdot \Delta T \quad (4)$$

onde $\dot{Q}$ é a vazão em volume do ar externo. O calor latente é determinado pela equação a seguir:

$$Q = 3000 \cdot \dot{Q} \cdot \Delta W \quad (5)$$

onde W é a umidade absoluta. O calor gerado internamente consiste em uma parte significativa da carga térmica de um ambiente, uma vez que ele é a soma das energias térmicas dissipadas pelas pessoas, lâmpadas e aparelhos eletrônicos.

3.2. Sistema de Refrigeração Geotérmica

O dimensionamento do SRG é composto por duas etapas: dimensionamento da seção de resfriamento da água e cálculo da perda de carga.

A seção de resfriamento da água foi dimensionada através do fenômeno de convecção forçada interna na condição de temperatura da superfície constante, ou seja, a temperatura da superfície do tubo é igual à temperatura do solo. A taxa de transferência de calor é calculada usando a Eq. (6), que advém da lei de Newton de resfriamento.

$$Q = h.A_s.\Delta T_{ln} \quad (6)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção e ΔT_{ln} é a temperatura média logarítmica. O h é dado por:

$$h = \frac{k.Nu}{D} \quad (7)$$

onde Nu é o número de Nusselt e D é o diâmetro e k é a condutividade térmica. O número de Nusselt relaciona o fator de atrito, ao número de Reynolds e ao número de Prandtl e é definido pela analogia de Chilton-Colburn:

$$Nu = 0,125.f.Re.Pr^{1/3} \quad (8)$$

onde f é o fator de atrito, que pode ser calculado pelas equações de Colebrook, mostradas no trabalho de Beattie (1973):

$$f = 1,14 + 2.\log\left(\frac{D}{\varepsilon}\right) - 2.\log\left(1 + \frac{9,3}{Re.\frac{\varepsilon}{D}f^{1/2}}\right) \quad (9)$$

onde ε é a rugosidade do material.

A perda de carga apresenta-se como a variação de pressão entre trechos e ela pode ocorrer por três motivos: mudanças de área da seção transversa, existência de trechos verticais e o efeito do atrito. A perda de carga total é dada pela soma das perdas de carga distribuídas e das perdas de carga localizadas.

A perda de carga distribuída para escoamento turbulento é dado por (Fox, et al., 2011):

$$h_l = \left(f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2}\right) - g(z_2 - z_1) \quad (10)$$

onde L é o comprimento do tubo, $\bar{V}$ é a velocidade média, g é a aceleração da gravidade e z é a cota vertical.

As perdas localizadas são decorrentes de perdas em entradas, expansões e contrações, como também, em curvas, válvulas ou acessórios. Nesses últimos determina-se as perdas pela equação:

$$h_{lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (11)$$

o termo $\frac{L_e}{D}$ é o chamado comprimento equivalente e é intrínseco ao dispositivo instalado.

A determinação da potência requerida na bomba usa-se a equação:

$$\dot{W}_{bomba} = \rho.\dot{Q}.h_{IT} \quad (12)$$

onde ρ é a massa específica, $\dot{Q}$ é a vazão volumétrica e h_{IT} é a perda de carga total que é dado pela soma de h_l e h_{lm} .

4. Resultados e Discussões

4.1. Carga Térmica

Na Figura 2 pode-se visualizar a sala objeto desse estudo. Trata-se de uma sala localizada no pavimento térreo de um dos blocos de sala de aula, denominado de Didática V, mais precisamente na sala de aula 10, da Universidade Federal de Sergipe (UFS). A UFS está localizada na Região Nordeste, na cidade de São Cristóvão, com as seguintes coordenadas, Latitude: S 10°55'30.59" e Longitude: W 37°6'13.89". Localizado na zona bioclimática 8 (NBR-15220).

