

Análise do sistema de resfriamento de uma planta de ar comprimido

Diego Peixoto¹

Maria Luiza Sperb Indrusiak²

Resumo

O presente estudo analisa o sistema de resfriamento de um compressor de ar, tendo como propósito a redução do aquecimento excessivo da máquina. Devido a esse aquecimento, foi solicitado um novo projeto para o sistema de refrigeração, propondo o aumento da potência de bombeamento de água e consumo de energia do processo. A proposta deste estudo foi analisar o processo atual, para identificar as causas do sobreaquecimento do compressor e avaliar o dimensionamento do sistema de refrigeração. Uma hipótese preliminar foi estabelecida e testes necessários foram realizados. A partir da hipótese preliminar, a análise levou a uma modificação na atual instalação, ou seja, ao acréscimo de uma válvula de controle na tubulação de água do secador, paralela à tubulação do compressor. Desta forma, o compressor passou a operar dentro da faixa de temperatura recomendada, eliminando-se o risco de falhas por sobreaquecimento, com uma melhor expectativa em termos de vida útil. Essa modificação também levou a redução na demanda de energia da bomba de água de refrigeração e, conseqüentemente, a redução no consumo de energia de todo o processo.

Palavras-chave: Eficiência energética. Sistemas de refrigeração. Ar comprimido.

Abstract

The present study examines the cooling system of an air compressor, aiming to reduce the overheating of the machine. Due to this warming, it was required a new design for the cooling system with an increased power water pumping and energy consumption of the process. Nevertheless, the purpose of this study was to analyze the current process, to identify the causes of the overheating of the compressor and evaluate the design of the cooling system. A preliminary hypothesis was established and necessary tests were carried out. From the preliminary hypothesis, the analysis led to a change in the current installation, it means, to the addition of a control valve on the water pipe of the dryer, parallel to the compressor pipe. Thus, the compressor started to operate within the recommended temperature range, eliminating the risk of failure due to overheating, with improved life expectancy. This modification also led to reduction in energy demand water pump cooling and thus reducing the power consumption of the whole process.

Keywords: Energetic efficiency. Cooling systems. Compressed air.

1 Engenheiro Mecânico pela UNISINOS, São Leopoldo, RS, Brasil. E-mail: psdipe@hotmail.com

2 Doutora em Engenharia Mecânica pela UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil. E-mail: mlsperb@unisinos.br
Artigo recebido em 25/02/11 e aceito em 15/04/11.

1 Introdução

Uma das conclusões mais marcantes do Painel Intergovernamental de Mudanças Climáticas - IPCC - é a necessidade de evitar-se o crescimento da demanda mundial de energia primária. Com este objetivo, foi consensual entre os cientistas participantes do painel a proposta do aumento da eficiência energética através do uso racional da energia e da utilização de equipamentos mais eficientes nas mais diversas áreas de atividade (IPCC, 2007). Embora essa proposta tenha sido criticada pelo seu aparente simplismo, demonstrou-se que seu custo, avaliado em 3% do PIB global, é baixo frente aos 10% que poderiam custar as ações de mitigação dos impactos ambientais decorrentes de fenômenos naturais exacerbados pelo aquecimento global, caso não se efetivem ações para reduzir as emissões de gases de estufa na atmosfera (KIT DO PROFESSOR, 2010).

O presente trabalho constitui-se num exemplo de aplicação local ou restrita dessa proposta, seja pelo lado da melhor utilização da energia, seja pela efficientização no uso dos equipamentos disponíveis numa determinada instalação industrial. Não se pode deixar de mencionar a importância imediata de tais medidas para a própria indústria, em vista de sua repercussão positiva na eficiência da linha de produção, na fatura mensal de energia elétrica e na durabilidade dos equipamentos empregados.

O estudo foi motivado por uma demanda da área de produção de uma indústria de refrigerantes. O setor de produção de garrafas sopradas PET (Polietileno Tereftalato) estava com baixa confiabilidade, devido a problemas de sobreaquecimento do compressor de ar, que vinham causando desgaste excessivo dos seus componentes, com o conseqüente aumento dos custos de manutenção, além de exigir prolongadas e onerosas paradas para manutenção corretiva não programada e oferecer risco efetivo de acidente, por operar fora de suas condições nominais.

Em vista de tais problemas, a empresa solicitou um novo projeto para o sistema de refrigeração do compressor, incluindo um aumento da potência de bombeamento de água para o setor, o que acarretaria, além dos custos próprios da modificação (projeto, equipamentos e materiais novos, mão de obra, perda de produção), o aumento do consumo de energia do processo.

O estudo visou, especificamente, por meio

da análise termodinâmica do sistema, identificar as causas da falha na refrigeração do compressor de ar e realizar a adequação da rede de distribuição de água de resfriamento. Concomitantemente, procurou-se melhorar nos parâmetros de operação do sistema, a aderência às especificações dos fabricantes dos equipamentos, a fim de obter ganhos em relação à eficiência, consumo de energia e expectativa de vida útil. Foi feita uma análise do processo atual, identificando as causas reais do sobreaquecimento do compressor e avaliando o dimensionamento da potência de bombeamento da água de refrigeração. Para tal, foi estabelecida uma hipótese preliminar (hipótese de trabalho) e realizados os ensaios necessários para sua comprovação. A análise realizada apontou para a necessidade de uma pequena modificação da atual instalação, com a qual o compressor passou a operar dentro da faixa de temperatura recomendada, eliminando-se o risco de falhas por sobreaquecimento, com uma melhor expectativa de vida útil. Essa modificação também levou a uma redução da potência solicitada pela bomba da água de refrigeração e, portanto, a uma redução do consumo de energia do processo.

