



Motores Weg(R) W22 IR3 Premium - Fonte: [http://ecatalog.weg.net/tec\\_cat/tech\\_motor\\_dat\\_web.asp](http://ecatalog.weg.net/tec_cat/tech_motor_dat_web.asp)

## POTÊNCIA NÃO É NADA SEM CONTROLE... (E TAMANHO NÃO É DOCUMENTO!)

Publicado em 2 de setembro de 2017 [✎ Editar artigo](#) | [📊 Visualizar estatísticas](#)



**J. Fernando B. Britto**  
Engineer at Adrifercó Engenharia e Consultoria Ltda.  
[11 artigos](#)

👁 82 📄 28 💬 4 ➔

Faço uso do famoso slogan da Pirelli® para fazer um acréscimo pessoal à perspicaz afirmação de seu autor: Sem controle, a potência não é nada, se torna desperdício!

Em tempos de economia (e quais não o são!), cabe cada vez mais à boa engenharia, o papel de conter desperdícios. Porém, também é boa prática de engenharia (BPE) o uso de coeficientes de serviço ou fatores de segurança, para garantir que estruturas ou equipamentos alcancem o desempenho desejado e que, com boa manutenção, o mantenham ao longo de toda a sua vida útil projetada.

Inevitavelmente, isso significa que as BPEs sempre irão produzir sobredimensionamentos, para garantir o desempenho, os quais devem ser adequadamente gerenciados, para não se tornarem desperdícios.

Atualmente, se empregam dispositivos VFD (Variable Frequency Drives) em sistemas motrizes, conhecidos no Brasil como inversores (ou variadores) de frequência, o que permite (dentre outras coisas) reduzir a rotação dos motores e ajustar a velocidade ou a vazão do processo.

No caso de sistemas de deslocamento dinâmico, tais como aqueles produzidos por bombas ou ventiladores centrífugos, sabemos pela “Lei das Bombas” que a relação de potências ( $N_2/N_1$ ) varia ao cubo da relação de rotações ( $n_2/n_1$ ), ou seja:  $N_2/N_1 = (n_2/n_1)^3$ , isso significa que uma pequena redução de 10% na rotação, pode representar uma redução de ~27% na potência requerida pelo escoamento.

Contudo, para que esta redução seja possível, é necessário que se mantenha controle sobre as demais variáveis que envolvem o processo, do contrário, ocorrerá simultaneamente uma redução de desempenho e não apenas de consumo.

Mensagens



Por esta razão, “potência, sem controle, não é nada além de desperdício”.

Por exemplo: em salas limpas se utilizam VFDs para controlar os ventiladores dos *air handlers*, de forma a se ajustar a vazão de insuflação responsável pela manutenção do “número de trocas” (ou recirculações) preconizados nas normas e regulamentos.

Contudo, como a obtenção das classes de limpeza demanda diversos estágios de filtração, os quais aumentam sua perda de carga em função do carregamento com as partículas que removem do ar (que muitos chamam de “saturação”, embora o termo não esteja corretamente aplicado), a vazão tenderá a se reduzir à medida que a perda de carga aumenta, fazendo necessária a utilização de sensores para manter a vazão de insuflação constante, acelerando o ventilador à medida que os filtros “sujam”.

Há fabricantes que sugerem a troca antecipada de pré-filtros, abaixo de sua máxima perda de carga recomendada para troca, de forma a se economizar energia, indicando que, a partir de determinado ponto, o custo energético superaria os custos de substituição dos filtros.

Contudo, no caso de filtros finos (classes F7 até F9, conforme NBR 16101) onde a eficiência de filtração aumenta com o carregamento (ou “saturação”) do filtro, isso significaria reduzir a vida útil do estágio de filtração seguinte (HEPA), ao qual ele visa proteger, uma vez que se estaria substituindo os filtros antes deles atingirem sua máxima eficiência, expondo o estágio seguinte a quantidades maiores de particulado.

Por outro lado, também devemos levar em consideração a interpretação correta dos dados informados pelos sensores instalados.

A mecânica dos fluidos indica que a perda de carga (ou diferencial de pressão:  $dp$ ) imposta por uma determinada singularidade (no caso, os filtros) é dada por um coeficiente adimensional “ $k$ ”, multiplicado pelo quadrado da vazão ( $Q$ ):  $dp = k * Q^2$ . (Na verdade utiliza-se a pressão dinâmica ou pressão de velocidade de massa, que é o resultado da vazão dividida pela área. Usei uma simplificação matemática!)

