

## DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO PARA UMA MÁQUINA DE CICLAGEM TÉRMICA UTILIZADA NA ÁREA ODONTOLÓGICA

FERREIRA, Antonio Carlos

BERTICELLI JUNIOR, Gerson Luiz

### Resumo

A máquina de ciclagem térmica tem por finalidade realizar testes em materiais odontológicos, simulando as condições normais a que estariam submetidos os dentes humanos, como na situação quando os dentes entram em contato com uma bebida muito quente e logo em seguida é ingerida uma bebida muito gelada, ocasionando um choque térmico no elemento dentário e nos materiais a ele agregados. A máquina de ciclagem térmica deve apresentar três cubas, com água nas temperaturas de 5°C, 37°C e 55°C. Controlando a temperatura em cada cuba, pode-se submeter diferentes materiais a um teste de choque térmico para posterior análise, de forma a se obter dados da durabilidade de um material em um dente humano ou bovino. Como uma destas cubas tem água com temperatura menor que a temperatura ambiente, é feito o dimensionamento do compressor, do evaporador, do tubo capilar e do condensador de um sistema de refrigeração por compressão mecânica, capaz de resfriar água da temperatura de 30 °C até 5 °C, num tempo de 10 minutos. O sistema dimensionado foi implantado na máquina de ciclagem térmica e uma série de testes mostrou que ele cumpre sua função adequadamente, fazendo o resfriamento da água no tempo requerido.

Palavras chave: Sistema de refrigeração, ciclagem térmica, equipamento odontológico.

### 1 INTRODUÇÃO

Atualmente, a busca por inovações e novas tecnologias se tornou algo constante. Isto acontece na área odontológica, onde cada vez mais novos materiais estão sendo testados com o intuito de melhorar significativamente a qualidade de vida das pessoas. Uma dessas tecnologias desenvolvidas é a chamada máquina de ciclagem térmica, mostrada na Fotografia 1.

Esta máquina tem a finalidade de testar termicamente os materiais dentários. Resumidamente, sua função concentra-se em simular o choque térmico a que os dentes estariam submetidos se estivessem em condições normais na boca humana, por exemplo, quando ingere-se café e logo em seguida ingere-se água. Essa diferença de temperatura causa estresse nos materiais odontológicos e isto pode reduzir seu tempo de vida, isto é, o tempo de durabilidade deste material na boca. Para que o teste possa ser realizado, a amostra (que pode ser um dente inteiro ou pedaço de outro material) precisa ser banhada em três diferentes temperaturas, normalmente, 5°C, 37°C e 55°C. Para isso utiliza-se uma máquina com três cubas com água nas temperaturas citadas, controladas termicamente. Daí a necessidade de implementação de um sistema de refrigeração para obter água a 5°C numa destas cubas. O sistema para resfriar a água na cuba segue os mesmos princípios de uma geladeira convencional, tendo como componentes básicos um compressor para elevar a pressão do sistema, um condensador que liberará o calor ganho pela água para o ambiente, um tubo capilar que reduzirá a pressão do fluido refrigerante e um evaporador que estará em contato direto com a água, resfriando-a.

O presente trabalho tem, então, por objetivo dimensionar o sistema de refrigeração de uma máquina de ciclagem térmica e realizar testes com o sistema de refrigeração nela implantado, de tal forma que se obtenha uma máquina que cumpra adequadamente sua função e possa ser fabricada e vendida comercialmente.

## 2 DESENVOLVIMENTO

2.1 O ciclo de refrigeração padrão de compressão a vapor e suas variantes

De acordo com Martinelli (2003), considera-se um ciclo padrão de refrigeração onde o gás refrigerante percorre um sistema fechado e transforma-se sucessivamente em líquido e vapor e seja capaz de absorver calor, em baixa temperatura e pressão, pela sua evaporação e rejeitar calor a alta temperatura e pressão, pela sua condensação, como ilustrado no Esquema 1.