2 Fundamentação teórica

Os principais equipamentos analisados no desenvolvimento do trabalho foram: o compressor de ar, a bomba centrífuga e o motor de acionamento.

Compressores de ar ou gases são dispositivos mecânicos capazes de realizar trabalho sobre um fluido compressível, reduzindo o volume e elevando a pressão do mesmo. Os compressores são projetados para executarem o processo de compressão, o mais aproximado possível ao processo isotérmico, pois é o que despende a menor potência (NOVAIS, 1995). Para alcançar esse objetivo, lança-se mão de vários recursos, como refrigeração por ar ou por água, superfícies estendidas (aletas) ou compressão em estágios com refrigeração intermediária.

Os compressores podem assumir várias formas construtivas, com elementos móveis rotativos e/ou alternativos. No presente estudo, o compressor é alternativo, ou seja, o ar é admitido em um cilindro e comprimido por um pistão móvel acionado por um conjunto biela/manivela. A compressão se realiza em três estágios (três cilindros) com trocadores de calor entre os estágios.

Bombas são máquinas geradoras cuja finalidade é realizar o deslocamento de um líquido, transformando, segundo Macintyre (1997), o trabalho mecânico, que recebem para seu funcionamento, em energia, que é comunicada ao líquido sob as formas de energia de pressão e cinética.

As bombas podem ser classificadas como bombas de fluxo, quando a energia transferida é predominantemente cinética e bombas volumétricas, quando a energia transferida é de pressão. No presente trabalho, trataremos de bombas de fluxo, mais especificamente de bombas centrífugas, nas quais o líquido penetra no rotor na região central, paralelamente ao eixo, sendo dirigido pelas pás para a periferia, onde é coletado pela voluta, que transforma a energia cinética transferida pelas pás, em energia de pressão.

Uma das principais características das bombas centrífugas é a relação quadrática que conservam entre os parâmetros de vazão e pressão. Em outras palavras, a pressão que uma bomba fornece diminui com o quadrado da vazão que a mesma está fornecendo, sendo que os valores efetivos de operação são determinados pelas características do sistema de tubulações, acessórios e equipamentos que a bomba está atendendo (MATTOS; FALCO, 1998). Para se especificar uma bomba é necessário conhecer, além dos dados do sistema, também as curvas características da mesma, que irão indicar, para cada situação de operação, os valores de vazão, pressão, potência e rendimento.

Uma rede ou sistema de tubulações é um conjunto de tubos e acessórios como, curvas, conexões, válvulas, que se destinam a interligar diversos equipamentos correspondentes às etapas de um processo (TELLES, 1997). A rede pode ser linear, com tubos e equipamentos em série ou pode ter ramificações, com uma ou mais derivações que caracterizam escoamentos em paralelo.

Em uma tubulação há perda de energia mecânica causada pelo atrito nas paredes dos tubos (FOX; MCDONALD, 2001). Essas perdas precisam ser compensadas pela bomba que movimenta o fluido. Para o cálculo, utiliza-se a equação da conservação da energia em sua formulação usual para aplicações hidráulicas, em unidades de energia por unidade de peso do líquido escoando:

$$\left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \right) - H_{fr} + H_b = 0$$

em que os índices 1 e 2 representam os pontos

inicial e final do trecho em consideração; V é a velocidade de escoamento do fluido, em m/s; ρ é a massa específica do fluido, em kg/m³; g é a aceleração da gravidade, em m/s²; z é a cota, em metros; H_{fr} é o termo de perda de carga, em metros, e H_b é a energia fornecida pela bomba, por unidade de peso.

Quando há dois ou mais ramais de tubulação em paralelo, a vazão total do fluido irá se distribuir pelos ramais de acordo com as resistências encontradas e as perdas de carga serão iguais em todos os ramais (SHAMES, 1973). Haverá menores vazões nos ramais que apresentarem maior resistência ao escoamento, por exemplo, ramais com maior comprimento de tubulação ou mais acessórios ou, então, com algum outro equipamento, como um trocador de calor, que represente uma perda considerável em relação aos outros ramais. A resistência equivalente de um sistema de n tubulações em paralelo será sempre menor que a menor das n resistências em paralelo.

3 Apresentação detalhada do problema

O ar comprimido para o processo de moldagem das garrafas PET é fornecido por um compressor de ar refrigerado à água. O compressor utilizado é um equipamento de três estágios: o ar é comprimido a uma pressão de 300 kPa no primeiro estágio, 1300 kPa no segundo e 4000 kPa no terceiro.

Os cilindros de cada estágio do compressor são encamisados para resfriamento durante o processo de compressão. Trocadores de calor estão instalados entre os estágios, utilizando-se água proveniente de uma torre de arrefecimento. O mesmo circuito alimenta também, em paralelo, o secador de ar, cuja função é realizar a secagem do ar comprimido, por meio de condensação e separação da água condensada, até atingir as especificações adequadas ao processo a que se destina. O sistema de água de refrigeração é representado nas figuras 1 e 2.

