



**Universidade Federal de Santa Maria – UFSM
Educação a Distância da UFSM – EAD
Universidade Aberta do Brasil – UAB**

**Curso de Pós-Graduação em Eficiência Energética Aplicada aos
Processos Produtivos**

Polo: Vila Flores

**DESEMPENHO COMPARATIVO ENTRE COMPRESSORES
ROTATIVOS DE PARAFUSO COM VELOCIDADE FIXA E VARIÁVEL**

TESSARO, Sidinei André¹

MICHELS, Ademar²

VILA FLORES

2014

¹ Área de formação. Universidade de Santa Maria, Santa Maria, RS.

² Área de formação. Professor Orientador. Universidade de Santa Maria, Santa Maria, RS.

RESUMO

A utilização de ar comprimido nas indústrias é indispensável, independente de seu tamanho. Um dos grandes problemas que ocorre no uso do ar comprimido é a grande variação de carga na rede, com várias alternâncias de altos e baixos de pressão. A adoção de um compressor com tecnologia VSD em conjunto com os demais compressores com velocidade fixa objetiva fazer o equilíbrio das pressões na rede, fazendo com que ocorra a maior eficiência do sistema, evitando desgastes prematuros de componentes e reduzindo significativamente os custos de manutenção e também de energia elétrica. No presente trabalho faz-se um comparativo do sistema de abastecimento com todos compressores de velocidade fixa com o sistema de compressores de velocidade fixa combinados com um compressor de velocidade variável (*VSD*), a partir dos dados coletados por um sistema de gerenciamento. Posteriormente faz-se a análise econômica do investimento de aquisição de um equipamento de velocidade variável através dos métodos de *Payback* e VPL (valor presente líquido). Foram consideradas e comparadas duas alternativas de investimento, sendo a primeira considerando a substituição do compressor antigo como parte do pagamento do compressor *VSD* e a outra como sendo a aquisição do equipamento *VSD* e a manutenção do equipamento antigo para posterior reforma e utilização como reserva ou em carga.

Palavras-chave: Eficiência, Compressores, Energia.

ABSTRACT

The use of compressed air in industries is indispensable, regardless of its size. One of the major problems occurring in the use of compressed air is a large variation in network load with various alternations of high and low pressure. The adoption of a VSD compressor technology in conjunction with other objective with fixed speed compressors to balance the pressures on the network, making it occurs most system efficiency by avoiding premature wear of components and significantly reducing maintenance costs and also of electricity. In this paper makes a comparative supply system with all fixed speed compressors with the system of fixed speed compressors combined with a variable speed compressor (VSD), from data collected by a system of management. Subsequently it is the economic analysis of investment to acquire a piece of equipment with variable speed through the methods of Payback and NPV (net present value). Were considered and compared two investment alternatives , the first considering replacing the old compressor as part payment of the VSD compressor and the other being as the VSD acquisition of equipment and the maintenance of old equipment for further reform and use as reserve.

KEYWORDS: Efficiency, Compressors, Power.

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO	4
2 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	5
3 COMPRESSORES DE AR	7
3.1 Compressores de Deslocamento Positivo.....	8
3.1.1 Compressores de ar alternativos.....	8
3.1.2 Compressores de Parafusos Helicoidais	10
4 OPÇÕES DE ACIONAMENTO PARA COMPRESSORES DE PARAFUSO ESTACIONÁRIO	16
4.1 Velocidade Fixa	17
4.1.1 Sistema carga/alívio	17
4.1.2 Modulação	18
4.2 Velocidade Variável	19
5 RECOMENDAÇÕES PARA SUBSTITUIÇÃO DE COMPRESSORES DE VELOCIDADE FIXA POR EQUIPAMENTOS COM TECNOLOGIA DE VELOCIDADE VARIÁVEL (VSD)	20
6 MÉTODOS DE ANÁLISE E RETORNO DE INVESTIMENTO	21
6.1 Taxa Interna de Retorno (TIR):	21
6.2 Valor Presente Líquido (VPL):.....	22
6.3 Período de Retorno do Capital (<i>PAYBACK</i>):.....	23
7 OBJETIVOS	23
7.1 Objetivo Geral.....	23
7.2 Objetivo Específico	24
8 METODOLOGIA	24
9 RESULTADOS E DISCUSSÃO	36
10 CONCLUSÕES :.....	38
11 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS :.....	38
12 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS :	39

INTRODUÇÃO

Atualmente, o ar comprimido é considerado uma fonte de energia fundamental na indústria, por se tratar de um recurso versátil e limpo. Para produzir esta energia, contudo, são necessários os chamados equipamentos compressores de ar, que por sua vez são grandes consumidores de energia elétrica. Por isso, as empresas estão se preocupando cada vez mais com o consumo energético desses equipamentos, que normalmente, operam 24 horas por dia. Dessa forma, estas empresas procuram alternativas para racionalizar o uso da energia ou utilizar o máximo da eficiência possível que o sistema proporciona, obrigando o surgimento de novas tecnologias, tais como os compressores rotativos de parafusos de velocidade variável ou também chamada tecnologia *VSD* (*variable speed drive*).

Compressores de ar são equipamentos que absorvem o ar ambiente e o transforma em energia pneumática. Para que possa ser realizada a compressão, é necessária a transformação de algum tipo de energia. Normalmente, usa-se a energia elétrica para a geração da energia pneumática (ROLLINS, 2004).

Com o intuito de obter um melhor aproveitamento de energia elétrica na geração de ar comprimido, foram comparados os compressores rotativos de parafuso de velocidade fixa com os rotativos de parafuso de velocidade variável.

No desenvolvimento deste trabalho, busca-se apontar os ganhos energéticos e financeiros decorrentes da adoção de compressores de velocidade variável, em substituição a equipamentos de velocidade fixa e vida útil reduzida.

2 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Uma preocupação maior com relação à eficiência energética começou a surgir com a crise de petróleo dos anos 70. Vários países industrializados organizaram-se, e fundos significativos foram levantados, para investimentos em projetos de eficiência energética e fontes renováveis de energia. O objetivo era garantir o suprimento de energia, diminuindo-se a dependência do petróleo e seus derivados.

Entretanto, em meados dos anos 80, com a estabilização do preço do petróleo, diminuiu a preocupação com relação à segurança do suprimento de energia. Os fundos disponíveis para financiar as atividades de conservação e diversificação das fontes primárias de energia foram conseqüentemente, bastante reduzidos. No final dos anos 80, o impacto das emissões de poluentes, principalmente as oriundas da queima de combustíveis, na variação climática global, tornou-se uma preocupação mundial. Esta preocupação e alternativas de solução foram amplamente discutidas no encontro internacional, realizado em 1992, na cidade do Rio de Janeiro. Posteriormente, na cidade japonesa de Kyoto, firmou-se um acordo internacional, através do qual, países signatários estabeleceram metas de redução de emissões de CO₂.

Para atingir essas metas sem comprometer o nível de produção industrial e o atual nível de conforto propiciado às pessoas pelo uso da energia, tornou-se imprescindível uma maior eficiência em toda a cadeia energética, isto é, desde a produção de energia até seu uso final, bem como uma maior participação de fontes renováveis de energia na matriz energética. Entre os vários países que assinaram o acordo, pode-se citar como exemplo o Reino Unido, onde foi criado o *Energy Saving Trust* (EST), que tem uma atuação voltada à eficiência energética nos setores residencial e comercial, dentro de uma perspectiva social, além da preocupação com a redução das emissões de CO₂. Nos Estados Unidos da América - EUA, o *Office of Energy Efficiency and Renewable Energy* – EERE foi criado com o objetivo de desenvolver tecnologias eficientes sob a ótica do consumo energético e de fontes renováveis de energia que tenham custo razoável, que sejam benéficas ao meio ambiente e que propiciem oportunidades para se aumentar à competitividade do País.

No Brasil, por meio do PROCEL, foi possível implementar diversas medidas que resultaram em ganhos energéticos, em termos de tipologia das medidas de conservação com

maiores impactos quantitativos. Uma ação estrutural que merece destaque é o estabelecimento de padrões e/ou etiquetas de eficiência energética dos equipamentos, de forma voluntária ou compulsória.

A partir das ações adotadas na Califórnia, Estados Unidos, na década de 70, diversos países se sentiram motivados a repetir a experiência da implantação de padrões e etiquetas em vários produtos. Dentre outros, pode-se citar a França, Alemanha, Canadá, Japão, Austrália e México. O Brasil começou a implantar seu programa, conhecido como Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE), com o apoio da Eletrobrás/Procel e do INMETRO, a partir de 1985. Outro marco importante para a eficiência energética no Brasil ocorreu, em 17 de outubro de 2001, com a sanção, pelo Presidente da República, da Lei nº 10.295 que dispõe sobre a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia. A lei prevê, em seu artigo 2º, que o poder executivo estabelecerá *“níveis máximos de consumo específico de energia, ou mínimos de eficiência energética, de máquinas e aparelhos consumidores de energia fabricados e comercializados no país”*. O Decreto nº 4.059, de 19 de dezembro de 2001, instituiu o Comitê Gestor de Indicadores e de Níveis de Eficiência Energética – CGIEE, que possui como atribuições, dentre outras, a elaboração das regulamentações específicas para cada tipo de aparelho consumidor de energia e, o estabelecimento do Programa de Metas com indicação da evolução dos níveis a serem alcançados por cada equipamento regulamentado.