Para Stoecker e Saiz Jabardo (2002), o ciclo padrão é formado pelos seguintes processos:

1-2 Compressão isentrópica do refrigerante até a pressão de condensação, consumindo a potência mecânica ( $W_c$ );

2-3 Redução da temperatura do vapor seguida de condensação até líquido saturado a pressão constante, liberando a potencia calorífica  $Q_{cond}$ ;

3-4 Expansão isoentálpica do refrigerante até a pressão de evaporação no dispositivo de expansão;

4-1 Evaporação do refrigerante até o estado de vapor saturado a pressão constante, absorvendo carga térmica de refrigeração  $Q_{ev}$ .

Para Martinelli (2003), o evaporador é componente do sistema de refrigeração onde o fluido refrigerante sofre várias mudanças de estado, passando da fase líquida para a fase gasosa. Ainda, o evaporador deve ter uma superfície suficiente para absorver a carga térmica de refrigeração  $Q_{ev}$ , que neste trabalho é a energia a ser retirada da água líquida ambiente a 30°C até que sua temperatura atinja 5°C, num tempo de 10 minutos. O compressor é o equipamento responsável por elevar a pressão do fluido refrigerante, tornando possível a eliminação do calor para o ambiente no condensador.

Segundo Stoecker e Jones (1985), se o gás refrigerante for comprimido adiabaticamente e as variações de energia cinética e potencial forem consideradas desprezíveis, a potência mecânica  $W_c$  do compressor é obtida como:

$$W_c = m(h_2 - h_1) \quad (1)$$

onde  $m$  é a vazão mássica de refrigerante, em kg/s e  $(h_2-h_1)$  a variação de entalpia sofrida pelo refrigerante ao passar pelo compressor, em kJ/kg. Neste trabalho, a vazão mássica é obtida a partir da capacidade de refrigeração da máquina de ciclagem térmica.

Conforme Stoecker e Jones (1985), os dispositivos de expansão de um sistema de refrigeração são utilizados para reduzir a pressão do refrigerante e regular a vazão que entra no evaporador. Os sistemas de refrigeração de até 10 kW utilizam tubos capilares, que pode ter de 1 a 6 metros de comprimento e diâmetro interno variando de 0,5 a 2 milímetros. Na prática, normalmente quem faz o dimensionamento do tubo capilar é o instalador do sistema de refrigeração, onde é selecionado um determinado diâmetro e comprimento e o equipamento é ligado. Não atingindo a temperatura de evaporação desejada, o comprimento é reduzido ou aumentado e testado novamente. O processo se repete até que se consiga atingir a temperatura de evaporação desejada. Atualmente, os fabricantes de componentes para refrigeração já disponibilizam programas computacionais, que entrando com os dados de um determinado sistema calculam as combinações adequadas de diâmetro e comprimento para o tubo capilar. Tal procedimento foi utilizado na obtenção do tubo capilar do sistema ora dimensionado.

Conforme Martinelli (2003), o condensador é o equipamento responsável por transformar em líquido o gás quente, que é descarregado do compressor a alta pressão.

Para Stoecker e Jones (1985), o condensador tem a finalidade de rejeitar calor do fluido, podendo ser para o ar ou para a água, sendo que os condensadores a ar individuais são utilizados para capacidade de refrigeração da ordem de até 100 kW. O dimensionamento do condensador pode ser feito a partir do ciclo de compressão de vapor padrão, devendo, no entanto, se levar em consideração a energia adicional induzida pela ineficiência do compressor.

A determinação da capacidade calorífica  $Q_{cond}$  mínima do condensador pode ser obtida pela equação:

$$Q_{cond} = Q_{ev} + W_c$$

(2)

## 2.2 Determinação da capacidade de refrigeração do evaporador

O evaporador aqui dimensionado consiste de um tubo em forma de serpentina colocado dentro da cuba com água a 5°C. Assume-se aqui que o escoamento da água se dá de maneira cruzada sobre o tubo, ocasionando uma troca de calor por convecção forçada.

Conforme Dewitt (2008), a transferência de calor, neste caso, está também diretamente relacionada à diferença de temperatura entre a água e o refrigerante que circula no interior do tubo. Esta diferença de temperatura varia ao longo do tempo, devido à variação da temperatura da água. Com isso, a capacidade de refrigeração  $Q_{ev}$  do evaporador da máquina de ciclagem térmica é escrita como:

$$Q_{ev} = h_e \cdot A \cdot (T - T_{ref}) \quad (3)$$

onde  $h_e$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção externa entre a água e o tubo, em  $W/m^2\text{°C}$ ;  $A$  é a área externa de transferência de calor, em  $m^2$ ,  $T$  é a temperatura da água e  $T_{ref}$  a temperatura do fluido refrigerante, em  $\text{°C}$ .