O compressor de ar é projetado para operar na temperatura máxima de 150°C na saída de ar de cada um dos estágios de compressão, mas, quando em carga máxima, verificavam-se temperaturas em torno de 180°C. Tais dados apontavam para uma deficiência no sistema de resfriamento, cuja causa foi creditada, inicialmente, a um subdimensionamento da bomba de água ou a uma excessiva incrustação dos tubos do sistema, causando aumento das perdas de carga e reduzindo a vazão da

bomba. A incrustação dos tubos dos trocadores de calor intermediários e posterior foi avaliada em uma manutenção e, embora não totalmente desprezível, pode ser descartada como motivo do sobreaquecimento.

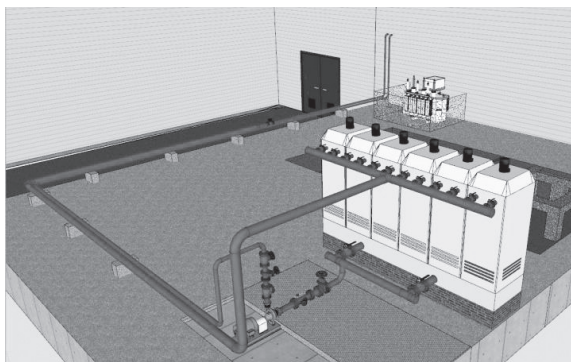


Figura 1 - Representação das torres de refrigeração e bomba do sistema de distribuição de água de refrigeração, parte externa

Fonte: Autores, (2010).

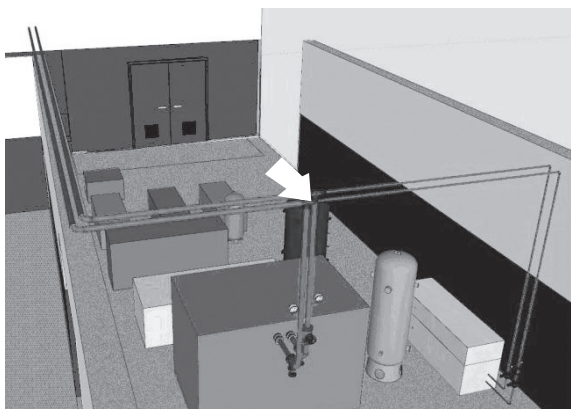


Figura 2 - Sistema interno de distribuição de água. A bifurcação que divide os escoamentos está assinada com uma flecha.

Logo abaixo está o compressor e, à direita, o secador

Fonte: Autores, (2010).

4 Materiais e métodos

Com o objetivo de identificar as causas do problema, foram realizados os seguintes procedimentos:

- análise dos dados nominais dos equipamentos (compressor, bomba e secador), fornecidos pelos fabricantes e pela documentação técnica;
- medições *in loco* para verificação das condições reais de operação dos equipamentos;
- estabelecimento de uma hipótese de trabalho,

baseada nos dados levantados e na análise termodinâmica dos respectivos processos;

- realização de uma intervenção para modificar as condições de trabalho e comprovar a hipótese;
- estabelecimento da solução para o problema inicial;
- comparação econômica e energética cotejando a situação original, a idéia inicial de substituição da bomba e a solução proposta neste trabalho.

Foram utilizados os seguintes instrumentos de medição:

- manômetro;
- multímetro com amperímetro de gancho.

5 Análise do projeto atual

Primeiramente, realizou-se a coleta de todas as informações do compressor e secador, que podem ser observados na tabela 1 e tabela 2.

Dados do compressor	
Pressão de trabalho real	3800 kPa
Vazão de ar nas condições de admissão	561,1 L/s
Potência do motor	300 kW
Perda de carga no circuito de água do compressor	200 kPa
Pressão de água de entrada solicitada	400 kPa a 700 kPa
Vazão de água de entrada solicitada	10 L/s
Temperatura de água na entrada	< 30°C
Temperatura de água na saída	$T_{\text{entrada}} + 12^{\circ}\text{C}$
Temperatura de ar na saída do 3° estágio	< 150°C
Temperatura de ar após o trocador de calor posterior	< 50°C

Tabela 1 - Dados teóricos do compressor

Fonte: Catálogo do fabricante Bellis; Morcom, (2002).

Dados do secador	
Temperatura de entrada de ar	35°C a 45°C
Temperatura do ambiente	20°C a 30°C
Entrada de água de condensação	28°C
Perda de carga no circuito de água	70 kPa
Consumo de água	0,7 L/s
Pressão de água para entrada	200 kPa

Tabela 2 - Dados do secador
Fonte: Catálogo do fabricante Fargom, (2002).

Conforme foi mencionado anteriormente, o principal requisito que se deve atender, refere-se ao compressor de ar que apresenta problemas de refrigeração. A empresa encarregada da manutenção do mesmo descartou qualquer problema no próprio compressor e indicou vazão insuficiente de água de refrigeração como a causa única do sobreaquecimento. Portanto, o sistema de bombeamento não está garantindo a vazão requerida de água de entrada, que é de 10 L/s.

Como não havia instrumentos no projeto de instalação das tubulações que pudessem medir as vazões de entrada de água no compressor, foram então realizadas medições para avaliar alguns dados de operação da bomba e do compressor, cujos resultados podem ser observados na tabela 3, para o motor da bomba e, na tabela 4, para o compressor.