A política energética definida por estas leis trata, entre outras questões, da promoção de equipamentos e sistemas energéticos mais eficientes, estabelecendo programas de financiamento e redução de impostos para promover investimentos, por parte da indústria e do comércio, em equipamentos mais eficientes. Trata também da aceleração de desenvolvimento e de difusão de tecnologias de conservação de energia, além da promoção do sistema de etiquetagem com relação à conservação de energia em equipamentos.

Os setores industrial, comercial e de transportes estabeleceram várias normas para as plantas industriais (por exemplo: a obrigatoriedade do gerenciamento energético da planta ser efetuado por profissionais devidamente capacitados), à construção de edifícios (por exemplo: a obrigatoriedade de adotar medidas que minimizem as perdas de energia térmica através das paredes externas, janelas, e utilização de equipamentos de ar condicionado, sistemas de ventilação, iluminação, etc., eficientes) e à fabricação de equipamentos (padrões mínimos de eficiência e sistemas de etiquetagem).

A produção de equipamentos com inovações tecnológicas e mais eficientes energeticamente geram benefícios não apenas para o setor energético, mas também para outras áreas e setores da sociedade. Assim, por exemplo, quando se estimula o aperfeiçoamento tecnológico com o objetivo de reduzir o consumo de energia numa máquina de lavar roupa, pode-se obter, como consequência, um consumo menor de água. As inovações tecnológicas também podem trazer benefícios para o meio ambiente, como o desenvolvimento dos compressores de velocidade variável, que podem economizar um percentual significativo na energia industrial.

Os sistemas de ar comprimido são amplamente utilizados na indústria como fonte de energia, para acionamento, há mais de um século, sendo frequentemente considerados como a “quarta utilidade” de uma organização, ficando atrás apenas da energia elétrica, gás e água (Revista Mecatrônica Atual, 2014). Quase toda instalação industrial, desde uma pequena oficina até uma grande indústria, tem algum sistema de ar comprimido.

A produção de ar comprimido pode ser um dos processos mais dispendiosos da fábrica, caso seja desconsiderada sua importância. Atualmente, a maior parte do ar comprimido é produzida por compressores acionados por motores elétricos convencionais.

3 COMPRESSORES DE AR

Compressores de ar são equipamentos que absorvem (succionam) o ar ambiente e o transforma em energia pneumática, comprimindo-o. Para que possa ser realizada a compressão, é necessária a transformação de algum tipo de energia. Normalmente, usa-se a energia elétrica para uma energia pneumática. Existem vários tipos de compressores, mas há dois tipos principais, definidos a partir do seu modo de operação: o de deslocamento positivo (compressor de pistão e de parafuso), que é subdividido em alternativo e rotativo, e o compressor de palhetas (ou dinâmico), que também é subdividido em centrífugo ou axial. Este trabalho focar-se-á no estudo dos compressores de deslocamento positivo.

3.1 Compressores de Deslocamento Positivo

Um compressor de deslocamento positivo ou volumétrico é uma máquina na qual certa quantidade de ar, ou gás, ocupa determinado espaço. Quando seu volume é reduzido mecanicamente, resulta em um correspondente aumento de pressão (Júnior, 2007). Os diferentes tipos de compressores, recíprocos ou rotativos, conseguem isso por intermédio de diferentes meios. Na operação dessas máquinas, podem ser identificadas diversas fases, que constituem o ciclo de funcionamento. Inicialmente, uma quantidade de gás é admitida no interior de uma câmara de compressão, que então sofre redução de volume. Finalmente, a câmara é aberta e o gás liberado para consumo. Trata-se, pois, de um processo intermitente, no qual a compressão propriamente dita é efetuada em sistema fechado, isto é, sem qualquer contato com a sucção e a descarga.

3.1.1 Compressores de ar alternativos

Esse tipo de máquina utiliza-se de um sistema biela-manivela para converter o movimento rotativo de um eixo, no movimento translacional de um pistão ou embolo (Figura 1). Dessa maneira, a cada rotação do acionador, o pistão efetua um percurso (perpendicular à linha de centro do acionador) de ida e outro de volta, na direção do cabeçote, estabelecendo um ciclo de operação.

O funcionamento de um compressor alternativo está intimamente associado ao comportamento das válvulas. Elas possuem um elemento móvel denominado obturador, que funciona como um diafragma, comparando as pressões interna e externa ao cilindro. O obturador da válvula de sucção abre-se para dentro do cilindro, quando a pressão na tubulação de sucção supera a pressão interna do mesmo; e se mantém fechado no caso contrário. Em contrapartida, o obturador da válvula de descarga abre-se para fora do cilindro quando a pressão interna deste supera a pressão na tubulação de descarga; e se mantém fechado na situação inversa. As etapas do ciclo de funcionamento do compressor são mostradas na Figura 1 abaixo.

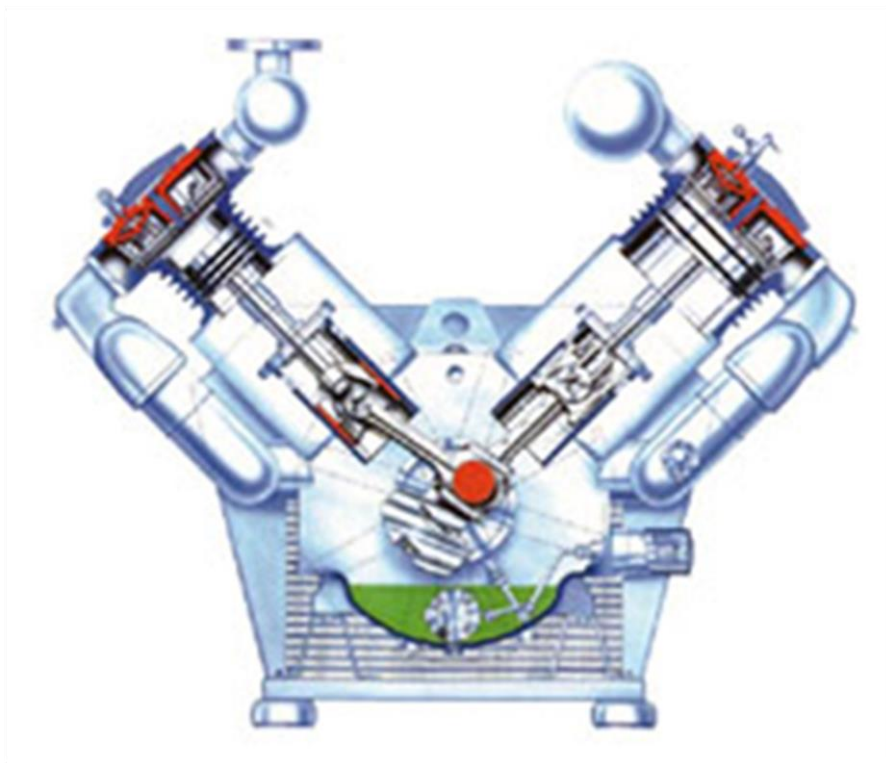


Figura 1 - Compressor alternativo, dois estágios.

Fonte: COMPAIR, 2010.

Na etapa de admissão, o pistão movimenta-se em sentido contrário ao cabeçote (placa de válvulas), fazendo com que haja uma depressão no interior do cilindro, que propicia a abertura da válvula de sucção, então o gás é aspirado. Ao inverter o sentido de movimentação do pistão, a válvula de sucção fecha-se e o gás é comprimido até que a pressão interna do cilindro seja suficiente para promover a abertura da válvula de descarga. Isso caracteriza a etapa de compressão. Quando a válvula de descarga abre, a movimentação do pistão faz com que o gás seja expulso do interior do cilindro. Essa situação corresponde à etapa de descarga e dura até que o pistão encerre o seu movimento de curso máximo no sentido do cabeçote (Silva, 2009). Ocorre, porém, que nem todo o gás anteriormente comprimido é expulso do cilindro. Há um espaço nocivo ou volume morto, compreendido entre o cabeçote e o pistão no ponto final do seu deslocamento. Isso faz com que a pressão no interior do cilindro não caia instantaneamente quando se inicia o curso de retorno. Nesse momento, a válvula de descarga fecha, mas a de admissão só abrirá quando a pressão interna do cilindro cair o suficiente. Essa etapa, em que as duas válvulas estão bloqueadas e o pistão se movimenta em sentido inverso

ao do cabeçote, denomina-se etapa de expansão, e precede a etapa de admissão de um novo ciclo. Nesta etapa, podem-se ter pequenas perdas de eficiência.

