

SISTEMA DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO COM USO DE HIDROEJETOR PARA
ARREFECIMENTO INDIRETO

Cíntia Carla Melgaço de Oliveira (Oliveira, C. C. M.) - cintiamelgaco@hotmail.com - cintiaea@fea.unicamp.br

Mirko Chavez Gutierrez (Gutierrez, M. C.) - mirko@fea.unicamp.br

Vivaldo Silveira Junior (Silveira Junior, V.) - vivaldo@fea.unicamp.br

Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia de Alimentos. Departamento de Engenharia de Alimentos, www.fea.unicamp.br.

A2 - APLICAÇÕES INDUSTRIAIS

Resumo. A busca por equipamentos de refrigeração eficientes e acessíveis é crescente no mercado. Este trabalho tem como objetivo construir e avaliar energeticamente um sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidroejetor, permitindo ser instalado em locais com abundância de água em circulação. Estudou-se o comportamento do sistema sob alterações da velocidade e temperatura da água de circulação, temperatura da água de reposição, cavitação e o coeficiente de desempenho do sistema. O melhor vácuo obtido foi de 8,5 kPa nas condições operacionais nominais de $4,1 \pm 0,1 \text{ m}^3/\text{h}$ e $5 \pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ da água de circulação, atingindo a temperatura de $9,7 \pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ da água de resfriamento. A perturbação gerada, tipo pulso, com a reposição da água de resfriamento em diferentes momentos de funcionamento do sistema, não resultou em mudanças expressivas quanto a desestabilidade do vácuo ou do aumento de temperatura no reservatório de resfriamento. O coeficiente de desempenho avaliado foi de 0,077 na maior inserção de potência térmica de 92,27 W pela água de resfriamento, sendo subestimado devido a possíveis problemas de eficiência da bomba. O sistema em estudo nas condições operacionais estudadas pode ser muito bom quando utilizado para resfriamento de fluido a patamares de temperatura maior, podendo ser complementar aos sistemas de refrigeração principal.

Palavras-chave: Termoacumulação, Resfriamento evaporativo, Ejetor

1. INTRODUÇÃO

Indústrias e pesquisadores estão em busca de sistemas de refrigeração cada vez mais eficientes e econômicos. Com esse objetivo está surgindo no mercado equipamentos que modificam o sistema de refrigeração convencional ou são combinados a ele para aumentar a sua eficiência e viabilidade.

Na linha de pesquisa em refrigeração, está sendo relevante, principalmente para grandes indústrias, o estudo do uso de termoacumuladores para o armazenamento de energia a baixas temperaturas em horários fora da ponta em que as tarifas são baixas, para posteriormente serem usados em horários de maior demanda energética. Com esse sistema pode-se obter uma economia financeira de até 70%, dependendo do segmento e horários de funcionamento da empresa (Thermoambiental, 2013).

Uma alternativa de um sistema de resfriamento com custo viável é o evaporativo com uso de ejetores. Estes são dispositivos simples, regido pelo princípio de *Bernoulli*, em que, pela vazão de ar, água ou vapor, como fluidos de circulação que passam em seu interior, produz uma queda de pressão que pode ser aproveitada para succionar os vapores do refrigerante primário e então evaporá-lo e resfriá-lo. O resfriamento ocorre devido ao princípio natural em que há a retirada de calor sensível do fluido pela sua evaporação (entalpia de vaporização).

Sistemas de resfriamento evaporativo com uso de ejetores a vapor são os mais utilizados, apresentando meios para dimensionamento como também vários estudos com detalhes de suas geometrias estimadas com ajuda de software. Já o uso de ejetores utilizando água líquida como fluido de circulação no seu interior, hidroejetores, são pouco utilizados, o que indagou a obter novos conhecimentos a respeito do seu comportamento, permitindo a possibilidade de criar um sistema de resfriamento simples e aplicável em locais com abundância de água em circulação, existentes ou produzida com baixos investimentos.

Sistemas de resfriamento evaporativo com uso de hidroejetor são aplicáveis em propriedades rurais ou industriais que apresentem, no seu território, abundância de escoamento de recursos hídricos. Dependendo da forma que esse recurso estiver disponível na propriedade, o sistema em estudo pode produzir o resfriamento sem utilização extra de energia elétrica, por exemplo, com o aproveitamento do escoamento da água existente a ser utilizado para produção de baixa pressão.

O sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidroejetor pode ser utilizado, dentro de limitadas condições, para substituir sistemas de refrigeração convencional, bombas de vácuo, ejetores a vapor, entre outros, onde haja circulação ou escoamento do fluido para ser aproveitado ou implementado para determinadas condições operacionais. É um sistema de baixo investimento financeiro e tem apelo sustentável, não gerando qualquer tipo de resíduo para o meio ambiente. Ele utiliza fluido refrigerante não tóxico, não inflamável, não possui potencial carcinogênico e ainda é um recurso abundante no país, a água.

O sistema estudado pode ser utilizado para resfriamento de uma aplicação qualquer com contato indireto do meio com a água resfriada no sistema. Diferente dos trabalhos de Rodrigues et al. (2012) e Cavalheiro et al. (2012) que trabalharam com o contato direto do vácuo sobre o alimento para arrefecimento do mesmo, a água resfriada no sistema de resfriamento evaporativo através da passagem da água de circulação pela obstrução do ejetor, poderá percorrer um tanque encamisado para resfriamento indireto de algum alimento líquido ou sólido, como por exemplo, de leite, café, entre outros.