Os dados do compressor e secador foram obtidos através da leitura visual da instrumentação dos equipamentos, no caso, manômetros e termômetros. Na grande maioria dos casos, os dados puderam ser obtidos diretamente do controlador lógico programável (CLP) do equipamento.

Na leitura dos dados do motor da bomba, como o equipamento não possui sistemas de automação e instrumentação, foi utilizado um multímetro com amperímetro de gancho para realizar as medições de corrente e tensão.

Com objetivo de verificar se a bomba instalada no sistema (KSB 40-200 com rotor de 209 mm) realmente poderia atender à vazão

recomendada, instalou-se, logo na saída da bomba, um manômetro para indicar a pressão fornecida pela mesma.

Dados do motor da bomba	
Tensão	366 V
Corrente	34,2 A
Potência calculada	21,6 kW

Tabela 3 - Dados reais do motor da bomba
Fonte: Autores, (2010).

Dados do compressor	
Pressão de água de saída	150 kPa
Temperatura de água na entrada	25°C
Temperatura de água na saída	33°C
Temperatura de ar no terceiro estágio	175°C
Temperatura de ar no trocador de calor posterior	59°C

Tabela 4 - Dados reais do compressor
Fonte: Autores, (2010).

Foi observada uma pressão de 558,97 kPa que, conforme as curvas características da bomba, obtidas do catálogo do fabricante, figura 8, solicita cerca de 21,4 kW (29 HP) e proporciona uma vazão de 29,83 L/s (75 m³/h), atendendo assim à vazão desejada e, além disso, fornecendo uma vazão muito superior à necessária no sistema, qual seja, os 10,7 L/s obtidos ao somar as vazões necessárias ao compressor e ao secador. Desta forma, foi descartada a possibilidade da bomba ser a causadora da falha de refrigeração no circuito.

Também foi verificada, através da medição da corrente e tensão real do motor da bomba, qual era a potência realmente utilizada na operação, obtendo-se o valor de 21,6 kW (29 HP) que é próximo ao valor do gráfico do fabricante.

Vale destacar que, no sistema de gerenciamento de manutenção da fábrica, há um plano de manutenção preventiva da bomba e que as atividades pertinentes a esse plano,

como inspeção preditiva de vibração e inspeção preventiva de seus componentes, não registraram nenhuma anomalia no equipamento nos últimos 365 dias de operação.

Como o problema não se deve, portanto, à vazão insuficiente da bomba, então a suposição é que seja causado por má distribuição dessa vazão. Pode-se observar na tabela 1, de dados do compressor, que, para a vazão nominal de 10 L/s, a perda de carga é de 200 kPa e, na tabela 2, de dados do secador, a perda de carga é de 70 kPa, para a vazão nominal de 0,7 L/s. Portanto, pode-se concluir que as resistências ao escoamento são bem distintas nos dois ramais do circuito de água, representado esquematicamente na figura 3. Nesse caso, como já descrito na seção 2, a vazão total se distribui de modo inversamente proporcional a estas resistências, ou seja, com uma vazão maior no ramal de menor resistência.

Pode-se concluir também que, conforme descrito na seção 2, a resistência ao escoamento é bem menor do que se a bomba alimentasse apenas a refrigeração do compressor, o que explica o fato da mesma estar fornecendo uma elevada vazão, com o conseqüente consumo alto de energia.

6 Proposta de alteração

A partir das conclusões da seção anterior, foi proposta a instalação de uma válvula de regulação tipo globo, de acionamento manual, no

ramal do secador. O objetivo é a introdução de uma perda de carga adicional nesse ramal, que irá modificar a distribuição de vazão, direcionando uma parcela maior da vazão total para o circuito do compressor e reduzindo a vazão no ramal do secador. A alteração proposta pode ser vista de forma esquemática na figura 4.

Espera-se também que a resistência total do circuito aumente. Com isso, o ponto de operação da bomba irá se deslocar, fornecendo uma vazão total menor e consumindo uma menor potência elétrica.

Foram instalados, na entrada do circuito do secador, além da válvula globo de 38 mm (1.1/2"), um manômetro do tipo bourdon. Este último foi incluído para que o valor da pressão após a válvula servisse de parâmetro de referência para os resultados e para garantir a repetibilidade dos ensaios.

Por meio do fechamento da válvula, é possível aumentar a resistência do circuito do secador, objetivando uma redistribuição de vazão de água. No entanto, não havia informações da relação entre abertura e perda de carga da válvula. No primeiro momento, o critério de segurança aceito pela área de produção da empresa e adotado para o fechamento foi a pressão de entrada no secador recomendada pelo fabricante, que é de 2 kgf/cm² (196 kPa). Com a válvula totalmente aberta, a pressão medida foi de 3,1 kgf/cm² (304 kPa).

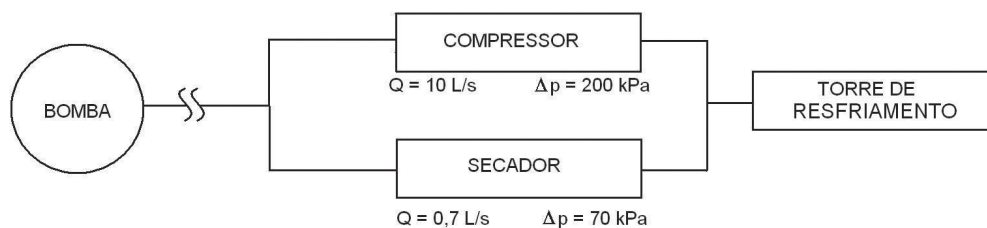


Figura 3 - Esquema da instalação de água de refrigeração alimentando em paralelo o compressor e o secador de ar
Fonte: Autores, (2010).