### 2.2.1 - Cálculo do coeficiente de troca de calor por convecção, $h_e$

Para Incropera e Dewitt (2008), no cálculo de  $h_e$  é muito importante determinar o tipo de escoamento do fluido, se laminar ou turbulento. O tipo do escoamento do fluido impacta fortemente no atrito superficial e na taxa de transferência de calor por convecção. Assim, surge a necessidade de analisar se o escoamento é turbulento ou laminar. O número adimensional de Reynolds é quem determina o tipo do escoamento.

Para escoamentos em tubos circulares, o número de Reynolds,  $Re$ , é definido como:

$$Re = (\rho \cdot v_m \cdot D) / \mu_e \quad (4)$$

onde  $\rho$  é a densidade da água ali escoando, em  $\text{kg/m}^3$ ,  $v_m$  é a velocidade média da água sobre o tubo, em  $\text{m/s}$ ,  $D$  é o diâmetro externo do tubo, em  $\text{m}$  e  $\mu_e$  é a viscosidade dinâmica, em  $\text{N.s/m}^2$ .

Outros números adimensionais presentes nos escoamentos são o número de Nusselt,  $Nu$ , e o número de Prandtl,  $Pr$ . São escritos como:

$$Nu = (h_e \cdot D) / k_e \quad (5)$$

e,

$$Pr = (\mu_e \cdot c_p) / k_e \quad (6)$$

onde  $k_e$  é a condutividade térmica da água escoando sobre o tubo, em  $\text{W/m}^\circ\text{C}$  e  $c_p$  é o calor específico da água, em  $\text{J/kg}^\circ\text{C}$ .

A equação de Hilpert relaciona  $Nu$  e  $Pr$  em um escoamento externo sobre um cilindro como:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \quad (7)$$

onde as constantes  $C$  e  $m$  são tiradas da Tabela 1.

Calculando-se, então, o valor de  $Nu$ , o coeficiente  $h_e$  pode ser prontamente determinado.

### 2.2.2 - Determinação da área de troca de calor, $A$

Para obtenção da área de troca térmica do evaporador, utiliza-se aqui a primeira lei da termodinâmica para uma mudança de estado de um sistema com massa fixa, que no presente trabalho é a massa de água a ser resfriada numa das cubas. Assim, escreve-se:

$$E_e - E_s = \partial E / \partial t \quad (8)$$

onde  $E_e$  é a energia que entra no sistema,  $E_s$  é a energia que sai do sistema e  $\partial E / \partial t$  é a variação de energia do sistema em função do tempo.

Neste trabalho em específico, assume-se que a água não troca calor com o ambiente externo. Portanto, não há energia entrando no sistema. Já a energia que sai do sistema é a carga térmica de refrigeração a ser retirada da água,  $Q_{ev}$ . Tem-se, então, que:

$$-h_e \cdot A (T - T_{ref}) = m \cdot a \cdot c_p \cdot \partial T / \partial t \quad (9)$$

Resolvendo esta equação resulta:

$$A = (-m_a \cdot c_p) / (h_e \cdot t) \cdot \ln((T - T_{ref}) / (T_i - T_{ref})) \quad (10)$$

onde  $T_i$  é a temperatura inicial da água, em °C, e  $m_a$  é a massa de água na cuba, em kg.

### 2.3 - METODOLOGIA

Para o desenvolvimento deste trabalho, foi feito um levantamento de dados e os requisitos para o dimensionamento do sistema de refrigeração da máquina de ciclagem térmica. Foram levantadas as propriedades termodinâmicas dos fluidos utilizados: R-134a e água. A temperatura final desejada para água é 5°C e o tempo para se atingir tal temperatura é de 10 minutos, condições estas solicitadas pelos usuários da máquina.

