

UNESP
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2014

JAIR EDUARDO ALVES MENDES

EFICIÊNCIA ENERGÉTICA APLICADA NA INDÚSTRIA DE BEBIDAS
EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E AR COMPRIMIDO – ESTUDO
DE CASOS

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para obtenção título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho
Co-orientador: Prof. Dr. Teófilo Miguel de Souza

Guaratinguetá
2014

M538e Mendes, Jair Eduardo Alves
Eficiência energética aplicada na indústria de bebidas em sistemas de refrigeração e ar comprimido: estudo de casos / Jair Eduardo Alves Mendes – Guaratinguetá : [s.n], 2014.
141 f.: il.
Bibliografia: f. 137-141

Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2014

Orientador: Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho
Coorientador: Prof. Dr. Teófilo Miguel de Souza

1. Energia elétrica – Consumo 2. Refrigeração 3. Bebidas -- Indústria 4. Ar comprimido I. Título


CDU621.3(043)

JAIR EDUARDO ALVES MENDES

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Edson Cocchieri Botelho
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. JOSÉ ALEXANDRE MATELLI
Unesp-Feg


Prof. Dr. MÁRCIO EVARISTO DA SILVA
FATEA

DADOS CURRICULARES

JAIR EDUARDO ALVES MENDES

NASCIMENTO	28.09.1985 – APARECIDA/ SP
FILIAÇÃO	Jair Ribeiro Mendes Aparecida Cristina Alves
2005/2009	Curso de Graduação em Engenharia Elétrica na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.
2012/2014	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

À minha avó Rhéa, pelo exemplo de vida, aos meus pais Cristina e Jair, que são minha base e sempre me direcionaram a educação, aos meus irmãos Josiane e Fábio, e à minha esposa Estefânia, pelo amor, paciência e companheirismo.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte de todas as coisas, pela minha vida, saúde, família, amigos, inteligência e oportunidades.

Agradeço aos meus pais *Jair e Cristina*, pelo amor incondicional, pelas dificuldades em prol das conquistas dos filhos, porque me direcionaram no caminho certo, por me proporcionarem uma boa educação, por confiarem no meu potencial e me permitirem fazer o que gosto.

Aos meus irmãos *Josiane e Fábio*, que sempre torceram por mim, me apoiaram e me ouviram durante as dificuldades.

Agradeço à minha *Estefânia*, pelo seu amor, companheirismo, dedicação, paciência, por estar ao meu lado ao longo de todos estes anos e por crescer comigo.

Ao Gu, por tomar conta da minha obra e me deixar tranquilo e com tempo para estudar.

À toda minha família pelos bons exemplos e pelos incentivos ao longo desta caminhada.

À todos os professores pelos conhecimentos passados, em especial ao meu orientador e co-orientador, *Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho e Prof. Dr. Teófilo Miguel de Souza* que me deram oportunidade e me incentivaram durante o trabalho.

Às pessoas que contribuíram para o meu crescimento profissional e pessoal, e que de alguma forma contribuíram para este trabalho, em especial ao *Rafael Maianti*, por me ensinar e treinar profissionalmente, aos amigos *Rafael Pimenta, Jussara Tassini e Marcos Sardinha*.

Aos meus amigos, que sempre estão comigo e torcendo por mim, independente da distância e do rumo que a vida de cada um tomou.

Aos funcionários do Campus de Guaratinguetá pelos serviços prestados.

“Ser grande não consiste no fato de receber honras, mas de merecê-las.”

Aristóteles

“Evoluir significa tornar-se cada vez melhor em todos os aspectos da vida até se atingir o ponto máximo, que é ter prosperidade de tudo o que é bom.”

Deepak Chopra

“Eu sou o caminho, a verdade e a vida.”

Jesus Cristo

MENDES, J. E. A. **Eficiência Energética aplicada na indústria de bebidas em sistemas de refrigeração e ar comprimido – Estudo de casos.** 2014. 141 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

RESUMO

A eficiência energética aos poucos vai ganhando espaço nas indústrias, em função da redução dos custos de produção, pela política de sustentabilidade e de preocupação ambiental empregada atualmente. As indústrias de bebidas, como a que o trabalho foi implantado, utilizam muito o sistema de refrigeração e o de ar comprimido. Praticamente 50% do consumo destas fábricas são em função destas utilidades. O objetivo desta dissertação foi desenvolver uma metodologia para ser usada como ferramenta na identificação de oportunidades de redução do consumo de energia em sistemas de refrigeração e ar comprimido. A metodologia desenvolvida foi baseada em conceitos de refrigeração e ar comprimido e, em alguns estudos de casos de eficiência energética implantados em algumas unidades fabris. Este trabalho mostra como esta metodologia foi criada para melhorar a eficiência energética de sistemas de refrigeração e de ar comprimido. Posteriormente esta metodologia foi utilizada em outras unidades desta mesma indústria para reduzir o consumo de energia elétrica. Inicialmente há uma breve descrição dos principais componentes destes sistemas e de conceitos que ajudam na melhoria da eficiência deles. Por fim, são apresentadas algumas boas práticas e projetos implementados que ajudaram na criação da ferramenta ou foram implementados a partir do uso dela. Os resultados do trabalho mostram a ferramenta pronta para ser usada e uma redução do consumo de energia elétrica de mais de 37 GWh/ano, que significam mais de R\$ 6.000.000,00 por ano. A principal conclusão desta dissertação é que a metodologia foi criada e, independente do tipo de configuração destes dois sistemas, é possível utilizá-la para melhorá-los.

PALAVRAS-CHAVE: Eficiência Energética. Refrigeração Industrial. Ar Comprimido. Indústria de Bebidas.

MENDES, J. E. A. **Energy Efficiency applied in beverage industry in cooling and air compressed systems – Cases study.** 2014. 141 f. Dissertation (Master in Mechanical Engineering) - Engineering College, São Paulo State University - Guaratinguetá, 2014.

ABSTRACT

Energy efficiency is slowly gaining ground in the industry, especially due to the cost reduction in the production process its present, also to the sustainability policy and environmental concern employed nowadays. Beverage industries use cooling system and compressed air system a lot. Almost 50% of the electricity consumption in these plants refers to those utilities. The objective of this dissertation was to develop a methodology that can be used as a tool for identifying opportunities to reduce energy consumption in those cooling and compressed air systems. The methodology was based on concepts of cooling and compressed air, and also in some case studies in which energy efficiency was implemented in beverage plants. This dissertation shows how this methodology was created to improve the energy efficiency in cooling and air compressed systems. Later this methodology was used in other plants of the same company in which the case study was done to reduce electricity consumption. The study starts with a short description of the main components of these systems and concepts that help to improve their efficiency. And concludes with some good practices operation and projects implemented, which helped to develop the tool or have been implemented using it. The outcome shows that the tool is ready for use and that there is an important reduction in electricity consumption, amount to more than 37 GWh / year, which means more than R\$ 6,000,000.00 a year. The main conclusion of this dissertation is that methodology was developed and it is possible to use the methodology to improve the cooling and air compressed systems, apart from the configuration and automation of the equipments in the plant.

KEYWORDS: Energy Efficiency. Refrigeration Industry. Compressed Air. Beverage Industry.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – Ciclo teórico de compressão a vapor	23
FIGURA 2 – Influência da P_S / T_E no COP do sistema	24
FIGURA 3 – Influência da P_D / T_C no COP do sistema.....	24
FIGURA 4 – Compressor alternativo	26
FIGURA 5 – Esquema de funcionamento de um compressor alternativo	27
FIGURA 6 – Compressor parafuso	27
FIGURA 7 – Geometria básica do compressor parafuso.....	28
FIGURA 8 – Funcionamento de um compressor parafuso.....	29
FIGURA 9 – Sistema de retorno automático de óleo em <i>chillers</i>	30
FIGURA 10 – Funcionamento da <i>slide valve</i>	31
FIGURA 11 – Comparação da potência demandada no eixo do compressor em função da capacidade e do tipo de controle.....	34
FIGURA 12 – Comparação do COP em função da capacidade e do tipo de controle	35
FIGURA 13 – Condensador de placas.....	40
FIGURA 14 – Torres de resfriamento e condensadores evaporativos com ventiladores axiais	42
FIGURA 15 – Torre de resfriamento com ventiladores centrífugos	43
FIGURA 16 – Eliminadores de gotas	43
FIGURA 17 – Posicionamento recomendado dos eliminadores de gotas	44
FIGURA 18 – Esquema de um condensador evaporativo	45
FIGURA 19 – Capacidade e potência absorvida de um compressor em função da variação da T_C	48
FIGURA 20 – Curva característica de ventiladores, bombas e exaustores de vazão, pressão e potência elétrica em função da velocidade.....	49
FIGURA 21 – Controle da P_D em função da TBU	50
FIGURA 22 – Evaporador inundado	54
FIGURA 23 – Evaporador casco e tubo	55
FIGURA 24 – Evaporador de placas	56
FIGURA 25 – Capacidade de um compressor em função da variação da T_E	57
FIGURA 26 – Potência absorvida de um compressor em função da variação da T_E	59
FIGURA 27 – Coloração da amônia em função da quantidade de água	62
FIGURA 28 – Potes de coleta de óleo e água com resistor elétrico.....	62

FIGURA 29 – Unidade Resfriadora de Líquido – <i>Chiller</i>	63
FIGURA 30 – Sistema de retorno automático de óleo em <i>chillers</i> , através de boia.....	67
FIGURA 31 – Drenagem de óleo acumulado nos evaporadores	68
FIGURA 32 – Comparação do sistema de refrigeração antes e depois da manutenção no sistema automático de retorno de óleo.....	69
FIGURA 33 – Entupimento dos filtros e dos bicos das torres de resfriamento, e incrustação do trocador de calor	71
FIGURA 34 – Espalhamento dos bicos aspersores antes e depois da reforma.....	71
FIGURA 35 – Reforma das torres de resfriamento e a retrolavagem nos condensadores de placas.....	72
FIGURA 36 – Gestão da P_D ótima.....	75
FIGURA 37 – Purgadores automático de gases incondensáveis.....	77
FIGURA 38 – Posição do sensor de temperatura que controla os compressores	81
FIGURA 39 – Modulação do <i>chiller</i> 8 antes da parametrização correta.....	82
FIGURA 40 – Modulação do <i>chiller</i> 9 antes da parametrização correta.....	82
FIGURA 41 – Modulação do <i>chiller</i> 10 antes e depois da parametrização correta	83
FIGURA 42 – Tubulações do compressor coringa.....	86
FIGURA 43 – Evaporador com óleo	87
FIGURA 44 – Drenagem manual de óleo em um evaporador	88
FIGURA 45 – Reforma dos condensadores evaporativos	89
FIGURA 46 – Melhorias em condensadores evaporativos.....	90
FIGURA 47 – Exemplo de condensadores evaporativos operando em paralelo com diferentes perdas de carga	91
FIGURA 48 – Gestão e controle da P_D ótima	92
FIGURA 49 – Válvulas de água dos condensadores de placas.....	93
FIGURA 50 – Trabalho realizado nas boias e no ladrão para aumentar a eficiência das torres de resfriamento	94
FIGURA 51 – Redução da pressão de descarga média por fábrica.....	95
FIGURA 52 – Esquema do sistema de ar comprimido.....	99
FIGURA 53 – Custo de uma instalação de ar comprimido	101
FIGURA 54 – Soprador	102
FIGURA 55 – Princípio de funcionamento e o modelo de um compressor parafuso de ar	104
FIGURA 56 – Modulação carga e alívio	105

FIGURA 57 – Consumo específico de energia (kWh/m ³) pela rotação para um compressor ZR 315 VSD a 6 bar	106
FIGURA 58 – Turbocompressor radial e rotor	107
FIGURA 59 – Compressor centrífugo	108
FIGURA 60 – Modulação dos compressores através do gerenciador	109
FIGURA 61 – Controle central de compressores de ar	110
FIGURA 62 – Reservatório de ar comprimido e dreno de condensado utilizado na indústria	111
FIGURA 63 – Relação entre o ponto de orvalho e a pressão	112
FIGURA 64 – Modulação do compressor ZR 250	116
FIGURA 65 – Modulação do compressor ZR 3B	117
FIGURA 66 – Modulação do compressor ZR 250 após as modificações dos parâmetros	118
FIGURA 67 – Vazamentos de ar comprimido	119
FIGURA 68 – Refrigeração de painéis, antes com ar comprimido e depois com ar condicionado.....	120
FIGURA 69 – Secagem de produtos, antes com ar comprimido e depois com sopradores tipo faca.....	120
FIGURA 70 – Extremidade tipo faca	121
FIGURA 71 – Secadores de ar antigo e novo	122
FIGURA 72 – Redução da pressão de distribuição de ar de sopro de duas unidades fabris	123
FIGURA 73 – Modulação do compressor Atlas Copco	126
FIGURA 74 – Modulação do compressor Kaeser.....	127
FIGURA 75 – Modulação do compressor Atlas Copco após a reconfiguração.....	127
FIGURA 76 – Modulação do compressor Kaeser após a reconfiguração	128
FIGURA 77 – Modulação do compressor Samsung SM 2000	129
FIGURA 78 – Modulação do compressor Samsung SM 2000 após a alteração dos <i>set points</i>	129
FIGURA 79 – Gerenciador dos compressores de ar.....	130
FIGURA 80 – Medição da potência e do fator de potência do compressor 2 de ar.....	132
FIGURA 81 – Medição da potência e do fator de potência do compressor 3 de ar.....	132
FIGURA 82 – Redução da pressão de distribuição de ar de quatro unidades fabris.....	133

LISTA DE QUADROS

QUADRO 1 – Perguntas para melhorar a modulação dos compressores.....	66
QUADRO 2 – Perguntas para aumentar a pressão de sucção do sistema.....	69
QUADRO 3 – Perguntas para reduzir a pressão de descarga do sistema.....	73
QUADRO 4 – Perguntas para aumentar a pressão de sucção do sistema.....	76
QUADRO 5 – Perguntas para aumentar a pressão de sucção do sistema.....	77
QUADRO 6 – Perguntas para melhorar a eficiência do sistema de refrigeração	78
QUADRO 7 – Ferramenta desenvolvida para o sistema de refrigeração	79
QUADRO 8 – Perguntas para melhorar a modulação dos compressores de ar	119
QUADRO 9 – Perguntas para reduzir vazamentos e má utilização de ar comprimido.....	122
QUADRO 10 – Perguntas para reduzir as perda nos secadores de ar	123
QUADRO 11 – Perguntas para reduzir a pressão de ar.....	124
QUADRO 12 – Perguntas para melhorar a eficiência do sistema de ar comprimido	124
QUADRO 13 – Ferramenta desenvolvida para o sistema de ar comprimido	125

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Dados do compressor MYCOM N250 VM-L; 3550 rpm; Regime -1,7 °C / 33,9 °C modulando pela <i>slide valve</i>	32
TABELA 2 – Dados reais do compressor MYCOM N250 VM-L; Regime -1,7 °C / 33,9 °C com inversor de frequência	33
TABELA 3 – Dados do controlador <i>CP Optimizer for NH₃</i>	51
TABELA 4 – Condições do sistema em função do teor de água na amônia	61
TABELA 5 – Comparação dos dados do mesmo compressor operando com P _s diferentes	85
TABELA 6 – Resultados consolidado das ações nos sistemas de refrigeração.....	97
TABELA 7 – Comparação do consumo e da potência para diferentes diâmetros de vazamentos com pressões de 6 bar e 7 bar.....	100
TABELA 8 – Variação do consumo em relação à temperatura de aspiração	103
TABELA 9 – Faixa de operação do compressor ZR 160 VSD.....	117
TABELA 10 – Resultados consolidado das ações nos sistemas de ar comprimido.....	134

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CLP	- Controlador Lógico Programável
COP	- Coeficiente de Performance
DBO	- Demanda Biológica de Oxigênio
IC	- Item de Controle
IV	- Item de Verificação
IHM	- Interface Homem Máquina
LP	- <i>Low Pressure</i>
MIT	- Motor de Indução Trifásico
PID	- Proporcional Integral Derivativo
PROCEL	- Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
SV	- <i>Slide Valve</i>
TBU	- Temperatura de Bulbo Úmido
TR	- Tonelada de Refrigeração
URL	- Unidade Resfriadora de Líquido
USDOE	- Departamento de Energia dos Estados Unidos

LISTA DE SÍMBOLOS

f	- Frequência
$f_{\text{máx}}$	- Frequência máxima
NH_3	- Amônia anidra
$P_{\text{Alívio}}$	- Pressão de Alívio
P_{C}	- Pressão de Condensação
P_{Carga}	- Pressão de Carga
P_{D}	- Pressão de Descarga
$P_{\text{D ótima}}$	- Pressão ótima de Descarga
P_{E}	- Pressão de Evaporação
P_{S}	- Pressão de Sucção
$\rho_{\text{H}_2\text{O}}$	- Densidade da água
ρ_{NH_3}	- Densidade da amônia
\dot{Q}	- Capacidade frigorífica
\dot{Q}_{N}	- Capacidade frigorífica nominal
V_{AE}	- Volume antes da evaporação
V_{DE}	- Volume depois da evaporação
$T_{\text{B ótima}}$	- Temperatura ótima da bacia
T_{C}	- Temperatura de Condensação
T_{E}	- Temperatura de Evaporação

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
2	REFRIGERAÇÃO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	22
2.1	CONCEITOS DE REFRIGERAÇÃO	22
2.2	COMPRESSORES	25
2.2.1	Compressores alternativos ou pistão.....	26
2.2.2	Compressores parafuso	27
2.2.3	Controle de capacidade dos compressores.....	30
2.2.4	Modulação dos compressores	35
2.3	CONDENSADORES.....	38
2.3.1	Condensadores de placas.....	39
2.3.2	Torres de resfriamento	41
2.3.3	Condensadores evaporativos	44
2.3.4	Gases incondensáveis.....	46
2.3.5	Otimização da pressão de descarga do sistema	47
2.4	DISPOSITIVO DE EXPANSÃO.....	52
2.5	EVAPORADORES	52
2.5.1	Evaporadores casco e tubo	54
2.5.2	Evaporadores de placas	55
2.5.3	Otimização da pressão de sucção do sistema	56
2.6	AMÔNIA (NH ₃).....	60
2.7	UNIDADES RESFRIADORAS DE LÍQUIDO COMPACTAS (<i>CHILLERS</i>).....	62
3	DESENVOLVIMENTO DA METODOLOGIA PARA IDENTIFICAÇÃO DE OPORTUNIDADES NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	64
3.1	MELHORIA NA MODULAÇÃO DOS COMPRESSORES	64
3.2	MELHORIAS PARA ELEVAÇÃO DA PRESSÃO DE SUCCÃO.....	66
3.3	MELHORIAS PARA REDUÇÃO DA PRESSÃO DE DESCARGA.....	70
3.4	MELHORIAS NA MODULAÇÃO DE CONDENSADORES EVAPORATIVOS E TORRES DE RESFRIAMENTO	73
3.5	MELHORIA COM A REDUÇÃO DOS GASES INCONDENSÁVEIS	76
3.6	OUTRAS MELHORIAS NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO.....	78
4	AÇÕES DE MELHORIAS APLICADAS UTILIZANDO A FERRAMENTA DESENVOLVIDA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E RESULTADOS.....	80
4.1	MODULAÇÃO DOS COMPRESSORES.....	81
4.2	AUMENTO DA PRESSÃO DE SUCCÃO.....	84
4.3	REDUÇÃO DA PRESSÃO DE DESCARGA	88
4.4	MODULAÇÃO DOS VENTILADORES DAS TORRES DE RESFRIAMENTO	91
4.5	RESULTADO DA REDUÇÃO DA PRESSÃO DE DESCARGA.....	95
4.6	OUTRAS MELHORIAS NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO E RESULTADOS	96
5	AR COMPRIMIDO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	97
5.1	CONCEITOS DE AR COMPRIMIDO	98
5.2	SISTEMA DE AR COMPRIMIDO	98
5.3	VAZAMENTOS E MÁ UTILIZAÇÃO DE AR COMPRIMIDO.....	101
5.4	COMPRESSORES DE AR.....	102
5.4.1	Compressores parafuso de ar.....	103

5.4.2	Compressores centrífugos	106
5.4.3	Controle centralizado de compressores	109
5.5	RESERVATÓRIOS.....	110
5.6	SECADORES.....	111
5.6.1	Secador por refrigeração.....	113
5.6.2	Secador por adsorção	114
6	DESENVOLVIMENTO DA METODOLOGIA PARA IDENTIFICAÇÃO DE OPORTUNIDADES NO SISTEMA DE AR COMPRIMIDO	115
6.1	MELHORIAS NA MODULAÇÃO DOS COMPRESSORES DE AR	115
6.2	VAZAMENTOS E MÁ UTILIZAÇÃO DE AR COMPRIMIDO.....	119
6.3	REDUÇÃO DA PRESSÃO DE OPERAÇÃO DE AR.....	122
6.4	OUTRAS MELHORIAS NO SISTEMA DE AR COMPRIMIDO	124
7	AÇÕES DE MELHORIAS APLICADAS UTILIZANDO A FERRAMENTA DESENVOLVIDA EM SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO E RESULTADOS	126
7.1	MODULAÇÃO DOS COMPRESSORES DE AR	126
7.2	UTILIZAÇÃO DE GERENCIADORES DE COMPRESSORES PARA MELHORAR A MODULAÇÃO.....	130
7.3	INSTALAÇÃO DE UM COMPRESSOR MAIS EFICIENTE E COM INVERSOR DE FREQUÊNCIA	131
7.4	REDUÇÃO DA PRESSÃO DE OPERAÇÃO DE AR COMPRIMIDO.....	132
7.5	OUTRAS MELHORIAS NO SISTEMA DE AR COMPRIMIDO E RESULTADOS	134
8	CONCLUSÃO.....	135
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	137

1 INTRODUÇÃO

A energia faz parte dos itens de custos gerenciáveis de uma empresa e seu grau de importância vem crescendo devido à busca de alternativas para a redução de custos de produção, à própria disponibilidade energética, que atualmente, enfrenta restrições ambientais, sendo que sua geração é cada vez mais cara e complexa, e ao mercado que exige produtos de empresas comprometidas com o meio ambiente e com a sociedade.

Assim, o uso eficiente da energia virou uma jogada de marketing para as empresas, pois valoriza sua imagem e mostra que ela possui uma visão estratégica para o futuro, aumentando sua competitividade e resultados (MARQUES et al., 2007; MESQUITA, 2009).

A energia está presente em nossas vidas e a afeta de outras maneiras além de seu uso direto. Atualmente, tanto as fontes como as tendências de seu uso irracional não são sustentáveis, pois causam danos ao meio ambiente e rápida degradação dos recursos naturais (GELLER, 2003). A gestão dos recursos naturais é um dos maiores desafios da sociedade e, nos dias atuais, se depende muito de combustíveis fósseis, que é um bem finito e seu impacto ambiental é bem significativo.

Há a necessidade de mudanças e do combate ao desperdício de energia, pois, se não é possível evitar a degradação ambiental, ao menos se deve minimizá-la e se não pelo meio ambiente e pelo exercício de cidadania, de deixar um planeta melhor para as futuras gerações, ao menos pela redução de custos, com a redução do consumo de energia (VENTURINI; PIRANI, 2005a). O usuário é o ator principal neste cenário de mudanças.

A energia elétrica é fundamental e deve ser utilizada com inteligência. A eficiência energética é o principal instrumento para o combate ao desperdício (MESQUITA, 2009).

Eficiência energética significa reduzir o consumo e custos, sem perder, em nenhum momento, a qualidade e eficiência dos serviços (PROCEL, 2012). A eficiência energética, atualmente atrelada às questões ambientais e com a difusão de informações, do conhecimento aplicado e novas tecnologias é um tema que vem ganhando cada vez mais espaço (MESQUITA, 2009).

Ainda há muitas barreiras que limitam o avanço da eficiência energética, mas é possível superá-las através de políticas públicas esclarecidas (GELLER, 2003,). O Brasil apostou nestas políticas para conservar energia.

O início foi com o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL) em 1985, criado pelo Governo Federal através do Ministério de Minas e Energia e da Eletrobrás, com a função de reduzir o consumo de energia e da demanda, com ações de combate ao desperdício (PROCEL, 2012). No ano de 1991, o PROCEL foi transformado em Programa do Governo, ampliando suas responsabilidades (MESQUITA, 2009).

Em 2000 foi sancionada a Lei nº 9.991 que diz que “as concessionárias e permissionárias de serviços públicos de distribuição de energia elétrica ficam obrigadas a aplicar, anualmente, o montante de, no mínimo, setenta e cinco centésimos por cento de sua receita operacional líquida em pesquisa e desenvolvimento do setor elétrico e, no mínimo, vinte e cinco centésimos por cento em programas de eficiência energética no uso final” (Lei nº 9.991, de 24/07/2000).

Em 2001 sancionaram a Lei nº 10.295, conhecida como a Lei da Eficiência Energética, que estabelece “níveis máximos de consumo específico de energia, ou mínimos de eficiência energética, de máquinas e aparelhos consumidores de energia fabricados ou comercializados no país, com base em indicadores técnicos pertinentes” (Lei nº 10.295, de 17/10/2001).

Já em 2002 sai o Decreto 4508, que dispõe sobre regulamentação a eficiência energética em motores de indução trifásica (MIT), que são os principais consumidores de energia da indústria (Decreto nº 4508, de 11/12/2002).

O conceito de eficiência energética começou a ganhar força no Brasil a partir de 2001, com a crise no fornecimento do setor elétrico, que forçou a busca de soluções alternativas.