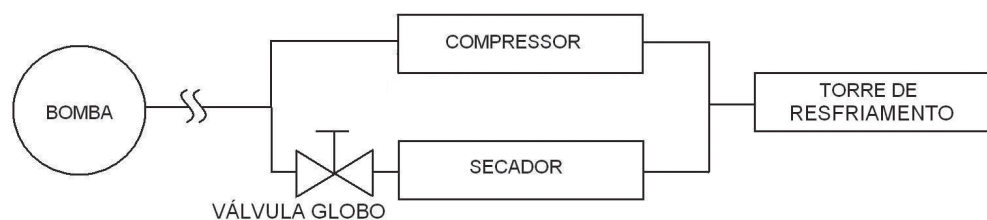


Figura 4 - Representação esquemática da instalação da água de refrigeração, incluindo a válvula de regulação
Fonte: Autores, (2010).

Após essa instalação e o fechamento parcial da válvula até atingir a pressão de 2 kgf/cm², o acompanhamento diário, durante uma semana de funcionamento do compressor e secador, mostrou que a temperatura média de saída da água de refrigeração aumentou em 3°C, enquanto que a temperatura de saída do ar do terceiro estágio teve uma redução média de até 10°C. A tabela 5 mostra medições de temperatura efetuadas com

a válvula totalmente aberta e a tabela 6 mostra as medições após o fechamento parcial da válvula.

Com os bons resultados obtidos, foi feito novo ajuste da válvula. A mesma foi então regulada para se obter uma pressão de 157 kPa (1,6 kgf/cm²) na entrada do secador. Nesta situação, a temperatura de saída do ar do terceiro estágio teve uma redução média de até 28°C, como pode ser observado na tabela 7.

Data / Horário da leitura	Segunda-feira	Terça-feira	Quarta-feira	Quinta-feira	Sexta-feira
	07/12	08/12	09/12	10/12	11/12
	13 h 30 min	13 h 40 min	14 h	14 h	09 h
Pressão de entrada água (kPa)	3,9	3,8	3,8	3,9	3,9
Pressão de saída água (kPa)	2,1	2	2	2,1	2,1
Temp. entrada água (°C)	26	25	27	28	25
Temp. saída água (°C)	32	32	36	37	32
Temp. externa (°C)	30	28	30	28	24
Temp. ar na saída do terceiro estágio (°C)	170	170	175	175	165
Temp. ar no trocador de calor posterior (°C)	54	55	59	59	53

Tabela 5 - Medição dos parâmetros do compressor com pressão 304 kPa (3,1 kgf/cm²)

Fonte: Autores, (2010).

Data / Horário da leitura	Segunda-feira	Terça-feira	Quarta-feira	Quinta-feira	Sexta-feira
	14/12	15/12	16/12	17/12	18/12
	13 h 30 min	13 h 40 min	14 h	14 h	09 h
Pressão de entrada água (kPa)	3,85	3,8	4	4	3,9
Pressão de saída água (kPa)	2	1,8	1,8	1,8	1,7
Temp. entrada água (°C)	25	26	26	26	27
Temp. saída água (°C)	35	36	36	37	38
Temp. externa (°C)	27	30	29	31	32
Temp. ar na saída do terceiro estágio (°C)	157	154	160	163	160
Temp. ar no trocador de calor posterior (°C)	47	44	49	51	49

Tabela 6 - Medição dos parâmetros do compressor com pressão 196 kPa (2 kgf/cm²)

Fonte: Autores, (2010).

Data / Horário da leitura	Segunda-feira 10/05	Terça-feira 11/05	Quarta-feira 12/05	Quinta-feira 13/05	Sexta-feira 08/05
	13 h 30 min	14 h	14 h	14 h	09 h
Pressão de entrada água (kPa)	4,1	4	4	3,9	3,8
Pressão de saída água (kPa)	1,6	1,5	1,5	1,5	1,5
Temp. entrada água (°C)	23	23	24	23	23
Temp. saída água (°C)	35	37	38	38	35
Temp. externa (°C)	18	17	20	18	20
Temp. ar na saída do terceiro estágio (°C)	148	145	145	145	135
Temp. ar no trocador de calor posterior (°C)	42	43	43	43	38

Tabela 7 - Medição dos parâmetros do compressor com pressão 157 kPa (1,6 kgf/cm²)

Fonte: Autores, (2010).

As alterações proporcionaram uma considerável redução de aquecimento do compressor, principalmente nos dias em que a temperatura ambiente se encontrava acima de 30°C, como observado na tabela 6.

Em temperaturas ambiente inferiores a 20°C e com regulagem de pressão de água na entrada do secador de 157 kPa (1,6 kgf/cm²), conseguiu-se operar o compressor com os parâmetros de refrigeração recomendados pelo fabricante.

As temperaturas medidas com a válvula totalmente aberta e nas duas situações de fechamento parcial da válvula são comparadas na

figura 5, para a água de saída do compressor; na figura 6, para o ar de saída do terceiro estágio e na figura 7, para o ar comprimido na saída do trocador de calor posterior.