Pode-se concluir então que, devido ao funcionamento automático das válvulas, o compressor alternativo aspira e descarrega o gás, respectivamente, nas pressões instantaneamente reinantes, na tubulação de sucção e na tubulação de descarga. Naturalmente há uma diferença entre as pressões interna e externa ao cilindro durante a aspiração e a descarga, em função da perda de carga no escoamento.

Há dois tipos principais de compressores de ar alternativos no mercado: o simples e o duplo estágio. A principal diferença entre os dois é a quantidade de pressão que eles criam. A pressão, medida em PSI (*pounds-per-square-inch*), num compressor de fase única (simples estágio), pode alcançar a pressão máxima entre 70 e 100 PSI. Os compressores de duas fases ou duplo estágio podem criar uma pressão mais alta, chegando entre 100 a 250 PSI.

Esses compressores são comumente aplicados em sistemas que requeiram pequenas vazões (até 100 m³/h).

3.1.2 Compressores de Parafusos Helicoidais

Compressores rotativos de parafusos helicoidais, com injeção de óleo e de deslocamento positivo são máquinas de volume constante com pressões variáveis. Estão disponíveis na faixa de 42 a 4.250 m³/h (25 a 3000pcm) com pressões de até 580 PSI, em projetos de um, dois ou três estágios.

Os compressores rotativos de parafuso mais comuns são: o estacionário, acionado por um motor elétrico para aplicações em indústrias e minerações; e o compressor portátil, acionado por motores de combustão interna, aplicado em construção civil, perfurações profundas e mineração.

Os compressores rotativos de parafusos helicoidais dispensam fundações e são caracterizados por baixa vibração, grandes faixas de pressão e capacidade e uma ótima qualidade do ar, se comparados aos compressores alternativos a pistão.

O projeto dos compressores de um estágio consiste em um par de rotores engrenados dentro de um cilindro (carcaça) de dois furos. O rotor macho tem normalmente quatro lóbulos, espaçados 90°, como pode ser vistos na

Figura 22:

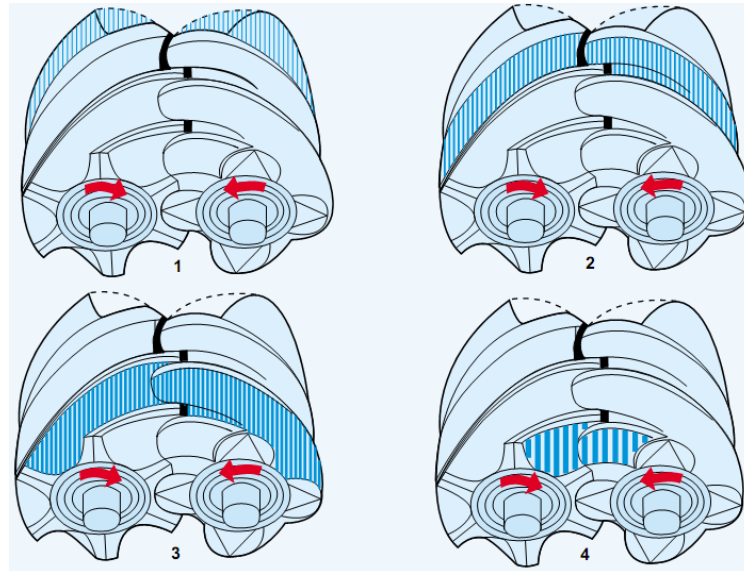


Figura 2 - Ar comprimido em um compressor de parafuso.

Fonte: *Manual do Ar Comprimido – Atlas Copco, 2010.*

No primeiro passo da Figura 2, o ar preenche o espaço entre os rotores, mas para cada passo o espaço diminui cada vez mais.

O rotor fêmea tem um número de sulcos helicoidais, normalmente seis, espaçados 60°. A relação de velocidade dos rotores é inversamente proporcional à relação lóbulos-sulco. Na relação de lóbulos-sulcos mencionada anteriormente, com o rotor macho girando a 1.800 rpm, o rotor fêmea opera a 1.200 rpm. O rotor macho pode ser acionado diretamente por engrenagens, indiretamente por uma relação de polias e correias, por um motor de combustão interna, ou, ainda, por um motor elétrico. O rotor fêmea é acionado pelo rotor macho sem contato metal-metal, visto que existe um filme de óleo entre os dois parafusos. As funções básicas do óleo no sistema são de selagem entre os lóbulos dos rotores, lubrificação das partes móveis e, principalmente, a remoção de calor gerado pelo processo de compressão do ar.

Os parafusos engrenam-se entre si nos dois furos da carcaça, no qual existem aberturas de admissão de ar, pontos de injeção de óleo, zonas de compressão e abertura de descarga do ar comprimido.

Cada parafuso é suportado por mancais de rolamento localizados próximos das extremidades do corpo do parafuso. Os mancais de um lado, normalmente no lado de descarga, suportam tanto o esforço axial como a carga radial e proporcionam as pequenas folgas axiais necessárias, admissíveis a esse tipo de projeto. Os mancais do lado oposto são mancais flutuantes, que compensam as dilatações térmicas axiais inerentes ao tipo de construção e, são por si só, diferentes nos rotores quando comparados ao cilindro ou carcaça. Um modelo de compressor desse tipo é apresentado na Figura 3.

Existem dois estilos de compressores multiestágio: aqueles montados axialmente, em que o segundo estágio é acionado diretamente na extremidade traseira do primeiro estágio, e os montados lateralmente ou paralelo, nos quais cada estágio é montado com uma caixa de engrenagem própria e independente da outra (Rocha, 2005).

Alguns projetos separam o óleo da mistura ar/óleo e resfriam o ar entre os estágios em um resfriador intermediário, enquanto outros descarregam a mistura ar/óleo diretamente para o estágio seguinte. Compressores multiestágio são usados para uma maior eficiência do sistema ou para obtenção de pressões mais elevadas.

A Figura 3, abaixo, mostra, em uma extremidade, mancais de rolos cônicos que suportam o esforço axial e, na outra, mais flutuantes.

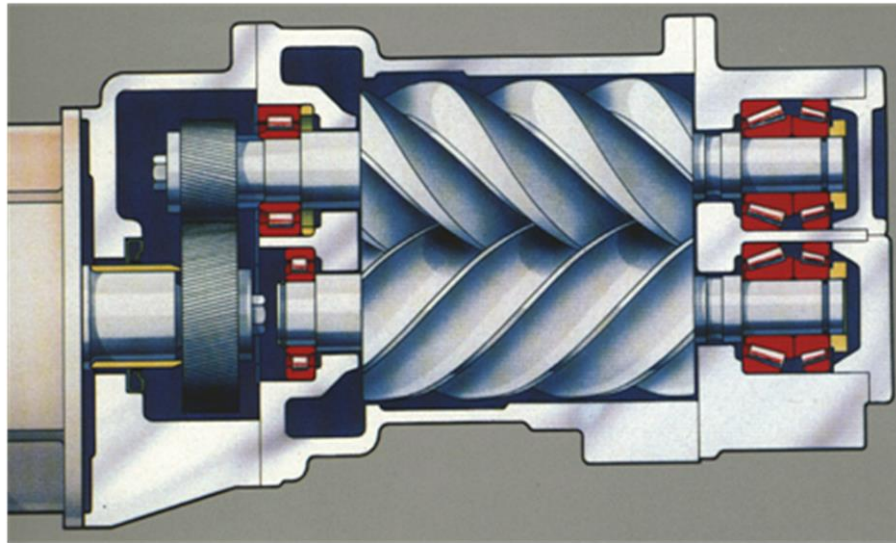


Figura 3 - Compressor rotativo de parafusos helicoidais..

Fonte: Catálogo da Ingersoll-Rand – Form.5603.

Em um projeto de um estágio de compressão, a admissão de ar é normalmente localizada no lado superior do cilindro e próximo à extremidade do eixo de acionamento. A abertura de descarga está localizada no fundo da extremidade oposta do cilindro ou carcaça.

A compressão começa quando os parafusos desengrenam do lado da admissão de ar. O ar é sugado para dentro da cavidade existente entre os lóbulos do parafuso principal e, os sulcos do parafuso fêmea, por diferencial de pressão, causado pelo movimento de giro entre os rotores. À medida que a rotação continua, os lóbulos do parafuso passam à beira da abertura de admissão, aprisionando o ar em uma célula formada pelas cavidades do parafuso e pela parede do cilindro. A continuação faz com que os lóbulos do parafuso macho rolem para dentro do sulco do parafuso fêmea, ininterruptamente, reduzindo o volume e aumentando a pressão interna da célula. Depois que a célula é fechada, em relação à admissão, é injetado óleo para vedar as folgas, “selando” o espaço entre os rotores macho e fêmea, retirando o calor gerado na compressão. A compressão continua até que os lóbulos do parafuso passem perto do limite extremo da abertura de descarga e, descarreguem a mistura ar/óleo (Hanlon, 2001).