Assim, o objetivo deste trabalho foi construir e avaliar energeticamente um sistema de resfriamento evaporativo utilizando hidro-ejetor, avaliando a influência das condições operacionais, tais como, velocidade e temperatura da água de circulação e a temperatura da água de reposição em quantidades fixas, sobre a temperatura da água no reservatório de resfriamento, além do coeficiente de desempenho do sistema.

2. MATERIAL E MÉTODOS

O sistema de resfriamento evaporativo ensaiado consiste nos seguintes equipamentos: um reservatório de água para resfriamento a baixa pressão, também podendo ser utilizado para termoacumulação; reservatório de água para circulação (volume de 80 L); reservatório de água de reposição (volume de 60 mL); bomba centrífuga (marca Thebe e modelo Th 16), que faz a circulação da água armazenada no reservatório de circulação até o hidro-ejetor; hidro-ejetor, composto com dois compartimentos (convergente e divergente) (Fig. 1); banho termostático para resfriamento indireto da água de circulação; mangueira de vácuo para conexão do bocal do hidro-ejetor ao reservatório de resfriamento e uma resistência elétrica, para simulação de carga térmica.

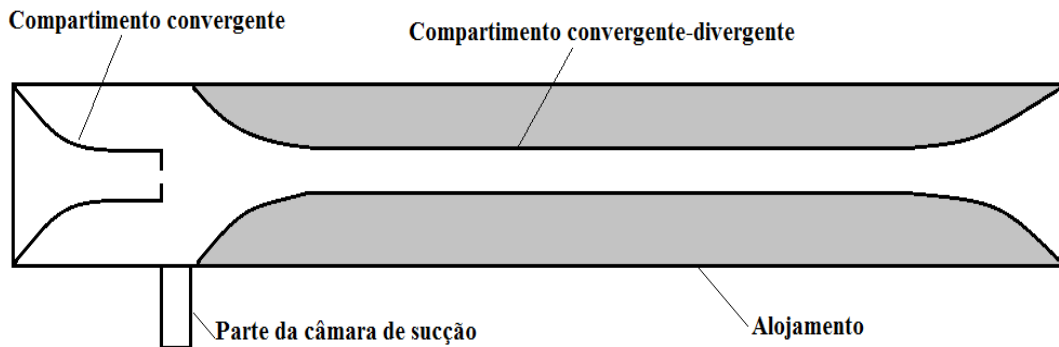


Figura 1. Esquema do Hidro-ejetor

A instrumentação instalada para avaliação das condições operacionais ensaiadas é mostrada na Fig. 2.