Portanto, para que o resultado da leitura de um manômetro diferencial de um filtro seja válida, é necessário que a vazão sobre este filtro seja mantida constante, pois matematicamente, ao se aplicar 70% da vazão sobre um mesmo valor de “ $k$ ” (por exemplo: filtro limpo) a perda de carga resultante será de 49% da obtida a plena vazão.

Ou seja, um manômetro indicando  $dp = 250$  Pa, em um filtro operando com 70% de sua vazão de operação, resultaria perda de carga de ~510 Pa, se estivesse operando com a vazão plena de operação, podendo significar que o filtro precisaria ser substituído (dependendo da recomendação do fabricante).

Em outras palavras, para poder monitorar corretamente o estado dos filtros através de sua perda de carga, também é necessário controlar corretamente a vazão dos ventiladores.

As BPEs indicam ambas as necessidades e ainda preconizam um sobredimensionamento adicional dos motoventiladores, para garantir que os equipamentos possam comportar algum desvio necessário durante a instalação das redes

de dutos, que acarretem perdas adicionais não previstas, bem como alguma flexibilidade futura, para permitir pequenas modificações na capacidade das instalações.

Como citei em meu artigo “ Seleção de motoventiladores em *air handlers*” (publicado na edição 69 da Revista SBCC), para definir a pressão estática total dos ventiladores instalados nos *air handlers*, devem ser analisados cada um dos componentes do sistema e somadas outras perdas de carga inerentes ao próprio sistema, não se esquecendo de somar as perdas devidas ao efeito do sistema na sucção e descarga do ventilador, o diferencial de pressão da sala de maior pressão estática com relação à atmosfera, além de adotar os diferenciais de pressão para saturação final concomitante em todos os estágios de filtragem.

A Tabela 1, a seguir, exemplifica algumas perdas de carga a serem consideradas:

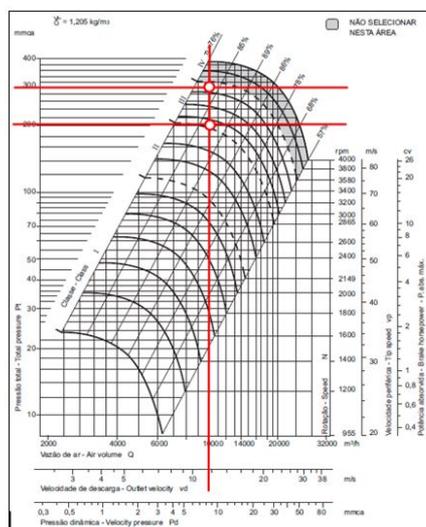
<b>Tabela 1 – Perda de Carga nas Singularidades do Sistema</b>				
<b>Dispositivo</b>	<b><math>\Delta p</math> [Pa]</b>			
	<b>Inicial</b>	<b>Final</b>	<b>Médio</b>	<b>Máximo</b>
Duto de retorno	200	200	200	200
Filtragem grossa	50	200	125	200
Serpentina de resfriamento	200	200	200	200
Efeito do sistema na sucção	25	25	25	25
Efeito do sistema na descarga	75	75	75	75
Filtragem fina	200	500	350	500
Filtragem HEPA	180	500	340	500
Duto de insuflação	200	200	200	200
Ambiente	50	50	50	50
<b>Total</b>	<b>1180</b>	<b>1950</b>	<b>1565</b>	<b>1950</b>

Muitos fabricantes de *air handlers* assumem o diferencial de pressão médio entre as condições iniciais e finais de “saturação” dos filtros, durante sua seleção dos motoventiladores, informando como “pressões disponíveis” apenas as perdas de carga externas ao equipamento.

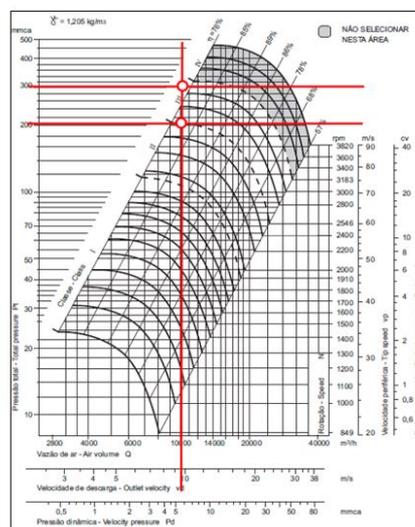
Isto resulta em menores potências instaladas e, se houver limitação inadequada das velocidades de descarga (veja o artigo da edição 69 da Revista SBCC), resultará em seleção de um rotor perigosamente próxima da zona de instabilidade do ventilador, conforme veremos nas figuras 1A e 1B, mais adiante.