No projeto de dois estágios, o princípio da compressão é o mesmo. A compressão, porém, é efetuada em dois passos, com o objetivo de aproveitar melhor a potência específica disponível, melhorar a eficiência ou elevar a pressão de descarga.

Para um par de parafusos de um determinado comprimento e ângulo helicoidal, o volume de compressão (redução de volume) é estabelecido pelo tamanho e pela posição das aberturas de admissão e descarga. Essa redução de volume costuma ser de aproximadamente 4,3 para 1,0, para um compressor de ar de 7 bar de pressão de operação. A relação de compressão correspondente a essa redução de volume é denominada: razão de compressão incorporada.

O ponto real de descarga é controlado pela razão de compressão incorporada. A maioria das unidades é construída para operar a uma pressão de 7 bar, porém são adequadas para a operação de sistemas com pressões entre 3,5 e 14 bar, sem grandes perdas de eficiência (Rollins, 2004). A Figura 4 mostra as curvas típicas de potência e capacidade, para uma unidade compressora, com parafusos lubrificadas e, o efeito da altitude sobre seu desempenho.

A eficiência total da unidade compressora está relacionada, quase que exclusivamente, pela precisão das folgas dos parafusos obtidas durante o processo de fabricação. A garantia de qualidade, no processo de construção normal de um fabricante, permite uma variação de desempenho média de três por cento.

As temperaturas de descarga do ar comprimido, geradas nesse conceito de compressores, são muito mais baixas se comparadas com outros modelos de equipamentos. A maioria dos fabricantes equipa o compressor com uma válvula termostática de injeção de óleo, para controlar a temperatura mínima de descarga do ar, a fim de evitar a condensação no reservatório de óleo e garantir temperaturas aceitáveis no processo de compressão.

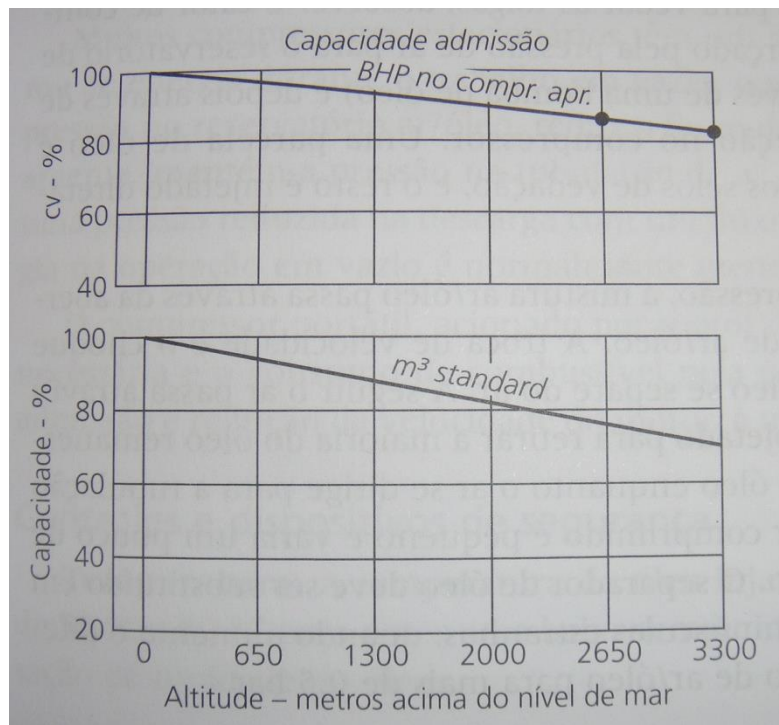


Figura 4 - Efeito da altitude sobre o desempenho do compressor de parafuso helicoidal.

Fonte: ROLLINS, 2004.

O compressor de dois estágios aumenta o desempenho, com a redução do diferencial de pressão, ao longo do trajeto de vazamento do ar entre os parafusos, até as tampas finais. O custo de fabricação desse tipo de unidade é maior, porém sua eficiência também é maior. Isso torna o custo de utilização de energia elétrica vantajoso, quando diluído, ao longo do tempo, da vida útil do compressor de dois estágios.

O compressor de parafusos com injeção de óleo, também pode operar em situações que solicitem o serviço de vácuo, produzindo um vácuo máximo igual àquele do compressor recíproco de dois estágios. Normalmente os fluxos de óleo podem ser reduzidos, em função do menor fluxo de massa (Rocha, 2005).

O consumo de energia do compressor rotativo de parafuso, durante a operação de “alívio” (sem gerar ar comprimido útil), é normalmente maior do que o dos tipos recíprocos. Desenvolvimentos mais recentes de alguns fabricantes chegam a sistemas, nos quais a potência de alívio é 15 a 35 por cento da potência em carga total. Esses sistemas normalmente possuem motores elétricos com acionamento de velocidade constante. Em compressores

acionados por motores de combustão interna, a velocidade do motor pode ser reduzida durante o período de alívio, para reduzir o consumo de combustível. Também é recomendado usar o compressor de ar a 100% em carga, a fim de evitar qualquer desvantagem em função de desperdícios e, altos custos de energia que o regime de alívio proporciona (Block e Heinz 2001).

De modo geral, o fluxo de produção do ar comprimido, compreende as etapas conforme mostrado na Figura 5.

Diagrama de fluxo

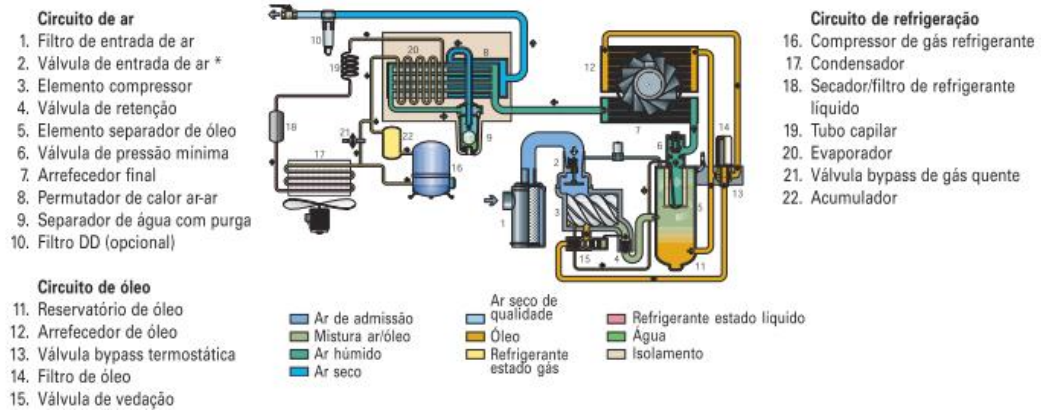


Figura 5 – Diagrama de fluxo de produção de ar comprimido.

Fonte: Atlas Copco- Compressores de ar com inversores de frequência.

4 OPÇÕES DE ACIONAMENTO PARA COMPRESSORES DE PARAFUSO ESTACIONÁRIO

As opções de acionamento dos compressores de parafusos estacionários são usualmente de dois tipos: de velocidade fixa e velocidade variável.

4.1 Velocidade Fixa

O acionamento com velocidade fixa é usado onde a demanda de ar comprimido é alta, e os períodos de alívios são curtos. O motor elétrico opera constantemente, e a válvula de admissão abre e fecha em resposta à variação de pressão de descarga do ar (ascendente e descendente), na tubulação de distribuição da planta. Dentro deste método de controle, os fabricantes apresentam opções de operação.

4.1.1 Sistema carga/alívio

Esse método faz com que o compressor atinja a máxima pressão, pré-ajustada pelo sistema, antes de qualquer dispositivo de controle ou segurança atuar. Nesse ponto, a admissão de ar do compressor é subitamente fechada, por meio de uma válvula de alívio, e “o compressor para de comprimir”. Quando a pressão da rede de ar comprimido atinge um valor mínimo pré-determinado, o sistema libera novamente a admissão de ar, e o compressor volta a comprimir. A vantagem é que os acessórios de controle (válvulas, conexões, etc) possuem um custo baixo, pois a montagem é muito simples. Dessa forma, o custo inicial do equipamento é menor. A desvantagem é que aumenta significativamente o consumo de energia, pois força o compressor a operar em um regime bastante irregular, aumentando em muito a potência consumida pelo motor elétrico, para o acionamento da unidade compressora, o que reduz a vida útil da máquina, por imprimir a seus rolamentos um regime cíclico de carga (desgaste por fadiga).