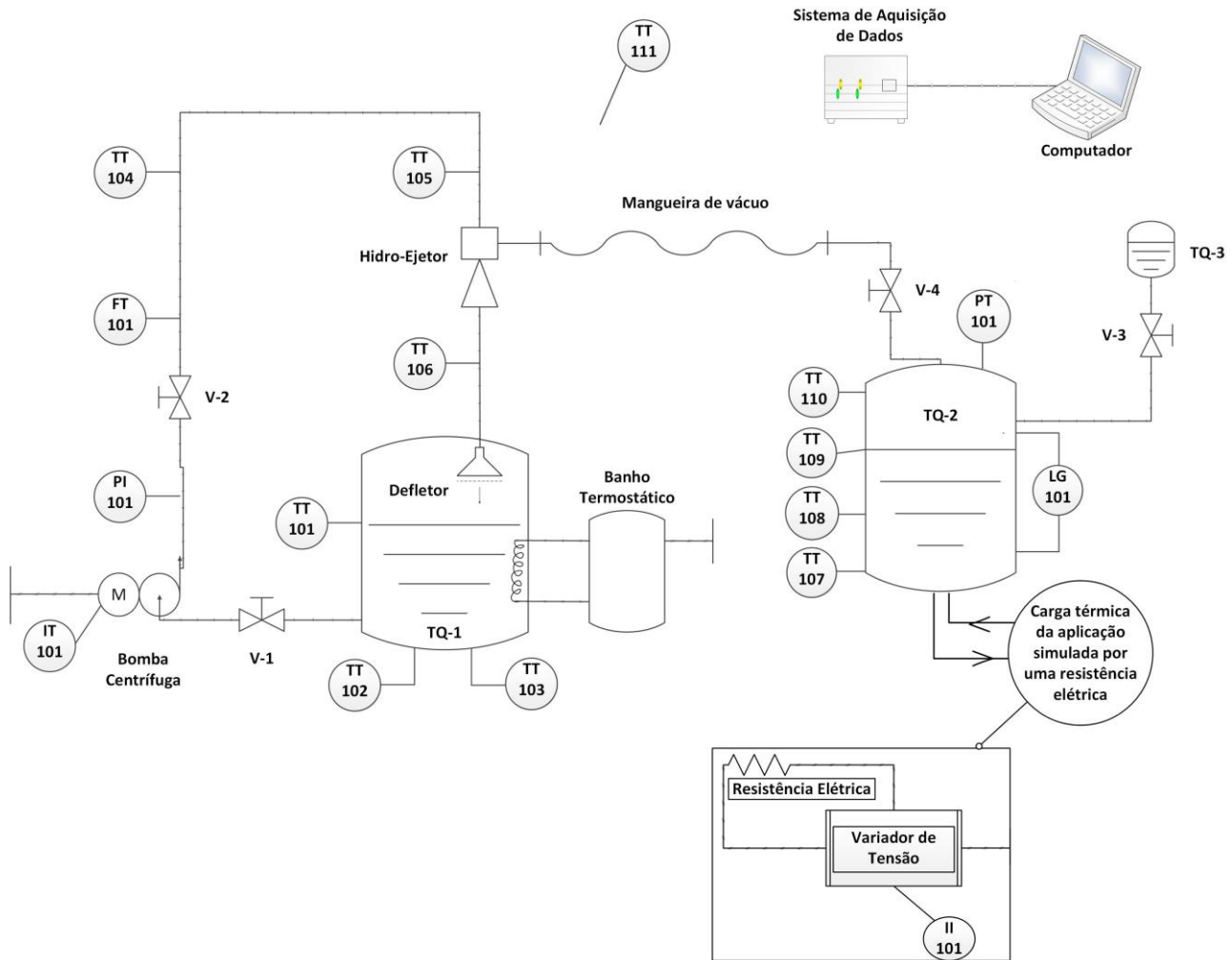


Figura 2. Esquema instrumental do sistema de resfriamento evaporativo utilizando hidroejetor

A descrição da montagem e instrumentação são: TQ-1, Reservatório de circulação; TQ-2, Reservatório de resfriamento; TQ-3, Reservatório de reposição; V-1, Válvula esfera na saída do reservatório de circulação; V-2, Válvula agulha após a bomba centrífuga; V-3, Válvula esfera na saída do reservatório de reposição; V-4, Válvula esfera no reservatório de resfriamento; TT 101, Transdutor de temperatura no reservatório de circulação 01; TT 102, Transdutor de temperatura no reservatório de circulação 02; TT 103, Transdutor de temperatura no reservatório de circulação 03; TT 104, Transdutor de temperatura depois da bomba centrífuga; TT 105, Transdutor de temperatura antes do hidroejetor; TT 106, Transdutor de temperatura depois do hidroejetor; TT 107, Transdutor de temperatura no reservatório de resfriamento 01; TT 108, Transdutor de temperatura no reservatório de resfriamento 02; TT 109, Transdutor de temperatura no reservatório de resfriamento 03; TT 110, Transdutor de temperatura no reservatório de resfriamento 04; TT 111, Transdutor de temperatura no ambiente; PT 101 e PI 101, Transmissor de pressão e Indicador de pressão (Manômetro); IT 101 e II 101, Transdutor de corrente e Indicador de corrente (Multímetro) e FT 101, Transmissor de vazão.

O sistema foi instrumentado com sensores de pressão (modelo TPI-Press e série 78703); sensores de temperatura (termorresistências do tipo Pt100), com precisão de 0,2 °C e linearidade ($R^2 = 0,99$); medidor e transmissor de vazão tipo magnético; variador de tensão analógico (modelo W5MT3) e transdutor de intensidade de corrente elétrica com entrada de 0 a 5 A ac e comunicação de saída de 4 a 20 mA. Os dados foram registrados pelo programa Field Chart 1.76 em intervalos de 30 segundos.

De acordo com a configuração do hidroejetor, o mesmo fornece uma queda de pressão quando o fluido percorre o compartimento convergente, onde há o aumento da velocidade e redução da pressão. Como o bocal está conectado ao reservatório de resfriamento pela câmara de sucção, então há a redução da pressão no reservatório de resfriamento. A princípio, ocorre a sucção de ar úmido do reservatório de resfriamento, o que permite que a pressão parcial da água na fase gasosa presente no reservatório de resfriamento seja reduzida, ficando abaixo da pressão de saturação da água líquida. Esse fenômeno leva a evaporação da água presente no reservatório de resfriamento, que pelo processo de transferência de massa e calor provoca o resfriamento da água de resfriamento. Esse ar úmido ou vapor de água a baixa pressão são succionados juntamente do reservatório de resfriamento pela água de circulação e se misturam na câmara de mistura do hidroejetor. Neste local, recuperam a pressão de forma suficiente para equilibrar a pressão atmosférica no difusor divergente, pelo aumento do diâmetro do mesmo, e alcançam o reservatório de circulação.

Os ensaios consistiram em avaliar os efeitos sobre a temperatura da água de resfriamento sob as variações das condições operacionais, cargas térmicas e temperatura de água de reposição:

2.1 Condições operacionais

Os efeitos das variáveis operacionais, potencialmente influenciáveis, a temperatura da água de circulação e a vazão (velocidade na secção convergente) que esta água passava no bocal do hidrojetor, por meio da vazão volumétrica fornecida pela bomba centrífuga, foram avaliados quanto ao nível de vácuo atingido e sua consequente estabilização da temperatura do fluido no reservatório de resfriamento. As temperaturas estudadas para água de circulação foram: 5, 10, 15, 20 e $25 \pm 0,5$ °C, obtidas pelo sistema de resfriamento instalado no reservatório de circulação (banho termostático e trocador de calor de forma espiral de cobre) ou com complementação de uma quantidade de gelo. As vazões volumétricas foram definidas tendo como referência a pressão com que a água armazenada no reservatório de resfriamento começava a resfriar. Sendo assim as vazões volumétricas nominais estudadas foram 3,7; 3,9 e $4,1 \pm 0,1$ m³/h, as quais foram moduladas pela válvula agulha e registradas pelo medidor de vazão magnético.