Uma vez que, em um mesmo rotor, maiores rotações disponibilizam simultaneamente maiores vazões e pressões, não resultando necessariamente em pressão sonora maior que a produzida por um ventilador maior operando com rotação menor, selecionar ventiladores do mesmo tipo, porém com pressões maiores, geralmente resultarão menores rotores girando mais rapidamente.

As figuras abaixo, representam duas possíveis seleções de diâmetros de rotores do mesmo tipo (*air foil* de dupla aspiração) e fabricante (Soler Palau – Otam®), ambos operando com a mesma condição de seleção: vazão de 10000 m<sup>3</sup>/h e pressão total de 200 mmca:



**Figura 1A – Rotor RFD 400**  
Fonte: Catálogo Soler Palau - Otam®



**Figura 1B – Rotor RFD 450**  
Fonte: Catálogo Soler Palau - Otam®

Embora a escolha do rotor maior (DN 450) possa aparentar um sobredimensionamento favorável, ao analisarmos as curvas verificamos claramente, que esta seleção levará o sistema muito próximo à região de instabilidade e, enquanto o rotor menor (DN 400) permitiria elevar a pressão estática de 200 até 300 mmca (se necessário), o rotor maior atingiria a região de instabilidade por volta de 240 mmca, saindo da região de seleção recomendada pelo fabricante.

Segundo as curvas do fabricante, no primeiro caso, poderíamos acelerar o ventilador desde 2865 até 3580 rpm (~25%) e no segundo caso, desde 2540 até 2800 [rpm] (~10%). Adicionalmente, segundo o programa de seleção do fabricante, a potência absorvida no primeiro caso seria de 8,27 [cv] e no segundo caso seria de 8,66 [cv].

Também segundo o programa de seleção do fabricante, em ambos os casos a pressão sonora será exatamente a mesma. E, cabe lembrar, que ambos estarão aspirando e descarregando dentro dos plenos do gabinete do *air handler*, reduzindo-se drasticamente as velocidades de escoamento, imediatamente após a descarga.

Portanto, a forma correta de se acrescentar folga de capacidade no dimensionamento de um ventilador, é selecioná-lo exatamente em seu ponto de operação, verificar a rotação requerida neste ponto, então, acrescentar o percentual desejado de folga sobre esta rotação, verificando o novo ponto de operação na curva do ventilador.

Se o novo ponto de operação não for satisfatório, então deve ser escolhido outro diâmetro de rotor, que geralmente será menor que o atual, visto que um rotor maior se aproximaria ainda mais da zona de instabilidade.

Também é desejável que o ponto de operação com a máxima pressão de projeto, esteja próximo ao ponto de máxima eficiência da curva. Como na condição inicial (com filtros limpos), a potência requerida será menor, isso também compensará o menor rendimento mecânico obtido quando o ventilador operar nesta condição e atenuará o aumento do consumo devido ao aumento de rotação, uma vez que o rendimento aumentará juntamente com a rotação.

Cabe ainda, considerar o impacto financeiro da escolha dos motores e acionamentos (inversores) maiores em função da nova potência absorvida na rotação máxima admitida no projeto e o comparar com o impacto devido a eventuais atrasos na partida da instalação, que podem incorrer em multas ao instalador e retardo no retorno financeiro do investimento ao usuário.

No caso da escolha de pontos de seleção superdimensionados em favor da segurança do empreendimento, os motoventiladores obrigatoriamente devem ser acionados por inversores de frequência e possuem recursos para compensação automática da saturação dos filtros, do contrário, ocorrerá consumo excessivo de energia e produção de ruídos indesejáveis.

Mas, nem tudo são flores...

Outra BPE frequentemente dispensada em função de “falta de tempo” ou “de recursos”, visto que sua aplicação ocorre após o término da instalação, é o comissionamento do ponto de vista energético.

Frequentemente, desde que o desempenho prometido já tenha sido atingido, a indústria “se satisfaz” com os resultados da qualificação e permite que sistemas bem projetados e muito bem executados, onde os resultados finais foram alcançados com grandes “folgas de capacidade”, permaneçam tal como estão, por estarem “a favor da segurança”.