Um dos métodos para deixar o compressor estacionário trabalhar em vazio é fechar a válvula de admissão e permitir que ele opere com velocidade normal, contra a pressão total existente no reservatório ar/óleo. Muitos compressores estacionários têm um sistema que reduz ainda mais o consumo de energia elétrica durante o trabalho em vazio, que consiste em fechar a válvula de admissão, reduzir a pressão no reservatório ar/óleo, reduzir o fluxo de óleo para o compressor e, simultaneamente, manter a pressão na tubulação de ar. Nesse caso, o compressor opera contra uma pressão reduzida na descarga. O consumo de energia na operação em vazio é normalmente menor que 35% do consumo em carga (Rocha, 2005).

Neste sistema o compressor é regulado com uma pressão de carga e pressão de alívio, com uma diferença entre elas de, no mínimo, 10 PSI para que a quantidade de ciclo Carga/Alívio do compressor seja a menor possível. Em relação à pressão do sistema, o diferencial de pressão pode ser um grande problema para os pontos de consumo de uma produção que exigem, muitas vezes, uma pressão estável no sistema de ar.

4.1.2 Modulação

Para as instalações com uma demanda de ar, relativamente alta e constante em relação à capacidade do compressor, o modo de controle recomendado é o chamado de modulação, que é uma evolução do sistema carga/alívio. A modulação é composta por uma válvula de admissão progressiva, tipo “borboleta”, que, quando ocorre um aumento de pressão do sistema ocasionado pela redução de consumo por parte do usuário, fecha-se gradualmente, restringindo a passagem de ar atmosférico para o interior da unidade compressora, fazendo que o compressor desloque somente a quantidade de ar necessária. A vantagem é que, por ser progressiva, confere ao sistema um caráter de pressão mais constante, aumentando a qualidade e a regularização da pressão do ar na descarga do compressor, conferindo, aos equipamentos pneumáticos acionados, um funcionamento bastante homogêneo sem oscilações na qualidade da produção. Isso acaba reduzindo o consumo de energia, evitando que o sistema atinja, constantemente, a pressão máxima ajustada antes de atuar. Para cada 1,0 PSI acima da pressão necessária de trabalho, haverá um consumo extra de 0,5% da potência instalada (Rollins, 2004). Outro fator importante é que este tipo de controle aumenta a vida útil da unidade compressora, pois as cargas axiais e radiais sobre os rolamentos são mais constantes, além de dispensar, em 98% dos casos, o uso de um reservatório de ar comprimido e reduzir os constantes ciclos de carga e alívio. A desvantagem é que aumenta o custo inicial do equipamento, pois seu sistema é mais elaborado, exigindo mais componentes e um grau de desenvolvimento maior, pois aumenta a taxa de compressão da unidade compressora, reduz sua eficiência e, caso não esteja dimensionado corretamente, pode aumentar o consumo de energia elétrica.

4.2 Velocidade Variável

Para as instalações com uma demanda de ar instável, os compressores de velocidade variável com inversores de frequência são os mais recomendados. A evolução do sistema visa à economia de energia, menor desgaste da máquina e estabilização da pressão da linha de ar comprimido. Esse sistema é composto por um inversor de frequência que é diretamente controlado por um transdutor de pressão. O transdutor realiza a leitura de pressão da rede de ar comprimido e envia sinal para o inversor aumentar ou diminuir a frequência (Hz), consequentemente, controlando a rotação do motor (RPM).

O consumo energético é diretamente proporcional à quantidade de ar consumida, porque a rotação do motor elétrico é ajustada em função da necessidade do ar comprimido consumido na produção da indústria, o que permite evitar os ciclos de funcionamento em vazio e reduzir significativamente a energia elétrica consumida. Uma grande vantagem é a economia de energia, além da redução dos custos de manutenção e prolongamento da vida útil do equipamento (Rocha, 2005).

Controlando a velocidade variável, tem-se também uma vazão de ar regulada, que corresponde a uma pressão estável. O controle permite que o compressor desligue automaticamente se o consumo da linha de ar comprimido acabar, sendo assim, nenhuma energia elétrica será desperdiçada. Normalmente esses compressores variam sua potência entre 25% a 100% de carga, pois entre esses valores, a eficiência dos motores elétricos ainda se torna vantajosa.

Nessa tecnologia existem diferentes tipos de controles e motores, tais como, o inversor de frequência convencional e o motor de indução, e o conjunto de inversor de frequência com motor HPM (Híbrido de Magneto Permanente).

5 RECOMENDAÇÕES PARA SUBSTITUIÇÃO DE COMPRESSORES DE VELOCIDADE FIXA POR EQUIPAMENTOS COM TECNOLOGIA DE VELOCIDADE VARIÁVEL (VSD)

A análise para investimento de substituição de equipamentos na indústria é de extrema importância para a tomada de decisões. No cenário atual, as indústrias, de modo geral, adotam o critério de manter equipamentos ultrapassados ou esgotados e ineficientes em seus parques fabris, mesmo que estes representem altos custos de manutenção, e sejam economicamente inviáveis (Casarotto Filho, 2000).

A economia de energia elétrica, gerada com a adoção de compressores VSD (*Variable Speed Drive*) é maior em empresas onde a operação dos equipamentos é em carga parcial ou de menor consumo de ar comprimido, ou seja, se os equipamentos de velocidade fixa em funcionamento operam em carga plena, o consumo energético, se substituído por compressores VSD não será percebido ou significativo.

De modo geral, ambos os fabricantes de compressores Atlas Copco e Ingersoll Rand estimam que a economia de energia elétrica na substituição de um compressor de velocidade fixa, operando em média com 50% em carga, por compressor VSD, é de 35% e pode ser detalhado a partir das Fórmulas 1, 2, 3 e 4.

Para compressores de velocidade fixa:

$$CE_C = P_C \times H_C \times D \quad (1)$$

$$CE_A = P_A \times H_A \times D \quad (2)$$

$$C_T = CE_A + CE_C \quad (3)$$

$$P_A = 40\% \times P_C \quad (4)$$

Para compressores de velocidade variável (VSD):

As Fórmulas 1, 2 e 3 se repetem para este caso também, porém a potência em alívio cai para 5% da potência em carga plena.

$$P_A = 5\% \times P_C \quad (5)$$

Sendo:

CE_C - Custo energético em carga (R\$)

CE_A - Custo energético em alívio (R\$)

C_T - Custo energético total (R\$)

P_A - Potência em alívio (kW)

P_C - Potência em carga (kW)

H_C - Tempo de operação anual em carga (horas)

H_A - Tempo de operação anual em alívio (horas)

D - Custo da energia elétrica (R\$/ kWh)

6 MÉTODOS DE ANÁLISE E RETORNO DE INVESTIMENTO

A análise de um investimento em uma empresa refere-se às decisões em que o capital financeiro será aplicado. Porém, é importante ressaltar que o investimento de capital representa somente uma parte do processo de tomada de decisões no âmbito empresarial.

Os métodos mais utilizados na análise econômica de investimento são:

-TIR: Taxa interna de retorno

-VPL: Valor Presente líquido

-PAYBACK: Período de retorno de capital

6.1 Taxa Interna de Retorno (TIR):

Representa a taxa de desconto que torna o valor atual líquido do investimento igual a zero (Rebelatto, 2004). Também é chamada de taxa interna efetiva de rentabilidade, a TIR

leva em conta o valor do dinheiro no tempo e pode ser calculada da seguinte forma:

$$0 = -I_0 + \sum_{j=1}^n \frac{FN_j}{(1+TIR)^j} \quad (6)$$

Onde:

I_0 - Investimento inicial do projeto

FNJ- Fluxo de entradas durante o projeto

J- Tempo de vida útil do projeto

TIR- Taxa interna de Retorno

6.2 Valor Presente Líquido (VPL):

O valor presente líquido (VPL) consiste na diferença entre o valor descontado do fluxo de caixa na data considerada do investimento inicial e o valor de um investimento inicial do projeto. Para fins de tomada de decisão, todos os projetos que resultem em um VPL maior ou igual a zero podem ser considerados atrativos, ou seja, geram um retorno igual ou maior que o custo do capital investido (Megliorini, Vallim, 2009). No caso do VPL resultar em um valor negativo, o projeto deixa de ser atrativo, pois o valor do retorno do investimento é inferior ao valor inicial investido. A equação para cálculo do VPL pode ser definida como:

$$VPL = -I + \sum_{t=1}^n \frac{FC_t}{(1+j)^t} \quad (7)$$

Sendo:

- I- Investimento na data zero do projeto
- FC_t - Valor do retorno do investimento no período t
- j- Taxa de juros considerada

6.3 Período de Retorno do Capital (PAYBACK):

Este método consiste no tempo necessário para que a soma dos fluxos de caixa líquido de cada período se iguale ao fluxo de caixa líquido no instante inicial (Assaf , Neto, 2009), sendo que as vantagens são:

- Fácil compreensão da forma de cálculo
- Fornecer uma idéia do grau de liquidez e de risco do projeto
- Adequado à avaliação de projetos em contexto de risco elevado
- Adequado à avaliação de projetos com vida limitada

As desvantagens são:

-Desaconselhável em projetos de longa duração, pois não leva em conta o valor do investimento no tempo.