A partir da temperatura média inicial da água de circulação a 30°C, os ensaios ocorreram com a variação da temperatura nominal da água de circulação de 5 a $25 \pm 0,5$ °C e a fixação de cada vazão volumétrica nominal prevista pela abertura da válvula agulha.

2.2 Cavitação

Outro fato analisado no sistema foi a possibilidade de cavitação no bocal do hidrojetor e o quanto isto prejudicaria a vácuo atingido no reservatório de resfriamento (TQ-2). A cavitação poderia ocorrer devido à redução de pressão no bocal do hidrojetor podendo alcançar uma pressão menor que a pressão de saturação da água de circulação na temperatura em que a mesma se encontrava.

A existência da cavitação foi verificada visualmente através do material translúcido que compôs o hidrojetor, vidro, no momento em que a água de circulação passava no bocal do mesmo e pelo acompanhamento do comportamento da queda de pressão no reservatório de resfriamento (TQ-2), através da instrumentação nele instalado.

2.3 Carga térmica

Após atingir o estado estacionário, na menor temperatura da água armazenada no reservatório de resfriamento, quando o sistema foi exposto às melhores condições operacionais para obtenção do menor vácuo, foi avaliado o comportamento da temperatura da água de resfriamento submetida a diferentes degraus de cargas térmicas permanentes pelo acionamento da potência térmica com a resistência elétrica. As diferentes cargas térmicas imposta no sistema foram obtidas pela variação de tensão sobre a resistência elétrica de 20, 25, 30, 40, 45 e 60 V, que resultaram em potências térmicas de 12,61; 27,85; 31,14; 49,92, 56,68; e 92,27 Watts, respectivamente.

2.4 Reposição de água de resfriamento

Os efeitos sobre a temperatura da água de resfriamento devido a inserção de quantidades fixas de água de reposição com diferentes temperaturas, e as consequências sobre o sistema foram avaliados. As temperaturas da água de reposição utilizadas foram 30, 40, 50, 60, 70 e 80 °C, originadas do reservatório de reposição de capacidade volumétrica de 60 mL. As temperaturas utilizadas foram maiores que a temperatura ambiente a fim de fornecer um nível de energia progressivo no mesmo volume de reposição, 60 mL.

2.5 Avaliação energética

O parâmetro analisado no sistema de resfriamento evaporativo foi o coeficiente de desempenho ou de eficácia (COP) que calcula a razão do efeito desejado pela energia gasta (Eq. 1), em condições estacionárias:

$$COP = \frac{Q_a}{W} \quad (1)$$

Onde:

Q_a = Potência térmica imposta (ou de resfriamento) a água armazenada no reservatório de resfriamento (kJ/s)

W = Trabalho fornecido ao sistema (potência do motor da bomba) (kJ/s)

A efetiva Potência térmica imposta (Q_a) foi calculada pela Eq. 2:

$$Q_a = m_{\text{água_evaporada}} \times \Delta H_{\text{vaporização}} \quad (2)$$

Onde:

$m_{\text{água_evaporada}}$ - vazão mássica de água evaporada a partir do calor fornecido pela resistência elétrica (kg/s)

$\Delta H_{\text{vaporização}}$ - variação de entalpia específica da água evaporada na pressão e temperatura alcançada (kJ/kg) (Potter e Scott, 2006)

O trabalho fornecido (W) ao sistema de resfriamento evaporativo, foi calculado pelo produto da tensão nominal (220 V), da intensidade de corrente elétrica (3,15 A ± 0,01), da raiz quadrada de três (motor trifásico) e do fator de potência do motor (0,78) (Eq.3):

$$W = V \times I \times \sqrt{3} \times \cos(\phi) \quad (3)$$

Onde:

V- Tensão (Volt)

I – Intensidade de corrente elétrica (Ampère)

$\cos \phi$ = fator de potência do motor

ϕ = ângulo de defasagem entre a tensão e a corrente de fase

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Condições operacionais da água de circulação

Para que ocorra o resfriamento do líquido a baixa pressão, além de um projeto adequado dos compartimentos que compõem o hidrojeter, tem-se combinado a ele a temperatura e a velocidade da água de circulação. Segundo Jeong et al. (2005) a diminuição gradativa da temperatura da água de circulação tem o intuito de diminuir a pressão no ejetor, pois, em geral, a densidade da água depende da temperatura. Em relação a velocidade da água de circulação, a mesma tem influência sobre a pressão no bocal do hidrojeter, visto que o hidrojeter é regido pelo princípio de *BERNOULLI*. Para manter constante a energia mecânica no compartimento convergente, o aumento da energia cinética do fluido, proporciona uma diminuição da energia de pressão no bocal, considerando desprezível a variação da energia potencial, pois a diferença da distância entre os dois pontos no volume de controle escolhido foi muito pequena. O sistema foi submetido às vazões volumétricas nominais de 3,7; 3,9 e 4,1 ± 0,1 m³/h e as temperaturas nominais de 5, 10, 15, 20 e 25 ± 0,5 °C em cada vazão estudada.

Em todos ensaios experimentais realizados, foi observado que quanto menor a temperatura da água de circulação, na mesma vazão volumétrica nominal estudada, menor foi a temperatura da água armazenada no reservatório de resfriamento atingida, pois menor foi a pressão alcançada da água de circulação na mesma temperatura, devido ao aumento da velocidade no bocal do hidrojeter que gerou uma maior diminuição da pressão. Na Fig. 3, é mostrada a condição de pressão obtida em três condições de vazões volumétricas estudadas e nas cinco diferentes temperaturas da água de circulação.