Tomando como exemplo os dados da Tabela 1, verificamos que a perda de carga inicial prevista no sistema é de 1180 Pa (~120mmca), atingindo a máxima de 1950 Pa (~199mmca). No caso do rotor DN 400mm, isso significaria operar a entre 2450 e 2900 rpm (para *ar standard*), resultando um incremento de ~20% na rotação.

Assumindo 10% de folga sobre a rotação máxima de projeto, o ventilador será selecionado para operar a ~3200 rpm, resultando uma potência absorvida (BHP) de ~12cv (@ *ar standard*) e a instalação de um motor de 15 cv. Nestas condições, espere-se que o ventilador opere na partida com frequência em torno de 45 Hz (com BHP de 6,1 cv), variando até 54 Hz (BHP de 10,3 cv).

Imagine porém, que as Leis de Murphy não prevaleceram em sua instalação (sim, milagres também acontecem na engenharia!) e seu equipamento opera com frequência inicial ainda menor, por volta de 38 Hz (2026 rpm), requerendo apenas 3,6 cv.

Considerando que este ainda deva prover 80mmca adicionais para comportar a saturação dos filtros, verificamos na curva que sua máxima rotação seria de ~2650 rpm, requerendo ~7,5 cv.

Para esta condição, bastaria termos um motor de 10 cv, o qual ainda seria capaz de oferecer 10% de folga de rotação para modificações futuras (se necessário), contudo, temos instalado um motor de 15 cv, ou seja, 50% maior que o necessário.

Verificando as curvas de desempenho do fabricante dos motores, a seguir, verificamos que a corrente do motor de 10 cv (figura 2A) variará de 17 a 20A para fornecer 6,1 a 7,5 cv necessários, enquanto o motor de 15 cv (figura 2B) irá consumir de 18 a 22A para

realizar o mesmo trabalho. Ou seja, irá consumir 10% mais que o motor realmente necessário.