- Valorização de forma igualitária os fluxos recebidos em diferentes períodos.

7 OBJETIVOS

7.1 Objetivo Geral

Mensurar a economia que pode ser alcançada com a adoção de um equipamento compressor de ar, com tecnologia de velocidade variável, operando em conjunto com demais compressores de velocidade fixa.

7.2 Objetivo Específico

A partir de dados coletados do sistema gerenciador de ar comprimido, elaborar um diagnóstico com as melhorias necessárias para aumento da eficiência do sistema de ar comprimido e, justificar a substituição de um compressor de velocidade fixa obsoleto por um equipamento com tecnologia de velocidade variável (*VSD*), através do método do valor presente líquido (*VPL*) e período de retorno do investimento (*PAYBACK*).

8 METODOLOGIA

O sistema abordado de ar comprimido, conforme apresentado na Figura 6, consiste basicamente nos seguintes equipamentos: 05 compressores de ar, 01 reservatório de ar comprimido e 03 secadores de ar comprimido por refrigeração.

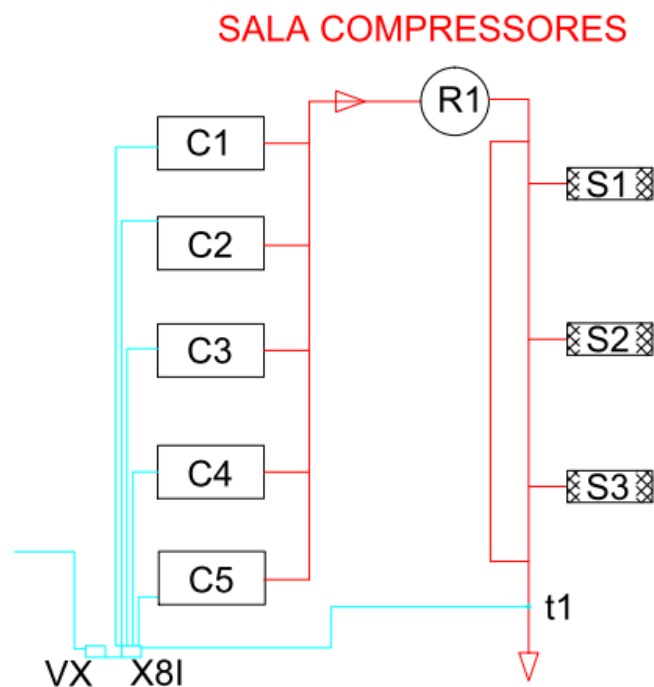


Figura 6 – Arranjo geral da sala de compressores.

Especificações dos equipamentos do sistema de produção e tratamento de ar comprimido:

C1- Compressor rotativo de parafuso, lubrificado, marca Atlas Copco modelo GA 75-150P, potência 100 Hp, fabricação 1998.

C2- Compressor rotativo de parafuso, lubrificado, marca Atlas Copco modelo GA 75-150P, potência 100 Hp, fabricação 1998.

C3- Compressor rotativo de parafuso, lubrificado, marca Atlas Copco modelo GA 75-150P, potência 100 Hp, fabricação 1998.

C4- Compressor rotativo de parafuso, lubrificado, marca Ingersoll Rand modelo SSR HP100, potência 100 Hp, fabricação 1996.

C5- Compressor rotativo de parafuso, lubrificado, marca Ingersoll Rand modelo SSR HP100, potência 100 Hp, fabricação 1996.

R1-Reservatório de ar comprimido marca Barazzetti, capacidade 3000 litros

S1- Secador de ar comprimido marca Domnick Hunter, modelo DPR 0500 HB

S2- Secador de ar comprimido marca Domnick Hunter, modelo DPR 0500 HB

S3- Secador de ar comprimido marca Domnick Hunter, modelo DPR ELETRON

T1- Transdutor de pressão Standard 0-230 psig.

X8I- Gerenciador de sistemas de ar comprimido marca Ingersoll Rand, modelo X8I.

VX- Módulo de visualização de gerenciador de ar comprimido marca Ingersoll Rand modelo VX.

Apresentam-se nas Figuras 7, 8 e 9 as imagens da sala de compressores e dos equipamentos do sistema.



Figura 7 – Disposição dos compressores de ar.



Figura 8 – Disposição dos secadores de ar e reservatório.



Figura 9 – Gerenciador de ar comprimido X8I e módulo VX Ingersoll Rand.

O funcionamento do sistema de ar comprimido da fábrica é contínuo entre às 22 horas dos domingos até às 18 horas dos sábados, ou seja, 140 horas semanais de funcionamento ininterrupto, sendo que todos os compressores operam no sistema carga/alívio durante todo este período e são monitorados pelo gerenciador X8I.

A pressão da rede de ar comprimido de abastecimento da fábrica é de 8,5 bar.

De modo geral, a capacidade do sistema de geração de ar comprimido apresenta-se resumidamente na Tabela 1.

SISTEMA DE AR COMPRIMIDO GERAL DA FÁBRICA		
COMPRESSOR	POTÊNCIA (Hp)	VAZAO (PCM)
C1-GA75 150	100	404
C2-GA75-150	100	404
C3-GA75-150	100	404
C4-SSR Hp100	100	363
C5-SSR Hp100	100	363
TOTAL	500	1938

Tabela 1– Resumo das capacidades dos compressores do sistema.

Potência total instalada: 500 Hp.

Vazão total instalada: 1938 PCM (pés cúbicos por minuto).

Eficiência global do sistema: 3,876 PCM / Hp.

A lógica de funcionamento do gerenciador X8I apresenta-se configurada de modo a priorizar o funcionamento sequencial dos compressores, somente são mantidos em funcionamento os equipamentos necessários para suprir a demanda instantânea da fábrica.

O transdutor de pressão instalado no ponto de saída do ar comprimido para a fábrica permite que seja monitorada a pressão em local comum a todos os compressores, ou seja, depois dos secadores, e informa ao gerenciador as necessidades de ar comprimido para manter a pressão constante no sistema.

A ordem de funcionamento dos compressores programada é: 1º- C5, 2º- C4, 3º- C3, 4º- C2, onde, o compressor C5 é o responsável pelo controle do sistema, ou seja, este equipamento sofre as maiores oscilações decorrente do aumento ou da redução da demanda do sistema. O compressor C1 tem função de equipamento reserva e somente entra em operação em caso de emergência ou manutenção de outro equipamento.

Os dados referentes ao funcionamento do compressor C5 foram coletados durante 06 meses através do gerenciador X8I e apresentam-se na Tabela 2.

PARCELAS DE FUNCIONAMENTO DO COMPRESSOR C5 (%)				
MÊS/ANO	DESLIGADO	FUNCIONANDO	CARGA	ALÍVIO
mar/14	52,2	47,8	68,4	31,6
abr/14	48,3	51,7	73,1	26,9
mai/14	63,6	36,4	51,2	48,8
jun/14	71,7	28,3	42,8	57,2
jul/14	75,4	24,6	41,3	58,7
ago/14	77,9	22,1	31,5	68,5
MÉDIA	64,85	35,15	51,38	48,62

Tabela 2– Resumo das capacidades dos compressores do sistema.

Considera-se que a fábrica funciona durante 140 horas semanais e, que o compressor C5 permanece em funcionamento conforme levantamento de dados do gerenciador da Tabela 2.

O sistema gerenciador de ar comprimido faz o monitoramento do funcionamento do compressor C5 admitindo que o mesmo fique em alívio por um tempo pré-estabelecido de 10 minutos. Se após este tempo não ocorrer um aumento da demanda, ou seja, queda da pressão para 8,1 bar, o compressor é desligado. Este equipamento somente retoma seu funcionamento quando a pressão cair ao limite inferior de 8,1 bar, independente do tempo decorrido.

A potência nominal de C5 é de 100 Hp, ou seja, 74,56 kW, adotando-se fator de conversão de 0,7456kW / Hp.

O preço aproximado da energia elétrica industrial, considerado para cálculo, é de R\$ 0,29 / kWh.

Considerando-se as médias de funcionamento em carga e alívio e projetando-se estes dados para um levantamento anual tem-se:

Para carga:

-35,15% do tempo total de funcionamento da fábrica: 35,15% x 140 horas/semana x 5 semanas x 12 meses.

= 2.952,6 horas de funcionamento / ano.

Total: 51,38% x 2952,6 = 1.517,04 horas em carga / ano.

Para alívio:

-35,15% do tempo total de funcionamento da fábrica: 35,15 x 140 horas/semana x 5 semanas x 12 meses.

= 2.952,6 horas de funcionamento / ano.

Total: 48,62% x 2.952,6 = 1.435,55 horas em alívio / ano.