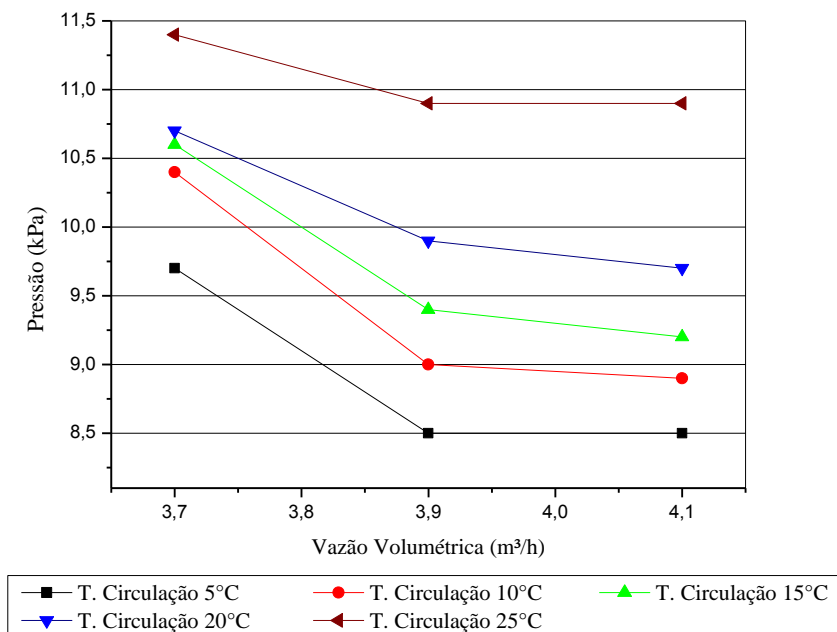


Figura 3. Comportamento da pressão em diferentes temperaturas nominais da água de circulação nas vazões nominais de 3,7; 3,9 e 4,1 \pm 0,1 m³/h

Na Tab. 1, são mostradas as temperaturas alcançadas pela água de resfriamento nas diferentes combinações da vazão volumétrica nominal e temperatura nominal da água de circulação.

Tabela 1. Temperatura atingida pela água de resfriamento (°C), contida no reservatório de resfriamento, nas diferentes condições operacionais nominais, sem aplicação de carga térmica e na temperatura média inicial de 30 °C

Vazão volumétrica nominal da água de circulação (\pm 0,1)	Temperatura Nominal da Água de Circulação (\pm 0,5°C)				
	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C
3,7 m ³ /h	20,4	22,3	23,5	24,5	27,9
3,9 m ³ /h	10,5	13,6	16,6	21,4	25,9
4,1 m ³ /h	9,7	12,7	16,3	21,4	26,2

As temperaturas atingidas pela água de resfriamento na vazão volumétrica nominal de 3,7 \pm 0,1 m³/h foram bem maiores que as temperaturas da água de resfriamento atingidas nas vazões volumétricas nominais de 3,9 \pm 0,1 m³/h e 4,1 \pm 0,1 m³/h, na mesma temperatura da água de circulação. O mesmo não ocorreu entre as vazões volumétricas nominais de 3,9 \pm 0,1 m³/h e 4,1 \pm 0,1 m³/h, onde as temperaturas atingidas da água de resfriamento foram próximas, quando submetido à mesma temperatura de circulação, diferindo em menos de 1 °C. Esta pequena variação pode ter acontecido devido a variação da vazão volumétrica nominal de 3,9 \pm 0,1 m³/h em cada temperatura da água de circulação se aproximar da vazão volumétrica nominal de 4,1 \pm 0,1 m³/h nas respectivas temperaturas da água de circulação.

Considerando que a temperatura inicial da água de resfriamento estava em cerca de 30°C, quando o sistema era submetido a temperatura nominal de 5 \pm 0,5 °C e na vazão volumétrica nominal 3,7 \pm 0,1 m³/h conseguiu resfriar a água de resfriamento em torno de um $\Delta T = 10$ °C, enquanto nas vazões volumétricas nominais de 3,9 \pm 0,1 m³/h e 4,1 \pm 0,1 m³/h, este ΔT médio foi em torno de 20 °C. A medida que a temperatura da água de circulação aumentou, a diferença de temperatura inicial e final da água de resfriamento diminuiu. Portanto a mesma tendência foi obtida quando comparado ao trabalho de Jeong et al. (2005). Eles demonstraram que a pressão cai acentuadamente quanto maior a vazão que passa pelo bico do ejetor e que a queda de pressão é maior quanto menor a temperatura do fluido no mesmo, visto que a massa específica da água depende da temperatura.

3.2 Estudo da cavitação no bocal do hidrojetor

Um dos eventos observado no hidrojetor foi a possibilidade de formação de bolhas de vapor em seu bocal decorrente da acentuada queda de pressão e como isso interferiria no vácuo presente no reservatório de resfriamento (TQ-2). Esse fenômeno é conhecido como cavitação, formação de cavidades dentro da massa líquida.