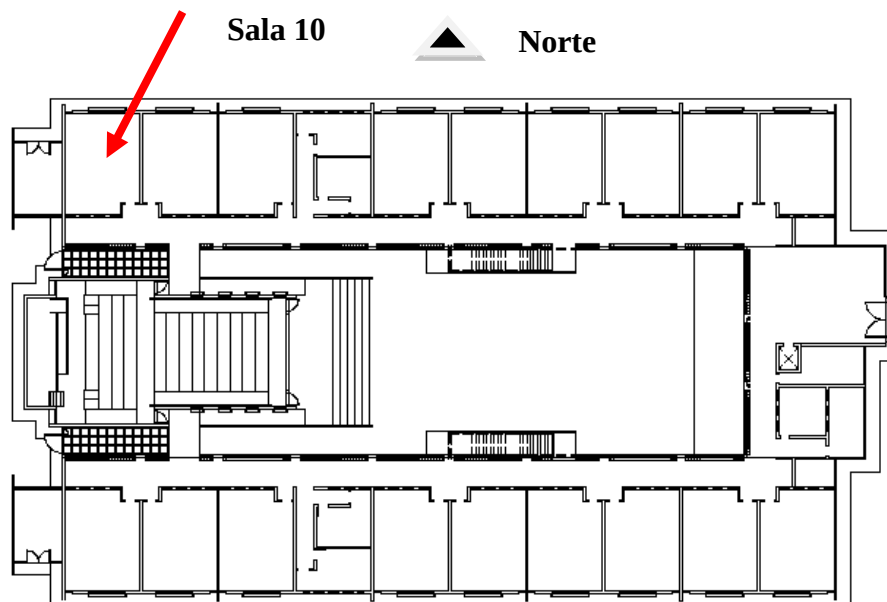


Figura 2. Planta baixa da didática V mostrando a sala 10.

Na sala em estudo, duas destas paredes estão expostas à incidência dos raios solares (dependendo das estações do ano), sendo uma voltada para o norte e outra voltada para o oeste. Há uma terceira voltada para o sul, localizada para o lado do corredor interno, portanto, protegida dos raios solares pelo próprio edifício. A outra parede, aquela que está no lado leste, separa duas salas adjacentes. Na Tab. (1) são mostradas as dimensões da sala, das janelas e das portas.

Tabela 1. Dimensões da sala 10 da didática V: paredes, janelas e portas.

Elemento	Comprimento (m)	Altura (m)
Parede norte	6,2	3,2
Parede sul	7,2	3,2
Parede leste	7,4	3,2
Parede oeste	8,4	3,2
Janela guilhotina	2,86	1,05
Basculante menor	0,7	0,25
Basculante maior	0,5	2,4
Porta	0,9	2,1

A sala de aula tem como capacidade máxima de 50 alunos e um professor, que normalmente ministra aula com o auxílio de um *notebook*, possuindo 32 lâmpadas fluorescentes de 32 W.

Foi considerado que a sala será mantida em uma temperatura de 23 °C, que é a temperatura mínima para uma sala de aula. A temperatura média anual adotada foi 32 °C. Na Tab. 2 contém os valores das propriedades térmicas utilizadas no cálculo da carga térmica da sala de aula, baseado na NBR 15220 e Frota e Schiffer, 2001.

Após o procedimento de cálculo da carga térmica, chega-se aos resultados mostrados na Tab. 3. Observa-se que a maior contribuição para a carga térmica é a proveniente da transmissão 6.097,713 W, que corresponde a 46,79 % da carga total. A segunda maior contribuição é a proveniente das pessoas, que corresponde a 4.910 W (37,67 % da carga total).

O valor total da carga térmica da sala totalizou 13.034,68 W, que subtraindo o valor transmitido pelo piso, resulta em 11.961,096 W, que corresponde 40.787,337 Btu/h, que ao adicionar 10%, tem-se 44.866,071 Btu/h. Comercialmente o equipamento indicado para essa carga é o aparelho de 48.000 Btu/h.

Tabela 2. Propriedades térmicas para o cálculo da carga térmica.

Propriedade térmica	Unidade	Valor
Transmitância térmica da parede	W/(m ² .°C)	2,48
Transmitância térmica do vidro	W/(m ² .°C)	5,7
Absortividade parede	-	0,3
Absortividade do vidro	-	0,07
Transmissividade	-	0,85
Condutância térmica superficial externa	W/(m ² .°C)	20
Intensidade da radiação solar (norte)	W/ m ²	521
Intensidade da radiação solar (oeste)	W/ m ²	477
Resistência superficial interna	(m ² .°C)/W	0,17
Resistência superficial externa	(m ² .°C)/W	0,04
Condutividade térmica do piso	W/(m.°C)	1,75

Tabela 3. Propriedades térmicas para o cálculo da carga térmica.