Custo energético anual do compressor C5 em carga:

$CE_C = 74,56 \text{ kW} \times 1517,04 \text{ horas/ano} \times 0,29 \text{ R\$/kWh}$.

$CE_C = \text{R\$ } 32.819,64 / \text{ano}$.

Custo energético anual do compressor C5 em alívio:

$$CE_A = 0,4 \times 74,56 \text{ kW} \times 1435,55 \text{ horas/ano} \times 0,29 \text{ R\$/kWh.}$$

$$CE_A = \text{R\$ } 12.422,67 / \text{ ano.}$$

Potência do compressor C5 em alívio:

$$P_A = 0,4 \times PC.$$

$$P_A = 0,4 \times 74,56 = 29,84 \text{ kW.}$$

Custo energético total anual para o compressor C5:

$$C_T = 12.422,67 + 32.819,64 = 45.242,31$$

Ou seja, o custo energético total do compressor C5 nas condições apresentadas gira em torno de R\$ 45.242,31/ ano.

O compressor C5, devido ao fato de ser o mais solicitado do sistema e também possuir maior tempo de uso está esgotando sua vida útil, apresentado desgaste em seus principais componentes e gerando elevados custos de manutenção.

A alternativa que a empresa estuda é a substituição deste equipamento por um compressor de velocidade variável (VSD), da mesma marca do equipamento atual. Esta alternativa deve ser avaliada de forma cautelosa, devido ao fato de implicar em altos investimentos.

Para fins comparativos, considera-se a substituição do compressor C5 por compressor modelo Nirvana R75n-A, conforme especificações:

Performance:

Faixa de Vazão: 114 - 479 PCM.

Faixa de Pressão: 65 – 145 psig.

Temperatura ambiente máxima: 46 °C.

Tipo de refrigeração Ar.

Temperatura de descarga do ar comprimido.

(acima da temperatura ambiente 40% UR).

8.0 °C.

Residual máximo de óleo 3 ppm.

Sistema de Controle Xe.

Controle de Capacidade Velocidade Variável.

Nível de ruído: 75 dBA.

Motor:

Potência do Motor Principal: 100 Hp.

Tensão de alimentação: 380 / 3 / 60 V / 3 / Hz.

Eficiência Premium mínima: 95%.

Grau de Proteção do Motor Principal: ODP (IP23).

Chave de partida - Inversor de frequência: 97%.

Utilidades:

Conexão de Descarga de Ar: 2" NPT.

Comprimento: 2432 mm.

Largura: 1265 mm.

Altura: 2032 mm .

Para o compressor de velocidade variável, considerando-se os mesmos dados de consumo de energia e horas de funcionamento, e devido ao fato deste equipamento não operar em alívio (somente reduzir a rotação do motor), usa-se a palavra alívio entre aspas, calcula-se os custos energéticos:

Para carga:

-35,15% do tempo total de funcionamento da fábrica: $35,15\% \times 140 \text{ horas/semana} \times 5 \text{ semanas} \times 12 \text{ meses}$.

= 2.952,6 horas de funcionamento / ano.

Total: $51,38\% \times 2.952,6 = 1.517,04 \text{ horas em carga / ano}$.

Para “alívio”:

-35,15% do tempo total de funcionamento da fábrica: $35,15 \times 140 \text{ horas/semana} \times 5 \text{ semanas} \times 12 \text{ meses}$.

= 2.952,6 horas de funcionamento / ano.

Total: $48,62\% \times 2.952,6 = 1.435,55 \text{ horas em “alívio” / ano}$.

Custo energético anual do compressor *VSD* em carga plena:

$CE_C = 74,56 \text{ kW} \times 1.517,04 \text{ horas/ano} \times 0,29 \text{ R\$/kWh}$.

$CE_C = \text{R\$ } 32.819,64 / \text{ano}$.

Custo energético anual do compressor *VSD* em “alívio”:

$CE_A = 0,05 \times 74,56 \text{ kW} \times 1.435,55 \text{ horas/ano} \times 0,29 \text{ R\$/kWh}$.

$CE_A = \text{R\$ } 1.552,00 / \text{ano}$.

Potência do compressor *VSD* em “alívio”:

$P_A = 0,05 \times PC$.

$P_A = 0,05 \times 74,56 = 3,728 \text{ kW}$.

Custo energético total anual para o compressor *VSD*:

$C_T = 1.552,00 + 32.819,64 = \text{R\$ } 34.371,64 / \text{ano}$.

A alternativa de substituição do equipamento de velocidade fixa pelo compressor de velocidade variável, além dos custos de energia elétrica, deve considerar demais variáveis, tais como, custos de manutenção e vida útil.

Os custos de manutenção para o equipamento C5 no ano de 2013 alcançaram o valor de aproximadamente R\$ 6.700,00.

Os termos da proposta do fornecedor Ingersoll Rand para a aquisição do equipamento Nirvana R75n-A apresentam-se descritos:

- Valor do equipamento novo R\$ 91.000,00.
- Valor do equipamento novo com recebimento do equipamento C5 como parte do pagamento: R\$ 80.000,00.

Foram orçados os custos para a reforma completa do compressor C5 e chegou-se ao valor de R\$ 32.000,00.

Segundo os fabricantes Ingersoll Rand e Atlas Copco, a vida útil de compressores *VSD* é de aproximadamente 15 anos.

A análise econômica deste investimento, através dos métodos de *PayBack* e *VPL* segue:

Taxa mínima de atratividade: 7% (A taxa considerada tem como base a taxa de juros de uma aplicação tipo poupança).

Vida útil do equipamento novo: 15 anos.

Custo do equipamento novo: R\$ 91.000,00.

Valor restituído na compra de um novo equipamento: R\$ 11.000,00.

Custo da reforma do equipamento C5: R\$ 32.000,00.

Valor residual do equipamento *VSD* ao final da vida útil: R\$ 12.000,00.

Fluxo de caixa:

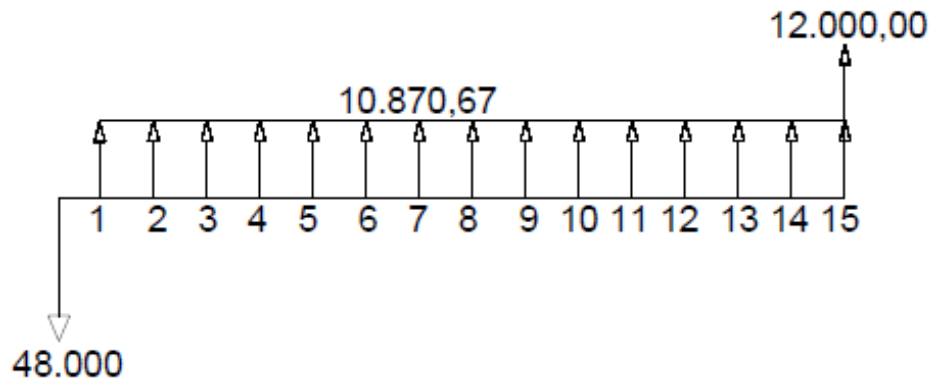


Figura 10 – Fluxo de caixa da alternativa inicial.

$$VPL = - I + A \cdot FVP(i, n) + Vr(i,n).$$

$$VPL = -48.000,00 + 10.870,67 \cdot \left[\frac{(1+0,07)^{15} - 1}{0,07 \cdot (1+0,07)^{15}} \right] + 12.000(1+0,07)^{-15}.$$

$$VPL = -48.000,00 + 99.010,17 + 4.349,35.$$

$$VPL = R\$ 55.359,52.$$

PAYBACK		
ANO	RETORNO (R\$)	SALDO (R\$)
0	0	-48.000,00
1	10.870,67	-37.129,33
2	10.870,67	-26.258,66
3	10.870,67	-15.387,99
4	10.870,67	-4.517,32
5	10.870,67	6.353,35

Tabela 3– Análise do Payback para a substituição do compressor C5.

O Payback para este investimento será de 4,4 anos.

Opção de investimento alternativa:

Se considerado o investimento somente com a aquisição do equipamento novo e a manutenção do equipamento antigo, mesmo que o investimento para a reforma completa deste não seja feita imediatamente, o fluxo de caixa apresenta-se na Figura 11 abaixo.

Esta opção pode ser atrativa, pois o equipamento antigo pode ser reformado e mantido como reserva na fábrica.