A principal fonte de energia elétrica do Brasil provém de hidrelétricas, cujo tempo de construção demora anos.

O crescimento do país é diretamente proporcional ao consumo de energia elétrica, além disso, a população também aumenta com os anos, então se apostou em eficiência energética e na mudança de hábitos dos consumidores para garantir o atendimento.

O uso da eficiência energética e a redução da energia elétrica que sua implantação traz é como se construíssem usinas virtuais, adiando a necessidade de construção de novas usinas, da ampliação dos sistemas elétricos associados, o que disponibiliza recursos para outras áreas, além da minimização do impacto ambiental (VASCONCELLOS, 2007).

A racionalização é uma alternativa de baixo custo e de curto prazo de implementação, pois se alcança bons resultados em economia de energia com ações simples de mudança de procedimento, utilização de aparelhos mais eficientes, utilização de inversores de frequência, dimensionamento correto de equipamentos. (FINEP, 1989; VASCONCELLOS, 2007).

O trabalho de eficiência energética de qualquer segmento inicia-se no projeto com a escolha de equipamentos mais eficientes, aproveitamento da iluminação natural, utilização de cogeração, porém, maior eficiência envolve maior investimento.

Como, no mundo capitalista atual, o que se busca é o custo benefício, muitas vezes equipamentos menos eficientes são escolhidos e detalhes que poderiam favorecer a eficiência energética são deixadas de lado. O motivo pode ser porque não se pensou nisso, ou porque há subsídios na tarifa de energia elétrica.

O conceito de eficiência energética é recente. Indústrias e fábricas antigas não se preocupavam com esta questão, pois a energia elétrica era muito barata e não havia a consciência que há nos dias atuais. Diante do cenário atual, cuja preocupação é com a redução de custos de produção, abre-se espaço para trabalhos voltados para redução no consumo de energia elétrica utilizando eficiência energética.

Atualmente são restritas as ferramentas e metodologias que ajudem na identificação de oportunidade para reduzir o consumo de energia elétrica em um sistema de refrigeração. Para o sistema de ar comprimido estas ferramentas são um pouco mais acessíveis.

O objetivo deste trabalho foi desenvolver uma metodologia para identificação de oportunidades de redução do consumo de energia elétrica tanto em sistemas de refrigeração como em sistemas de ar comprimido e, através de conceitos de eficiência energética, apresentar quais seriam as soluções para melhoria destes sistemas.

A base para a criação da metodologia foram alguns estudos de casos e os conceitos de refrigeração e ar comprimido.

A empresa buscava uma eficiência melhor nos sistemas de refrigeração e de ar comprimido e, conseqüentemente, um consumo menor de energia elétrica, pois estes sistemas são os principais consumidores desta indústria. Os estudos de casos, implantados para este fim no início do trabalho contribuíram para a formação da metodologia, que posteriormente foi usada nas demais fábricas de uma das maiores multinacionais de bebidas do mundo.

Também faz parte da metodologia do trabalho a padronização e o acompanhamento dos principais itens de controle (IC) e verificação (IV).

O sistema de refrigeração tem a finalidade de remover calor, a fim de esfriar, constantemente, ou manter frio um produto, material ou espaço. Normalmente ele é usado para climatização, conservação de produtos e viabilização de processos.

Em uma fábrica de cerveja e refrigerantes, o sistema de frio é usado tanto no processo de fabricação como no de conservação dos produtos em adegas e tanque.

A produção de ar comprimido é diretamente proporcional ao consumo de energia elétrica e é aplicado nas indústrias em sistemas pneumáticos. Este bem pode ser definido como o ar capacitado a realizar trabalho (ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

De acordo com Salvador (1999) e Tassini (2012) os sistemas de refrigeração são projetados para atender picos de consumo, ou seja, todas as cargas simultaneamente, sendo assim, operam em grande parte do tempo com carga parcial. Definir condições e parâmetros corretamente é fundamental para otimizar o uso da energia elétrica durante os períodos de oscilação. Este mesmo conceito vale para os sistemas de ar comprimido.

O segundo capítulo apresenta os conceitos básicos de refrigeração e seus principais componentes, com base na bibliografia e alguns pontos onde a eficiência energética pode ser aplicada neste sistema.

O terceiro capítulo apresenta como a metodologia para a identificação de oportunidades foi desenvolvida para o sistema de refrigeração.

O quarto capítulo mostra os principais casos com as ações de melhorias realizadas durante o trabalho em sistemas de refrigeração e os principais resultados, obtidos a partir da metodologia implementada.

O quinto capítulo trata de alguns conceitos de ar comprimido e seus principais componentes, de acordo com a bibliografia e como a eficiência energética pode ser aplicada neste sistema.

O sexto capítulo apresenta como a metodologia para a identificação de oportunidades foi desenvolvida para o sistema de ar comprimido.

No sétimo capítulo o assunto são as principais ações que alavancaram o aumento de eficiência dos sistemas ar comprimido e os respectivos resultados, obtidos a partir do uso da ferramenta desenvolvida.

Por fim, no oitavo capítulo, são mostradas as conclusões do trabalho.

2 REFRIGERAÇÃO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Jannuzzi et al. (2000) incentiva maiores esforços do setor energético para reduzir o consumo de energia elétrica e chama a atenção para que tais esforços sejam realizados e assim a eficiência energética se torne mais atraente quando comparada com as alternativas normalmente utilizadas.

Sola e Kovalski (2004) fazem a análise da eficiência energética dentro da indústria e afirmam que a cultura pela eficiência energética é gerada com política e trabalho permanente.

Salvador (1999) estuda um sistema de refrigeração de compressão a vapor com *set point* de temperatura de evaporação (T_E) variável, visando à redução do consumo de energia elétrica.

Magalhães Sobrinho (2011) discute sobre a influência da umidade relativa do ar no coeficiente de performance (COP) de um sistema de refrigeração de um ar condicionado.

De acordo com Tassini (2012), ações de melhorias em sistemas de refrigeração devem avaliar desde a geração até o consumidor final e, segundo Venturini e Pirani (2005b), antes de buscar oportunidades na geração de frio, deve-se olhar a distribuição e o uso final dele.

Mendes e Sobrinho (2010) apresentam algumas melhorias implantadas em sistemas de refrigeração visando o aumento da pressão de sucção (P_S) e redução da pressão de descarga (P_D).

Tassini (2012) apresenta um estudo de caso onde houve a modificação de alguns parâmetros operativos e a implementação de algumas ações com investimento em um sistema de refrigeração industrial de grande porte. Os ganhos foram obtidos principalmente em momentos de baixa demanda.

Em indústrias de bebidas, o sistema de refrigeração é o principal consumidor de energia elétrica, pois além da importância deste sistema na conservação do produto, ele também faz parte do processo, neste caso específico, de cerveja e refrigerantes, para que se atinjam as temperaturas desejadas, conforme a necessidade de cada etapa do processo.

2.1 CONCEITOS DE REFRIGERAÇÃO

Evaporar o fluido refrigerante para retirar calor de um produto ou ambiente é o objetivo de um sistema de refrigeração.

Um ciclo de refrigeração por compressão a vapor inicia-se no evaporador, onde o fluido refrigerante, inicialmente líquido saturado na entrada, retira calor do produto ou ambiente e evapora.

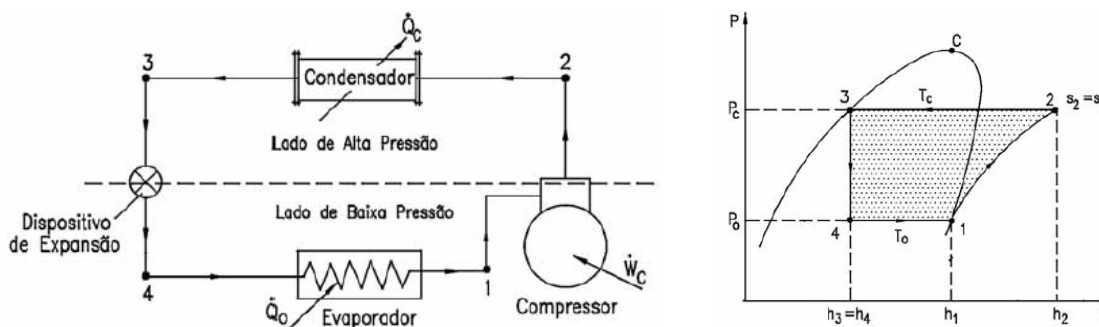
Conforme o líquido vai evaporando, a pressão na saída do evaporador tende a aumentar e para o efeito de resfriamento não parar, existe o compressor succionando parte do vapor. O papel do compressor é elevar a pressão e temperatura do vapor.

Para tornar o processo cíclico é necessário que o vapor se torne líquido novamente, sendo o condensador o equipamento responsável por resfriar e condensar o fluido, usando normalmente água. O condensador recebe o fluido do compressor por diferença de pressão.

O ciclo é completado com uma válvula de expansão ou outro equipamento regulador para injetar o fluido no evaporador.

O esquema básico de um sistema por compressão a vapor é apresentado na figura 1, assim como o ciclo teórico em um diagrama de Mollier, no plano pressão - entalpia (P-h).

Figura 1 - Ciclo teórico de compressão a vapor

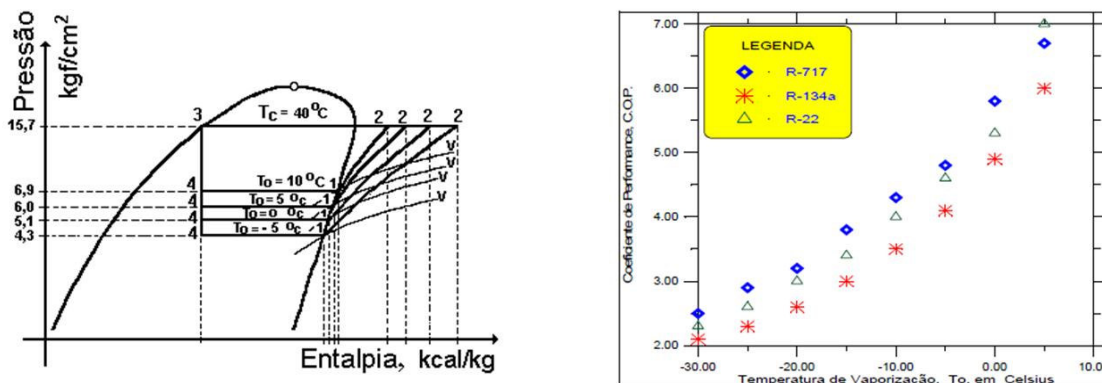


Fonte: (VENTURINI; PIRANI, 2005a).

O COP do ciclo é usado para análise das instalações frigoríficas e através dele é possível verificar quais parâmetros influenciam no desempenho do sistema. O COP é definido conforme equação (1):

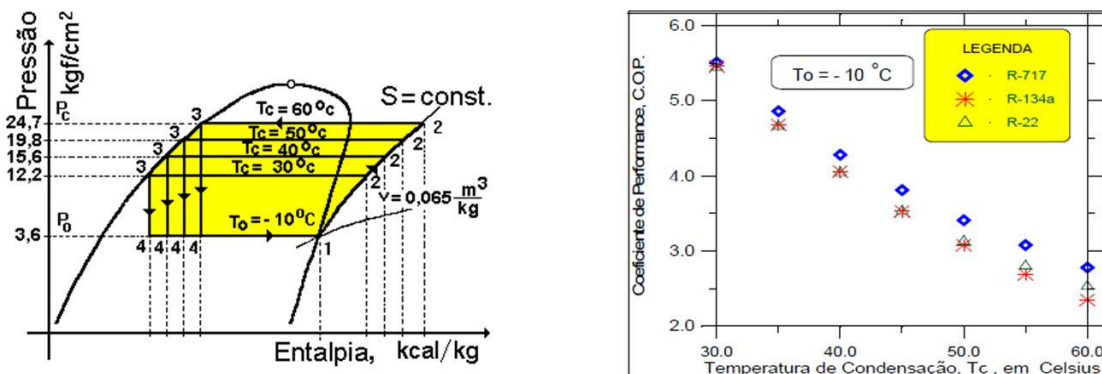
$$\text{COP} = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia gasta}} \quad (1)$$

A P_S / T_E tem uma influência direta no COP do sistema. Quanto menor a P_S / T_E , menor será o COP do sistema, ou seja, menos eficiente ele será. Como se pode observar na figura 2, se mantiver todos os parâmetros e diminuir somente a P_S / T_E , a área, que representa o trabalho realizado pelo sistema aumenta.

Figura 2 - Influência da P_S / T_E no COP do sistema

Fonte: (VENTURINI; PIRANI, 2005a).

A mesma análise pode ser feita para a temperatura de condensação (T_C) / P_D , que também tem influência direta no COP do sistema. Se todos os parâmetros forem mantidos e apenas a P_D / T_C for reduzida, a área em amarelo, que é trabalho realizado pelo sistema também será reduzida e, portanto, o COP será maior, conforme a figura 3.

Figura 3 - Influência da P_D / T_C no COP do sistema

Fonte: (VENTURINI; PIRANI, 2005a).

A utilização do sub-resfriamento do líquido na saída do condensador aumenta muito pouco o COP do sistema, mas este sub-resfriamento é usado para garantir que haja apenas líquido na entrada do dispositivo de expansão.

Já o superaquecimento do refrigerante, retirando calor do meio ou produto que se quer resfriar, no caso da amônia anidra R-717 (NH_3) diminui o COP e diminui a capacidade frigorífica do sistema. A justificativa para ele é apenas por segurança do equipamento, evitando que entre líquido no compressor (VENTURINI; PIRANI, 2005a).

Venturini e Pirani (2005a) definem o sistema de multipressão como o sistema de compressão a vapor que possui no mínimo dois níveis de baixa pressão, ou seja, pressão entre o dispositivo de expansão e a sucção do sistema de compressão. Este tipo de sistema é frequentemente encontrado em indústrias de bebidas, em especial em cervejarias, mas não é um sistema em cascata, mas sim dois coletores independentes de amônia e compressores independentes dedicados a cada sistema, os quais operam com P_S diferentes.

A finalidade de se utilizar sistemas de multipressão é de chegar a uma melhor eficiência energética do sistema, porque apenas parte do processo de cerveja necessita utilizar o fluido secundário com temperaturas negativas e o trabalho realizado pelo compressor pode ser calculado em função da área do gráfico entre a P_S e a P_D .

Quando é utilizado apenas um sistema, os compressores devem operar em um regime para atender todas as partes do processo, no pior cenário. Assim, o controle de temperatura e pressão de cada evaporador deve ser feito pela válvula de expansão e o consumo de energia do sistema de refrigeração será maior.

2.2 COMPRESSORES

Através do compressor que se fornece energia para que o ciclo de refrigeração seja completado. Esta energia é recebida através do motor elétrico acoplado a este componente mecânico e transferida para o fluido, transformando-a em energia térmica (PILLIS, 2005). Os compressores representam cerca de 70% do consumo de energia elétrica em um sistema de refrigeração (VENTURINI; PIRANI, 2005b).

No sistema de refrigeração uma de suas funções é remover o vapor do fluido refrigerante do evaporador, através de sucção, para manter a pressão compatível com a T_E necessária. A outra função é comprimir este gás, elevando a pressão do vapor, para fazer com que o fluido circule ao longo do sistema. A pressão é elevada até o ponto onde a quantidade de calor retirada no condensador leve o fluido ao estado líquido (PILLIS, 2005).

Segundo Venturini e Pirani (2005a), a capacidade da instalação, função do fluido refrigerante escolhido e da temperatura de vaporização, é que definirá o tipo de compressor a ser utilizado. Em indústrias que utilizam sistema de frio, os tipos de compressores mais encontrados são o alternativo e o parafuso.

A forma como o fluido refrigerante é comprimido caracteriza estes dois tipos de compressores como de deslocamento positivo, ou seja, aumenta a pressão, diminuindo o volume interno através de uma força mecânica aplicada (VENTURINI; PIRANI, 2005a).

2.2.1 Compressores alternativos ou pistão

O compressor pistão ou alternativo é o tipo mais comum e antigo utilizado em refrigeração industrial em sistemas de pequenas e médias capacidades.

Um compressor alternativo pode ser visualizado na figura 4.

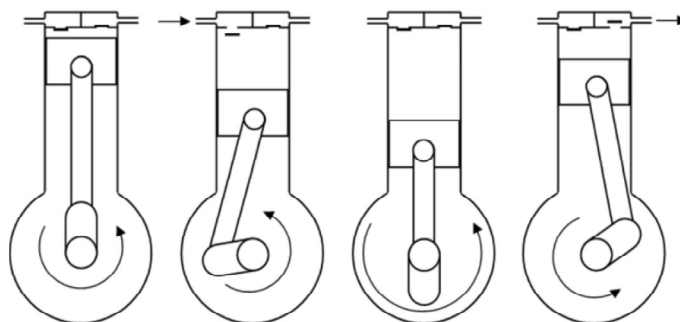
Figura 4 - Compressor alternativo



Fonte: (Autor).

A figura 5 mostra um compressor alternativo aberto e demonstra seu esquema de funcionamento básico. O fluido refrigerante evaporado é succionado através da válvula de admissão do compressor e fica armazenado na câmara de sucção do carter. As impurezas são retidas no filtro. Quando o compressor inicia a sucção, o êmbolo ou pistão se desloca para baixo, ocorrendo uma expansão e a pressão dentro das camisas diminui, assim o gás existente na câmara de sucção é succionado através da válvula de sucção, localizada no próprio êmbolo ou no cabeçote, que se abre. Quando inicia a compressão, o pistão começa a se deslocar para cima, a válvula de sucção se fecha e o fluido refrigerante é comprimido. Quando a pressão do gás no cilindro é maior que o da câmara de descarga o gás é empurrado para fora, em direção ao condensador, através da válvula de descarga, localizada, na maioria das vezes, no cabeçote do cilindro (ATLAS COPCO, 2010a; MAYEKAWA, 2008a).

Figura 5 - Esquema de funcionamento de um compressor alternativo



Fonte: (VENTURINI; PIRANI, 2005a).

2.2.2 Compressores parafuso

Os compressores parafuso são amplamente utilizados em sistema de refrigeração que requerem uma grande carga térmica, pois combinam dimensões externas reduzidas com alta capacidade, isto porque operam em alta rotação, em função de não apresentarem válvula de admissão nem de descarga (TASSINI, 2012). Um compressor parafuso pode ser visto na figura 6.

Figura 6 - Compressor parafuso



Fonte: (Autor).

As principais partes do compressor de parafuso são os dois rotores em roscas, um chamado de macho e outro de fêmea, com diferentes números de lóbulos, onde na configuração mais usual, o rotor macho apresenta quatro e o fêmea seis. Estes rotores são montados sobre mancais a fim de fixar as respectivas posições na câmara de operação. O rotor macho é o convexo, enquanto o fêmea é o côncavo (PILLIS, 2005).

A sucção ocorre quando, durante a rotação dos rotores o espaço se abre entre os lóbulos e aumentam de volume, succionado o gás pela parte superior, fazendo com que o volume máximo seja preenchido e a entrada seja fechada.

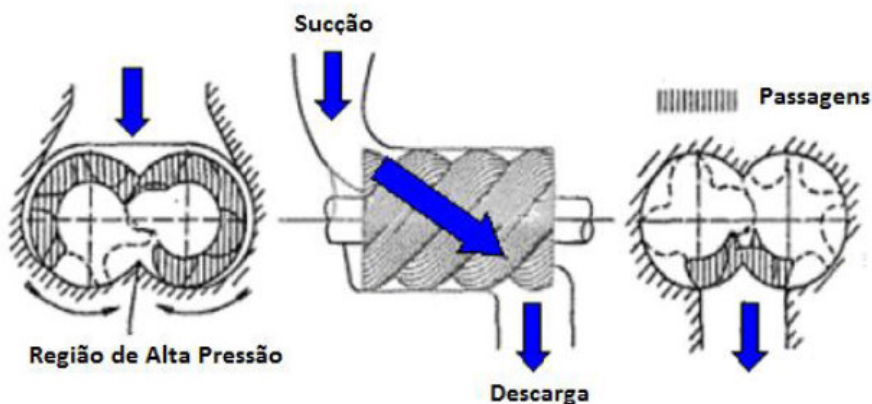
Logo após a sucção, começa a compressão, quando os rotores macho e fêmea começam a encaixar suas ranhuras, reduzindo o volume de gás e o deslocando axialmente, em função da rotação dos dois parafusos.

Por não apresentar válvula de descarga, a localização da câmara de descarga é que faz esta função.

A finalização da descarga se dá quando o rotor macho ocupa o volume antes ocupado pelo gás, assim não há gás remanescente na câmara de compressão, por isso compressores parafuso conseguem operar com razões de compressão superiores aos alternativos (PILLIS, 2005).

A figura 7 apresenta a geometria do parafuso duplo.

Figura 7 - Geometria básica do compressor parafuso



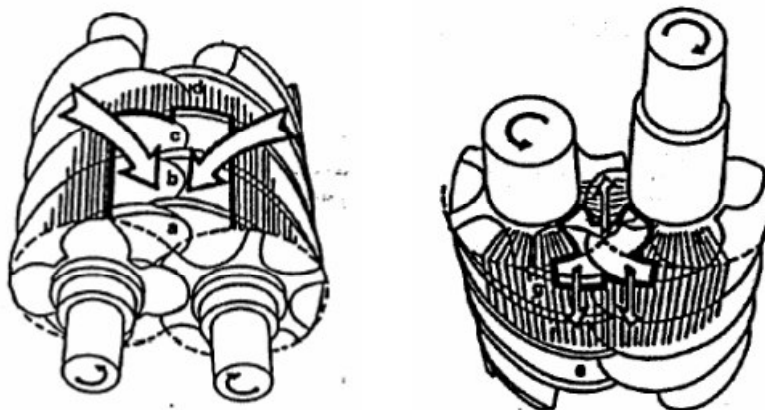
Fonte: (PILLIS, 2005).

O funcionamento de um compressor parafuso está dividido em sucção, compressão e descarga.

Espaços entre os rotores e entre eles e a carcaça são preenchidos com óleo, através de injeção, a fim de lubrificar, evitar desgastes, resfriar e vedar. O compressor parafuso selado com óleo aumenta o rendimento volumétrico, pois, utilizando a quantidade adequada de óleo, permite que este retire parte do calor ganho na compressão, diminuindo a temperatura de descarga. Por outro lado, para sistemas de refrigeração com compressores parafuso é necessário um separador de óleo. (MARTINELLI JÚNIOR, 2003; MAYEKAWA, 2008a).

A figura 8 apresenta o ciclo de operação do compressor parafuso.

Figura 8 - Funcionamento de um compressor parafuso



Fonte: (PILLIS, 2005).

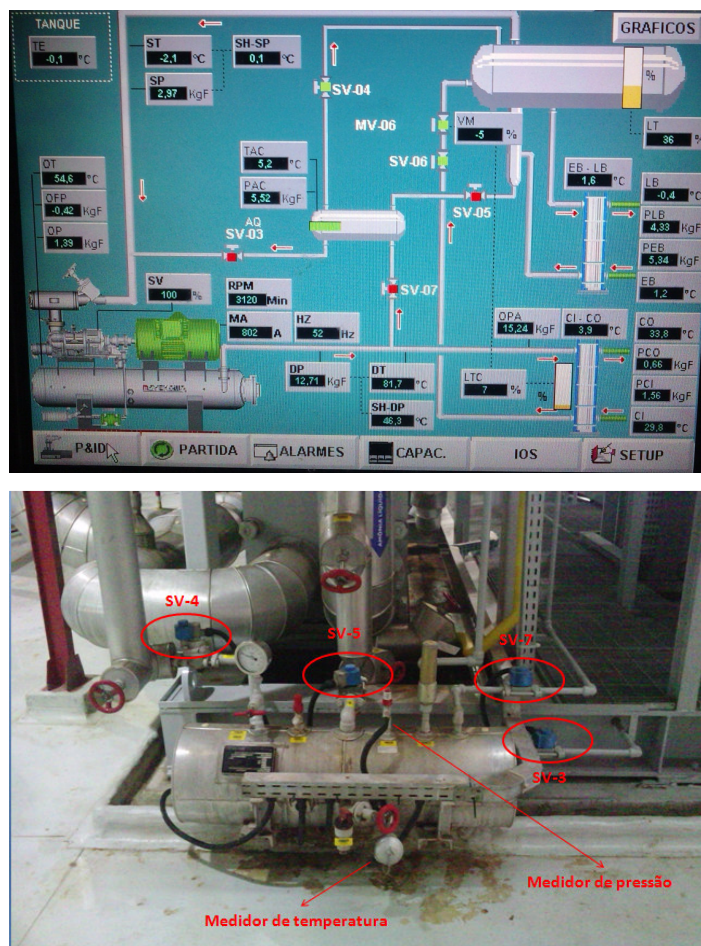
Segundo a Mayekawa (2011) em um sistema compacto (*chiller*), a recuperação do óleo retirado do separador de óleo ocorre de maneira automática, conforme a figura 9.

Quando se atinge o tempo de purga inicia-se a operação abrindo as válvulas SV-5, que liga a coluna de líquido do evaporador ao coletor de óleo, e a SV-4, que liga o coletor de óleo ao separador de líquido. Ambas ficarão abertas até completar o período de recolhimento. Após atingir este tempo somente a válvula SV-5 se fecha.