A figura 5 mostra que a temperatura de saída de água no sistema aumentou com o fechamento parcial da válvula. Isso ocorre devido ao fato de a água de refrigeração estar absorvendo mais calor do sistema (compressor e secador), em decorrência da maior vazão de água que está circulando no compressor, caracterizando, assim, maior troca térmica nos componentes do compressor, sem prejuízo do processo no secador.

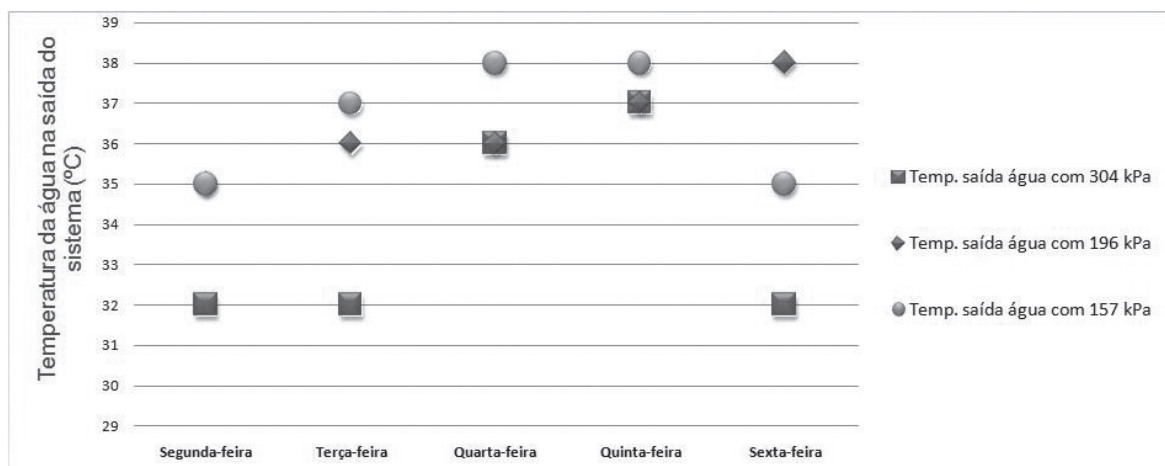


Figura 5 - Temperaturas da água na saída do compressor

Fonte: Autores, (2010).

Além disso, a quantidade de água total que agora circula no sistema é menor do que anteriormente, pois com o aumento da resistência

no ramal do secador, a resistência total também aumentou, com a consequente redução da vazão.

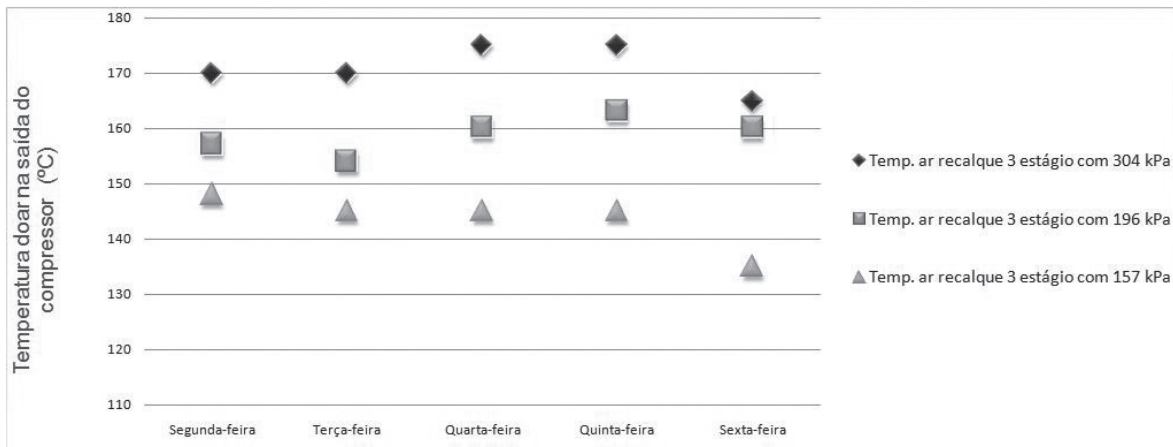


Figura 6 - Temperaturas do ar na saída do terceiro estágio do compressor

Fonte: Autores, (2010).

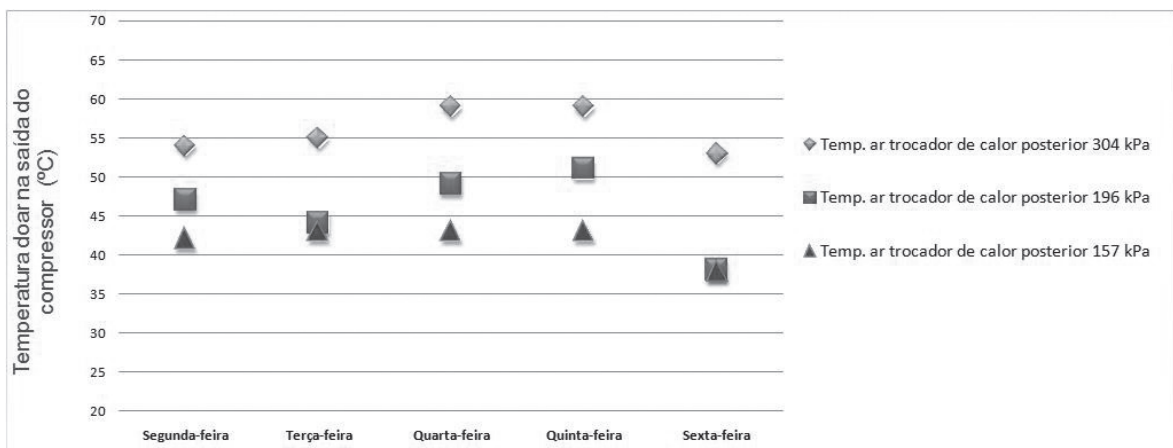


Figura 7 - Temperaturas do ar na saída do trocador de calor posterior

Fonte: Autores, (2010).