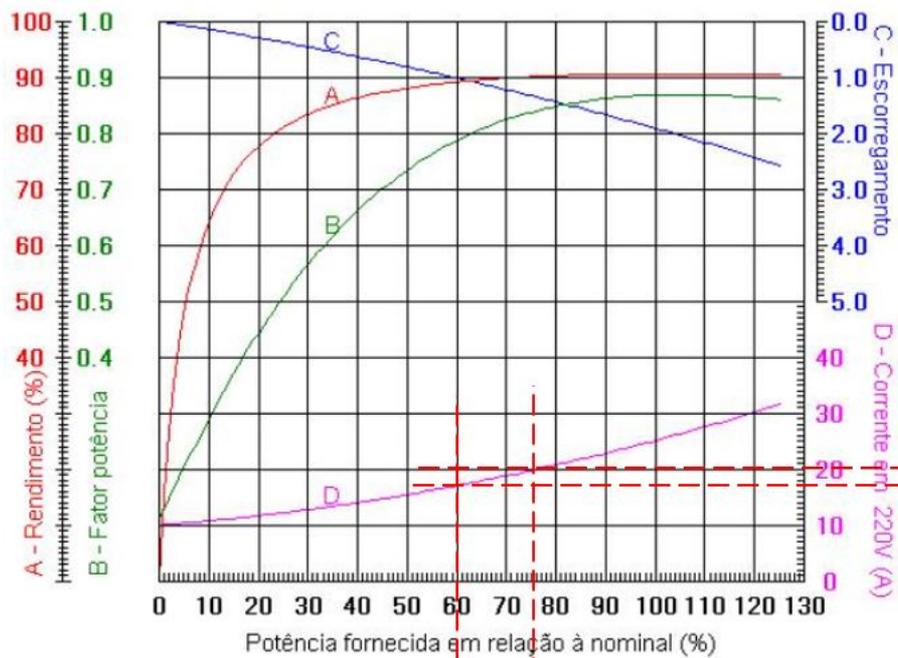


Figura 2A – Curva de Desempenho

Motor Weg® W22 – IR3 Premium - 10cv – 2 Pólos – carcaça 132S

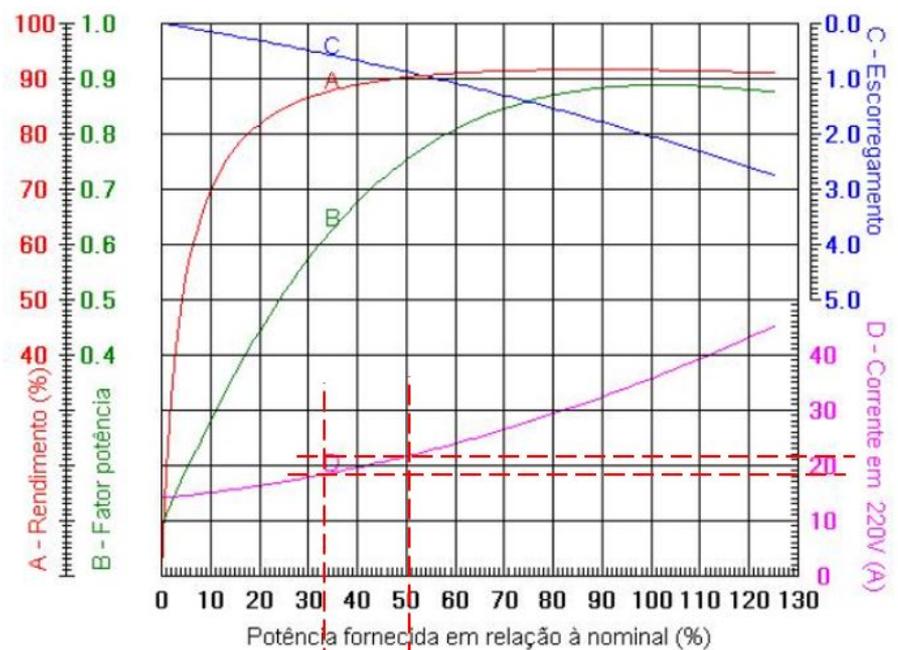


Figura 2B – Curva de Desempenho

Motor Weg® W22 – IR3 Premium - 15cv – 2 Pólos – carcaça 132M

Assumindo fator de potência médio de 0,68 no motor de 15 cv, verificamos que cada Ampère adicional requerido pelo motor maior, devido à sua baixa eficiência na condição de operação, representam ~0,56 kVA de consumo adicional.

Considerando operação de 8500 h/ano e custo de R\$ 0,45 / kVA.h, resulta em um custo adicional de operação de ~R\$ 2,1k/ano, o que é aproximadamente o custo atual de um novo motor de 10cv.

Cabe lembrar que o cabeamento e o inversor não precisarão ser substituídos, requerendo apenas a troca dos fusíveis de força e nova parametrização do inversor.

Denunciar

28 gostaram



4 comentários

Adicione um comentário...

Exibir comentários anteriores

- Valdecir da Silva Pereira** 3 m ...  
Consultor de Engenharia de Utilidades, Sistemas de água, Engenharia de Segurança do Trabalho e perici...  
Muito bom, raro alguém explicar com este domínio, meus parabéns...  
[Gostei](#) Responder | 1 gostou
- Fernando Costa Oliveira** 3 m ...  
Sócio-Diretor Executivo na Trafto do Brasil Transformadores e Equipamentos Ltda  
Muito bom este artigo! Merece a divulgação para empresas que têm o HVAC como uma importante ferramenta para controle ambiental.  
[Gostei](#) Responder | 1 gostou



**J. Fernando B. Britto**

Engineer at Adrifercos Engenharia e Consultoria Ltda.

Mais de J. Fernando B. Britto [Visualizar todos os 11 artigos](#)

NINGUÉM SABE TUDO...  
[J. Fernando B. Britto no LinkedIn](#)

VIVENDO SOB PRESSÃO...  
[J. Fernando B. Britto no LinkedIn](#)

LEIAUTE - A UTILIZAÇÃO DE ANTECÂMARAS EM SALAS LIMPAS  
[J. Fernando B. Britto no LinkedIn](#)

A ENERGI...  
CARA...  
[J. Fernan](#)

LinkedIn

Sobre  
Carreiras  
Publicidade  
Para celular

Soluções de Talentos  
Soluções de Marketing  
Soluções de Vendas  
Pequenas empresas

Diretrizes da Comunidade  
Termos e Privacidade  
Enviar feedback  
Central de Segurança

[Dúvidas?](#)  
Acesse a nossa Central de Ajuda.

[Gerencie sua conta e privacidade.](#)  
Acesse suas Configurações.

Selecionar idioma  
[Português \(Português\)](#)

Mensagens

LinkedIn Corporation © 2017

Mensagens