Então será acionado o resistor elétrico para aquecer a mistura, e, conseqüentemente, evaporar a amônia, até a temperatura da mistura ser maior ou igual à de *set point*, o que fará a válvula SV-4 se fechar e a válvula SV-7, que liga a descarga do compressor ao coletor de óleo, se abrir, até o momento em que a pressão no recuperador atingir o valor de *set point*. Quando este valor for atingido SV-7 se fechará e SV-3, que conecta o coletor de óleo à sucção do compressor, se abrirá até equalizar a pressão do recuperador com a de sucção, encerrando o ciclo.

A mistura densa (óleo e amônia), mesmo após a equalização de pressão, leva alguns segundos para ser arrastada até a sucção de compressor, sendo que uma parte vai por diferença de pressão e outra parte pelo efeito Venturi.

Figura 9 - Sistema de retorno automático de óleo em *chillers*



Fonte: (Autor).

2.2.3 Controle de capacidade dos compressores

Geralmente, há uma variação de carga térmica considerável em indústrias de bebida, em função, principalmente, do processo. O controle de capacidade dos compressores é que mantém estável o parâmetro de controle do sistema de refrigeração, que normalmente é a P_s ou a temperatura do fluido secundário na entrada do tanque logo após passar pelos evaporadores.

Caso o compressor se mantivesse operando de maneira constante, ou seja, gerando a mesma capacidade frigorífica, e houvesse o aumento de carga térmica, a T_E e a P_s aumentariam.

Em contra partida, se a carga térmica diminuísse e o compressor não reduzisse sua capacidade frigorífica ocorreria ao contrário, diminuiria a T_E , podendo ocorrer o congelamento dos trocadores de calor ou desarme dos compressores.

Em ambos os casos a qualidade do produto poderia ser comprometida. Por isso, é fundamental o controle de capacidade dos compressores (MENDES; SOBRINHO, 2012).

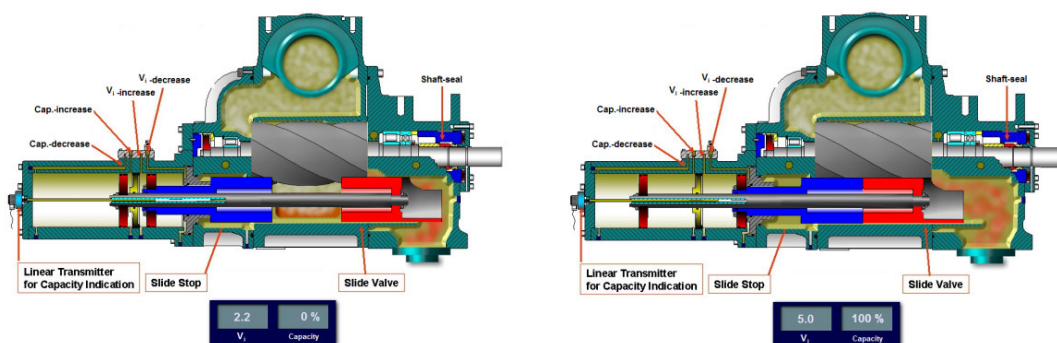
Há várias maneiras de se fazer o controle de capacidade dos compressores, algumas mais eficazes e outros menos, como o liga / desliga do compressor, o estrangulamento do gás de aspiração entre o evaporador e o compressor, o desvio do gás na descarga do compressor para a linha de sucção ou para o evaporador e a utilização de inversores de frequência. (VENTURINI; PIRANI, 2005a).

Nos compressores parafuso os controles de capacidade mais usuais são através da *slide valve* (SV) e através do inversor de frequência. Os compressores parafusos com inversor de frequência modulam suas cargas tanto através da *slide valve* como do inversor.

A *slide valve* ou válvula interna deslizante fica dentro do invólucro do rotor, se move paralelamente aos rotores e é responsável pelo controle da quantidade de gás que entra na câmara, em função da demanda de carga térmica, pois ela define o tamanho da região de compressão.

Com sua abertura, cria-se uma recirculação, na região de alta pressão, e parte do gás retorna à sucção antes de ser comprimido, evitando uma perda de trabalho no compressor. Seu comando se faz através de um dispositivo, cujo controle é eletrônico e o acionamento é hidráulico, através do diferencial de P_S e P_D . A figura 10 mostra o funcionamento da *slide valve*.

Figura 10 - Funcionamento da *slide valve*



Fonte: (YORK TRAINING AND DEVELOPMENT DK, 2011b)

Neste tipo de controle se consegue boas eficiências, para uma determinada faixa de carga (85% a 100%), porém a potência não reduz de maneira significativa para cargas abaixo de 50% da máxima e a eficiência do compressor é baixa neste caso, embora este tipo de controle permita um controle contínuo de capacidade até próximo de zero (FACULDADE UNICEN, 2012; MARTINELLI JÚNIOR, 2003; SALVADOR, 1999).

A tabela 1 apresenta os dados de um compressor parafuso modulando pela *slide valve*.

Tabela 1 - Dados do compressor MYCOM N250 VM-L; 3550 rpm; Regime -1,7 °C / 33,9 °C modulando pela *slide valve*

Compressor MYCOM N250 VM-L; 3550 rpm; Regime -1,7 °C / 33,9 °C					
Slide Valve (%)	% Capacidade	% Potência absorvida no eixo SV	Capacidade frigorífica (Mcal/h)	Potência absorvida no eixo SV (kW)	COP SV
100%	100%	100%	1986,9	408,7	5,65
95%	95%	96%	1881,8	394,3	5,55
90%	90%	93%	1782,1	380,7	5,44
85%	85%	90%	1687,4	367,7	5,34
80%	80%	87%	1597,1	355,3	5,23
75%	76%	84%	1510,7	343,5	5,11
70%	72%	81%	1427,5	332,1	5,00
65%	68%	79%	1347,0	321,0	4,88
60%	64%	76%	1268,6	310,3	4,75
55%	60%	73%	1191,8	299,8	4,62
50%	56%	71%	1116,0	289,4	4,48
45%	52%	68%	1040,6	279,1	4,34
40%	49%	66%	965,1	268,7	4,18
35%	45%	63%	888,8	258,3	4,00
30%	41%	61%	811,3	247,6	3,81
25%	37%	58%	732,0	236,8	3,60
20%	33%	55%	650,2	225,6	3,35
15%	28%	52%	565,4	214,0	3,07
10%	24%	49%	477,1	201,9	2,75
5%	19%	46%	384,7	189,2	2,36
0%	14%	43%	287,6	175,9	1,90

Fonte: (MAYEKAWA, 2008b).

Para abertura da *slide valve* de 70% a 100% a porcentagem da capacidade do compressor é próxima, em percentual, da abertura da *slide valve*, já para valores inferiores a 70% começa haver diferença grandes entre os dois parâmetros. Isso significa que a *slide valve* não é a melhor opção para a modulação dos compressores.

Atualmente, o inversor de frequência é a melhor alternativa do ponto de vista energético para o controle de capacidade, pois não desvia gás da descarga para a sucção, não altera a geometria inicial do equipamento, sendo assim mais eficiente.

A redução de velocidade faz com que haja redução grande também da potência e da razão de compressão, embora estas não sejam lineares (VENTURINI; PIRANI, 2005b).

O cálculo aproximado da capacidade de um compressor parafuso que opera com inversor de frequência é dado pela equação (2), segundo a Mycom (2011):

$$\dot{Q} = \frac{\% \text{ da } slide \text{ valve}}{100\%} \times \frac{f \text{ [Hz]}}{f_{\text{máx}} \text{ [Hz]}} \times \dot{Q}_N \quad (2)$$

Onde:

- \dot{Q} : capacidade frigorífica;
- f: frequência;
- $f_{\text{máx}}$: frequência máxima;
- \dot{Q}_N : capacidade frigorífica nominal;

A tabela 2 apresenta os dados de um compressor parafuso modulando e priorizando o inversor de frequência a *slide valve*.

Tabela 2 - Dados reais do compressor MYCOM N250 VM-L; Regime -1,7 °C / 33,9 °C com inversor de frequência

Compressor MYCOM N250 VM-L; Regime -1,7 °C / 33,9 °C - Real							
Frequência (Hz)	Rotação (rpm)	Slide Valve (%)	% Capacidade	% Potência absorvida real	Capacidade (Mcal/h)	Potência absorvida real IF (kW)	COP real IF
70,14	4150	100%	100%	100,00%	2255,10	477,80	5,49
67,08	3969	100%	95%	95,65%	2149,90	457,00	5,47
63,80	3775	100%	90%	90,96%	2036,20	434,60	5,45
60,54	3582	100%	85%	86,31%	1922,60	412,40	5,42
57,26	3388	100%	80%	81,46%	1811,50	389,20	5,41
53,75	3180	100%	75%	76,20%	1693,20	364,10	5,41
50,47	2986	100%	70%	71,31%	1584,10	340,70	5,41
47,21	2793	100%	65%	66,66%	1472,30	318,50	5,38
43,93	2599	100%	60%	62,03%	1359,90	296,40	5,34
40,63	2404	100%	55%	57,37%	1240,20	274,10	5,26
37,13	2197	100%	50%	52,43%	1128,10	250,50	5,24
33,85	2003	100%	45%	47,80%	1017,20	228,40	5,18
30,59	1810	100%	40%	43,20%	907,20	206,40	5,11
27,21	1610	100%	35%	38,22%	789,60	182,60	5,03
24,51	1450	100%	30%	33,78%	676,90	161,40	4,88
24,51	1450	72%	25%	30,24%	568,90	144,50	4,58
24,51	1450	57%	20%	26,41%	452,80	126,20	4,17
24,51	1450	43%	15%	22,71%	339,70	108,50	3,64
24,51	1450	29%	10%	19,02%	227,60	90,90	2,91
24,51	1450	14%	5%	15,30%	114,00	73,10	1,81
0,00	1450	0%	0%	0,00%	0,00	0,00	0,00

Fonte: (MAYEKAWA, 2011).

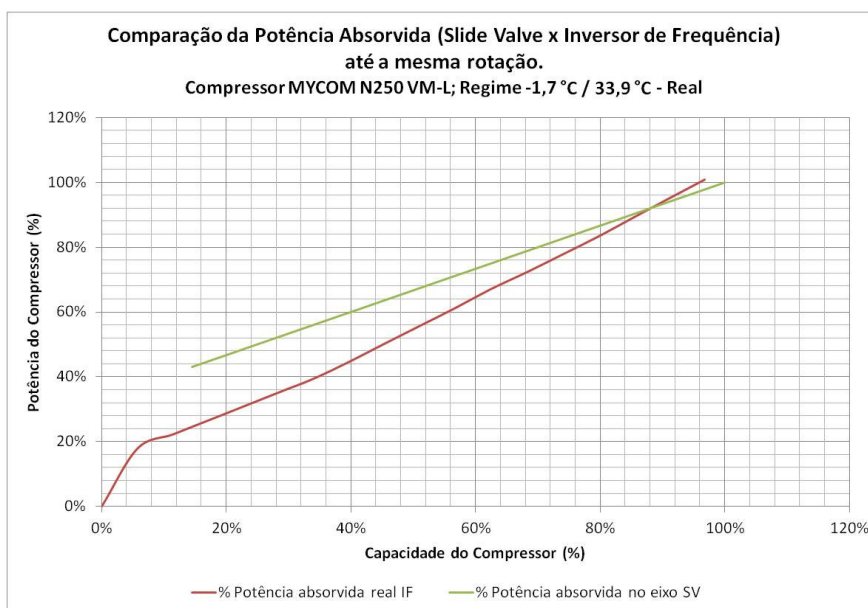
Comparando o controle por inversor de frequência com o realizado pela *slide valve*, para cargas parciais e baixas razões de compressão a eficiência do compressor é apenas um pouco melhor e as vezes não justifica o investimento, já para cargas parciais e altas razões de compressão a eficiência é bem melhor e o investimento pode ser justificado. As perdas em função da variação de velocidade devem ser levadas em conta neste caso, assim como a razão de compressão e o número de horas de operação em cargas parciais durante o ano (FACULDADE UNICEN, 2012).

Estima-se que as perdas em função da variação de velocidade sejam de 5,5% em relação à carga total, sendo que 3% é consequência da rotação inferior a nominal e 2,5% da diminuição da eficiência do motor (PILLIS, 2005; FACULDADE UNICEN, 2012).

Nos casos que justificam a aplicação de inversores de frequência, alguns detalhes precisam ser atentados e o fabricante consultado, em relação às frequências críticas de vibração e os limites de velocidade, que não comprometam a lubrificação dos mancais (FACULDADE UNICEN, 2012).

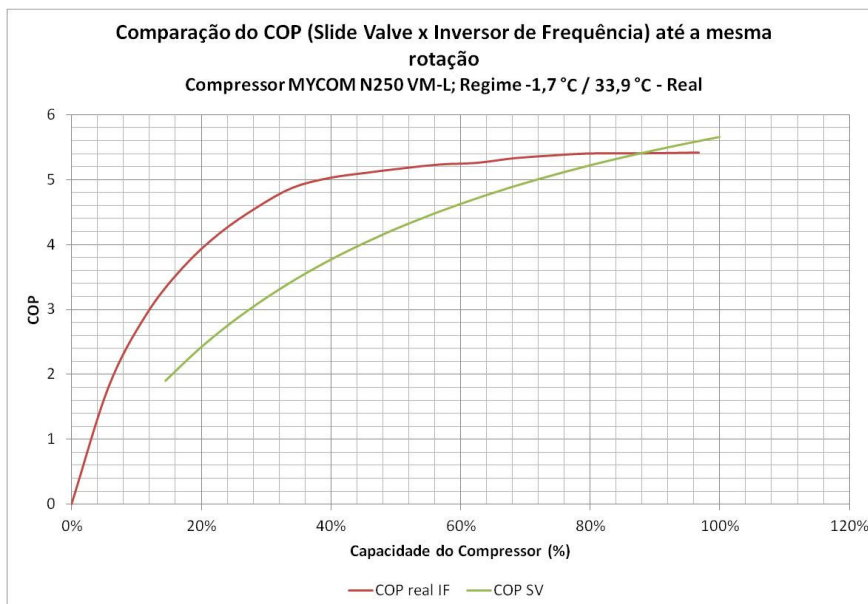
As figuras 11 e 12 comparam os dados das tabelas 1 e 2 em relação à potência consumida e ao COP do equipamento em função da variação de capacidade.

Figura 11 - Comparação da potência demandada no eixo do compressor em função da capacidade e do tipo de controle



Fonte: (MAYEKAWA, 2008b, 2011).

Figura 12 - Comparação do COP em função da capacidade e do tipo de controle



Fonte: (MAYEKAWA, 2008b, 2011).

Outra vantagem da utilização de inversores de frequência é que permite que os compressores, se devidamente resfriados, possam atingir maiores rotações e conseqüentemente, maiores capacidades, usando o mesmo motor.

As instalações em indústrias de bebidas possuem vários compressores, muitas vezes de diferentes tamanhos e alguns com inversores de frequência, para a modulação. Os compressores que não possuem inversor devem ser utilizados na base do sistema.

O ideal nestes casos, de vários compressores para o mesmo regime de operação, é o controle de capacidade do grupo, buscando operar na faixa de maior eficiência de cada equipamento e conseqüentemente, menor consumo de energia elétrica. Este tipo de controle determinaria a sequência de partida, parada e capacidade, buscando o melhor rendimento do conjunto.

A escolha dos equipamentos de uma instalação de refrigeração depende de outros fatores como crescimento da planta, disposição de equipamentos reservas, compressores capazes de operar em regimes diferentes, etc. (SALVADOR, 1999).

2.2.4 Modulação dos compressores

A mais eficiente modulação dos compressores de amônia, vista durante o trabalho foi o sistema mestre-escravo.

Neste tipo de controle os compressores se comunicam e operam com a mesma capacidade até que uma máquina em espera possa ser ligada ou uma das máquinas que estão operando possa ser desligada de acordo com os parâmetros pré-estabelecidos.

O sistema mestre-escravo permite que o compressor opere de três diferentes maneiras, manual, automático ou mestre-escravo.

Operando em manual é possível aumentar e diminuir a carga do compressor através de botões da IHM (Interface Homem Máquina), normalmente para manobras ou emergência.

O *set point* é o valor definido como alvo que o sistema de controle irá buscar até alcançá-lo e, uma vez alcançado, o sistema de controle tenta mantê-lo.

Na operação em automático, o compressor utiliza apenas sua própria configuração e buscará o *set point* do parâmetro de controle escolhido, que geralmente será ou a P_s , ou a temperatura de saída do fluido secundário (produto a ser refrigerado) no evaporador do *chiller* (sistema de refrigeração compacto) ou um sinal de uma entrada externa, que pode ser um sensor de temperatura na entrada de um tanque, por exemplo.

Quando a operação está como mestre-escravo, todos os compressores operam em função de um único controle e o compressor definido como mestre é quem controlará todos eles, mandando o sinal para entrada, saída e modulação dos demais. Para isso todos os compressores devem estar configurados corretamente para o mesmo sistema, o *set point* deve ser o mesmo em todos eles e cada um deve ser configurado com um número diferente, porém em sequência, para formar a fila de partida.

O objetivo no sistema de refrigeração, neste caso, é resfriar o fluido secundário e mantê-lo em uma faixa de temperatura.

Este fluido secundário após ser resfriado é que atenderá as cargas nas áreas produtivas. Então, o melhor parâmetro de controle para os compressores ou *chillers*, do ponto de vista energético, é o sinal de temperatura do sensor localizado na tubulação de entrada do tanque de acumulação do fluido secundário, após tem sido resfriado nos evaporadores. Este parâmetro usará a entrada externa disponível para mandar seu sinal. Assim, se garante que o fluido entre no tanque com a temperatura desejada e os compressores operem para manter esta temperatura constante.

Há dois sistemas mestre-escravo analisados durante o estudo, o UNISAB da empresa Johnson Controls e o *Auto Stage* da Mayekawa, ambos desenvolvidos visando eficiência energética, para otimizar o uso da energia elétrica em função do capacidade frigorífica dos compressores. O princípio de funcionamento é, basicamente, o mesmo para os dois sistemas, mas há algumas diferenças.

Como já mencionado anteriormente, o compressor parafuso com inversor de frequência modula sua carga de duas maneiras: pela *slide valve* e pela frequência.

A modulação pela *slide valve* ocorrerá quando o compressor inicia seu funcionamento com uma frequência mínima de operação, por exemplo, de 24 Hz a 30 Hz, para garantir a ventilação do motor. Neste momento a *slide valve* estará fechada (0%), pois o motor do compressor tem que vencer a inércia inicial.

Uma vez estabilizado, a *slide valve* varia sua capacidade até 100%. Após a *slide valve* atingir 100% começará a modulação pela frequência, cujo responsável é o inversor, que varia da frequência mínima, exemplo 24 Hz, até a frequência máxima, por exemplo, 67 Hz (MAYEKAWA, 2011).

Independente do modo de operação, o ponto ótimo de operação dos compressores pode ser atingido, desde que ele esteja operando com a carga mais elevada na região onde a curva de desempenho do consumo de energia elétrica x capacidade frigorífica é linear (MAYEKAWA, 2011).

Há dois modos de operação para o sistema *Auto Stage*: “Local”, onde a operação será feita pela IHM do *chiller*; “Remoto”, onde a operação será realizada via supervisão, recebendo comandos externos. Este sistema pode funcionar de três diferentes modos de controle: manual ou auto local ou ainda auto remoto (MAYEKAWA, 2011).

O sistema UNISAB também pode operar de três modos de controle diferentes: manual ou automático ou remoto.

No modo manual o compressor será ligado através de botão, sem nenhuma condição de falha, e o controle de carga do compressor também será através de botões. Este tipo de controle é usado apenas em casos de emergência.

Se o sistema for definido para operar em automático, ele precisará da definição de Local ou Remoto e da referência de controle, P_s ou temperatura de saída do etanol do evaporador ou temperatura de entrada do tanque. Assim, os *set points* e parâmetros de liga e desliga das máquinas, pré-definidos na referência de controle escolhida é que controlarão a partida, parada e o controle de capacidade do compressor.

A diferença da operação Auto Remoto para Auto Local, no sistema *Auto Stage*, é que a primeira aguarda um sinal externo para a partida (MAYEKAWA, 2011).

Para o sistema *Auto Stage*, quando o modo de controle é o *Stage*, obrigatoriamente, o parâmetro de controle será a temperatura de entrada do fluido secundário no tanque, cujo sinal chega a cada máquina através de uma rede de comunicação, e cada máquina executa seu próprio controle no inversor de frequência, através do PID (MAYEKAWA, 2011).

Para o funcionamento do *Stage*, os parâmetros devem estar configurados corretamente.

Para o sistema UNISAB operando em remoto, o parâmetro de controle, P_S ou temperatura de saída do evaporador ou entrada externa, pode ser escolhido e o controle de todas as máquinas é feito pelo compressor mestre do sistema.

Se todos os compressores possuírem inversor de frequência, todos eles modularão na mesma capacidade, mas se nem todos possuírem inversor de frequência, os que não possuem operarão a 100% de capacidade enquanto os que possuem, modularão na mesma capacidade. Neste caso, é recomendado que o mestre do sistema seja um compressor com inversor de frequência. Para o funcionamento do modo remoto, os parâmetros devem estar configurados corretamente.

Visando o melhor rendimento energético é definido o ponto mínimo de operação de cada máquina, que no sistema *Auto Stage*, o usuário pode escolher este ponto. Elas operação apenas acima deste ponto pré-definido em testes de performance, por exemplo, 60%.

Além do ponto mínimo de operação, deve ser definido um parâmetro, que quando atingido, conta-se um tempo e liga a próxima máquina, por exemplo, 100% e um parâmetro de rotação mínima, para a partida da máquina (MAYEKAWA, 2011).

Para o UNISAB, todos estes parâmetros são definidos internamente.

2.3 CONDENSADORES

De acordo com López (2005), o condensador, no sistema de refrigeração, recupera o refrigerante, deixando-o em condições de repetir o ciclo. O vapor do fluido entra superaquecido no condensador e varia a mistura de líquido mais vapor ao longo do equipamento, até sair completamente líquido.

Toda a energia absorvida pelo sistema (evaporador) mais a energia mecânica necessária para o funcionamento do mesmo (compressor) deve ser rejeitada no condensador. Por esta razão a capacidade de condensação deve ser maior que a capacidade de refrigeração ou de compressão. Este percentual extra é de 25% a 30% (MARTINELLI JÚNIOR, 2003).

Os condensadores possuem três funções, sendo a primeira remover e transferir o calor do sistema de refrigeração para algum outro ambiente, calor este proveniente do evaporador e do trabalho do compressor, a segunda, resfriar e condensar o fluido refrigerante, ou seja, transformar o vapor quente vindo do compressor em líquido, e a terceira, controlar a P_D dos compressores.

A seleção de qual condensador ou torre de resfriamento (tamanho e tipo) escolher depende de diversos fatores, como por exemplo, o clima, principalmente a temperatura de bulbo úmido (TBU), a instalação, o fluido refrigerante, o dimensionamento da carga térmica, localização, calor rejeitado, consumo de energia elétrica, nível de ruído, etc. (LÓPEZ, 2005; MARTINELLI JÚNIOR, 2003).

A TBU é a temperatura mais baixa que pode ser alcançada apenas com a evaporação da água. É uma relação entre a temperatura ambiente e a umidade relativa do ar, que pode ser obtida através de uma carta psicrométrica.

Segundo Martinelli Júnior (2003), os parâmetros que devem ser considerados na seleção são a superfície suficiente para a condensação, volume suficiente para armazenar o vapor do fluido, espaço suficiente para que o vapor e o líquido se separem.

Na implantação de um projeto para instalação de condensadores ou torres de resfriamento deve-se atentar com fontes de calor próximas à instalação, recirculações e interferência dos demais condensadores (ou torres de resfriamento), o que é chamado de curto-circuito e são bastante comuns (CORTINOVIS; SONG, 2012).

Os condensadores resfriados a água possuem uma eficiência muito maior, quando comparados com os resfriados a ar, principalmente em climas com elevadas temperaturas ambiente. De acordo com Venturini e Pirani (2005a), a T_c deve operar de 5 °C a 8 °C a mais que a temperatura de entrada de água.

O condensador de placas com torres de resfriamento e o condensador evaporativo são os predominantes em indústrias.

2.3.1 Condensadores de placas

Os condensadores de placas são resfriados através de torres de resfriamento e bombas que fazem a água circular entre o condensador e a torre. Este tipo de condensador líquido / líquido são os mais novos no mercado e sua principal vantagem é o fato de ser compacto e não necessitar de muito espaço para a instalação.

As placas verticais corrugadas, que facilitam a circulação em regime turbulento, são montadas paralelamente umas das outras, com um pequeno espaçamento.

A circulação dos fluidos é em contracorrente entre os espaços alternados, formados pelas placas e em função da forma de distribuição das juntas, que além de evitar a mistura dos fluidos, faz com que em cada conjunto de placas circule um fluido distinto.