As propriedades do R-134a e da água (densidade, viscosidade, condutividade térmica, entalpia, entropia, calor específico, pressão e volume específico) foram retiradas de Stoecker e Jabardo (2002) e Incropera e Dewitt (2008). Com o nível de água e dimensões da cuba já definidos, obteve-se por pesagem a massa de água na cuba, permitindo o dimensionamento dos componentes do sistema de refrigeração.

Para o cálculo da potência mecânica do compressor, adotou-se um rendimento isoentrópico de 80%, com base em recomendações de Stoecker e Jabardo (2002). Isto, juntamente com a carga térmica de refrigeração, possibilitou a obtenção da potência calorífica mínima do sistema. Já para o dimensionamento do tubo capilar, utilizou-se programa computacional Logiciel Selection, disponibilizado pelo fabricante do compressor Tecumseh. Para determinação do comprimento do tubo do evaporador, adotou-se uma velocidade média da água sobre o tubo igual a 1,4 cm/s, velocidade esta produzida por uma pequena bomba de recirculação de água instalada na máquina de ciclagem térmica.

### 2.4 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

No presente capítulo é apresentado o dimensionamento dos componentes do sistema de refrigeração da máquina de ciclagem térmica e os testes feitos com a máquina já com o sistema nela implantado, para verificação se o tempo de resfriamento da água em 10 minutos é satisfeito.

2.5 - Dimensionamento do sistema de refrigeração da máquina de ciclagem térmica

2.5.1 - Levantamento de dados iniciais para o dimensionamento

Tendo como base as dimensões das cubas da máquina de ciclagem térmica, pode-se colher os dados necessários para orientar o dimensionamento do sistema de refrigeração. A massa de água dentro de cada cuba é de 3,8 kg. Assume-se que a água interior tem uma temperatura inicial de 30°C devendo sua temperatura final ser igual a 5°C, sendo que o tempo requerido para o resfriamento dessa água é de, no máximo, 10 minutos. Por simplicidade, utiliza-se aqui uma temperatura média da água de 17°C para fins de obtenção de suas propriedades. Com isso, tem-se que  $c_p=4.187$  J/kg°C,  $\mu=1080 \times 10^{-6}$  N.s/m<sup>2</sup>,  $\rho = 999$  kg/m<sup>3</sup>,  $k_e = 0,598$  W/m°C e  $Pr=7,56$ .

2.5.2 - Dimensionamento do evaporador

Para o dimensionamento do evaporador optou-se por utilizar um diâmetro de tubo de 3/8 de polegadas, ou seja, 0,009525 m.

Como a máquina conta com uma bomba para circulação da água, atribui-se uma velocidade média da água igual a 1,4 cm/s, com base em observação experimental com a bomba. Com isso, o número de Reynolds para o escoamento da água sobre o tubo do evaporador é:

$$Re = 999 \cdot 0,014 \cdot 0,009525 / 1080 \cdot 10^{-6}$$

$$Re = 123,35$$



Pela Tabela 1, para o número de Reynolds entre 40 e 4000, obtém-se  $c=0,683$  e  $m=0,466$ . Logo o número de Nusselt vale:

$$Nu = 0,683 \cdot 123,35^{0,466} \cdot 7,56^{(1/3)}$$

$$Nu = 12,64$$

Daí,

$$h_e = 12,64 \cdot 0,598 / 0,009525$$

$$h_e = 793,56 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Com isso, obtém-se a área do evaporador pela equação (10) e, posteriormente, o comprimento do tubo do evaporador, como:

$$A = (-3,8.4187) / 793,56 \cdot 600 \cdot \ln((5-0)/(30-0))$$

$$A = 0,05987 \text{ m}^2$$

e como  $A = \pi \cdot D \cdot L$ , resulta,

$$L = 0,05987 / (\pi \cdot 0,009525)$$

$$L = 2 \text{ m}$$

Desta forma o comprimento do tubo do evaporador deve ter no mínimo 2 m com um diâmetro de 3/8", resultando numa área de troca de calor igual a 0,0598 m<sup>2</sup>.