Contudo, o principal dado que deve ser considerado é a redução da temperatura do ar do terceiro estágio e, conseqüentemente, na temperatura do ar do trocador de calor posterior, que irá para o secador e, na seqüência, para o processo de sopragem. Nas figuras 6 e 7 pode-se ver nitidamente uma redução significativa do aquecimento do conjunto, em relação à condição inicial, em alguns casos, com redução de até 28°C de temperatura de saída de ar do terceiro estágio e 14°C de redução média da temperatura de ar, após o trocador posterior.

A redução de temperatura no sistema é proveniente do aumento de vazão de água no compressor que garante maior refrigeração no circuito e proporciona maior confiabilidade do

equipamento em termos de risco de falhas e, também, maior eficiência de compressão, pois o ar estará atendendo às especificações desejadas pelo fabricante e pela área de produção de sopragem de garrafas PET.

7 Resultados

Instalada e regulada a válvula, foram feitas novas medições, constatando-se uma redução significativa da corrente do conjunto moto-bomba, que passou de 34,2 A para 30 A. Conseqüentemente, a potência reduziu de 21,4 kW (29 HP) para 19,7 kW (25,4 HP).

O ganho mensal com a redução do consumo de energia elétrica foi, em média,

de R\$155,00, considerando-se uma tarifa de R\$0,142 por kWh, operando 24 horas por dia em 24 dias de produção. Ao analisar-se o valor anual, pode-se estimar uma redução no custo de energia elétrica de até R\$1865,00 - valor extremamente representativo, considerando que se refere a apenas um equipamento dentre centenas de outros instalados na planta.

A figura 8 mostra as curvas características da bomba do sistema de água. Sobrepostas às curvas, pode-se ver, (A) a situação original de funcionamento da bomba e (B) a situação após a inclusão da válvula de regulação. Constatase a redução da potência consumida pela bomba, devido ao aumento da perda de carga e a consequente redução da vazão - redução que, no entanto, não impacta na refrigeração do sistema compressor/secador, pois ainda se tem cerca de 150% (16,6 L/s) da vazão mínima de água exigida pelo fabricante, que é de 10,7 L/s, sendo que no arranjo atual da instalação, mais água será enviada ao compressor do que ao secador. Um ganho importantíssimo é que a bomba pas-

sou a operar na faixa de 65,5% de rendimento (na situação original era de 58%). Isso evidencia os bons resultados do estudo no que se refere a ganhos em eficiência energética de acordo com o proposto na introdução do trabalho. Ainda é possível reduzir a vazão total da bomba e aumentar o rendimento, no entanto esta etapa não foi realizada no presente trabalho, pois necessita de medições de vazão em cada ramal, para evitar que qualquer um dos equipamentos fique com vazão insuficiente de água.

É importante destacar que, na instalação em paralelo, a resistência resultante é inferior à do ramal de menor resistência. Na instalação do compressor e do secador foi, portanto, necessário aumentar a resistência do ramal do secador, através da regulação da válvula de entrada instalada no mesmo, proporcionando, assim, um melhor equilíbrio na distribuição das resistências do circuito. Consequentemente, aumentou-se o rendimento próprio da bomba e reduziu-se o consumo energético verificado anteriormente.