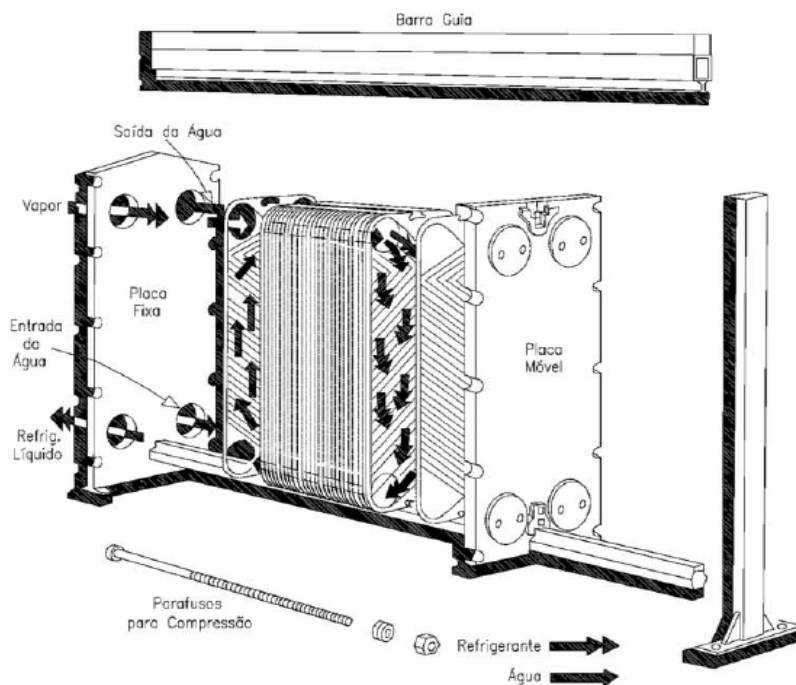
Nos condensadores de placas, o refrigerante flui no sentido descendente e a água no ascendente. (LÓPEZ, 2005).

Além de serem compactos, os condensadores de placas possuem outras vantagens, em comparação com os demais tipos, que fazem com que seu uso seja cada vez mais frequente, por exemplo, o fato de poder ser ampliado com a inclusão de placas, por ter elevado coeficiente global de transferência de calor, por ser mais leve, pelo sistema operar com baixo volume de fluido refrigerante, por ser mais barato e por precisar de menor tempo para ser aberto, cerca de 15 minutos, contra de 60 a 90 minutos os tubulares (LÓPEZ, 2005).

Os condensadores de placas também possuem desvantagens em relação aos demais, como por exemplo, é um equipamento sensível às incrustações por sujeira, perdendo muita eficiência e, pelo fato de possuir pequeno volume, se há presença de incondensáveis a P_D aumenta rapidamente (LÓPEZ, 2005).

A figura 13 apresenta um condensador de placas.

Figura 13 - Condensador de placas



Fonte: (VENTURINI; PIRANI, 2005a).

2.3.2 Torres de resfriamento

As torres de resfriamento são instaladas para resfriamento de água por contato com o ar atmosférico que utilizam a evaporação de uma parte pequena do total de água dela para transmitir calor ao ar que passa em contracorrente, geralmente de maneira forçada, contribuindo para a evaporação, pois a água e o ar tendem a entrar em equilíbrio.

A função do ar é aumentar a taxa de evaporação. A evaporação utiliza calor para ocorrer, e por isso, representa cerca de 80% do resfriamento do restante da água, que não é evaporada, em uma torre de resfriamento ou em um condensador evaporativo, porque como as moléculas com maior energia evaporam, as que ficam tem menor energia cinética média, diminuindo a temperatura.

Os outros 20% são em função da diferença de temperatura entre o ar e a água, porque quando a TBU do ar é menor que a temperatura da água, a água fornece energia para o ar, aumentando a entalpia dele, através de calor sensível, como consequência, a temperatura de saída da água tende ao valor da TBU, assim a água da bacia pode ser reutilizada para o resfriamento, recirculada através bombas.

A água evaporada deve ser reposta ao sistema através de uma tubulação de reposição, controlada por nível, com uma boia (CORTINOVIS; SONG, 2012; LÓPEZ, 2005).

As torres de tiragem mecânica utilizam os ventiladores para controlar a entrada de ar, por isso, são mais compactas, o que diminui a altura e potência para bombeamento, precisam de pouca superfície, não depende do vento, o controle da temperatura de água fria é mais fino e se atinge temperaturas de aproximação de 1 °C a 2 °C.

Por outro lado, é mais susceptível a falhas, o custo de operação e manutenção é maior (energia nos ventiladores), assim como os ruídos e vibrações. As torres de tiragem mecânica podem ser forçadas ou induzidas.

As torres de tiragem mecânica forçada possuem os ventiladores posicionados na entrada de ar. Este tipo de equipamento é mais eficiente que o de tiragem mecânica induzida, pois faz a movimentação de ar frio, que é mais denso e por isso desloca maior volume, além disso, a manutenção é mais fácil porque os ventiladores ficam no nível do solo. Porém o tamanho dos ventiladores é limitado e para aumento de capacidade é necessário vários deles com alta rotação, conseqüentemente, maior ruído (VENTURINI; PIRANI, 2005a).

As torres de tiragem mecânica induzida utilizam os ventiladores na saída de ar, ou parte superior do equipamento e funcionam como exaustores. Estes ventiladores podem ser grandes. Apresentam como vantagens baixo nível de ruído e recirculação de ar reduzida, pois o ar sai em alta velocidade, porém apresenta como desvantagem a tendência a vibrações e a difícil manutenção nos ventiladores (VENTURINI; PIRANI, 2005a).

Além disso, se forem utilizados vários ventiladores e operar sem um ou mais deles, resulta em prejuízo de eficiência, pois ocorre a recirculação de ar quente pelos ventiladores danificados (curto-circuito). Neste caso, os ventiladores em operação realizarão trabalho tanto para remover o ar quente, resultante da troca térmica com o fluido refrigerante como também o ar quente que já foi removido anteriormente que entra pelos ventiladores danificados. Este curto-circuito limita o fluxo de ar na zona de evaporação onde se encontram as serpentinas, baixando, drasticamente, a capacidade.

Os ventiladores usados em torres de resfriamento de tiragem forçada são axiais ou centrífugos.

Os axiais, acoplados diretamente ao motor, deslocam grandes volumes de ar na mesma direção do eixo e o custo de operação é baixo comparado com os centrífugos.

Os centrífugos são acoplados através de correias e geralmente operam com pás curvadas para frente, porque, desta maneira, pode operar com rotações mais baixas. Conseqüentemente, o nível de ruído também é menor. Este tipo de ventilador possui menores dimensões comparando com os axiais e deslocam o ar na direção normal à entrada (LÓPEZ, 2005).

As figuras 14 e 15 apresentam torres de resfriamentos com ventiladores axiais e centrífugos, respectivamente.

Figura 14 - Torres de resfriamento e condensadores evaporativos com ventiladores axiais



Fonte: (Autor).

Figura 15 - Torre de resfriamento com ventiladores centrífugos



Fonte: (Autor).

As torres de resfriamento não precisam, necessariamente, de um enchimento, porém ele é importante porque aumenta a eficiência do equipamento, pois acelera a dissipação de calor, em função da superfície úmida que se forma com sua presença, aumentando o tempo de contato entre a água e o ar (VENTURINI; PIRANI, 2005a).

Quando é utilizado o enchimento de respingo, também é necessária a utilização de eliminadores de gotas, para reter as que são arrastadas pelo ar, através das bruscas mudanças na direção do ar.

Os eliminadores de gotas devem ser de algum material resistente à corrosão e erosão, geralmente os materiais usados são plásticos e metais. Eles são fundamentais para diminuir as perdas de água, além de diminuir a formação de névoa e direcionar o ar (LÓPEZ, 2005).

A figura 16 apresenta os eliminadores de gotas.

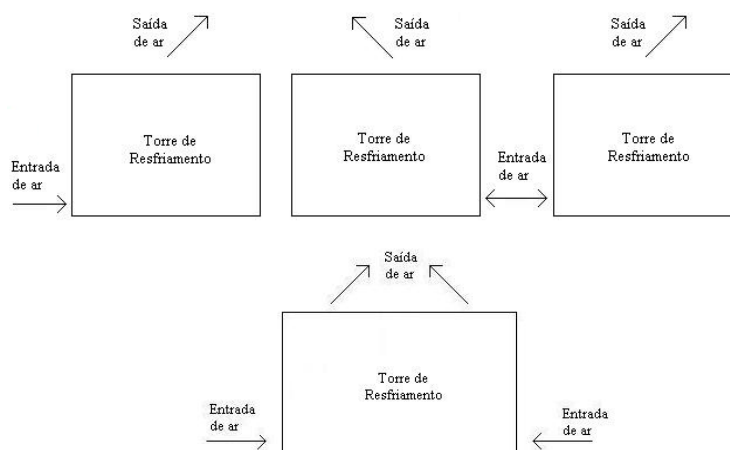
Figura 16 - Eliminadores de gotas



Fonte: (Autor).

Os eliminadores de gotas devem ser posicionados de maneira que evite a recirculação do ar quente, assim devem direcionar o ar quente para o lado contrário à captação de ar fresco. Caso a torre capte ar fresco por ambos os lados, os eliminadores de gotas devem ser posicionados para concentrar o ar quente no meio, para que ele suba, em função da baixa densidade. A figura 17 apresenta o posicionamento recomendado.

Figura 17 - Posicionamento recomendado dos eliminadores de gotas



Fonte: (Autor).

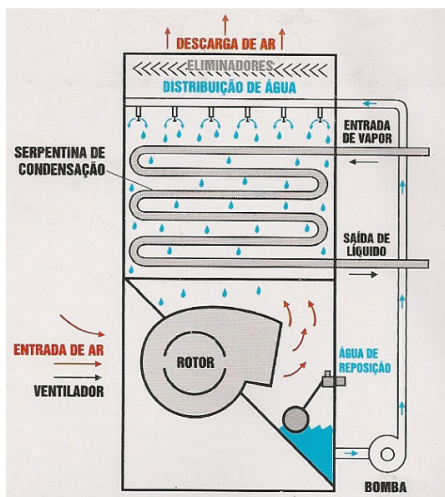
2.3.3 Condensadores evaporativos

Os condensadores evaporativos (figura 18) são basicamente formados por uma torre de resfriamento com uma serpentina instalada em seu interior, composta por tubos em espiral projetados para ter um rápido escoamento, por onde passa o fluido refrigerante.

Os bicos aspersores, que fazem parte do sistema de distribuição de água, estão localizados na parte superior e possuem diâmetro suficiente para evitar fácil entupimento por sujeira, pulverizam água sobre toda a serpentina.

A água escoar em contracorrente com o ar forçado até a bacia dos equipamentos. O contato da água com a serpentina é que faz com que o fluido refrigerante condense, pois parte da água evapora e retira calor da serpentina, resfriando-a, além de resfriar o restante da água também. O fluido entra superaquecido na serpentina, por causa da descarga dos compressores, é retirado calor sensível, depois o fluido é condensado e, por fim, ocorre um pequeno sub-resfriamento (VENTURINI; PIRANI, 2005a).

Figura 18 - Esquema de um condensador evaporativo



Fonte: (SEMCO EQUIPAMENTOS, 2007).

Os condensadores evaporativos são os mais utilizados nas indústrias e o calor rejeitado neles é transferido à água e ao ar ambiente sucessivamente. Estes equipamentos permitem operar com baixas T_C , além disso, comparando com as torres de resfriamento e condensadores de placas, as bombas dos condensadores evaporativos requerem menor potência, porém os condensadores devem ser instalados próximos aos compressores. (LÓPEZ, 2005).

O tratamento de água serve para evitar, ou pelo menos, minimizar a corrosão e incrustações nos equipamentos e tubulações (LÓPEZ, 2005). Além disso, o tratamento de água é importante em condensadores evaporativos, torres de resfriamento e trocadores de calor para manter o melhor desempenho e aumentar a vida útil, pois os sais dissolvidos, matéria orgânica em suspensão dissolvida na água, e sólidos contribuem para formação de fungos, bactérias e algas, que provocam queda da eficiência (CORTINOVIS; SONG, 2012; VENTURINI; PIRANI, 2005b).

Os parâmetros de controle são a dureza, pH, condutividade e a demanda biológica de oxigênio (DBO) (CORTINOVIS; SONG, 2012).

A purga de fundo da bacia faz parte do tratamento de água, pois serve para eliminar grandes concentrações de sais e é recomendado que seja feita de maneira automática e temporizada, para evitar o desperdício de água e produtos químicos (LÓPEZ, 2005).

2.3.4 Gases incondensáveis

A presença de gases incondensáveis no sistema de refrigeração é um problema, pois o ar é um isolante térmico muito eficaz que ocupa uma área nos condensadores, reduzindo a área de troca e, conseqüentemente, a troca térmica, aumentando a pressão no condensador e dificultando a condensação.

Além disso, aumenta o trabalho a ser realizado no compressor, porque, além do fluido, ele terá que comprimir o ar. Com isso, o sistema passa a operar com uma P_D maior ou a utilizar mais condensadores do que se usaria se não houvesse a presença de gases incondensáveis para realizar o mesmo trabalho (FRIO PLUS REFRIGERAÇÃO LTDA, 2012a; MARTINELLI JÚNIOR, 2003).

É difícil evitar que ar, que é composto por gases incondensáveis, seja incorporado no sistema de refrigeração. O ar tende a ficar acumulado em regiões de alta pressão, como é o caso da serpentina e do reservatório de líquido (FRIO PLUS REFRIGERAÇÃO LTDA, 2012a; LÓPEZ, 2005).

Nem sempre o ar é o responsável pelo aumento da P_D , embora seja a causa mais comum. Condensadores subdimensionados ou com incrustações também podem ser responsáveis por isso.

A maneira mais rápida e simples de se detectar a presença de gases incondensáveis em sistemas com condensadores evaporativos é medir a temperatura, utilizando um termômetro de contato ou infravermelho, na saída de líquido dos condensadores evaporativos ou no reservatório de líquido, anotar a P_D dos compressores e comparar o valor lido de temperatura do líquido com o valor referente de pressão na tabela do vapor saturado do respectivo fluido.

Se a pressão referente à temperatura medida for menor que a P_D dos compressores é um sinal de que existem gases incondensáveis no sistema e deve-se fazer a purga manual para redução desta diferença. Recomenda-se a purga manual, quando o valor é maior que 0,5 bar.

A purga manual apresenta algumas considerações: precisa de certo tempo para ser realizada, não elimina completamente o ar, ocorre fuga de amônia, o que pode ser perigoso, pois a amônia é tóxica, e precisa ser realizada por uma pessoa, assim há risco de ocorrer negligência (FRIO PLUS REFRIGERAÇÃO LTDA, 2012a).

A recomendação em sistemas com condensadores evaporativos, com amônia é a instalação de purgadores automáticos de gases incondensáveis, cujo objetivo é condensar o fluido refrigerante e remover o ar do sistema. Este equipamento seria instalado em vários pontos do sistema, na saída de cada condensador evaporativo e na garrafa, e cada um destes pontos seriam acionados por eletroválvulas (LÓPEZ, 2005). A instalação de purgadores automáticos de gases incondensáveis não significa que não seja mais necessário fazer a purga manual, mas reduzirá a frequência com que ela é realizada.

2.3.5 Otimização da pressão de descarga do sistema

A P_D é determinada pela capacidade dos compressores, a capacidade dos condensadores, ambos em função da vazão do fluido, e da TBU.

Segundo López (2005) e Venturini e Pirani (2005b) a capacidade frigorífica reduz de 0,6% a 1% e o consumo elétrico aumenta de 2% a 3% para cada 1 °C de aumento na T_C . A redução da T_C durante épocas de baixa pode reduzir o consumo de 3% a 10%.

Para comprovar foram simuladas duas situações no software da Mycom. A figura 19 apresenta os dados do compressor Mycom N320VMD-L obtidos a partir deste software. Todos os parâmetros são mantidos iguais e apenas a T_C varia (destaque em vermelho) de um caso para o outro. No primeiro ela está 35 °C e no segundo caso 34 °C.

Com a redução de 1°C na T_C a capacidade do compressor aumenta de 3620,4 kW_R para 3646,5 kW_R (destaque em azul), ou 0,72%. Já a potência absorvida reduziu (destaque em verde) de 825,7 kW para 807,2 kW, ou 2,24%.

O COP dos dois casos pode ser calculado a partir da equação (1).

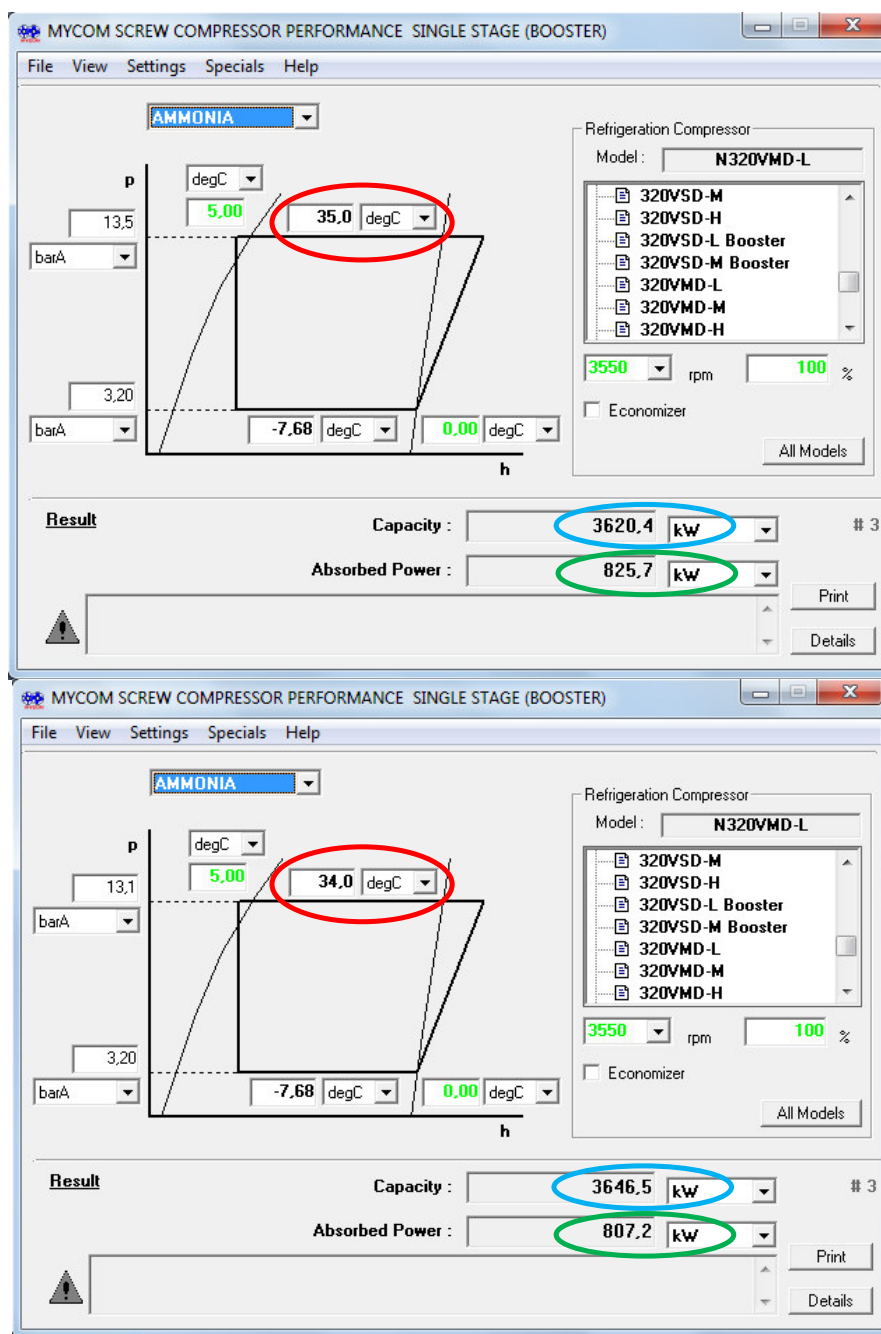
$$\text{COP}_1 = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia gasta}} = \frac{3620,4}{825,7} = 4,38$$

$$\text{COP}_2 = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia gasta}} = \frac{3646,5}{807,2} = 4,52$$

Portanto a eficiência deste compressor aumentou 3,14% com a redução de 1°C na T_C .

A recomendação é que o sistema opere com a P_D flutuante, em função da TBU, buscando o menor consumo de energia, salvo em sistemas que utilizam a válvula de expansão termostática, que requer uma P_D mais ou menos constante e um pouco elevada.

Figura 19 – Capacidade e potência absorvida de um compressor em função da variação da T_C



Fonte: (MAYEKAWA, 2008b).

Quanto mais condensadores ligados há no sistema, menor será a T_C , porém maior o custo de operação. Mesmo que existam restrições, deve-se operar com a chamada pressão ótima de descarga (P_D ótima), que, em alguns casos, pode ser a menor P_D possível (LÓPEZ, 2005; SABROE REFRIGERATION SA, 2004).

A P_D ótima, segundo Tassini (2012) é a menor P_D , no qual o ganho de energia em compressão é maior que a energia a mais gasta em condensação.

Operar com pressões e temperaturas de descarga elevadas consome mais energia, exige mais esforço dos equipamentos, reduzindo a vida útil de correias, motores e mancais, além do maior desgaste das válvulas dos compressores e do fato do óleo lubrificante se deteriorar rapidamente (FRIO PLUS REFRIGERAÇÃO LTDA, 2012a).

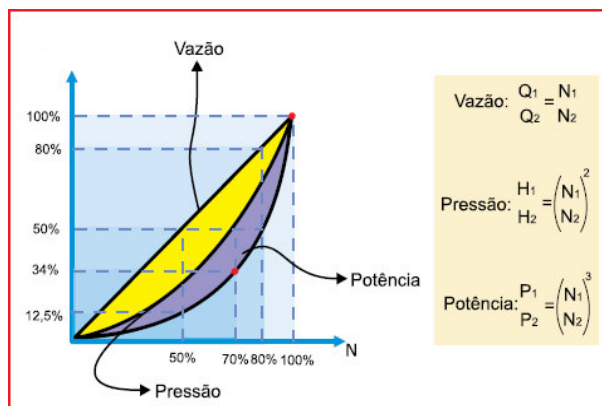
Operar com a P_D ótima flutuante significa controlar a P_D do sistema através do controle dos ventiladores dos condensadores evaporativos, utilizando o liga e desliga dos motores, variação das velocidades deles, utilizando motores de duas velocidades distintas ou inversores de frequência. No caso de condensadores de placas com torres de resfriamento, o controle dos ventiladores controlaria a temperatura da água da bacia (VENTURINI; PIRANI, 2005a).

As partidas e a paradas suaves para os motores e rolamentos, a eficiência do controle de velocidade e do torque faz com que o inversor de frequência seja a melhor das opções.

A curva de potência de ventiladores, assim como as bombas centrífugas e exaustores, varia, em relação à velocidade (rpm) ao cubo, conforme figura 20, ou seja, conforme se diminui a rotação do motor, a potência elétrica é reduzida ao cubo (FRIO PLUS REFRIGERAÇÃO LTDA, 2012b).

Existe um limite mínimo de rotação, que normalmente é metade da nominal, para não comprometer a ventilação mínima nos motores recomendada pelos fabricantes.

Figura 20 – Curva característica de ventiladores, bombas e exaustores de vazão, pressão e potência elétrica em função da velocidade

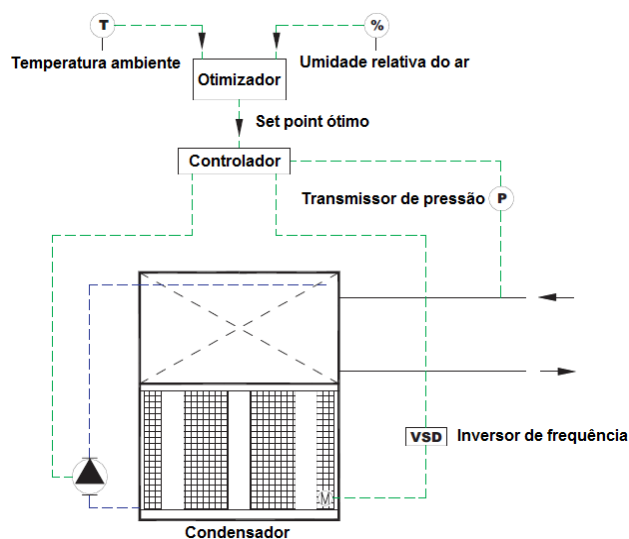


Fonte: (FRIO PLUS REFRIGERAÇÃO LTDA, 2012b).

Recomenda-se que, no mínimo, 30% dos ventiladores dos condensadores possuam inversores de frequência, para evitar que os equipamentos fiquem ligando e desligando constantemente, e que a rotação dos ventiladores varie por igual em todos eles, mantendo uma uniformidade térmica (FRIO PLUS REFRIGERAÇÃO LTDA, 2012b; TASSINI, 2012).

Existe no mercado um equipamento da Sabroe, específico para amônia, que controla a P_D do sistema através da TBU, cujo esquema é apresentado na figura 21.

Figura 21 - Controle da P_D em função da TBU



Fonte: (SABROE REFRIGERATION SA, 2004).

Os dados de entrada são o da temperatura ambiente e da umidade relativa do ar. Com estes dados o equipamento calcula a TBU e define o *set point* da P_D ótima em bar ou bar convertido para a temperatura de saturação em °C/R, através de uma equação interna, cujos dados estão na tabela 3.

Seu controlador mede a P_D real do sistema *on line*, compara e envia um sinal para os inversores de frequência dos condensadores evaporativos ou torres de resfriamento aumentar ou diminuir a rotação dos motores dos ventiladores. De acordo com Sabroe Refrigeration SA (2004) deve haver um limite mínimo e máximo para o controle.

Este mesmo tipo de controle pode ser realizado com uma automação parecida, usando uma estação meteorológica, porém a equação da P_D ótima em função da TBU deve ser encontrada através de dados dos equipamentos do sistema de frio em questão e de algumas medições das P_S e P_D , além da potência elétrica destes equipamentos.