Categoria	Elemento	Carga Térmica (W)	%
Transmissão	Parede	2.309,624	17,72
	Janela	2.714,497	20,83
	Piso	1.073,592	8,24
Infiltração	Porta	310,375	2,38
	J. Guilhotina	85,950	0,66
	J. Basculante	716,250	5,49
Geração interna	Lâmpadas	614,400	4,71
	Pessoas	4.910,000	37,67
	Eq. Eletrônicos	300,000	2,30
Total		13.034,688	100,00

4.2. Especificações do Sistema de Refrigeração Geotérmico (SRG)

O SRG é composto por três partes: a unidade interna, a seção de resfriamento e a bomba centrífuga. Para o dimensionamento deste sistema foram adotados os seguintes valores para vazão volumétrica, 0,5 m³/h, para o diâmetro, 20 mm e o efeito refrigerante de 12.000 Btu/h. As características de escoamento são mostradas na Tab. 4. Após o cálculo da perda de carga na tubulação, chega-se a determinar o valor do comprimento do tubo para que 12.000 Btu/h seja transmitido para o solo, este valor é igual a 33,68 m de tubos de PVC. Na Tab. 5 são mostrados os valores para a perda de carga e a potência da bomba escolhida para o SRG. A bomba comercial com menor consumo possível é a bomba de 1/10 de cv, sendo está adotada para ser usada no SRG.

4.3. Funcionamentos dos Equipamentos

Os equipamentos escolhidos para o estudo são os seguintes: 1) SRG – sistema de refrigeração geotérmico de 12.000 Btu/h; 2) SRCV-0 – sistema de compressão de vapor, escolhido de acordo com a carga térmica da sala e que possui a

mesma capacidade do equipamento já instalado na sala 10 de 48.000 Btu/h; 3) SRCV-1 – sistema de compressão de vapor de menor capacidade usado para completar a carga térmica total, quando usado em conjunto com SRG, com uma capacidade de 36.000 Btu/h.

Tabela 4. Características do escoamento interno e do coeficiente de convecção.

Temperatura inicial (°C)	26,079
Número de Reynolds	11.136
Fator de atrito	0,03091
Coeficiente de convecção (W/m ² .°C)	2.806

Tabela 5. Perda de carga e potência da bomba.

Perda de carga (J/kg)	Potência da bomba	
	W	cv
35,67	4,942	0,0066717

O tempo de funcionamento, utilizado na análise, é composto de três parcelas: o tempo de resfriamento, o tempo de aquecimento e o tempo de arrefecimento. O tempo de resfriamento é o tempo que o sistema levará para atingir a temperatura mínima de conforto (23 °C), partindo da temperatura inicial (32 °C). O tempo de aquecimento é o tempo que leva para ser atingido a temperatura máxima de conforto (25 °C), a partir da temperatura mínima de conforto. E por último, o tempo de arrefecimento é o tempo que leva para atingir novamente a temperatura mínima de conforto, a partir da temperatura máxima de conforto.

O objetivo de fazer as combinações entre os sistemas de refrigeração é verificar se haverá mudança nos tempos de resfriamento, aquecimento e arrefecimento, assim como nos custos de funcionamento. Os resultados dessas análises são mostrados na Tab. 6. Na primeira coluna têm-se as combinações de sistemas (Situação), em que na primeira linha tem-se somente o funcionamento do SRCV-0, na segunda linha tem-se a combinação do SRCV-0 com SRG e na terceira linha tem-se a combinação do SRCV-1 com o SRG. Analisando a Tab. 6, verifica-se que o tempo de arrefecimento SRCV-0 e SRCV-1 combinado com o SRG possui o mesmo tempo de resfriamento (13,63 min.), pois a capacidade de refrigeração é a mesma. A combinação do SRCV-0 com SRG possui um tempo de resfriamento de 5,09 min, pois este sistema está superdimensionado para o recinto em estudo. Se olharmos para o tempo de aquecimento, a combinação do SRCV-1 com SRG possui o menor tempo. Já o tempo de arrefecimento menor está para a combinação SRCV-0 e SRG, isso também devido ao superdimensionamento do sistema.