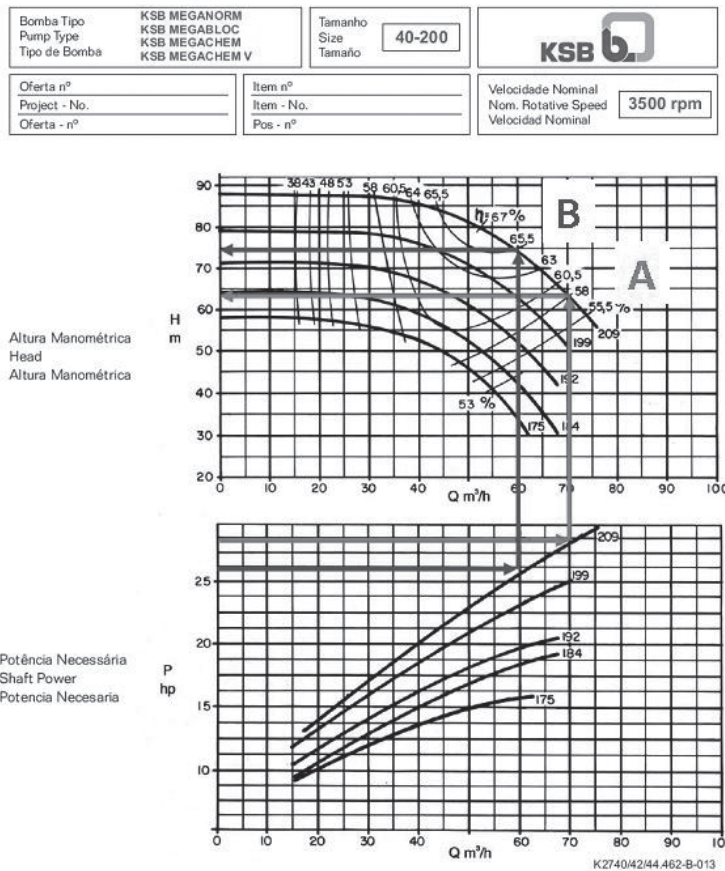


Figura 8 - Curva característica da bomba com pontos de operação
 Fonte: KSB, adaptado pelos Autores, (2010).

Após as intervenções citadas nos tópicos anteriores e o acompanhamento da operação do compressor e secador, constatou-se que foi solucionado o problema de superaquecimento do equipamento, já que se obteve redução de 28°C na temperatura de saída do ar de alta pressão do compressor, redução de 14°C na temperatura do ar para sopragem e maior rendimento da faixa de operação da bomba, sendo que se obteve, ainda, redução no consumo e custo de energia elétrica da bomba e do compressor. Além disso, o setor de manutenção prevê redução nos custos de manutenção corretiva do compressor a partir da garantia de confiabilidade de refrigeração equilibrada no sistema.

Desta forma, com baixo investimento empregado, considerando apenas o custo da válvula globo e do manômetro, que foram reaproveitados de outros sistemas desativados, os ganhos no estudo são expressivamente elevados, não só em custo variável, como também em atendimento da produção. No histórico desse compressor, há registros de paradas de produção com tempos elevados, em função do superaquecimento do sistema que, de acordo com informação da área de planejamento e controle de produção da fábrica, podem causar um prejuízo superior a R\$250.000,00, caso a linha de produção pare por 24 horas, em função da quebra de algum componente do equipamento.

8 Conclusão

Neste artigo, foi analisado o sistema de resfriamento de um compressor. O aquecimento excessivo do compressor, especialmente o cabeçote do terceiro estágio, havia motivado a solicitação de um novo projeto para o sistema de refrigeração, que resultaria em aumento do consumo de energia do processo. A solução proposta levou a uma redução do consumo de energia, sem necessidade de substituição da atual instalação.

Uma análise primária mostra, *grossomodo*, uma relação de 1:10:1000 entre, respectivamente, os custos da solução apontada pelo estudo de engenharia realizado, os custos da proposta inicial de substituição da bomba de água de refrigeração e o custo do defeito, parcialmente representado pelo prejuízo causado por uma parada de 24 horas na linha de produção. Cabe salientar que, no custo do defeito, não foi considerado o custo de peças e mão de obra de manutenção.

Além dos ganhos locais, acima mencionados, deve-se salientar o quanto deixou de ser alocado em energia e matérias-primas ao se optar pela solução mais simples, apontada pelo estudo, evitando-se a aquisição (o que vale dizer, a fabricação) de equipamentos e componentes novos. É nesse aspecto que o presente trabalho destaca a importância das iniciativas locais no atendimento da proposta do IPCC que o motivou, interessada em evitar o crescimento da demanda global de energia primária.

Conclui-se que a aplicação correta dos conhecimentos de termodinâmica e mecânica dos fluidos ao processo, bem como a análise das curvas de desempenho da bomba, levou a uma decisão contrária à originalmente proposta, ou seja, em lugar de aumentar o consumo de energia pelo sobre dimensionamento do sistema de bombeamento de água de refrigeração, a modificação proposta reduziu esse consumo, atendendo plenamente à demanda de refrigeração do sistema.

A empresa em questão possui muitos outros processos que trabalham em condições semelhantes. Pretende-se fazer uma análise desses processos para identificar outros casos em que um melhor aproveitamento de energia pode ser alcançado.

Referências

- AUMENTANDO a Eficiência Energética. In: KIT do Professor. CNPq, 2010. cap 7. Disponível em: <<http://www.jovemcientista.cnpq.br>>. Acesso em: 06 jun. 2010.
- BELLIS; MORCOM. **Bombas – Catálogo do fabricante**, 2002.
- FARGON. **Secadores industriais – Catálogo do fabricante**, 2002.
- FOX, R. W. ; MCDONALD, A.T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2001.
- IPCC. **Climate change 2007: Mitigation**; Contribution of Working Group III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. [B. Metz, O.R. Davidson, P.R. Bosch, R. Dave, L.A. Meyer (Eds)]. Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.: Cambridge University Press. Disponível em: <http://www.ipcc.ch/publications_and_data/ar4/wg3/en/contents.html> Acesso em: 07 dez. 2010.

KSB. **Catálogo de bombas**. Disponível em: < www.ksb.com.br. Acesso em: jul. 2010.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1997.

MATTOS, E. E.; FALCO, R. **Bombas industriais**. 2. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 1998.

NOVAIS, J. **Ar Comprimido industrial**. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, 1995.

SHAMES, I. H. **Mecânica dos fluidos**. São Paulo: Edgard Blücher, 1973. (Análise de escoamentos, v. 2).

TELLES, P. C. S. **Tubulações industriais**. 9. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1997.