De acordo com o princípio de *Bernoulli*, quando a água de circulação escoar no bocal do hidrojetor, o fluido é acelerado por causa da redução do diâmetro. Para manter a energia mecânica constante no compartimento convergente, ocorre uma redução na pressão, podendo esta alcançar um valor menor que a pressão de saturação da água de circulação na temperatura em que ela se encontra. Portanto, haveria formação de bolhas de vapor no bocal do hidrojetor. Após essas bolhas forem carregadas para uma região, câmara de mistura e difusor divergente do hidrojetor, em que a pressão fosse superior a pressão de saturação do fluido, ocorreriam "implosões" das mesmas ocasionando fissuras no equipamento, caso ocorra perto da superfície, pela liberação sucessiva de ondas de choques e micro jatos, altamente energéticos. A Fig. 4 mostra a pressão de saturação e a pressão que o reservatório de resfriamento alcançou, nas diferentes condições operacionais nominais.

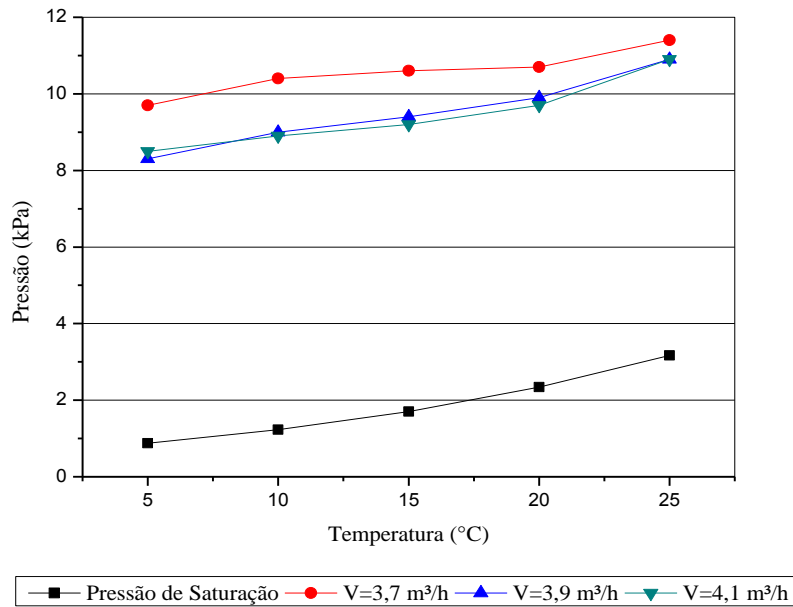


Figura 4. Comparação da pressão de saturação da água de circulação em relação a pressão atingida pela mesma no sistema de resfriamento evaporativo, nas diferentes combinações das condições operacionais nominais

De acordo com os resultados apresentados, observou-se que a pressão atingida pela água de circulação no bocal do hidrojetor foi superior à pressão de saturação da água de circulação em todas as condições operacionais imposta ao sistema, portanto não ocorreu possibilidade de cavitação durante o funcionamento do sistema.

3.3 Estudo do comportamento da água de resfriamento quando submetida a diferentes cargas térmicas

Foram realizados ensaios com aplicações de cargas térmicas na água de resfriamento, por meio da resistência elétrica instalada no fundo do reservatório, para estudar o comportamento da água e da fase gasosa contida no mesmo, com precisão de 0,01 A e 0,5 V, nas melhores condições operacionais nominais de $4,1 \pm 0,1$ m³/h e $5 \pm 0,5$ °C da água de circulação para obtenção de menor pressão e menor temperatura de resfriamento. Na Tab. 2, são mostradas as potências térmicas impostas na água de resfriamento e as temperaturas inicial e após a aplicação da carga térmica, com o processo em regime permanente.

Tabela 2. Temperatura média atingida pela água de resfriamento (°C) quando submetido a diferentes potência térmicas, nas condições operacionais nominais de $4,1 \pm 0,1$ m³/h e $5 \pm 0,5$ °C

Potência Térmica Absorvida (Watts)	Temperatura inicial da água de resfriamento (°C)	Temperatura final da água de resfriamento (°C) após estabilizado
12,61	10,2	11,6
27,85	10,2	13,3
31,14	9,3	15,3
49,92	11,5	20,8
56,58	9,7	20,7
92,27	8,9	23,7

Pode-se observar que com o aumento da potência térmica, o sistema se estabilizou em diferentes e crescentes temperaturas da água de resfriamento. Sendo assim, pela perturbação da carga térmica, tipo degrau, observou-se que, quanto maior a carga térmica fornecida, o sistema estabiliza em maior temperatura.

O comportamento crescente da temperatura com o aumento da carga térmica, tende a chegar num ponto em que a quantidade de água evaporada será tão grande que irá atrapalhar a sucção da fase gasosa pelo hidrojetor, possibilitando a ocorrência de desestabilização do sistema. Em consequência da não funcionalidade do hidrojetor, poderá ocorrer o aquecimento da água de resfriamento, caso a resistência elétrica permaneça ligada, até a sua completa evaporação ou poderá ocorrer a inundação do reservatório de resfriamento pela água de circulação através da diferença de pressão que será inicialmente gerada.

3.4 Estudo do comportamento da água de resfriamento quando submetida a diferentes temperaturas de água de reposição

Outro efeito analisado foi a variação e estabilização da temperatura da água de resfriamento após a incorporação de água de reposição a diferentes temperaturas, nas condições operacionais nominais de $4,1 \pm 0,1 \text{ m}^3/\text{h}$ e $5 \pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ da água de circulação. Foram testadas temperaturas superiores à temperatura que normalmente poderia ocorrer a reposição da água de resfriamento, sendo estas 40, 50, 60, 70 e 80 °C. Na Fig. 5 é mostrada as variações da pressão e da temperatura no reservatório de resfriamento durante a reposição da água de resfriamento nas temperaturas de 40; 50; 60; 70 e 80 °C após o sistema alcançar o estado permanente.