Tabela 3 - Dados do controlador *CP Optimizer for NH₃*

Dados do controlador CP Optimizer for NH₃							
Entradas				Saídas			
Temperatura externa	Temperatura externa	Umidade relativa	Umidade relativa	Corrente		Tensão	
°C	mA	%	mA	mA - °C	mA - Bar	VDC - °C	VDC - Bar
10	7,2	50	12,0	6,83	8,01	1,77	2,51
10	7,2	60	13,6	7,22	8,14	2,01	2,59
10	7,2	70	15,2	7,61	8,26	2,26	2,66
10	7,2	80	16,8	8,00	8,38	2,50	2,74
10	7,2	90	18,4	8,40	8,50	2,75	2,81
10	7,2	100	20,0	8,79	8,63	2,99	2,89
15	8,8	50	12,0	8,60	8,56	2,88	2,85
15	8,8	60	13,6	9,08	8,72	3,18	2,95
15	8,8	70	15,2	9,55	8,88	3,47	3,05
15	8,8	80	16,8	10,01	9,04	3,76	3,15
15	8,8	90	18,4	10,46	9,19	4,04	3,24
15	8,8	100	20,0	10,92	9,35	4,33	3,34
20	10,4	50	12,0	10,37	9,16	3,98	3,23
20	10,4	60	13,6	10,93	9,36	4,33	3,35
20	10,4	70	15,2	11,49	9,58	4,68	3,49
20	10,4	80	16,8	12,00	9,77	5,00	3,61
20	10,4	90	18,4	12,53	9,96	5,33	3,73
20	10,4	100	20,0	13,03	10,15	5,64	3,84
25	12,0	50	12,0	12,12	9,81	5,08	3,63
25	12,0	60	13,6	12,79	10,08	5,49	3,80
25	12,0	70	15,2	13,42	10,31	5,89	3,94
25	12,0	80	16,8	14,02	10,57	6,26	4,11
25	12,0	90	18,4	14,59	10,80	6,62	4,25
25	12,0	100	20,0	15,14	11,03	6,96	4,39
30	13,6	50	12,0	13,88	10,51	6,18	4,07
30	13,6	60	13,6	14,65	10,84	6,66	4,28
30	13,6	70	15,2	15,37	11,15	7,11	0,70
30	13,6	80	16,8	16,04	11,44	7,53	4,65
30	13,6	90	18,4	16,66	11,72	7,91	4,83
30	13,6	100	20,0	17,25	11,98	8,28	4,99
35	15,2	50	12,0	15,64	11,27	7,28	4,54
35	15,2	60	13,6	16,53	11,65	7,83	4,78
35	15,2	70	15,2	17,34	12,03	8,34	5,02
35	15,2	80	16,8	18,08	12,38	8,80	5,24
35	15,2	90	18,4	18,75	12,70	9,22	5,44
35	15,2	100	20,0	19,35	13,01	9,59	5,63
40	16,8	50	12,0	17,43	12,08	8,39	5,05
40	16,8	60	13,6	18,45	12,56	9,03	5,35
40	16,8	70	15,2	19,33	13,00	9,58	5,63
40	16,8	80	16,8	19,94	13,30	9,96	5,81
40	16,8	90	18,4	19,93	13,30	9,96	5,81
40	16,8	100	20,0	19,93	13,30	9,96	5,81
50	20,0	50	12,0	17,43	12,08	8,39	5,05
50	20,0	60	13,6	18,45	12,56	9,03	5,35
50	20,0	70	15,2	19,33	13,00	9,58	5,63
50	20,0	80	16,8	19,94	13,30	9,96	5,81
50	20,0	90	18,4	19,93	13,30	9,96	5,81
50	20,0	100	20,0	19,93	13,30	9,96	5,81

Fonte: (SABROE REFRIGERATION SA, 2004).

2.4 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

O dispositivo de expansão tem a função de regular a vazão do fluido que chega ao evaporador e reduzir a pressão deste fluido, desde a pressão de condensação (P_C) até a pressão de evaporação (P_E).

Quando instalado na linha de líquido de alta pressão, o objetivo é permitir que o fluido abaixe sua temperatura de saturação, que corresponde à P_S na entrada do evaporador.

Uma parte do fluido acaba se evaporando, o que faz extrair calor da parte líquida restante. Em instalações que utilizam amônia, o fluido vai de amônia alta pressão líquida a amônia baixa pressão líquida. O vapor gerado é conhecido como gás de amônia ou gás *flash* e está em estado saturado. (LÓPEZ, 2005).

Quando instalado na linha de líquido de baixa pressão, como na entrada dos evaporadores, o objetivo é regular a vazão, controlando a T_E (YORK REFRIGERATION, 2008).

De acordo com López (2005) os dispositivos de expansão podem ser com ajustes manual ou automático.

O dispositivo mais comum usado em sistemas de frio de grande porte é a válvula de expansão, que controla de maneira precisa a quantidade de fluido refrigerante que entra no evaporador (MARTINELLI JÚNIOR, 2003).

2.5 EVAPORADORES

O evaporador é a parte mais importante de um sistema de refrigeração.

Embora seja simples, eles recebem este nome porque é onde se evapora o fluido refrigerante, mas também podem ser denominados resfriadores de algo (nome do produto a ser resfriado), que na verdade é seu objetivo, pois todos os sistemas de frio tem a finalidade de retirar calor de alguma substância ou meio (LÓPEZ, 2005; MARTINELLI JÚNIOR, 2003).

York Refrigeration (2008) afirma que os evaporadores são a interface entre o sistema de refrigeração e o processo, ou seja, é nos evaporadores que a troca térmica entre o fluido refrigerante e o produto a ser resfriado ocorre, fazendo com que a carga de calor do segundo seja transferida e absorvida pelo primeiro, principalmente como calor latente, e este se evapore.

O fluido refrigerante sofre uma mudança de estado no evaporador, saindo de líquido e se transformando em vapor (MARTINELLI JÚNIOR, 2003).

O líquido vem do reservatório com alta pressão, passa pela válvula de expansão e entra no evaporador.

Há um sistema de controle na válvula de expansão, que tem a função de manter, entre o reservatório e o evaporador, um diferencial de pressão para que, dentro do evaporador, se inicie a ebulição a uma temperatura menor que a da substância que está sendo resfriada.

Como a pressão dentro do evaporador é baixa, a T_E também é. No lado externo do evaporador passa a substância a ser resfriada com uma temperatura maior que a do fluido refrigerante. Este último se evapora e recebe um acréscimo de temperatura, também chamado de superaquecimento. Em sistemas de refrigeração com amônia, é no evaporador que a amônia com baixa pressão líquida se transforma em amônia com baixa pressão vapor (MARTINELLI JÚNIOR, 2003; YORK REFRIGERATION, 2008).

Em alguns casos a troca térmica é feita diretamente entre o fluido refrigerante e o produto, em outros se utiliza um fluido secundário ou intermediário, como a solução de etanol ou glicol, que posteriormente troca calor com o produto final, ou seja, há troca entre o fluido refrigerante (primário) e o intermediário (secundário) e depois troca do intermediário com o produto.

Embora haja perdas térmicas em função de haver uma troca a mais, o uso do fluido secundário se torna cada vez mais comum por causa de segurança, principalmente em instalações que utilizam amônia como fluido primário. A solução de etanol ou glicol é bastante utilizada porque podem chegar, sem risco de se congelar, a temperaturas abaixo de 0°C (YORK REFRIGERATION, 2008).

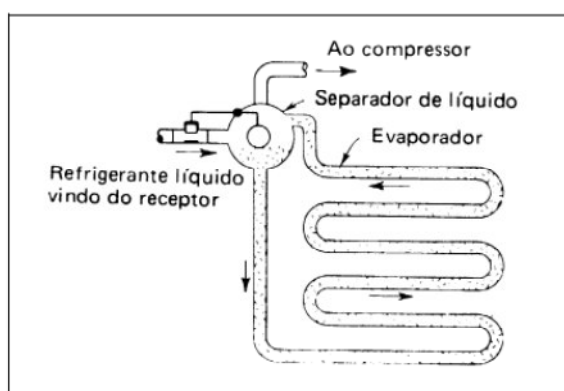
Em função do evaporador absorver o calor de um processo ou substância, a eficiência de um sistema de refrigeração depende do projeto, da operação adequada e do desempenho dos evaporadores.

Este desempenho depende, principalmente, de três requisitos: da superfície de troca térmica para absorver a carga térmica necessária, sem que haja uma diferença grande entre a temperatura do fluido refrigerante e do produto a ser resfriado; de haver espaço suficiente para o líquido e para que o vapor se separe do líquido; e do espaço suficiente para a circulação do fluido refrigerante, sem que haja perda de carga alta entre a entrada e a saída. As vazões e o material construtivo também influenciam na eficiência do evaporador (MARTINELLI JÚNIOR, 2003).

O evaporador inundado (figura 22) utiliza um separador de líquido, localizado acima dele, de maneira que o evaporador esteja inundado de líquido sempre.

Após ser admitido através de uma válvula de expansão, o líquido escoar ao longo do evaporador para remover calor da substância ou meio a ser resfriada, assim, parte do fluido refrigerante se evapora e a mistura de vapor e líquido retorna ao separador de líquido, cuja função é separar os dois, sendo o primeiro aspirado pelo compressor e o segundo retornado ao evaporador conforme necessário.

Figura 22 - Evaporador inundado



Fonte: (MARTINELLI JÚNIOR, 2003).

A principal vantagem do sistema inundado é que ocupa toda a superfície de transferência de calor, o que aumenta o coeficiente global de transferência de calor. Como desvantagens estão: a necessidade de grandes quantidades de refrigerante e sua aplicação que é restrita a amônia, pois para fluidos halogenados é difícil retornar óleo ao *carter* do compressor (VENTURINI; PIRANI, 2005a).

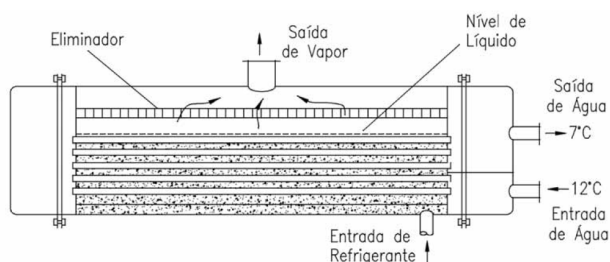
Há vários tipos de evaporadores para líquidos, mas em instalações industriais de grande porte prevalecem os evaporadores de placas ou ainda casco e tubo, sendo este último encontrado em instalações antigas.

2.5.1 Evaporadores casco e tubo

Nos evaporadores casco e tubo ou multitubulares (figura 23), normalmente o refrigerante passa pelo casco e o líquido a ser resfriado pelos tubos.

Podem ser usados com alimentação de qualquer tipo (expansão termostática, regime inundado ou por bombas de recirculação), sendo esta uma vantagem deste tipo de evaporador, além disso, é comumente usado, pois pode ser de várias capacidades (LÓPEZ, 2005; VENTURINI; PIRANI, 2005a).

Figura 23 - Evaporador casco e tubo



Fonte: (VENTURINI; PIRANI, 2005a).

2.5.2 Evaporadores de placas

Os evaporadores de placas apresentam características muito próximas dos condensadores do mesmo tipo e são os mais usados porque possuem uma área maior de superfície, possuem elevado coeficiente global de transferência de calor, ocupam pouco espaço e tem preços competitivos, comparados com os demais tipos.

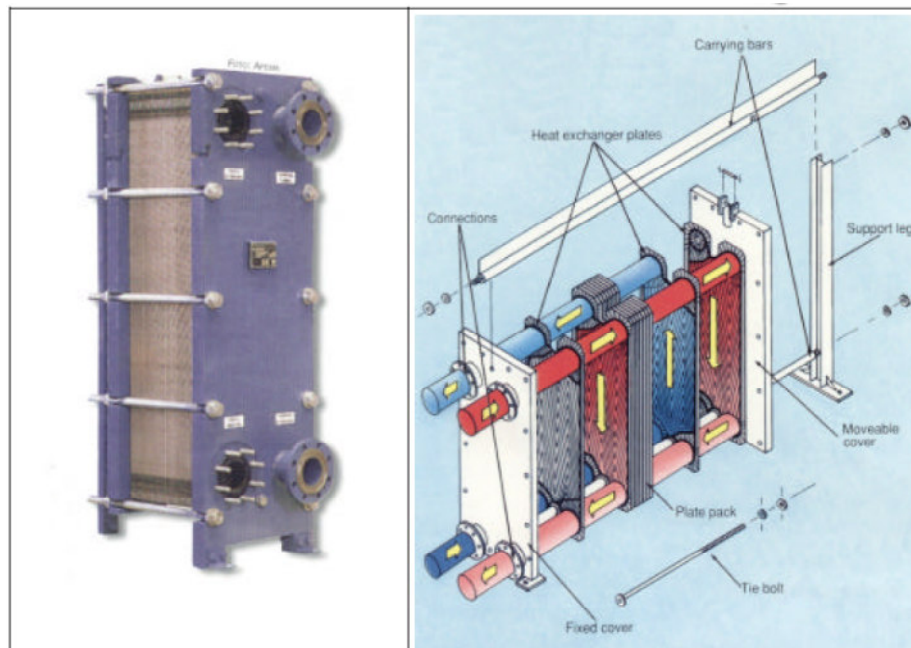
Além disso, possui maior elasticidade no caso de congelamento, pois as placas semissoldadas deformadas podem voltar para suas devidas posições, podem ser usados com a alimentação de qualquer tipo, podem operar com maior T_E , ao ser possível uma aproximação menor entre a T_E e a saída do líquido.

Se conseguir aumentar 2 °C na T_E a redução no consumo de energia será de aproximadamente 6% (LÓPEZ, 2005; MARTINELLI JÚNIOR, 2003; VENTURINI; PIRANI, 2005a).

Evaporadores de placas (figura 24) são construídos com placas rebaixadas ou ranhuras soldadas entre si, de maneira que formem uma trajetória determinada ao fluxo do fluido refrigerante.

Os evaporadores de placas que já possuem um separador de líquido exclusivo e o dispositivo de expansão com os controles de pressão e temperatura são denominados Unidades Resfriadoras de Líquido (URL).

Figura 24 - Evaporador de placas



Fonte: (MARTINELLI JÚNIOR, 2003).

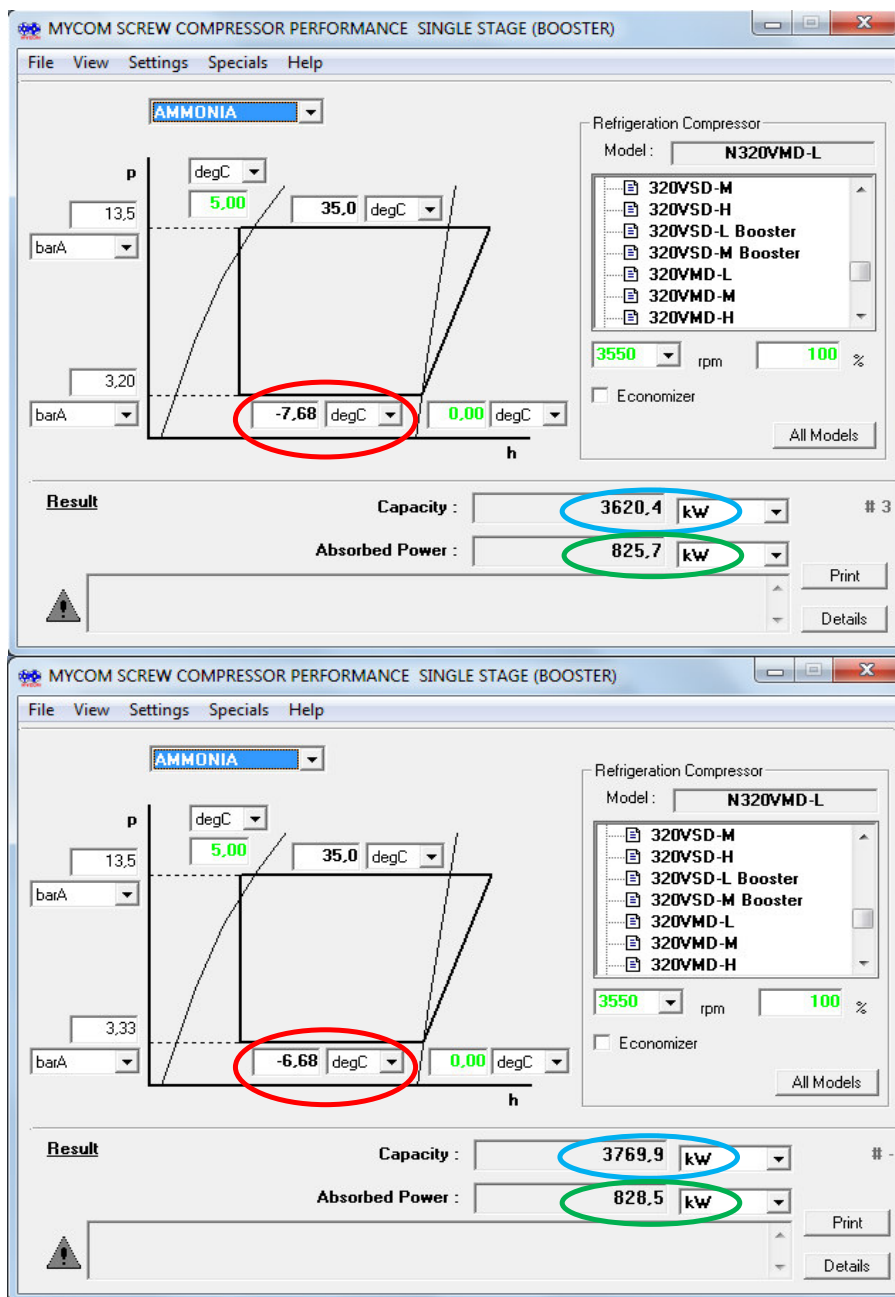
2.5.3 Otimização da pressão de sucção do sistema

Segundo Venturini e Pirani (2005a) a capacidade frigorífica reduz de 4% a 6% para cada 1°C de diminuição na T_E . O consumo elétrico aumenta de 1% a 4% também para cada 1°C de redução na T_E , desde que a capacidade do compressor seja mantida constante.

Assim como para T_C , para a T_E também foram simuladas duas situações no software da Mycom. A figura 25 apresenta os dados do compressor Mycom N320VMD-L obtidos a partir deste software. Todos os parâmetros são mantidos iguais e apenas a T_E varia (destaque em vermelho) de um caso para o outro. No primeiro ela está -7,68°C e no segundo caso -6,68°C.

Com a elevação de 1°C na T_E a capacidade do compressor aumenta de 3620,4 kW_R para 3769,9 kW_R (destaque em azul), ou 4,13%. Já a potência absorvida aumentou (destaque em verde) de 825,7 kW para 828,5 kW, ou 0,34%, o que é justificado pelo aumento do deslocamento de gás dentro do compressor.

Figura 25 – Capacidade de um compressor em função da variação da T_E



Fonte: (MAYEKAWA, 2008b).

O COP dos dois casos pode ser calculado a partir da equação (1).

$$COP_1 = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia gasta}} = \frac{3620,4}{825,7} = 4,38$$

$$COP_2 = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia gasta}} = \frac{3769,9}{828,5} = 4,55$$

Portanto a eficiência deste compressor aumentou 3,89% com a elevação de 1°C na T_E .

A análise para a potência absorvida deve ser feita mantendo constante a capacidade e modulando o compressor, conforme a figura 26.

Neste caso, com a elevação de 1°C na T_E e a capacidade do compressor mantida praticamente constante (destaque em azul) a potência absorvida reduz (destaque em verde) de 825,7 kW para 804,1 kW, ou 2,62%.

A recomendação é que o sistema opere com a maior P_S possível, objetivando o menor consumo de energia.

A P_S não se controla facilmente, como no caso da P_D , através da retirada de gases incondensáveis e controle da capacidade dos condensadores evaporativos.

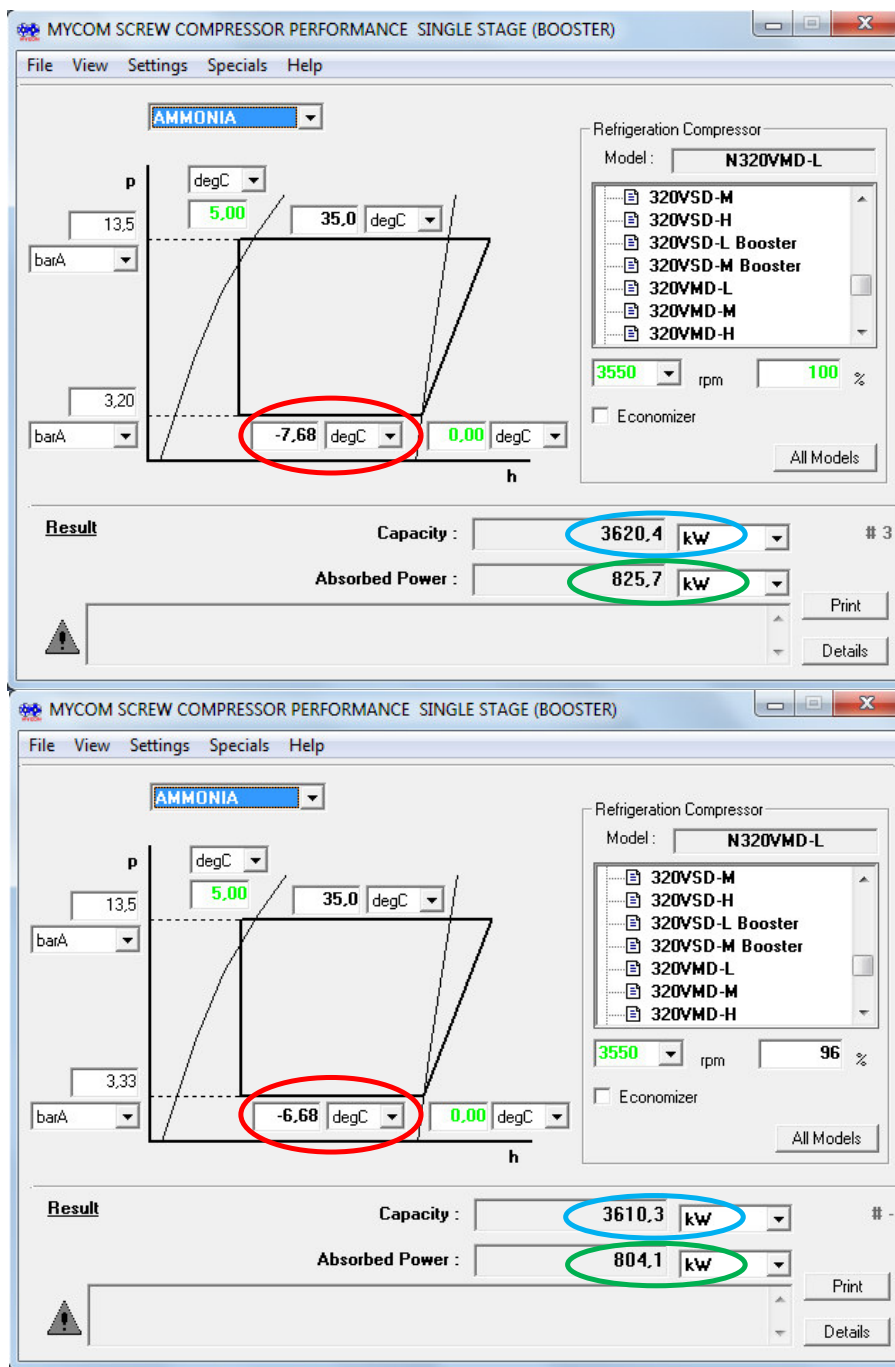
Como mencionado anteriormente, a superfície de troca térmica entre o fluido refrigerante e o produto a ser resfriado é um dos principais fatores que influencia na capacidade e eficiência dos evaporadores. Portanto a limpeza periódica dos trocadores de calor dos evaporadores e a drenagem do óleo arrastado pelos compressores são fundamentais para que se consiga operar com a maior P_S possível.

Outro fator que influencia é a incorporação de umidade no fluido refrigerante, o que muda as características do fluido e ele passa a não atender o sistema conforme previsto, acarretando em uma redução da P_S .

A P_S também diminuirá caso a quantidade do fluido refrigerante não seja suficiente no sistema. Se isso ocorrer, o compressor quando for operar com maior capacidade, não conseguirá succionar gás suficiente e precisará de maior esforço para isso. Este esforço adicional se dá pela diminuição da P_S .

Em URL's e separadores de líquido é fundamental manter um nível adequado de fluido.

Figura 26 – Potência absorvida de um compressor em função da variação da T_E



Fonte: (MAYEKAWA, 2008b).

2.6 AMÔNIA (NH₃)

Há vários fluidos refrigerantes utilizados em sistemas de refrigeração, como o freon, a amônia, dentre outros.

A amônia, também conhecida como o fluido refrigerante R-717, apresenta várias vantagens como excelentes propriedades termodinâmicas, porque tem um alto calor latente de evaporação, os vapores refrigerantes tem grande densidade, o que torna possível a utilização de pequenos compressores, apresenta o efeito de refrigeração mais elevado por kg e não se mistura com o óleo lubrificante.

Além disso, em temperatura ambiente, a água absorve cerca de novecentas vezes o seu próprio volume em gás de amônia, e também nesta temperatura, a amônia é volátil, sendo simples a análise de pureza, possui um preço bastante reduzido, é de fácil detecção e não é acumulativa no corpo humano. Tudo isso faz da amônia o principal fluido utilizado em refrigeração (JOHNSON CONTROLS, 2010).