Tabela 6. Comparação dos ciclos de trabalho.

Situação	Tempo de resfriamento	Tempo de aquecimento	Tempo de arrefecimento
SRCV-0: 48.000 Btu/h SRG: 0 Btu/h	13,63 min.	1,3 min.	3,06 min.
SRCV-0: 48.000 Btu/h SRG: 12.000 Btu/h	5,09 min.	4,53 min.	1,14 min.
SRCV-1: 36.000 Btu/h SRG: 12.000 Btu/h	13,63 min.	2,02 min.	3,06 min.

4.4. Custo de Funcionamento

Nessa etapa do trabalho é apresentado o custo de funcionamento dos sistemas em cada uma das situações e, através dos valores monetários encontrados, será possível saber se há vantagens na utilização do SRG.

Com a capacidade dos SRCVs determinadas, após consulta ao catálogo do fabricante, determina-se a potência elétrica de cada equipamento, como pode ser visto na Tab. 7. Observa-se nesta tabela que foi introduzida a capacidade do módulo condensador, pois a potência consumida nesse aparelho deve ser considerada no consumo de energia elétrica. Pode-se observar, de acordo com a Tab. 7, que o módulo condensador (unidade multi-split) é o equipamento que mais contribuirá com o dispêndio de energia do SRCV. Entretanto, o consumo de energia elétrica deste aparelho

será proporcional à unidade interna a ele conectado, ou seja, apesar de possuir capacidade de refrigeração igual à 56 kW, o módulo condensador só irá fornecer o necessário para suprir o aparelho de ar-condicionado, por meio do controle da rotação do compressor. Assim sendo, ao utilizar o SRCV-0 o módulo condensador fornecerá 14,1 kW de refrigeração e consumirá 2,82 kW de energia elétrica. Mas se a unidade interna conectada ao módulo for o SRCV-1, o módulo fornecerá 10,6 kW de refrigeração, consumindo 2,12 kW de energia elétrica.

Tabela 7. Especificações do SRCV.

Equipamento	Capacidade de refrigeração (kW)	Potência elétrica (kW)
SRCV-0	14,1	0,19
SRCV-1	10,6	0,14
Módulo condensador (multi-split)	56,0	11,2

Além do SRCV, há outros aparelhos cujas potências elétricas precisam ser incluídas no cálculo do custo de funcionamento. Estes aparelhos são a bomba centrífuga de 1/10 cv ou 0,074 kW e o SRG, cuja potência elétrica é de 80 W (0,08 kW).

Considerando um funcionamento de 16 horas, o funcionamento do SRCV-0 consumirá 41,504 kW, o SRCV-0 com SRG resulta em um consumo de 31,586 kW. A combinação do SRCV-1 com o SRG resulta em um consumo diário de 30,878 kW, sendo então o menor consumo dentre as três combinações.

Pode-se estimar um consumo mensal, considerando 22 dias de funcionamento, para as três configurações obtendo-se 913,088 kW, 694,892 kW e 679,316 kW, respectivamente. Do exposto, conclui-se que a combinação SRCV-1 e SRG apresenta um menor consumo mensal, representando uma redução 25,6 % no consumo, quando comparado com a potência consumida pelo SRCV-0.

5. CONCLUSÃO

Este trabalho tem como finalidade estudar a possibilidade de instalação de um sistema de refrigeração geotérmica, juntamente com um sistema de compressão de vapor.

Inicialmente a carga térmica de uma sala de aula localizada na Didática V da Universidade Federal de Sergipe, foi calculada, apresentando um valor de 44.866,071 Btu/h, sendo escolhido a unidade comercial de 48.000 Btu/h. Em seguida foi dimensionado um sistema de refrigeração geotérmico de capacidade de 12.000 Btu/h, que deverá trabalhar em conjunto com um sistema alternativo de 36.000 Btu/h.