### 2.5.3 - Cálculo da carga térmica de refrigeração

Da equação (10) tira-se que:

$$T - T = (T_i - T_{ref}) \cdot e^{(-h_e \cdot A \cdot t) / (m \cdot c_p)}$$

Que substituída em (3) fornece:

$$Q_{ev} = (T_i - T_{ref}) \cdot h_e \cdot A \cdot e^{(-h_e \cdot A \cdot t) / (m \cdot c_p)}$$

Assim sendo, tem-se que:

$$Q_{ev} = (30-0) \cdot 793,56 \cdot 0,05987 \cdot e^{(-793,56 \cdot 0,05987 \cdot t) / 3,8.4187}$$

$$Q_{ev} = 1425,31 \cdot e^{(-2,986 \cdot 10^{-3} t)}$$

Então para  $t = 0$ ,  $Q_{ev} = 1425,31$  W e para  $t = 600$ ,  $Q_{ev} = 237,59$  W.

Como pode ser visto, a capacidade de troca térmica do evaporador é variável e o valor médio dessa capacidade é, então, 831,5 W. Este valor é utilizado no restante deste trabalho para seleção dos componentes do sistema de refrigeração em estudo.

#### 2.5.4 - Definição das condições de operação e do fluido refrigerante do ciclo de refrigeração

Em um ciclo teórico, o fluido refrigerante deve passar pelo condensador a uma temperatura maior que a temperatura ambiente para que haja a troca térmica. Assim sendo, adota-se uma temperatura de condensação ( $T_{cond}$ ) de  $40^{\circ}\text{C}$ , haja vista que a temperatura ambiente é assumida aqui em  $30^{\circ}\text{C}$ .

A temperatura final da água na cuba da máquina de ciclagem térmica é de  $5^{\circ}\text{C}$ . Desta forma, utiliza-se aqui uma temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ) do refrigerante no evaporador igual a  $0^{\circ}\text{C}$ .

Como fluido de trabalho para o ciclo de refrigeração em questão, escolhe-se o refrigerante R-134a, que é o fluido normalmente utilizado em sistemas de refrigeração de pequeno porte.

Utilizando-se o Esquema 1, determina-se as propriedades do R-134a em cada ponto do ciclo, que são mostradas na Tabela 2.

#### 2.5.5 - Cálculo das potências teóricas do compressor e do condensador

Encontrados as propriedades termodinâmicas do R-134a em cada ponto do ciclo, pode-se obter agora a potência mecânica do compressor  $W_c$  e a potência calorífica do condensador  $Q_{cond}$ .

Aplicando a 1ª lei da termodinâmica no evaporador, determina-se a vazão mássica de R-134a do sistema, como:

$$Q_{ev} = m(h_1 - h_4)$$

$$0,8315 = m(397,4 - 255,9)$$

$$m = 0,005876 \text{ kg/s}$$

Aplicando agora a 1ª lei da termodinâmica no compressor, obtém-se:

$$W_c = m(h_2 - h_1)$$

$$W_c = 0,005876 (426 - 397,4)$$

$$W_c = 0,168 \text{ kW} = 0,2286 \text{ cv}$$

Finalmente, aplicando a 1ª lei da termodinâmica no condensador, tem-se que:

$$Q_{\text{cond}} = m(h_2 - h_3)$$

$$Q_{\text{cond}} = 0,005876(426 - 255,9)$$

$$Q_{\text{cond}} = 1 \text{ kW}$$

#### 2.5.6 - Seleção dos componentes do sistema de refrigeração

A partir dos cálculos realizados, inicia-se o a seleção dos componentes de refrigeração do sistema. Para isso, deve-se levar em conta fatores como rendimento dos componentes, e possíveis ganhos de energia do ambiente externo.

##### 2.5.6.1 - Seleção do compressor

Na seleção do compressor para o sistema, deve-se considerar um rendimento de compressão já que o atrito está presente. Adota-se um rendimento isoentrópico de 80%, conforme indicado por Stoecker e Jabardo (2002), obtendo-se:

$$W_c = 0,168/0,8 = 0,21 \text{ kW} = 0,286 \text{ cv}$$

Como o atrito está presente noutros pontos do ciclo e quem o vence é o compressor, escolhe-se para o sistema um compressor comercial com potência de 1/3 cv, ou seja, uma potência de 0,245 kW.