A amônia pura não ataca os metais, porém, se houver água na amônia, formará hidróxido de amônia, que possui uma ação corrosiva, principalmente sobre o cobre. Portanto é essencial que a amônia utilizada em sistemas frigoríficos seja pura.

A água é facilmente absorvida pela amônia e é difícil a separação. Sua presença é prejudicial para o sistema, porque altera a T_E , pois a água evapora a 100 °C enquanto a amônia a -33 °C, então a composição das duas evaporaria em alguma temperatura entre os dois valores, dependendo da quantidade de água e amônia. Assim seria necessário operar o sistema com uma P_S menor, gerando desperdício energético.

Além disso, a presença de água e ar na amônia estimula a corrosão, envelhecimento rápido de óleos, usados como lubrificantes, e formação de borras, o que aumenta demais o custo de operação e manutenção dos equipamentos (GEA REFRIGERATION TECHNOLOGIES, 2010).

A água pode ser incorporada no sistema através de testes hidrostáticos em vasos, reposição de amônia impura no sistema, rompimento de gaxetas e tubos ou procedimentos errados de manutenção.

Detectar se há e quanto há de água na amônia é simples. Pode ser feito drenando 50 ml de amônia líquida em uma bureta ou outro recipiente, e deixando-a evaporar em um local aberto por aproximadamente 4 horas.

Se houver água misturada com a amônia, ela ficará no recipiente, devido à diferença de T_E entre as substâncias.

Medindo o volume de líquido que permaneceu no recipiente se encontra o percentual de água no sistema, de acordo com a equação (3).

$$\frac{V_{DE}}{V_{AE}} \times \frac{\rho_{H_2O}}{\rho_{NH_3}} \times 100\% = \% H_2O \quad (3)$$

$$\frac{X \text{ ml}}{50 \text{ ml}} \times \frac{1,00}{0,65} \times 100\% = \% H_2O$$

Onde:

V_{AE} : Volume antes da evaporação;

V_{DE} : Volume depois da evaporação;

ρ_{H_2O} : densidade da água;

ρ_{NH_3} : densidade da amônia;

A tabela 4 apresenta as consequências para o sistema em função do teor de água na amônia.

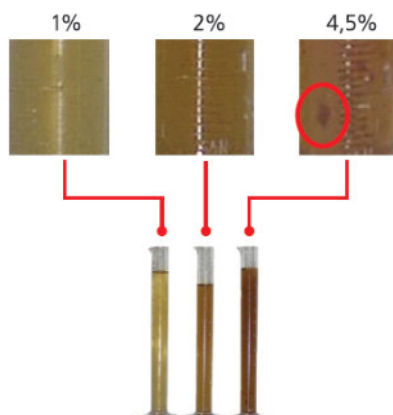
Tabela 4 – Condições do sistema em função do teor de água na amônia

Teor de água	Condições
< 0,5 %	Satisfatório
0,5 - 2,0 %	Aumenta o consumo de energia
2,0 - 5,0 %	Consumo de energia consideravelmente elevado
	Aumento de custo de manutenção
	Afeta a viscosidade do óleo
	Inicia princípios de corrosão
5,0 % >	Inicia problemas com selos mecânicos
	Formação de impurezas
5,0 % >	Vazamentos

Fonte: (GEA REFRIGERATION TECHNOLOGIES, 2010).

Uma vez incorporada, a água e demais impurezas devem ser removidas do sistema e a solução comumente utilizada é a instalação de potes de coleta de óleo e água com resistor elétrico no lado de baixa pressão do sistema. A figura 27 apresenta a coloração da amônia em função da quantidade de água e a figura 28, um pote de coleta de óleo e água.

Figura 27 - Coloração da amônia em função da quantidade de água



Fonte: (GEA REFRIGERATION TECHNOLOGIES, 2010).

Figura 28 - Potes de coleta de óleo e água com resistor elétrico



Fonte: (Autor).

Em média, 75% do que é removido da amônia é água, 4%, óleo e 20% outras substâncias, provenientes de corrosão das tubulações, decomposição, etc. (GEA REFRIGERATION TECHNOLOGIES, 2010).

2.7 UNIDADES RESFRIADORAS DE LÍQUIDO COMPACTAS (*CHILLERS*)

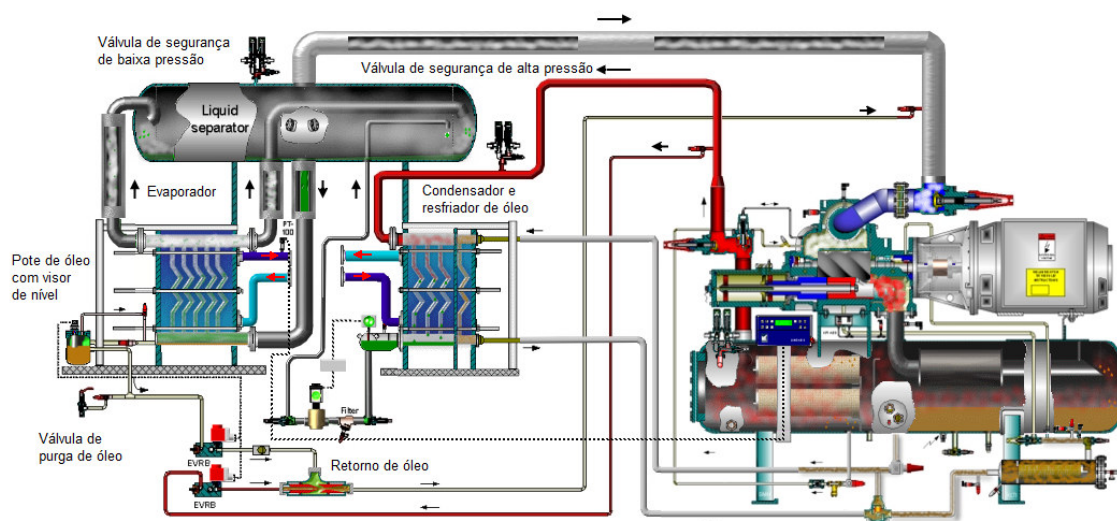
Os *chillers* são equipamentos compactos de refrigeração, que estão sendo muito usados atualmente, principalmente por utilizar baixa quantidade de amônia, serem altamente eficientes e, comparando com o sistema tradicional, por seu tamanho reduzido, que segundo Johnson Controls (2010), permite uma instalação flexível e rápida. Além disso, os *chillers* possuem uma ampla faixa de aplicação, de 25 TR a 360 TR.

Um *chiller* (figura 29) é composto por um compressor parafuso, com um sistema de separação de óleo, um condensador de placas com um resfriador de óleo integrado, alimentados por torre de resfriamento, separador de líquido, válvula de expansão e um evaporador também de placas. Este último possui um sistema de retorno automático de óleo para a sucção do compressor.

O preço de um *chiller*, principalmente levando em consideração sua manutenção, é vantajoso. Além do preço, há outras vantagens de utilizar *chillers* com amônia como a não utilização de fluidos halogenados, menor risco de vazamentos, pois há menos pontos de solda, é um produto padrão, utilizam retorno automático de óleo sintético, que possui maior durabilidade, e alto COP (JOHNSON CONTROLS, 2010).

O que deve se atentar aos *chillers* é o tratamento de água, pois, por utilizar condensador de placas, fica sensível a sujeiras e incrustações, perdendo muita eficiência quando isso ocorre.

Figura 29 - Unidade Resfriadora de Líquido – *Chiller*



Fonte: (YORK TRAINING AND DEVELOPMENT, 2011a).

3 DESENVOLVIMENTO DA METODOLOGIA PARA IDENTIFICAÇÃO DE OPORTUNIDADES NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Os sistemas estudados foram todos de grande porte, utilizavam amônia anidra como refrigerante principal e solução de etanol 25% e água como fluido secundário, com exceção de uma unidade fabril que não usava fluido secundário.

O desenvolvimento da metodologia foi baseado em alguns estudos de casos de um trabalho de eficiência energética em sistemas de refrigeração realizado em quase trinta fábricas diferentes, espalhadas pelo Brasil, de uma indústria de bebidas.

O sistema de refrigeração em uma indústria de bebidas, se não é o maior, representa uma parcela grande no consumo de energia elétrica (MENDES; SOBRINHO, 2010). Nos casos estudados era sem dúvida o maior consumidor, por isso, foi uma das áreas escolhidas para a realização do trabalho de eficiência energética.

A metodologia desenvolvida ao longo do trabalho resultou em uma padronização de conceitos de eficiência energética em sistemas de refrigeração, que ajudam na identificação de novas oportunidades. São vinte e cinco perguntas que dão um direcionamento para se implementar melhorias e, conseqüentemente, reduzir o consumo de energia elétrica nas unidades fabris.

Os casos que deram origem as perguntas estão apresentados na seqüência, separados por assunto.

3.1 MELHORIA NA MODULAÇÃO DOS COMPRESSORES

Normalmente, de acordo com Mendes e Sobrinho (2012), as instalações industriais de grande porte possuem vários compressores, visando melhorar a modulação, sendo que o controle ideal seria em grupo, como se todos os compressores fossem um único equipamento. Assim, se buscaria a melhor faixa de eficiência de cada equipamento, priorizando a redução de capacidade através dos inversores de frequência e depois, se necessário, da *slide valve*, nos casos de compressores parafuso. Como consequência, o consumo de energia elétrica seria menor.

O controle dos compressores em grupo, conhecido como mestre-escravo, determina a seqüência de partida, parada, capacidade, buscando sempre o melhor rendimento do conjunto (MENDES; SOBRINHO, 2012).

A modulação dos compressores foi um ponto de muita atenção durante o estudo, pois havia vários sistemas que não possuíam a modulação como mestre-escravo ou que não estava funcionando, ou ainda funcionava, mas com alguns parâmetros mal ajustados, o que implicava em um altíssimo consumo de energia elétrica na fábrica, pois os compressores de amônia são os equipamentos que mais consomem energia dentro das unidades fabris estudadas.

A fábrica onde ocorreu a melhoria possuía uma sala de máquinas com seis compressores, os compressores 1 e 5 são N-250 VMD-M com motores de 600 CV subdimensionados, que limitam estes compressores a 90% de carga, os compressores 2 e 6 são N-250 VLD-M com motores de 1000 CV, que operam até 4500 rpm e somente eles possuem inversores de frequência, e os compressores 3 e 4 N-250 VLD-M com motores de 750 CV. Todos os compressores são parafuso.

Não havia sistema de mestre-escravo de controle dos compressores e eles modulavam de acordo com a cascata realizada entre eles, com a P_s como parâmetro de controle. Este sistema de refrigeração atendia toda a produção.

A falta de um sistema de controle mestre-escravo causava, basicamente, dois problemas grandes na modulação dos compressores, o uso de equipamentos sem inversor de frequência para modular e a utilização de equipamentos com inversores de frequência com 100% de carga.

Compressores com inversores de frequência que operam a carga plena consomem de 3% a 5% a mais da potência nominal.

A potência consumida do compressor 2 estava em 775 kW, 5,3% acima da nominal, uma vez que o motor do compressor é de 1000 CV ou 736 kW.

A solução para este problema foi a instalação de um sistema mestre-escravo para controlar os compressores e priorizar a modulação dos com inversores de frequência.

O sistema escolhido foi o *Auto Stage*, cujo funcionamento foi explicado no tópico 2.2.4, em função dos compressores serem do mesmo fabricante.

O ganho foi tanto na modulação dos compressores como no aumento da P_s do sistema, que antes era de 2,20 bar em média e passou a ser de 2,45 bar.

Deste estudo de caso saíram as primeiras perguntas da ferramenta desenvolvida para identificação de oportunidades em sistemas de refrigeração, que estão apresentadas no quadro 1.

Quadro 1 - Perguntas para melhorar a modulação dos compressores

Assunto	Numeração sequencial	Descrição
Refrigeração		
Modulação dos compressores	1	É utilizado um sistema de controle mestre-escravo nos compressores em função da temperatura do tanque de etanol ou da pressão de sucção (Auto Stage ou UNISAB)?
	2	Fábricas que não possuem um sistema mestre-escravo, é utilizado o número mínimo de compressores conforme a demanda de frio? São utilizados compressores com inversores de frequência para modular e reduzir o consumo de energia elétrica? Se a fábrica não possuir compressor com inversor, ela utiliza o compressor de menor potência para modular?

Fonte: (Autor).

3.2 MELHORIAS PARA ELEVAÇÃO DA PRESSÃO DE SUÇÃO

A P_s do sistema depende da demanda de refrigeração e não pode ser elevada simplesmente, pois pode não se atingir a temperatura desejada no fluido secundário ou no produto final.

Há alguns procedimentos que ajudam a melhorar a eficiência do sistema, como conhecer bem o projeto e a capacidade nominal e compará-los com o sistema em operação, desta forma é possível identificar ineficiências e restrições de projeto, como quedas de pressões, tamanho de tubulações, dentre outras.

A manutenção periódica dos equipamentos, principalmente dos evaporadores, como por exemplo, a limpeza dos trocadores de calor, purga de óleo e calibração das válvulas de expansão, são fundamentais para a melhora da eficiência do sistema.

Operar com a quantidade correta do fluido primário (amônia) no sistema, com o fluido secundário na concentração recomendada e com a máxima temperatura que atenda as cargas térmicas é fundamental para se conseguir trabalhar com P_s mais elevadas.

Já as cargas do sistema de refrigeração devem possuir válvulas na entrada e na saída do fluido gelado para evitar troca térmica, quando não estiverem em operação e para reduzir a perda de carga, melhorando a modulação das bombas do refrigerante secundário.

A recomendação é para sempre operar com a maior P_s possível e reduzi-la, apenas, quando a demanda exigir. Conforme a demanda diminui deve-se aumentar o *set point* de P_s novamente.

A fábrica onde ocorreu este estudo de caso possuía três URL's (*chillers*) PAC 270 WF com motores elétricos de 900 CV, que operavam em cascata.

Os *chillers* já possuem um sistema de coleta automática do óleo que se acumula no evaporador. Este óleo, após ser tratado internamente, retorna automaticamente para lubrificar o compressor, como apresentado no final do tópico 2.2.2. Neste item, foi apresentado um sistema de retorno automático de óleo para o compressor em função da abertura de válvulas e do tempo. Há outro sistema, cujo objetivo também é o de retornar óleo automaticamente ao compressor, porém, acionado por uma boia, conforme a figura 30.

O princípio de funcionamento deste sistema é simples. O óleo é coletado do evaporador, na posição mais baixa do sistema, em um recipiente que possui uma boia. Além da boia, existe um pistão e uma mola que controlam a entrada de óleo no sistema.

Figura 30 - Sistema de retorno automático de óleo em *chillers*, através de boia



Fonte: (Autor).

Conforme o nível sobe, a boia também sobe. Quando a boia atinge um determinado nível, ela aciona o pistão, que por sua vez aciona um temporizador, que após contar um tempo produz um pulso que energiza duas solenóides, uma que abre uma tubulação da descarga do compressor até o recipiente e outra que abre outra tubulação do recipiente até a sucção do compressor, ambas para que o óleo retorne ao compressor.

Existe um nível mínimo e um nível máximo definidos internamente no recipiente pela boia, que faz com que o óleo comece e pare de retornar. O ponto onde é realizada a coleta e o nível mínimo são para garantir que não retorne amônia líquida para o compressor.

Acoplados ao recipiente ainda está uma válvula de purga manual para caso de falha no retorno automático de óleo.

Houve um problema neste sistema de retorno automático de óleo nos três *chillers* do sistema devido ao fato do pistão ter enroscado e travado. Mesmo recebendo o sinal da boia ele não acionava as solenóides.

O óleo começou a se acumular no evaporador e o nível de óleo nos *chillers* começou a diminuir. Com isso, a P_S requerida foi cada vez menor, 2,5 bar em média, o *chiller* começou a operar com uma eficiência mais baixa e teve sua capacidade limitada.

Foi necessário fazer a drenagem manual de óleo nos evaporadores e repor o óleo no sistema, para que os *chillers* recuperassem suas capacidades de projeto. A figura 31 mostra o óleo sendo drenado.

Figura 31 - Drenagem de óleo acumulado nos evaporadores



Fonte: (Autor).

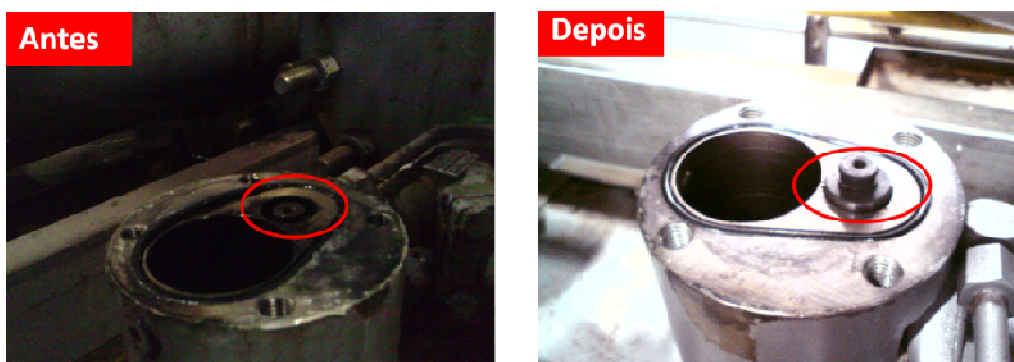
Depois a válvula de amônia entre o evaporador e o recipiente que coleta óleo foi fechada e o sistema de retorno de óleo aberto.

O pistão foi removido e lixado até não enroscar mais e depois repostado de volta ao seu lugar. Além disso, foi criado um procedimento para que fosse realizada uma manutenção preventiva nestes sistemas uma vez ao mês.

Após a correção do sistema, os *chillers* passaram a operar com P_S média de 3,1 bar. A figura 32 compara o sistema antes e depois do problema no sistema automático de retorno de óleo ser resolvido.

Deste estudo de caso saíram as perguntas 4, 6 e 7 da ferramenta, relativas à elevação da P_S . As demais perguntas apresentadas no quadro 2 foram baseadas nos conceitos de refrigeração, que posteriormente serviram para os demais casos de melhorias.

Figura 32 - Comparação do sistema de refrigeração antes e depois da manutenção no sistema automático de retorno de óleo



Fonte: (Autor).

Quadro 2 - Perguntas para aumentar a pressão de sucção do sistema

Assunto	Numeração sequencial	Descrição
Refrigeração		
Elevação na pressão de sucção	3	A fábrica tem um diagrama com todo o sistema de geração, distribuição e consumo de frio, com identificação de pressão de sucção e temperatura que cada equipamento necessita? Este levantamento deverá ser utilizado para identificar os equipamentos que necessitam de menor pressão de sucção a fim de otimizar a pressão de sucção geral da fábrica.
	4	A média da pressão de sucção para cada sistema é maior que a média do ano anterior? Itens que impactam na pressão de sucção: umidade no refrigerante principal, área de troca insuficiente, que pode ser devido à presença de óleo nos evaporadores, temperatura do fluido refrigerante secundário baixa, válvulas PM com perda de carga maior que 0,3 bar.
	5	O óleo é drenado diariamente nos reservatórios?
	6	É realizada limpeza nos trocadores de calor periodicamente (no mínimo mensal) a fim de eliminar poeira, óleo e resíduos?
	7	O nível do fluido refrigerante principal líquido no reservatório do sistema de refrigeração é o recomendado?
	8	Os trocadores de calor são revisados (por exemplo, inclusão de placas adicionais) para a máxima transferência térmica possível?
	9	O tanque do fluido refrigerante secundário está operando com o volume completo (tanque de expansão com no mínimo 20% de volume) e com a concentração recomendada?
	10	A temperatura do fluido refrigerante secundário é mantida, em média, maior que a média do ano anterior?

Fonte: (Autor).

3.3 MELHORIAS PARA REDUÇÃO DA PRESSÃO DE DESCARGA

A condensação foi um fator crítico em várias unidades fabris durante o trabalho realizado, pois havia muitos equipamentos necessitando de manutenções, desde mais simples, como repor motores de ventiladores e bombas, correias e fazer limpeza de bacias, filtros e bicos aspersores, até manutenções mais complexas como reformas de mancais e chaparias.

Muitos sistemas de refrigeração estudados, em momentos de pico de consumo, não atingiam suas capacidades plenas por causa da limitação em condensação.

Este estudo de caso ocorreu em uma fábrica com três URL's (*chillers*) de tamanhos diferentes, uma PAC 100 W com motor de 300 CV no compressor parafuso, denominado *chiller* 8, outra PAC 177 W com motor de 500 CV, denominado *chiller* 9 e a terceira PAC 177 W com motor de 600 CV, denominado *chiller* 10. Ambos com condensadores de placas.

Três torres de resfriamento também faziam parte do sistema, sendo duas SEMCO BAC, modelo VXT-525, com motores dos dois ventiladores de 30 CV, para atender os *chillers* 8 e 9, além do arrefecimento dos compressores de ar e dos compressores alternativos de amônia de outro sistema de frio, e uma SEMCO BAC, modelo VXT - 750, com motores dos dois ventiladores de 40 CV, para atender o *chiller* 10.

Devido a uma trinca no condensador de placas do *chiller* 9 houve a contaminação da água com amônia.

Como o tratamento de água não era efetivo, além de muita demora na detecção do problema, as torres de resfriamento que atendiam os *chillers* 8 e 9 começaram a soltar parte da pintura interna e a formar lodo, em função da liberação de nitrogênio na água.

O lodo provocou entupimento dos filtros, bicos e incrustações nos condensadores de placas destes dois *chillers*, diminuindo muito a capacidade das torres de resfriamento e elevando a P_D destes *chillers*, dependendo da carga térmica, para mais de 15 bar.

Isso limitava os *chillers* por alta P_D e ocorria o desarme por várias vezes. A figura 33 apresenta o entupimento dos filtros, dos bicos e do trocador de calor com as tintas internas das torres e com o lodo.

Primeiro foram solucionados o problema com o vazamento de amônia, substituindo a placa trincada, e o tratamento de água foi melhorado.

Neste caso não houve alternativa senão a reforma completa das torres de resfriamento e a limpeza dos filtros e das placas dos condensadores, através de retrolavagens.

Figura 33 - Entupimento dos filtros e dos bicos das torres de resfriamento, e incrustação do trocador de calor



Fonte: (Autor).

Para a reforma das torres de resfriamento foi feita a opção de colocar ventiladores axiais ao invés de centrífugos, pois a potência elétrica nominal destes ventiladores era a metade da dos centrífugos, e a capacidade dos equipamentos não mudava. As duas torres de resfriamento SEMCO BAC, modelo VXT-525, se tornaram modelo VXMT-525 com três motores dos ventiladores de 10 CV, e a SEMCO BAC modelo VXT - 750 se tornou VXMT-750 com motores dos quatro ventiladores de 10 CV.

A figura 34 mostra o espalhamento de água através dos bicos aspersores antes e depois da reforma.

Figura 34 - Espalhamento dos bicos aspersores antes e depois da reforma



Fonte: (Autor).

Já a primeira parte da figura 35 representa uma das torres antes da reforma e o procedimento de retrolavagem realizado em um condensador de placas, e a segunda parte, as torres de resfriamento após a reforma.

Figura 35 - Reforma das torres de resfriamento e a retrolavagem nos condensadores de placas



Fonte: (Autor).

Antes das melhorias o *chiller* 8 operava limitado a 84,8% de carga e com uma P_D que chegava a 14,8 bar e uma corrente de 422 A.

A temperatura de entrada de água no condensador de placas era de 30,69 °C, muito elevada, pois a torre costumava enviar esta água em torno de 24,0 °C. A saída de água do condensador de placas era 30,93 °C, praticamente a mesma temperatura da entrada, o que mostra que a troca térmica dentro do condensador de placas estava totalmente ineficiente, assim como na torre de resfriamento.

Após as melhorias, o sistema voltou a operar em condições normais, ou seja, a 100% de carga com 363 A. Passou a haver diferença de temperatura da água entre a entrada e a saída, mostrando boa troca térmica no condensador de placas, a P_D média passou a ser 10,70 bar. Com as melhorias, houve aumento de capacidade térmica dos *chillers* e redução do consumo de energia tanto nos *chillers* como nas torres de resfriamento.

Deste estudo de caso foram adicionadas as perguntas 12, 13 e 16 da ferramenta, relativas à redução da P_D .

As demais perguntas apresentadas no quadro 3 foram baseadas nos conceitos de refrigeração, e foram aplicadas em outros casos de melhorias.

Quadro 3 - Perguntas para reduzir a pressão de descarga do sistema

Assunto	Numeração sequencial	Descrição
Refrigeração		
Redução da pressão de descarga	11	Todos os ventiladores e bombas dos condensadores evaporativos e torres de resfriamento do sistema de frio estão operando?
	12	Existem filtros de água de recirculação dos condensadores evaporativos e torres de resfriamento e os mesmos são mantidos intactos e limpos, sem sujeira e sedimentos?
	13	A água é distribuída uniformemente nas torres de resfriamento e condensadores evaporativos e é suficiente para cobrir toda a superfície de troca ?
	14	As serpentinas dos condensadores evaporativos estão limpas e livres de deposições e os eliminadores de gotas estão limpos e apropriadamente localizados (O fluxo de ar deve estar direcionado para o centro do condensador a fim de evitar que o ar quente de um condensador seja aspirado por outro)?
	15	O fluido refrigerante principal líquido flui livremente do condensador evaporativo para o reservatório de líquido? Deve existir um sifão na saída de cada serpentina dos condensadores ou deve-se fechar a válvula de entrada da serpentina do condensador sempre que possuírem bombas fora de operação.
	16	A água das torres de resfriamento e dos condensadores evaporativos são mantidas adequadamente tratadas?
	17	As entradas de ar torres de resfriamento e condensadores evaporativos são mantidas limpas e livres de obstruções?