Foram analisadas três condições de funcionamento: 1) o SRCV-0 funcionando sozinho; 2) O SRCV-0 funcionando com o SRG e 3) O SRCV-1 funcionando com o SRG. Destas configurações chegou-se às seguintes conclusões:

- o SRCV-0 funcionando sozinho obteve o mesmo tempo de resfriamento da combinação SRCV-1 e SRG, 13 min.;
- o tempo de aquecimento do sistema combinado SRCV-1 e SRG foi de 2,02 min, maior do que o SRCV-0;
- após 16 horas de funcionamento a combinação SRCV-1 e SRG apresentou o menor consumo diário, 30,878 kW;
- o SRCV-0 apresentou o maior consumo mensal, considerando 22 dias de funcionamento, 913,088 kW, e a combinação SRCV-1 e SRG apresentou um consumo mensal de 679,316 kW;
- a combinação SRCV-1 e SRG proporcionou uma redução de 25,6 % no consumo, quando comparado com a potência consumida pelo SRCV-0, 913,088 kW.

Diante do exposto, a utilização do sistema de refrigeração geotérmico se mostrou viável para o caso estudado, sendo importante salientar que os valores de consumo encontrados foram conseguidos baseados em modelos teóricos, devendo ser confirmados através de estudos práticos.

6. REFERÊNCIAS

- ABNT NBR 15220: 2003 – “Desempenho térmico de edificações – Parte 1: Definições, símbolos e unidades”.
- ABNT NBR 15220: 2003 – “Desempenho térmico de edificações – Parte 2: Método de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações”.
- ABNT NBR 16401-1: 2008 – “Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários – Parte 1: Projetos das instalações”.
- Alberico, A. “Visão geral do condicionamento de ar da obra El Dourado” – Apostila Ansett Tecnologia e Engenharia. São Paulo: 2003.
- Beattie, D. R. H. “A note of the calculation of two-phase pressure losses”, 1973.
- Bryant. “O Ar Condicionado na Climatização de ambientes” – Apostila Bryant A United Technologies Company. São Paulo: 2001.

Duarte, D. "Sistemas trocadores de calor geotérmico". Universidade de São Paulo, São Paulo. 2011.
Fox, R. W., et al. "Introdução à mecânica dos fluidos". 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011.
Frota, A. B.; Schiffer, S. R. "Manual de conforto térmico". 5. ed. São Paulo: Studio Nobel, 2001.
Phetteplace, G. 2007. "Geothermal Heat Pumps. Journal of Energy Engineering", v. 133. N.1, p.32-38.
Stoecker, W. F.; Jones, J. W., "Refrigeração e ar condicionado". 1. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 1985.

7. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

STUDY OF AN APPLICATION COMBINED STEAM COMPRESSION COOLING AND COOLING GEOTHERMAL FOR AIR CONDITIONING

Rafael de Almeida Furtado, rafaelfurtado15@yahoo.com.br¹

Wilson Luciano de Souza, wilsonluciano@yahoo.com.br¹

Douglas Bressan Riffel, dougbr@ufs.br¹

Josegil Jorge Pereira de Araújo, josegil@ufs.br¹

¹Universidade Federal de Sergipe, Cidade Univ. Prof. José Aloísio de Campos, Av. Marechal Rondon, s/n, Jd. Rosa Elze São Cristóvão/SE CEP 49100-000.

Abstract. One of the biggest concerns of Brazilians is currently increasing electric bill a readjustment that according to Agência Nacional de Energia Elétrica can reach 39.5%. Furthermore, the lack of rain in the region of large hydroelectric forces us to reduce energy consumption and thereby maintain the levels of the reservoirs. An alternative to reducing energy consumption with air conditioners is the use of geothermal heat exchangers that can be used for air conditioning in the case of cooling and heating, this is possible because during the summer the temperature of the air is greater than the soil temperature, situation is reversed during the winter, thus being possible to use energy from the ground, which is a renewable resource. With the purpose of study the application of this technology in Sergipe, This work aims to scale a willing geothermal cooling system, wherein a heat exchanger is disposed horizontally at a depth of 2 m, where the average annual soil temperature is 20 ° C. Theoretical studies were conducted to determine the thermal load of the room 10 of didactics V of the Federal University of Sergipe. With the defined thermal load, the cooling equipment on the basis the data obtained in the calculation made in this work was chosen. Was also done dimensioning the heat exchange system with soil, the choice of the heat exchanger that could be installed in the classroom and also the design of the most suitable pump for circulating the working fluid. We intend to combine these two systems in order to obtain a set that results in a lower power consumption.

Keywords: Refrigeration, Geothermal, Compression, Air conditioning