Com a potência do compressor definida, calcula-se sua cilindrada, ou seja, o volume de fluido a ser bombeado em cada rotação do motor do compressor.

$$C_{\text{compressão}} = (\varnothing 1 \cdot 60 \cdot 10^6) / n \quad (11)$$

onde  $C_{\text{compressão}}$  é a cilindrada do compressor, em  $\text{cm}^3/\text{rotação}$ ,  $\varnothing 1$  é a vazão volumétrica do refrigerante na entrada do compressor, em  $\text{m}^3/\text{s}$  e  $n$  é a rotação do compressor, em RPM.

A partir do volume específico no ponto 1 encontra-se a vazão volumétrica na aspiração do compressor. Adota-se que o compressor opera com uma rotação de 3400 RPM. Assim escreve-se que:

$$\varnothing 1 = m \cdot v_1 \quad (12)$$

e,

$$\varnothing 1 = 0,005876 \cdot 0,06882$$

$$\varnothing 1 = 4,04 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Então:

$$C_{\text{compressão}} = (4,04 \cdot 10^{-4} \cdot 60 \cdot 10^6) / 3400$$

$$C_{\text{compressão}} = 7,13 \text{ cm}^3/\text{rotação}$$

#### 2.5.6.2 - Seleção do condensador

O condensador do sistema deve ser capaz de liberar para o ambiente a energia ganha pelo evaporador e pelo compressor. Tendo que o compressor escolhido tem potência mecânica de 0,245 kW e a capacidade frigorífica média do sistema é 0,8315 kW, da equação (2) tira-se então:

$$Q_{\text{cond}} = 1,076 \text{ kW}$$

#### 2.5.6.3 - Seleção da válvula de expansão tipo tubo capilar

Neste caso, pelo fato de o sistema operar com baixa potência, pode-se utilizar como válvula de expansão um tubo capilar. Com os dados de operação do refrigerante selecionou-se um tubo capilar de diâmetro 1

milímetro e comprimento 2,8 metros, utilizando o programa computacional Logiciel Selection do fabricante do compressor Tecumseh.

## 2.6 - A opção por uma unidade compacta de refrigeração

Para facilidade de montagem na máquina de ciclagem térmica e a partir dos cálculos realizados, selecionou-se uma unidade compacta de refrigeração com compressor de potência de 1/3 cv, cilindrada de 8,85 cm<sup>3</sup>/rotação e condensador com capacidade de 1,103 kW, cujas capacidades atendem às aqui calculadas.

## 2.7 - Testes realizados com o sistema de refrigeração

### 2.7.1 - Teste do sistema com diferentes cargas de gás refrigerante

Após a montagem do sistema de refrigeração na máquina de ciclagem térmica foram feitos testes com diferentes cargas de gás refrigerante R-134a. Para medições de pressão utilizou-se um jogo de manômetros Manifold e utilizou-se termopares acoplados a um termômetro digital para verificação das temperaturas na descarga do compressor e na entrada do evaporador. Com o sistema em funcionamento, efetuou-se diferentes cargas de gás R134-a e as temperaturas e pressões foram monitoradas. A Tabela 3 mostra os resultados dos testes.

Analisando a Tabela 3, definiu-se teste 2 como padrão da máquina, pois é o mais adequado quando comparado com as temperaturas utilizadas nos cálculos.

Com a carga de gás efetuada, adicionou-se 3,8 kg de água na cuba a uma temperatura de 30 °C. Com auxílio de um cronômetro e um termômetro, coletou-se os dados de tempo e temperatura da água nos testes realizados. O Gráfico 1 mostra os valores obtidos e a curva Temperatura x Tempo para esses testes.

Em todos os testes realizados, o comportamento do processo de resfriamento da água foi bem similar aos observados no Gráfico 1, o que comprovou que o sistema de refrigeração dimensionado atende às necessidades da máquina de ciclagem térmica, que é de resfriar a água num tempo de 10 minutos.

### 3 CONCLUSÃO

O presente trabalho foi desenvolvido com o objetivo de dimensionar um sistema de refrigeração para uma máquina de ciclagem térmica. Para isto analisou-se todo o funcionamento, finalidades e necessidades do equipamento.