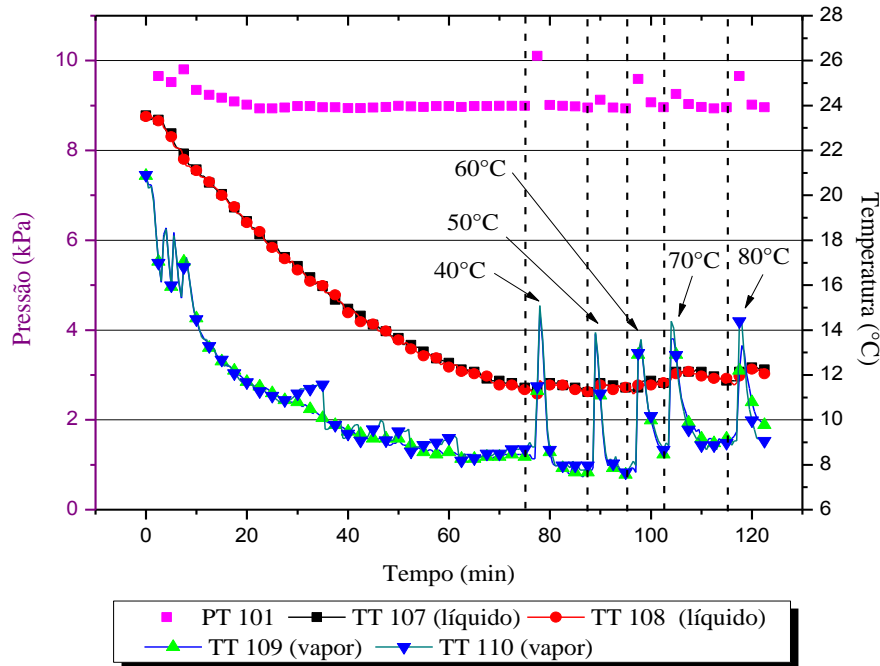


Figura 5. Variação da pressão e temperatura do reservatório de resfriamento em função da reposição de 60 mL de água de resfriamento nas temperaturas de 40, 50, 60, 70 e 80 °C, nas condições de operação nominais de $4,1 \pm 0,1 \text{ m}^3/\text{h}$ e $5 \pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ da água de circulação

Nos momentos de reposição de água, perturbação tipo pulso, a pressão no reservatório de resfriamento aumentou devido ao aumento de temperatura da fase gasosa e da presença de ar contido do reservatório de reposição, mas retornou a pressão inicial. Houve também um pequeno aumento da temperatura da água de reposição, no qual, decorrido certo período, a temperatura retornava ao valor inicial. Em relação a reposição de água de resfriamento em geral, na taxa de evaporação média de 1,4 mL/min nas condições operacionais nominais de $4,1 \pm 0,1 \text{ m}^3/\text{h}$ e $5 \pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ da água de circulação e sem aplicação de carga térmica, a reposição de 60 mL ocorreria a cada 43 minutos. Já com a absorção da potência térmica de 92,27 W pela água de resfriamento, a reposição de 60 mL seria feita em um intervalo de tempo menor, 26 minutos, sendo a taxa de evaporação 2,27 mL/min.

3.5 Avaliação do coeficiente de desempenho ou de eficácia (COP)

O coeficiente de desempenho (COP) foi calculado com fornecimento de trabalho ao sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidrojeter de 1200,3 J/s. Na Tab. 3, são apresentados os valores dos COP atingidos pelo sistema com suas respectivas potências térmicas absorvida pela água de resfriamento.

Tabela 3. Coeficiente de desempenho do sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidrojeter em diferentes potências térmicas absorvidas pela água de resfriamento

Potência térmica absorvida pela água de resfriamento (J/s)	COP atingido
12,61	0,011
27,85	0,023
31,14	0,026
49,92	0,042
56,68	0,047
92,27	0,077

Observou-se que o COP foi maior quanto maior a potência térmica absorvida pela água de resfriamento. Os baixos valores obtidos na determinação do COP para o sistema de resfriamento em estudo foram esperados quando comparados aos COP de sistemas de refrigeração utilizando ejetor a vapor, visto que o vapor possui característica física superior ao fluido em estado de agregação líquido com maior velocidade de escoamento. Outro fator que pode ter influenciado de forma negativa o COP do sistema foi a utilização da bomba centrífuga que aquecia a água de circulação ao passar pelo seu rotor. Tendo a bomba centrífuga um comportamento não esperado, pode ter se esforçado mais, perdendo a sua eficiência e utilizando uma potência maior para transportar a água. Portanto a energia gasta para o trabalho da bomba centrífuga pode estar superestimado devido seu mau funcionamento.