Fonte: (Autor).

3.4 MELHORIAS NA MODULAÇÃO DE CONDENSADORES EVAPORATIVOS E TORRES DE RESFRIAMENTO

A modulação dos ventiladores dos condensadores evaporativos e torres de resfriamento em função da TBU foi uma das medidas adotadas que trouxeram mais ganhos em energia elétrica, principalmente em momentos de baixa carga térmica, como em dias frios e durante a noite, cuja temperatura é menor. Esta modulação foi implantada em todas as unidades.

Antes de iniciar este trabalho, Shehata (2009) realizou um estudo com ensaios experimentais, em sistemas de refrigeração com amônia que usavam condensadores evaporativos, e demonstrou uma relação interessante entre a TBU e a P_D ótima. A equação (4) apresenta esta relação, que deve possuir limites máximos e mínimos de 14,0 bar e 8,6 bar, respectivamente.

$$P_D \text{ ótima} = 0,0146 \times TBU^2 - 0,293 \times TBU + 10,092 \quad (4)$$

A equação (4) foi usada na lógica de controle para modulação dos ventiladores de condensadores evaporativos. No caso das torres de resfriamento, como se controla a temperatura da água da bacia, uma nova relação foi utilizada, demonstrada na equação (5).

$$T_{B \text{ ótima}} = T_{BU} + 2,5 \quad (5)$$

Onde:

$T_{B \text{ ótima}}$: temperatura ótima da bacia [°C].

O sistema de refrigeração que foi realizado o estudo de caso e implantada esta melhoria possuía onze condensadores evaporativos, sendo quatro VLC-500, denominados de 1 a 4, cinco VLC-700, chamados de 5 a 9 e dois maiores VXCS-700, conhecidos como 10 e 11.

Anteriormente, houve um projeto de ampliação na fábrica, em que foi construído um novo sistema de refrigeração, para atender novas cargas térmicas, além de algumas cargas já existentes. Com a ampliação, grande parte da carga térmica do sistema de refrigeração antigo foi para o novo e o sistema existente ficou sobredimensionado para a demanda nova.

Os condensadores 4, 5, 6 e 7 foram desativados, pois não seriam mais necessários, assim, a lógica de modulação dos condensadores evaporativos foi realizada usando apenas sete deles.

Antes deste projeto de modulação dos condensadores evaporativos, eles eram ligados e desligados manualmente de acordo com o número de compressores ligados e a P_D deveria estar sempre entre 11,0 bar e 12,5 bar. Desta forma, havia muito desperdício de energia, pois em vários períodos os condensadores evaporativos eram esquecidos ligados ou desligados e também operavam dentro de uma faixa fixa de P_D , considerada alta para o sistema.

O primeiro passo foi a compra e a instalação de uma estação meteorológica para fazer a medição e disponibilizar o sinal da TBU. Como este sistema não possuía supervisor foi comprado e instalado um controlador lógico programável (CLP) com uma IHM para fazer a lógica de controle e definir os parâmetros. Também foram adquiridos e instalados novos painéis com inversores de frequência para os condensadores 9, 10 e 11, com o objetivo de fazer o ajuste fino na lógica e aproveitar a característica de torque quadrático dos ventiladores.

A lógica desenvolvida mantém todas as bombas dos condensadores ligadas, para garantir uma condensação mínima, pois não há sifão na saída de cada condensador evaporativo e a distância entre a saída deles e o barrilhete de amônia é pequena. Caso precise parar uma bomba para manutenção, deve-se fazer manualmente através da IHM.

A TBU define o *set point* da $P_{D \text{ óptima}}$, que deve ser atingido. No barrilhete de descarga há um sensor de pressão que mede a P_D real.

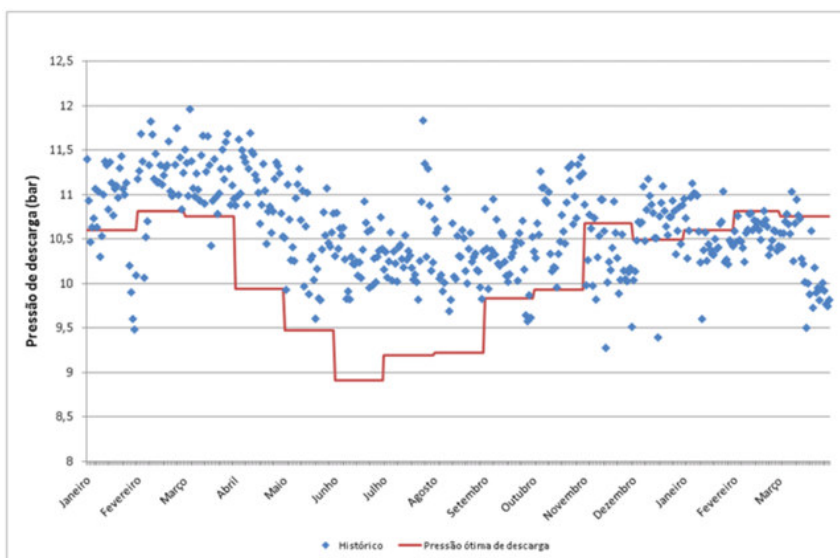
Na lógica é comparado o valor do *set point* com o valor real da P_D e se o segundo for maior que o primeiro, a rotação dos ventiladores dos condensadores com inversor de frequência aumenta e se estes atingirem 100%, conta-se um tempo e liga o próximo equipamento da fila.

Já se o valor real da P_D for menor que o *set point*, a rotação é reduzida e se atingir a rotação mínima (50%), para garantir a ventilação dos motores, conta-se um tempo e desliga um condensador sem inversor.

A prioridade são os condensadores evaporativos com inversores de frequência, que sempre estão modulando na mesma rotação, primeiro para garantir uma condensação uniforme dentro de cada equipamento e entre eles, e segundo, para aproveitar a característica de torque quadrático dos ventiladores, como já citado.

A figura 36 mostra a gestão do controle da $P_{D \text{ óptima}}$ média ao longo dos meses. Este tipo de gestão, que faz parte da metodologia de eficiência energética proposta, também foi implantado ao longo do trabalho nas unidades.

Figura 36 – Gestão da $P_{D \text{ óptima}}$



Fonte: (Autor).

Com o projeto de modulação dos condensadores evaporativos a P_D reduziu, em média, 0,8 bar no ano.

Do estudo de caso apresentado foram adicionadas as perguntas 18, 19 e 20 da ferramenta, relativas à modulação dos condensadores evaporativos e torres de resfriamento. O quadro 4 apresenta estas perguntas.

Quadro 4 - Perguntas para aumentar a pressão de sucção do sistema

Assunto	Numeração sequencial	Descrição
Refrigeração		
Modulação dos condensadores evaporativos e torres de resfriamento	18	O equipamento de medição de temperatura de bulbo úmido (estação meteorológica) é calibrado anualmente?
	19	O set point de pressão de descarga (condensadores evaporativos) e temperatura da bacia (torres de resfriamento) são alterado em função da temperatura de bulbo úmido?
	20	Se existem inversores de frequência nos ventiladores dos condensadores evaporativos e torres de resfriamento, eles estão modulando conforme a pressão de descarga e temperatura da bacia, respectivamente?

Fonte: (Autor).

3.5 MELHORIA COM A REDUÇÃO DOS GASES INCONDENSÁVEIS

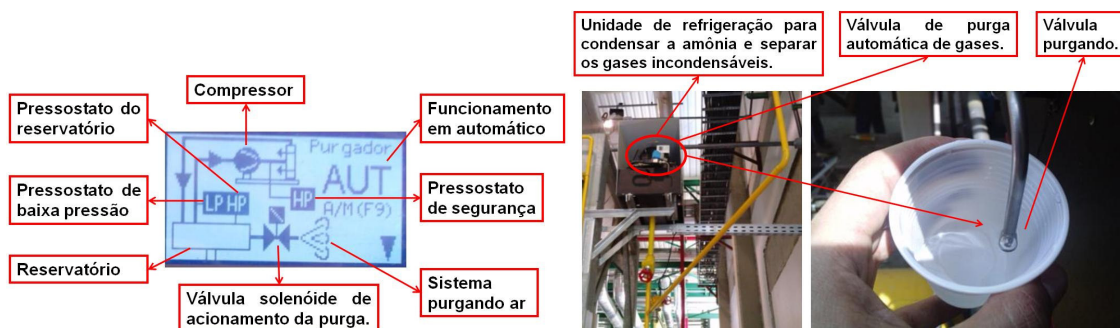
Os gases incondensáveis são um problema já conhecido em sistemas de refrigeração, conforme mencionado anteriormente, pois ocupa parte da área das serpentinas dos condensadores, diminuindo a troca térmica e elevando a P_D .

Alguns procedimentos são adotados para evitar que os gases incondensáveis incorporem no sistema, porém é difícil garantir isso. Então são necessários procedimentos de purga destes gases para tratar o efeito e evitar o desperdício de energia elétrica.

Um dos projetos que foram implantados em todos os sistemas de refrigeração, que não usavam *chillers*, foi a instalação de purgadores automáticos de gases incondensáveis multipontos. O motivo de não instalar estes purgadores automáticos nos *chillers* foi o fato de ser necessário um equipamento para cada *chiller*, por causa do princípio de funcionamento do purgador que precisa retornar com a amônia para o sistema.

Os purgadores instalados, como mostrado na figura 37, são compostos por uma unidade de refrigeração, que condensa a amônia para a remoção dos gases incondensáveis.

Figura 37 - Purgadores automático de gases incondensáveis



Fonte: (Autor).

Com o purgador automático em funcionamento o compressor da unidade de refrigeração interna é ligado (fica escuro) funciona por 45 minutos e depois para por 15 minutos coletando e removendo os gases incondensáveis. Isto ocorre em cada ponto separadamente, através do acionamento das solenóides.

O pressostato de baixa pressão (LP – *Low Pressure*) é acionado, automaticamente, todas as vezes que o reservatório estiver cheio de gases incondensáveis, abrindo a válvula através da solenóide para remover o ar do sistema.

A recomendação é que o sistema sempre trabalhe em automático. Caso esteja em manual irá coletar incondensáveis de apenas um ponto de purga.

Do estudo de caso apresentado foram adicionadas as perguntas 21 e 22 da ferramenta, relativas à remoção dos gases incondensáveis nos sistemas de refrigeração, conforme o quadro 5.

Quadro 5 - Perguntas para aumentar a pressão de sucção do sistema

Assunto	Numeração sequencial	Descrição
Refrigeração		
Remoção dos gases incondensáveis	21	Existe um sistema de purga automática para remover gases não-condensáveis da amônia nos condensadores? Está funcionando?
	22	A pressão de descarga está no máximo 0,5 bar acima do valor correspondente conforme a temperatura de líquido na saída dos condensadores evaporativos? Se esta última for superior ao valor da tabela em mais de 0,5 bar é necessário realizar a purga manual com o sistema parado (mesmo em instalações com purgador automático).

Fonte: (Autor).

3.6 OUTRAS MELHORIAS NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Mais três perguntas foram inseridas na ferramenta, baseada em conceitos de refrigeração e outros casos, principalmente de modulação de bombas. Estas perguntas estão presentes no quadro 6.

Quadro 6 - Perguntas para melhorar a eficiência do sistema de refrigeração

Assunto	Numeração sequencial	Descrição
Refrigeração		
Outras melhorias	23	Se a fábrica possui duas ou mais bombas trabalhando em paralelo as mesmas são iguais e as mais eficientes são priorizadas?
	24	Se a fábrica possui duas ou mais bombas trabalhando em paralelo com inversores de frequência individualizados os inversores estão modulando juntos? Isto é necessário para que uma bomba não force a outra a trabalhar fora de sua curva característica (pressão x vazão).
	25	Para todos os equipamentos e tubulação do sistema de frio, a condição do isolamento original está intacta e a manutenção periódica e preventiva é realizada 100% nos equipamentos do sistema?

Fonte: (Autor).

O quadro 7 apresenta a ferramenta completa desenvolvida para melhorar a eficiência do sistema de refrigeração.

Quadro 7 – Ferramenta desenvolvida para o sistema de refrigeração

Assunto	Numeração sequencial	Descrição	Prazo recomendado para reavaliação	Data da última avaliação	Próxima data de avaliação	Causa	Ação	Comentários / Dificuldades / Reprogramação	Responsável	Data	Status	
Refrigeração												
Modulação dos compressores	1	É utilizado um sistema de controle mestre-escravo nos compressores em função da temperatura do tanque de etanol ou da pressão de sucção (Auto Stage ou UNISAB)?	1 ano									
	2	Fábricas que não possuem um sistema mestre-escravo, é utilizado o número mínimo de compressores conforme a demanda de frio? São utilizados compressores com inversores de frequência para modular e reduzir o consumo de energia elétrica? Se a fábrica não possuir compressor com inversor, ela utiliza o compressor de menor potência para modular?	3 meses									
Elevação na pressão de sucção	3	A fábrica tem um diagrama com todo o sistema de geração, distribuição e consumo de frio, com identificação de pressão de sucção e temperatura que cada equipamento necessita? Este levantamento deverá ser utilizado para identificar os equipamentos que necessitam de menor pressão de sucção a fim de otimizar a pressão de sucção geral da fábrica.	1 ano									
	4	A média da pressão de sucção para cada sistema é maior que a média do ano anterior? Itens que impactam na pressão de sucção: umidade no refrigerante principal, área de troca insuficiente, que pode ser devido à presença de óleo nos evaporadores, temperatura do fluido refrigerante secundário baixa, válvulas PM com perda de carga maior que 0,3 bar.	1 mês									
	5	O óleo é drenado diariamente nos reservatórios?	1 mês									
	6	É realizada limpeza nos trocadores de calor periodicamente (no mínimo mensal) a fim de eliminar poeira, óleo e resíduos?	1 mês									
	7	O nível do fluido refrigerante principal líquido no reservatório do sistema de refrigeração é o recomendado?	1 mês									
	8	Os trocadores de calor são revisados (por exemplo, inclusão de placas adicionais) para a máxima transferência térmica possível?	1 ano									
	9	O tanque do fluido refrigerante secundário está operando com o volume completo (tanque de expansão com no mínimo 20% de volume) e com a concentração recomendada?	1 mês									
	10	A temperatura do fluido refrigerante secundário é mantida, em média, maior que a média do ano anterior?	1 mês									
	Redução da pressão de descarga	11	Todos os ventiladores e bombas dos condensadores evaporativos e torres de resfriamento do sistema de frio estão operando?	1 mês								
		12	Existem filtros de água de recirculação dos condensadores evaporativos e torres de resfriamento e os mesmos são mantidos intactos e limpos, sem sujeira e sedimentos?	1 mês								
13		A água é distribuída uniformemente nas torres de resfriamento e condensadores evaporativos e é suficiente para cobrir toda a superfície de troca?	1 mês									
14		As serpentinas dos condensadores evaporativos estão limpas e livres de deposições e os eliminadores de gotas estão limpos e apropriadamente localizados (O fluxo de ar deve estar direcionado para o centro do condensador a fim de evitar que o ar quente de um condensador seja aspirado por outro)?	1 mês									
15		O fluido refrigerante principal líquido flui livremente do condensador evaporativo para o reservatório de líquido? Deve existir um sifão na saída de cada serpentina dos condensadores ou deve-se fechar a válvula de entrada da serpentina do condensador sempre que possuírem bombas fora de operação.	3 meses									
16		A água das torres de resfriamento e dos condensadores evaporativos são mantidas adequadamente tratadas?	1 mês									
17		As entradas de ar das torres de resfriamento e condensadores evaporativos são mantidas limpas e livres de obstruções?	1 mês									
Modulação dos condensadores evaporativos e torres de resfriamento	18	O equipamento de medição de temperatura de bulbo úmido (estação meteorológica) é calibrado anualmente?	1 mês									
	19	O set point de pressão de descarga (condensadores evaporativos) e temperatura da bacia (torres de resfriamento) são alterado em função da temperatura de bulbo úmido?	1 mês									
Remoção dos gases incondensáveis	20	Se existem inversores de frequência nos ventiladores dos condensadores evaporativos e torres de resfriamento, eles estão modulando conforme a pressão de descarga e temperatura da bacia, respectivamente?	1 mês									
	21	Existe um sistema de purga automática para remover gases não-condensáveis da amônia nos condensadores? Está funcionando?	1 ano									
Outras melhorias	22	A pressão de descarga está no máximo 0,5 bar acima do valor correspondente conforme a temperatura de líquido na saída dos condensadores evaporativos? Se esta última for superior ao valor da tabela em mais de 0,5 bar é necessário realizar a purga manual com o sistema parado (mesmo em instalações com purgador automático).	1 mês									
	23	Se a fábrica possui duas ou mais bombas trabalhando em paralelo as mesmas são iguais e as mais eficientes são priorizadas?	1 ano									
	24	Se a fábrica possui duas ou mais bombas trabalhando em paralelo com inversores de frequência individualizados os inversores estão modulando juntos? Isto é necessário para que uma bomba não force a outra a trabalhar fora de sua curva característica (pressão x vazão).	1 ano									
	25	Para todos os equipamentos e tubulação do sistema de frio, a condição do isolamento original está intacta e a manutenção periódica e preventiva é realizada 100% nos equipamentos do sistema?	1 ano									

Fonte: (Autor).

4 AÇÕES DE MELHORIAS APLICADAS UTILIZANDO A FERRAMENTA DESENVOLVIDA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E RESULTADOS

Várias oportunidades de melhorias em sistemas de refrigeração foram identificadas através da ferramenta desenvolvida. A seguir são descritos outros estudos de casos que trouxeram redução do consumo de energia elétrica divididos por tópicos.

4.1 MODULAÇÃO DOS COMPRESSORES

A unidade fabril estudada neste caso possui três URL's (*chillers*) de tamanhos diferentes, uma PAC 100 W com motor de 300 CV no compressor parafuso, denominado *chiller* 8, outra PAC 177 W com motor de 500 CV, denominado *chiller* 9 e a terceira PAC 177 W com motor de 600 CV, denominado *chiller* 10, ambos com inversores de frequência e o sistema de controle Unisab III, para atender a carga térmica de toda a planta (MENDES; SOBRINHO, 2012).

O sistema também possui dois tanques, comunicantes pela parte inferior, de solução de etanol, sendo o primeiro de etanol a 2 °C, e o segundo de etanol a -4,5 °C.

O etanol a 2 °C é bombeado, pelas bombas de recirculação, para os evaporadores dos *chillers*, que neste caso operavam em paralelo, e depois de resfriado, vai para o tanque de etanol a -4,5 °C.

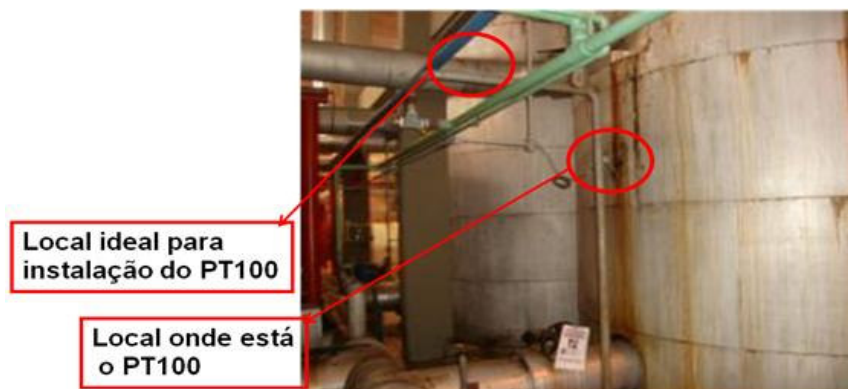
O etanol a -4,5 °C vai para o processo, através de bombas de recalque ou envio, e após trocar calor lá, retorna para o tanque de etanol a 2 °C.

De acordo com Johnson Controls (2010), os tanques são usados para absorver variações instantâneas de carga térmica, para evitar partidas constantes dos motores dos compressores. Além disso, são usados para criar uma coluna de líquido, que ajuda no bombeamento e permite operar com bombas de menor potência.

O parâmetro que controlava a modulação dos *chillers*, neste caso, era um sensor de temperatura instalado no meio do tanque de etanol a -4,5 °C, que deveria estar na tubulação de entrada deste mesmo tanque.

A posição incorreta do sensor de temperatura (PT 100), que controlava os compressores, foi identificada no início do trabalho, com o auxílio da ferramenta desenvolvida, após avaliação da modulação dos *chillers* (MENDES; SOBRINHO, 2012). A figura 38 mostra a posição do sensor.

Figura 38 - Posição do sensor de temperatura que controla os compressores



Fonte: (MENDES; SOBRINHO, 2012).

Os compressores dos *chillers* modulavam automaticamente, cada um através apenas dos seus próprios parâmetros de controle, porém o sinal de controle era comum para os três, vindo do PT 100 instalado no tanque (MENDES; SOBRINHO, 2012).

Como a posição do PT 100 era no meio do tanque, a resposta do sistema no controle dos compressores era muito defasada, porque havia uma histerese causada pelo volume de líquido entre a entrada do tanque e a posição real do PT 100 (MENDES; SOBRINHO, 2012).

O *set point* de temperatura de etanol para controlar os compressores era $-4,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Da maneira como estava localizado, quando o sistema de controle recebia a informação de um aumento de temperatura, ele enviava um sinal para os compressores colocarem carga e com o tempo, o etanol que entrava no tanque atingia temperaturas abaixo do *set point* e os compressores continuavam colocando carga, pois o PT 100 ainda não havia percebido a temperatura de entrada real da solução de etanol (MENDES; SOBRINHO, 2012).

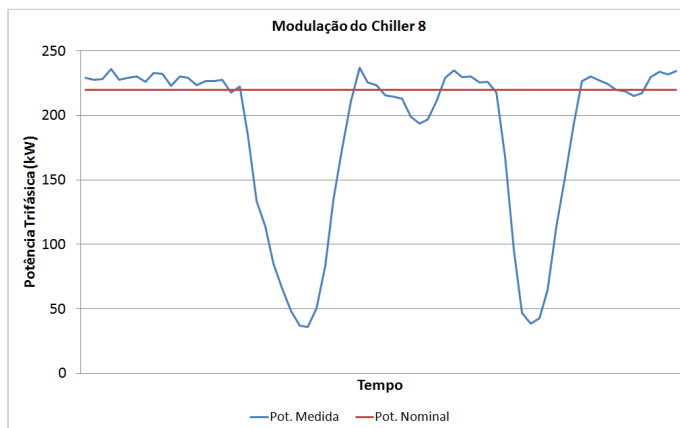
Quando o PT100 percebia a temperatura de *set point*, a temperatura de entrada de etanol estava próxima de $-6,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, o sistema começava a tirar carga e, em um determinado momento, começava a entrar etanol com temperatura maior que o *set point* e o sistema continuava a tirar carga, devido a esta histerese (MENDES; SOBRINHO, 2012).

A temperatura de trabalho de etanol recomendada nas fábricas estudadas era $-3,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, mas, neste caso, em função da histerese, o sistema era forçado a operar com o *set point* de $-4,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Antes de qualquer alteração no sistema, os *chillers* foram medidos com um analisador de energia e as variações das potências trifásicas pelo tempo de cada um deles são apresentadas nas figuras 39, 40 e na primeira parte da figura 41.

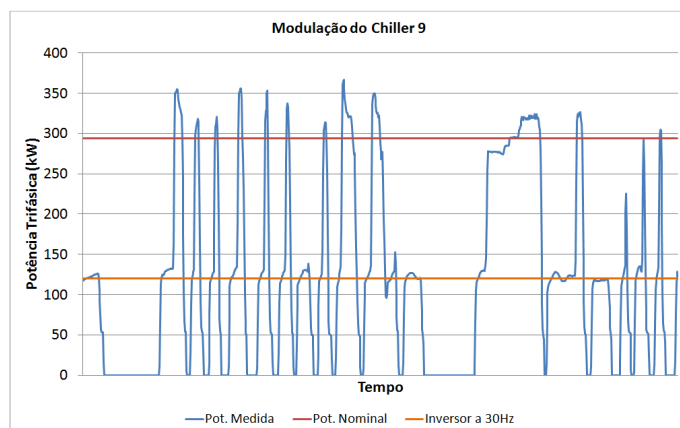
Conforme os gráficos, com a parametrização incorreta e o PT 100 na posição errada, os compressores operavam, basicamente, ligando e desligando e quando estavam operando era acima da potência nominal dos motores (MENDES; SOBRINHO, 2012).

Figura 39 - Modulação do *chiller* 8 antes da parametrização correta



Fonte: (MENDES; SOBRINHO, 2012).