A partir dos dados obtidos observou-se que o dimensionamento de cada componente do sistema de refrigeração foi importante para se obter um sistema funcional, que atenda as necessidades, neste caso, dos usuários e seja capaz de realizar os testes com eficiência.

Mostrou-se que para a massa de água de 3,8 kg e tempo de 10 minutos para atingir a temperatura de 5°C, a máquina de ciclagem térmica necessitará de um compressor com potência mínima de 1/3 cv, um evaporador em forma de serpentina com 2 m de comprimento, um tubo capilar com diâmetro interno de 1 mm com 2,8 metros de comprimento e de um condensador com capacidade de rejeitar calor de, no mínimo, 1,103 kW.

Conclui-se com a realização dos testes que o sistema de refrigeração da máquina de ciclagem térmica mostrou-se adequado às exigências de projeto e ela pode, assim, ser fabricada e comercializada no mercado de equipamentos para área odontológica.

### REFERÊNCIAS

BERTICELLI JUNIOR, Gerson Luiz, Dimensionamento de um sistema de refrigeração de uma máquina de ciclagem térmica. Relatório de estágio supervisionado. UNOESC - Joaçaba, 2013.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David. Fundamentos de transferência de calor e de massa. 6 ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos, 2008. 643 p.

MARTINELLI, Luiz C. Jr. Refrigeração. UNIJUI, 2003.134p.

STOECKER, Wilbert. F.; JONES, Jerold. W. Refrigeração e ar condicionado. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.481p.

STOECKER, Wilbert F.; SAIZ JABARDO, José M. Refrigeração industrial. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 2002. 371p.

Sobre o(s) autor(es)

Antonio Carlos Ferreira - Mestre em Engenharia Mecânica

Professor tempo integral - email: antonio.ferreira@unoesc.edu.br

Gerson Luiz Berticelli Junior – Graduado em Engenharia de Produção Mecânica

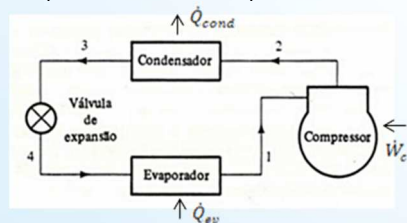
Email: juniorberticelli@gmail.com

Fotografia 1 - Máquina de ciclagem térmica



Fonte: Odeme(2013)

Esquema 1 - Ciclo padrão de compressão de vapor



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jones (1985)

Tabela 1 - Constantes da equação de Hilpert para cilindro circular em escoamento cruzado

Re	C	M
0,4 – 4	0,989	0,330
4 – 40	0,911	0,385
40 – 4.000	0,683	0,466
4.000 – 40.000	0,193	0,618
40.000 – 400.000	0,027	0,805

Fonte: DeWitt(2008)

Tabela 2 - Propriedades termodinâmicas do R134-a em cada ponto do ciclo

Ponto	Estado	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Temperatura de saturação (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)	Volume específico (m³/kg)
1	Vapor saturado	93	10	0	7,4	72275	0,06882
2	Vapor superaquecido	017	-	6	42	72275	-
3	Líquido saturado	017	0	5,9	25	-	-
4	Líquido+Vapor saturado	93	-	5,9	25	-	-

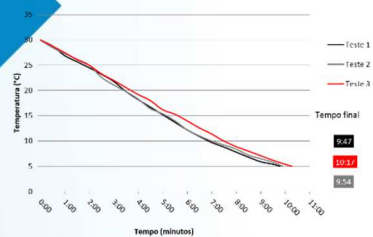
Fonte: Os autores

Tabela 3 - Resultados obtidos nos testes com diferentes cargas de gás

Teste	Pressão manométrica na sucção do compressor (PSI)	Temperatura do refrigerante na descarga do compressor (°C)	Temperatura do refrigerante no evaporador (°C)
1	22	44	2,2
2	20	54	0,5
3	25	44,7	2
4	18	36,5	-2,3
5	18	52	-0,6

Fonte: Os autores

Gráfico 1 - Temperatura da água na cuba em função do tempo



Fonte: Os autores