O sistema em estudo não apresentou um COP elevado, mas quando observado outros sistemas de refrigeração, o mesmo se assemelha aos COP atingidos. Vargas et al. (2009) esperaram um COP de 0,292 para um evaporador com capacidade de 91W e com o fluido R141b a uma temperatura de 10 °C, de acordo com as correlações empíricas de Huang e Chang (1999), entretanto o melhor resultado obtido foi um COP de 0,221, sendo assim, 25% abaixo do esperado, considerando a taxa do fluido secundário através do evaporador de 0,39 g/s e com a taxa do fluido principal de 1,68 g/s. Jain, Agrawal e Pachorkar (2012) relatam que o COP do ciclo de refrigeração assistido com energia solar e com uso de ejetor foi de 0,13. O sistema foi exposto a radiação solar incidente de 700 W/m², capacidade de refrigeração de 5 kW, temperatura de geração de 90 °C, temperatura de condensação de 37 °C e temperatura de evaporação de 10 °C.

4 CONCLUSÕES

Pode-se concluir, para um sistema de resfriamento utilizando um hidro-ejetor, que: a) quanto maior a velocidade e menor a temperatura da água de circulação, menor é a pressão no bocal do dispositivo de sucção o que provocará consequentemente menor temperatura da água de resfriamento em regime estacionário; b) que a reposição de água de resfriamento pode ocorrer em qualquer momento de funcionamento do sistema, pois pouco interfere dentro das condições estudadas; c) que a crescente potência térmica imposta ao reservatório de resfriamento resulta em temperatura da água de resfriamento diretamente proporcional; e d) que um bom dimensionamento do hidro-ejetor é fundamental para atingir baixas pressões e pode atenuar as condições operacionais.

O sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidro-ejetor estudado apresentou um coeficiente de desempenho de 0,077 nas condições operacionais nominais de $4,1 \pm 0,1$ m³/h e $5 \pm 0,5$ °C da água de circulação. Um dos motivos para obtenção do baixo COP está no mal funcionamento da bomba centrífuga usada para bombeamento e circulação da água que passava pelo hidro-ejetor, gerando uma má eficiência do equipamento e portanto uma maior demanda energética para sua operação.

Para sistemas em que há circulação de água em abundância e que o resfriamento pode ocorrer em patamares de temperaturas superiores, o sistema tende a ser bom, pois não precisaria alcançar tão baixas pressões e consequentemente poderia ser usada a água de circulação na temperatura ambiente. Como exemplo, o sistema em estudo poderia ser utilizado de forma complementar a torre de resfriamento ou em outro sistema como termoacumulador.

Agradecimentos

À Capes

5 REFERÊNCIAS

- CAVALHEIRO, D., SCHMIDT, F. C., RODRIGUES, L. G. G., SIGA, C., LEITEMPERGHER, F., LAURINDO, J. B. 2012. Processing of *perna perna* mussels using integrated process of cooking and vacuum cooling. *Journal of Food Process Engineering* ISSN 1745-4530, 36 (2013) 192–201, Wiley Periodicals, In.
- HUANG, B. J., CHANG, J. M. 1999. Empirical correlation for ejector design. *International Journal of Refrigeration*, 22, 379-388.
- JAIN, A., AGRAWAL, S. K., PACHORKAR, P. 2012. Exergy Analysis of the Solar-Driven Ejector Refrigeration System. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*. ISSN: 2278-1684 Volume 3, Issue 3 (Sep-Oct. 2012), PP 30-36.
- JEONG, H. M., CHUNG, H. S., BAE, K. Y., KIM, S. H., SHIN, Y. S. 2005. Water cooling characteristics in an enclosed vacuum tank by water driven ejector. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 19, 164-172.
- POTTER, M. C., SCOTT, E. P. 2006. *Termodinâmica*. São Paulo: Thomson, 2006.
- RODRIGUES, L. G. G., CAVALHEIRO, D., SCHMIDT, F. C., LAURINDO, J. B. 2012. Integration of cooking and vacuum cooling of carrots in a same vessel. *Ciência e Tecnologia de Alimentos*. ISSN 0101-2061 Campinas, 32(1): 187-195, jan.-mar.

THERMOAMBIENTAL, 2013. Disponível em: <<http://www.thermoambiental.com.br/termoacumulacao/termoacumulacao.php>>. Acessado em: 23/12/2013.

VARGAS, L. C. P., BARBOSA, C. R. F., FONTES, F. A. O., ALMEIDA, I. M. G. 2009. Projeto do ejetor de um sistema de refrigeração por jato de compressão de vapor. *IV Congresso de Pesquisa e Inovação da Rede Norte e Nordeste de Educação Tecnológica*. Belém - PA.

Evaporative cooling system with use of hidroejetor for indirect cooling

Abstract. *The search for efficient and accessible cooling systems has increased worldwide. This study aims to build and evaluate an evaporative cooling system using a water driven ejector, allowing it to be installed in locals with plenty of water. The system was investigated for changes in velocity and temperature of the circulating water, temperature of the replacement water, cavitation and coefficient of performance. The best vacuum condition was 8.5 kPa at nominal operating conditions of $4.1 \pm 0.1 \text{ m}^3 / \text{h}$ and $5 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ for the circulating water, reaching $9.7 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ for the cooling water. The pulse type perturbation generated by replacing the cooling water at different times did not result in significant changes on vacuum destabilization and on temperature rise in the cooling tank. The coefficient of performance for the cooling water was 0.077 for the highest thermal power of 92.27 W, which was underestimated due to problems in pump efficiency. The system under study can be very efficient for cooling fluids at higher temperature levels, and may be complementary to the main refrigeration systems.*

Key words: Thermal storage, Evaporative cooling, Ejector