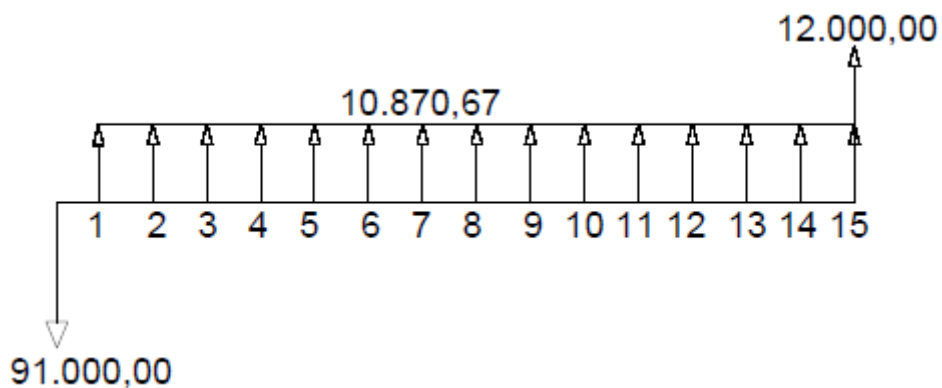


Figura 11 – Fluxo de caixa da hipótese alternativa de investimento

$$VPL = - I + A \cdot FVP(i, n) + Vr(i, n).$$

$$VPL = -91.000,00 + 10.870,67 \cdot \left[\frac{(1+0,07)^{15} - 1}{0,07 \cdot (1+0,07)^{15}} \right] + 12.000(1+0,07)^{-15}$$

$$VPL = -91.000,00 + 99.010,17 + 4.349,35.$$

$$VPL = R\$ 12.359,52.$$

PAYBACK		
ANO	RETORNO (R\$)	SALDO (R\$)
0	0	-91.000,00
1	10.870,67	-80.129,33
2	10.870,67	-69.258,66
3	10.870,67	-58.387,99
4	10.870,67	-47.517,32
5	10.870,67	-36.646,65
6	10.870,67	-25.775,98
7	10.870,67	-14.905,31
8	10.870,67	-4.034,64
9	10.870,67	6.836,03

Tabela 4– Análise do Payback para aquisição do compressor VSD e manutenção do C5.

O Payback para esta alternativa será de 8,3 anos.

9 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os custos energéticos calculados na comparação entre equipamento fixo e variável representam uma economia mensal de aproximadamente R\$ 10.870,67, ou seja, o equipamento de velocidade variável gera economia de 35% de energia elétrica, em comparação com compressores de velocidade fixa e nas condições anteriormente mencionadas.

A análise financeira de investimentos tem papel fundamental e fornece todos os subsídios necessários para a tomada de decisões, em projetos de todos os setores, sejam eles públicos ou privados.

Na alternativa inicial de investimento abordada encontrou-se o valor presente líquido de R\$ 55.359,52, sendo um indicativo de que a substituição do compressor antigo pelo compressor VSD pode ser considerada um bom investimento.

Do ponto de vista do *Payback*, o retorno do investimento ocorre em aproximadamente 4 anos e 3 meses, que representa um tempo curto do ponto de vista de investimentos para equipamentos deste gênero. Além disso, o *Payback* não considera o valor residual do equipamento ao final da vida útil, o que torna o método menos confiável se comparado com o valor presente líquido.

No caso da alternativa da aquisição do compressor VSD, mantendo ainda o compressor

C5, o investimento inicial será maior, R\$ 91.000,00, porém, mantendo-se o equipamento antigo no parque fabril pode-se fazer a reforma do mesmo lentamente para reduzir o impacto dos custos e, após a reforma o compressor C5, pode ser mantido como equipamento reserva ou utilizado em carga plena.

Neste caso o *Payback* resulta em 8 anos e 3 meses, ou seja, praticamente o dobro da alternativa inicial.

O valor presente líquido encontrado para o investimento alternativo, R\$ 12.359,52, indica que esta alternativa também é atrativa, porém inferior à alternativa inicial.

Do ponto de vista gerencial, a alternativa inicial é a mais atrativa, pois apresenta o maior valor presente líquido e o menor prazo de retorno do investimento inicial, porém a decisão deve ser tomada considerando também a situação financeira atual da empresa e o cenário da economia.

Para ambas as alternativas analisadas, a taxa de juros de 7% adotada representa a taxa mínima de retorno esperada em que o investidor se propõe a receber pelo investimento. Este índice foi adotado tomando como base o índice da poupança, que representa o investimento financeiro mais seguro e estável da economia.

10 CONCLUSÕES:

Neste estudo de caso ficaram evidenciadas as vantagens alcançadas com a adoção de equipamento com velocidade variável, porém cada empresa possui seus critérios de tomada de decisão, sendo que a decisão mais correta certamente será a que dispõe de um maior volume de dados concretos e considere todas as variáveis envolvidas no processo.

Conclui-se que ambas as alternativas analisadas são atrativas, porém a alternativa que considera a substituição do equipamento obsoleto e utilização do mesmo, como parte do pagamento de um novo equipamento com tecnologia de velocidade variável, resultou em um maior valor presente líquido (VPL) e um menor tempo de retorno (*PAYBACK*), portanto, pode ser considerada a melhor alternativa de investimento.

Além disso, a economia de energia elétrica gerada com a aquisição de equipamentos mais modernos é outro fator importante a ser observado, pois permite a conciliação dos fatores econômicos aos fatores sustentáveis.

11 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS:

O presente trabalho abordou a substituição de equipamento de geração, porém este assunto representa somente uma parte de todo o sistema de ar comprimido, e pode ser aplicado em outras indústrias com sistemas semelhantes ao abordado e que utilizam o ar comprimido como fonte de energia em seus processos produtivos.

Como sugestão para futuros trabalhos, pode-se focar, além da geração, na distribuição do ar comprimido, que também é responsável por grande parte dos desperdícios de energia elétrica e baixa eficiência. Outros fatores que poderiam ser abordados de forma mais incisiva em projetos de eficiência energética em sistemas de ar comprimido são: elaboração de planos de manutenção preventiva, monitoramento de vazamentos no sistema, redução das quedas bruscas de pressão, variações de temperatura na rede, cálculo de energia consumida em função da produção fabril, entre outros. Todos os dados necessários para análise podem ser obtidos facilmente através dos sistemas gerenciadores de ar comprimido.

12 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

ASSAF NETO, ALEXANDRE; **Finanças Corporativas e Valor**; São Paulo: Atlas, 2009

ATLAS COPCO; **Manual do Ar Comprimido**; 7º Ed; Bélgica, 2010

ATLAS COPCO; **Compressores com Inversor de Frequência Atlas Copco**; Material disponível em: <http://www.mrcompressoresdeparafuso.com.br/catalogos-tecnicos/vsd---variador-de-velocidade--inversor-de-frequencia-beneficios-3-6.pdf>. Acessado em 09/10/2014.

BLOCH, HEINZ P.; **A Practical Guide To Compressor Technology**; 2º ed.; A John Wiley & Sons, Inc., Publication; 573 p.; 2001.

CASAROTTO FILHO, Nelson: **Análise de Investimentos** – São Paulo, Atlas 2000.

COMPAIR. **Compressores de Pistão Standard Isentos de Óleo e com Lubrificação por Óleo**. 2010. http://www.compair.pt/Products/Low_and_Medium_Pressure_Pistons.aspx., acessado em 28/08/2014.

COMPRESSED AIR AND GAS INSTITUTE. **Manual de Ar Comprimido e Gases**; Pearson Education do Brasil; Brasil; 8820 p.; 2004.

HANLON, PAUL C.; **Compressor Handbook**; 1º ed.; Washington; D.C.; 1754 p.; 2001.

INGERSOLL-RAND – **Ficha de Engenharia do compressor SSR**. Disponível em http://www.ingersollrandproducts.com/cagi_pdfs/Xf75a.pdf. Acessado em 15/09/2014.

INGERSOLL-RAND - Catálogo; Compressor de Ar de Parafuso Rotativo Lubrificado; Barueri/SP: Form. 5603.

JÚNIOR, JOSÉ; **Apostila de Sistemas Hidropneumáticos 1**; Universidade Federal de Itajubá; Brasil; 80 p.; 2007.

MARQUES, M. C.S. **Eficiência Energética: teoria & prática**. Itajubá, FUPAI, 2007.

MEGLIORINI, EVANDIR & VALLIM, Marco Aurélio.; **Administração Financeira – Uma Abordagem Brasileira**, São Paulo: Pearson, 2009

METALPLAN. **Manual de Ar Comprimido**. 4ª ed. 2010.

REBELATTO, DAISY.; **Projeto de Investimento**. São Paulo: Manole, 2004.

REVISTA MECATRONICA ATUAL - Edição n° 37; Disponível em: <http://www.mecatronicaatual.com.br/educacao/911-pneumatica-o-tratamento-correto-do-ar-comprimido>. Acessado em 10/09/2014.

ROCHA, Carlos Roberto; MONTEIRO, Marco Aurélio Guimarães. **Eficiência Energética em Sistemas de Ar Comprimido**. Eletrobrás/Procel, 2005. 208p.

ROLLINS, John P.; **Manual de Ar Comprimido e Gases – Compressed Air and Gas** Institute. São Paulo: Prentice Hall, 2004. 882p.

SILVA, NAPOLEÃO; **Compressores Alternativos Industriais**; 1ª edição; Editora Interciência; Brasil; 420 p.; 2009.