Figura 40 - Modulação do *chiller* 9 antes da parametrização correta

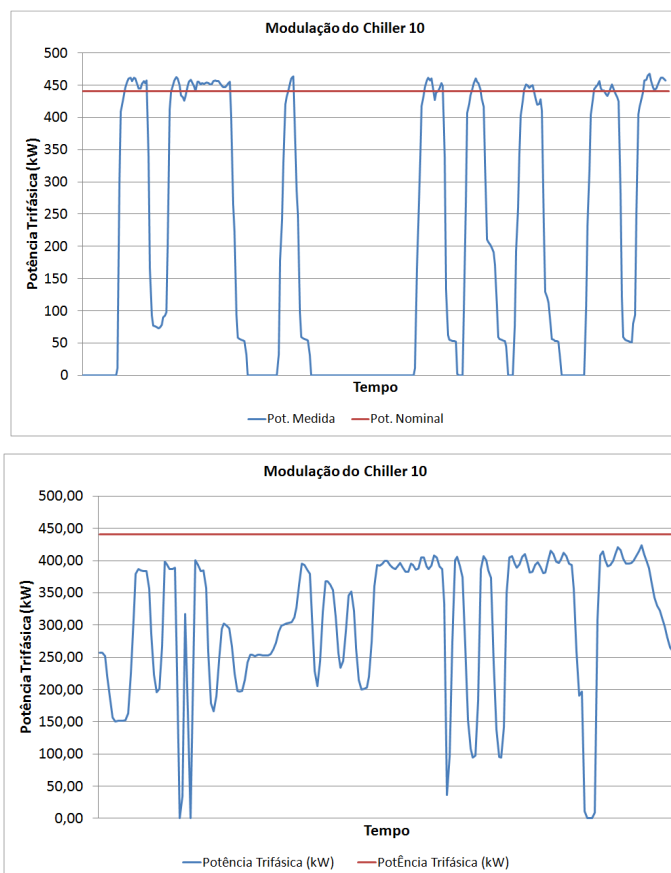


Fonte: (MENDES; SOBRINHO, 2012).

A segunda parte da figura 41 apresenta a variação da potência trifásica pelo tempo após a correção da posição do PT 100 e da nova parametrização.

Neste caso, as perguntas 1 e 2 da ferramenta, referente a modulação dos compressores, foram analisadas. A princípio, ambas estariam sendo atendidas, pois havia um sistema de controle mestre-escravo e os compressores possuíam inversores de frequência, porém nenhuma delas de maneira satisfatória, porque a configuração estava incorreta no sistema mestre-escravo.

Figura 41 - Modulação do *chiller* 10 antes e depois da parametrização correta



Fonte: (MENDES; SOBRINHO, 2012).

A primeira ação tomada foi realocar o PT 100 para a tubulação de entrada de etanol no tanque. Assim, o monitoramento desta temperatura seria *on line*, não sendo necessário operar com temperaturas mais baixas que a requerida.

Com a realocação, foi possível alterar o *set point* de controle para $-3,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, desta forma, menos carga térmica era utilizada para gelar a solução de etanol, comparando com o *set point* anterior (MENDES; SOBRINHO, 2012).

A segunda ação foi alterar o controle dos compressores para a lógica de mestre-escravo, com todos eles operando em remoto, recebendo o sinal do sensor de temperatura realocado para a posição correta (MENDES; SOBRINHO, 2012).

Para que os compressores operassem em remoto, todos eles foram reconfigurados para o mesmo sistema, com o *set point's* iguais e cada um com seu próprio número de partida, para formar a fila, sendo que o de menor número era o mestre (MENDES; SOBRINHO, 2012).

Após as alterações, os *chillers* começaram a operar corretamente (segunda parte da figura 41). Pode-se perceber que a modulação ficou muito mais suave e a potência dos *chillers* em operação, menores que a nominal. Além do ganho em energia elétrica, ganhou-se também no aumento da vida útil dos equipamentos, pois passou a evitar o liga e desliga constante das máquinas (MENDES; SOBRINHO, 2012).

Os resultados mostraram que houve uma significativa economia de energia elétrica do sistema, em torno de 1,0 GWh por ano. Além disso, a temperatura do etanol se manteve muito mais estável e a periodicidade de manutenções corretivas dos compressores, em função de queimas, foi minimizada. A economia, somente com energia elétrica foi aproximadamente de R\$ 130.000,00 por ano, praticamente sem investimento (MENDES; SOBRINHO, 2012).

4.2 AUMENTO DA PRESSÃO DE SUCCÃO

O projeto de separação de regimes foi uma das grandes oportunidades encontradas para aumentar a eficiência dos novos sistemas de refrigeração construídos.

Antes havia apenas um sistema de refrigeração por fábrica para atender todas as cargas térmicas, assim a P_S deveria ser baixa o suficiente para atender o ponto mínimo de temperatura do processo.

Evaporadores de fluidos que não precisavam ser resfriados a tal ponto, tinham restrita a pressão de evaporação na válvula PM-3. Apenas 20% da carga térmica precisava de uma P_S tão baixa, então se alterou o conceito de projeto para as novas fábricas que seriam construídas.

Passaram a ser montados dois sistemas de refrigeração por fábrica, um operando com uma P_S em torno de 3,1 bar, para produzir etanol a 0 °C, e outro operando a uma P_S de 2,1 bar, para produzir etanol -3,0 °C. Desta forma se conseguiu operar a maioria dos compressores com um COP maior.

A tabela 5 apresenta os dados do mesmo compressor, obtidos do *software* da Mycom (*MYCOM Screw Performance Software V. 13.9ep*), operando com as P_S diferentes, mencionadas anteriormente. Neste caso, o COP do compressor operando a uma P_S de 3,1 bar é, praticamente, 30% maior que operando a 2,1 bar. Sua capacidade aumenta quase 33% e a potência absorvida não chega a ser 3% maior, comparando os dois casos.

Sempre que se opera com uma P_S maior, mantendo a mesma P_D , aumenta-se o COP do sistema, pelo aumento da capacidade do compressor, mas também se aumenta a potência absorvida pelo motor. Neste caso o aumento não foi tão significativo, porém há casos que é.

Tabela 5 - Comparação dos dados do mesmo compressor operando com P_s diferentes

Compressor Mycom N250VM*-L			
Compressor parafuso de simples estágio		MYCOMW 13.9ep	MYCOMW 13.9ep
Modelo		N250VM*-L	N250VM*-L
Refrigerante		Amônia	Amônia
Relação de compressão	[-]	3,29	4,35
Capacidade	[kW]	2329,4	1753,6
Capacidade	[TR]	662,3	498,6
Potência Absorvida	[kW]	419,9	408,9
Rotação do compressor	[rpm]	3550	3550
Posição da válvula deslizando	[%]	100	100
Temperatura de condensação	[°C]	35	35
Temperatura de evaporação	[°C]	-1,29	-8,47
Superaquecimento na sucção	[°C]	0	0
Sub-resfriamento do líquido	[°C]	5	5
Temperatura de sucção	[°C]	-1,29	-8,47
Pressão de sucção	[bar]	3,1	2,1
Temperatura de descarga	[°C]	75,7	79,3
Pressão de descarga	[bar]	12,5	12,5
Volume	[m³/h]	2380	2380
COP	[-]	5,55	4,29

Fonte: (MAYEKAWA, 2008b).

Isso foi uma das restrições para aplicar o projeto de separação de regimes em alguns sistemas de refrigeração existentes, pois seria necessária a substituição dos motores dos compressores por equipamentos maiores, inviabilizando o projeto. Em outros casos seria necessária a instalação de um novo tanque de etanol e novas bombas também.

Nos sistemas de refrigeração antigos houve alguns casos em que foi possível separar os regimes com a configuração existente. Diferente dos novos projetos, nestes sistemas somente parte da carga térmica, relativa à água gelada, pode ser desvinculada da carga total, devido à dificuldade de instalar um novo tanque de etanol com as respectivas tubulações e bombas.

Em um deles, cuja configuração era de cinco compressores parafuso Sabroe modelo SAB 202 LM-E, projetados para operar com amônia, succionando a 2,1 bar e descarregando a 12,5 bar, com capacidade de 1.532.100 kcal/h e o COP = 5,09, operando a plena carga, acoplados a motores elétricos de 550 CV, foi viável este projeto. Todos os equipamentos possuíam o controle UNISAB II.

A divisão dos circuitos foi realizada, sendo um para água gelada e outro para etanol, de forma que o circuito de água gelada pudesse operar com uma P_s maior.

Para isso foi construída uma nova tubulação de aspiração para os compressores. Um compressor ficou dedicado ao circuito de geração de água gelada, enquanto os demais continuaram operando para gelar etanol, sendo que um dos compressores do sistema de etanol era coringa, ou seja, poderia operar também no circuito de água gelada. As tubulações do compressor coringa são apresentadas na figura 42.

Figura 42 - Tubulações do compressor coringa



Fonte: (Autor).

No próprio UNISAB II foi alterada a configuração e *set point* do sistema de refrigeração, em que o compressor dedicado ao circuito de água gelada operaria. Este compressor passou a trabalhar com uma P_s média de 3,1 bar. A capacidade deste compressor passou para 1.869.100 kcal/h e o COP = 6,20 com a máquina operando a capacidade total.

Neste projeto também foram instalados dois inversores de frequência para controle de capacidade dos compressores, sendo um para o circuito de água gelada e outro para o circuito de etanol.

O investimento total deste projeto foi de R\$ 340.000,00 e a energia economizada por ano foi de mais de 1,1 GWh, o que em dinheiro representou R\$ 168.000,00 por ano.

Outro projeto que foi identificado com a ajuda da ferramenta desenvolvida e posteriormente foi implementado para a melhora de eficiência do sistema de refrigeração, aumentando a P_s foi a instalação de potes de coleta de óleo e água com resistor elétrico.

O arraste de óleo dos compressores, principalmente em sistemas de refrigeração com compressores alternativos pode ser um problema, pois o óleo arrastado acaba nos evaporadores, inundando estes trocadores de calor, diminuindo a área de troca térmica e exigindo que o sistema opere com uma P_s mais baixa.

A lubrificação nos compressores é necessária para o bom funcionamento da máquina, porém, é parte deste óleo que acaba sendo arrastado, devido ao filtro coalescente saturado ou outro problema do tipo.

É característico em evaporadores com óleo a formação de gelo somente na parte superior, se a temperatura do fluido a ser gelado for menor que zero. O óleo presente na parte inferior não permite a formação de gelo conforme a figura 43.

Figura 43 - Evaporador com óleo



Fonte: (Autor).

Outro ponto de atenção, em sistemas que utilizam amônia é a quantidade de água presente no fluido, que, dependendo da porcentagem, pode mudar significativamente a características dele e diminuir a capacidade de troca térmica, além de apresentar problemas de corrosão das tubulações e de peças dos equipamentos.

Tanto o óleo como a água devem ser removidos do sistema. Em muitos sistemas de refrigeração estudados não haviam pontos adequados para a purga de óleo, já em outros havia estes pontos, mas a purga não era efetiva, nem segura, pois parte da amônia era drenada junto com o óleo.

Os potes de coleta de óleo com resistor elétrico permitem fazer uma drenagem mais segura e são instalados na coluna de líquido dos evaporadores com uma tubulação conectando ele ao separador de líquido. A mistura é coletada e a resistência é ligada por um tempo, no qual a amônia é evaporada e retorna ao separador de líquido, ficando apenas óleo e água no pote. Após este tempo, eles podem ser drenados manualmente, conforme a figura 44.

Além do procedimento de drenagem de óleo periodicamente, a gestão da quantidade de óleo repostada por compressor e da quantidade de óleo drenada nos evaporadores começou a ser realizada, a fim de identificar se havia algum compressor com problema de arraste.

Em um sistema de refrigeração que possuía três evaporadores casco e tubo, foi repostada uma grande quantidade de amônia com umidade. Posteriormente foi realizado o teste, descrito nesta na seção 2.6, utilizando uma bureta, e como resultado foi detectado a presença de quase 7% de água na amônia, o que forçava o sistema a operar com a P_s de 1,9 bar, em média.

Figura 44 - Drenagem manual de óleo em um evaporador



Fonte: (Autor).

Foram instalados três potes de coleta de óleo e água com resistor elétrico, um em cada evaporador e implantado um procedimento de purga três vezes ao dia, até que a situação fosse normalizada, ou seja, a quantidade de amônia na água fosse menor que 0,5%.

Em um mês o percentual caiu de 7% para 2% e em três meses o sistema voltou a operar de maneira satisfatória. Desta forma a P_s média do sistema passou a ser de 2,2 bar.

O investimento foi de aproximadamente R\$ 150.000,00 e a economia em energia elétrica de quase 0,7 GWh por ano, ou cerca de R\$ 200.000,00. O tempo de retorno de investimento, neste caso, foi curto em função da tarifa de energia desta unidade fabril ser alta, em relação às demais unidades.

4.3 REDUÇÃO DA PRESSÃO DE DESCARGA

A condensação foi um fator crítico em várias unidades fabris durante o trabalho realizado, pois havia muitos equipamentos necessitando de manutenções, desde mais simples, como repor motores de ventiladores e bombas, correias e fazer limpeza de bacias, filtros e bicos aspersores, até manutenções mais complexas como reformas de mancais e chaparias.

Muitos sistemas de refrigeração estudados, em momentos de pico de consumo, não atingiam suas capacidades plenas por causa da limitação em condensação.

Outros pontos de melhorias foram instalação de projetos para modulação dos ventiladores de condensadores evaporativos e torres de resfriamento através da TBU, assim como a modulação de bombas em torres de resfriamento, substituição de alguns equipamentos e instalação de purgadores automáticos de gases incondensáveis.

O principal estudo de caso para a redução da P_D ocorreu em um fábrica com vinte e quatro condensadores evaporativos, que atendiam toda a condensação do sistema de frio.

Devido à falta de manutenção, houve problemas de todos os tipos citados anteriormente, por isso vários equipamentos foram sucateados, a capacidade de condensação do sistema e a eficiência dos condensadores evaporativos caiu drasticamente, acarretando em muitos problemas de indisponibilidade e de parada da produção em função da falta de capacidade do sistema de frio, limitado pela condensação.

Como a situação era crítica, o primeiro procedimento foi instalar cinco torres de resfriamento com mais quatro condensadores de placas, em paralelo com o sistema existente. Isto fez com que os problemas de indisponibilidade fossem resolvidos, porém, energeticamente, o sistema continuava muito ruim, pois operava com elevadas P_D , além de precisar de mais equipamentos para fazer o mesmo serviço.

As perguntas de 11 a 17 da ferramenta foram analisadas e todas elas ajudaram na identificação de oportunidades de melhorias.

O passo seguinte foi a reforma dos condensadores evaporativos, com o objetivo de reduzir a P_D média do sistema e aumentar a capacidade do mesmo. A figura 45 apresenta as fotos dos condensadores evaporativos antes, na parte superior, e depois da reforma, na parte inferior.

Figura 45 - Reforma dos condensadores evaporativos



Fonte: (Autor).

Após as reformas nos condensadores evaporativos, a P_D reduziu mais de 1,0 bar em média no ano, o que representou uma redução em energia elétrica de aproximadamente 3,0 GWh por ano, ou R\$ 420.000,00. O investimento necessário foi alto neste caso, porém resolveu um problema que não era apenas de energia elétrica.

Em algumas unidades fabris, uma simples limpeza e manutenções básicas, como na figura 46, ajudaram a reduzir o número de condensadores evaporativos em operação, uma vez que já se operava com P_D otimizadas.

Figura 46 - Melhorias em condensadores evaporativos



Fonte: (Autor).

Também foram identificados problemas na instalação de condensadores evaporativos, conforme a figura 47, que, em sua primeira parte, mostra que a altura da tubulação de saída dos condensadores evaporativos é pequena, em relação ao barrilhete principal.

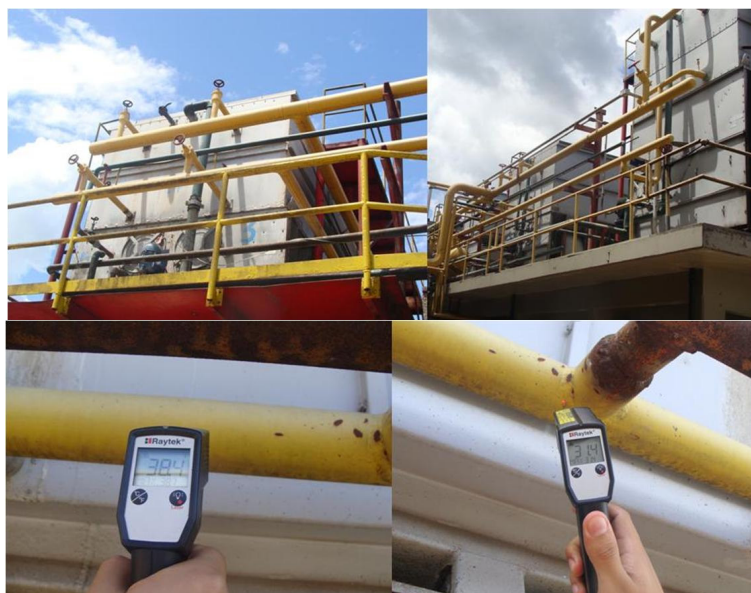
Somente um condensador evaporativo possui altura de perna suficiente com sifão. Neste sistema os condensadores evaporativos operavam em paralelo e o coletor de saída de amônia agrupava todos eles.

Se um dos primeiros condensadores evaporativos estivesse desligado, acabava pressurizando a linha de saída de líquido de amônia e os últimos condensadores sub-resfriavam a amônia, sendo uma condição de ineficiência, pois ao invés de condensarem amônia, trabalham para trocar calor sensível.

Havia como costume de operação, desligar tanto os ventiladores como as bombas dos condensadores evaporativos para modulação em momentos de baixa carga térmica, porém devido ao problema citado, havia uma diferença grande de temperatura na saída de um condensador operando para um condensador parado (7 °C), como pode ser visto na segunda parte da figura 47. A linha de líquido, dos condensadores para a garrafa ficava pressurizada, o que inundava a serpentina de alguns deles, diminuindo as eficiências dos equipamentos (MENDES; SOBRINHO, 2010).

A solução encontrada, neste caso, foi de manter as bombas de todos os condensadores evaporativos sempre ligadas, a fim de garantir uma condensação mínima e a linha de líquido não ficar com uma pressão acima da necessária.

Figura 47 - Exemplo de condensadores evaporativos operando em paralelo com diferentes perdas de carga



Fonte: (MENDES; SOBRINHO, 2010).

Outra melhoria realizada em algumas fábricas que possuíam condensadores evaporativos ou torres de resfriamento com ventiladores centrífugos foi a substituição do módulo destes ventiladores por módulos de ventiladores axiais, do mesmo tamanho, não sendo necessário alterar tubulações.

A capacidade dos equipamentos não é alterada, já a potência elétrica nominal requerida é reduzida pela metade, fazendo esta substituição. A contrapartida é que os ventiladores axiais são mais propícios à recirculação de ar quente, se algum ventilador estiver parado.

4.4 MODULAÇÃO DOS VENTILADORES DAS TORRES DE RESFRIAMENTO

Os inversores de frequência também foram usados em várias unidades fabris, tanto em ventiladores como em bombas, para aproveitar as características de torque quadrático destes equipamentos. Inversores de frequência em bombas foram usados somente em torres de resfriamento.

Foram adquiridas e instaladas várias estações meteorológicas, sendo uma para cada fábrica. Ela correlaciona a TBU através da temperatura ambiente e a umidade relativa do ar e envia este sinal para um CLP, que utiliza a relação para determinar qual a P_D ótima ou a T_B ótima, e assim, fazer a modulação dos ventiladores de maneira otimizada.

As perguntas 18, 19 e 20, referentes a modulação do sistema de condensação ajudaram na identificação de outras oportunidades em outras unidades fabris.

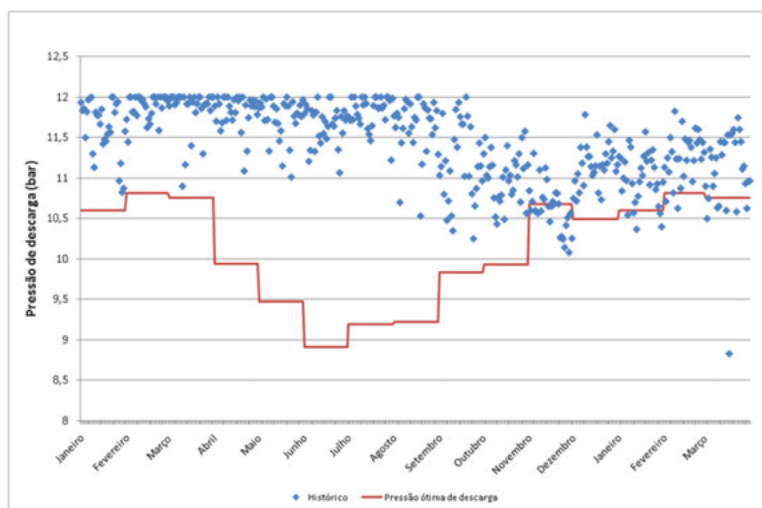
Um dos casos foi realizado em um sistema de refrigeração com três *chillers* PAC 270 WF iguais com os evaporadores conectados em cascata e com condensadores de placas, em paralelo, resfriados por quatro torres de resfriamento VXT-1200. Cada torre de resfriamento possuía três ventiladores de 50 CV, todos controlados por inversores de frequência.

Seis bombas de água faziam a circulação entre os condensadores de placas e as torres de resfriamento, três delas de 125 CV e três de 60 CV, trabalhando em paralelo, também com inversores de frequência.

Os ventiladores eram controlados pela comparação entre o *set point* e o valor real medido pelo sensor de temperatura da bacia das torres, que eram comunicantes. Já as bombas eram controladas pela pressão de trabalho. Ambos os *set points* eram digitados manualmente pela operação e ficava sempre fixo.

A figura 48 apresenta o controle da $P_{D \text{ ótima}}$ média ao longo dos meses.

Figura 48 – Gestão e controle da $P_{D \text{ ótima}}$



Fonte: (Autor).

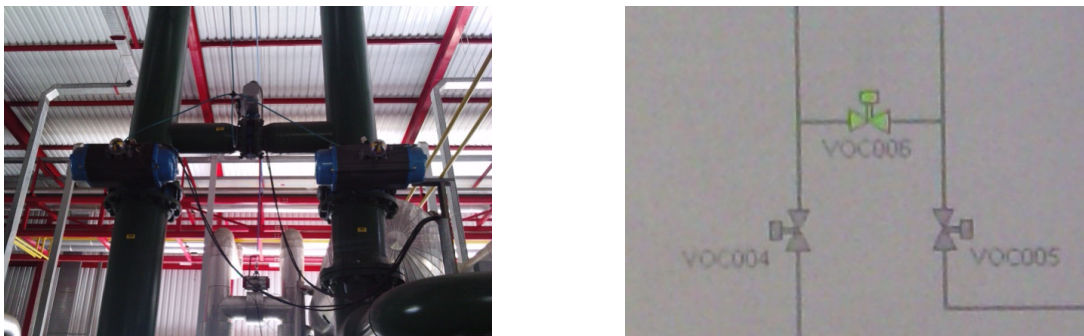
Pela figura 48 fica claro a época em que o projeto foi implementado e a melhora no controle da P_D , em relação à $P_{D \text{ ótima}}$.

Além da operação com o *set point* fixo, também havia problemas de ajuste nas boias que acarretavam em transbordo de água nas torres de resfriamento, por isso, elas operavam com as válvulas de entrada de água limitadas, reduzindo, consideravelmente, a eficiência destes equipamentos.

Outro problema encontrado, previamente, foi a modulação das válvulas de entrada dos condensadores de placas, quando os *chillers* estavam desligados.

Os condensadores de placas eram antecedidos por três válvulas eletropneumáticas, sendo uma de entrada, outra de saída e a terceira de *by-pass*, para evitar golpes na tubulação e no trocador de calor. As válvulas podem ser vistas na figura 49.

Figura 49 - Válvulas de água dos condensadores de placas



Fonte: (Autor).

A lógica para fechamento das válvulas era: 1- Abre o *by-pass*; 2- Fecha a entrada e 3- Fecha a saída; e a para a abertura das válvulas era: 1- Abre a saída; 2- Abre a entrada e 3- Fecha o *by-pass*.

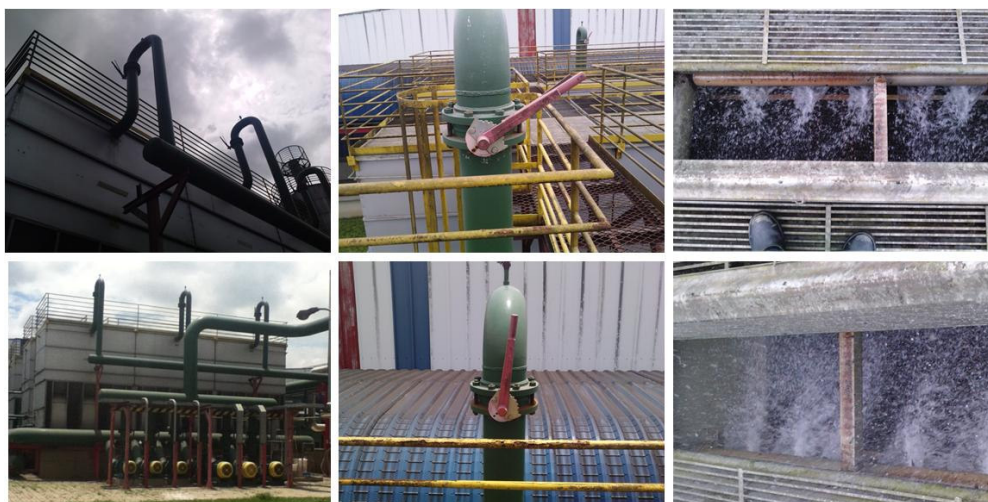
O objetivo do projeto aplicado neste sistema foi melhorar a modulação dos ventiladores e bombas do sistema de refrigeração.

O primeiro procedimento foi ajustar todas as boias e elevar um pouco o nível do ladrão das torres de resfriamento para abrir as válvulas de entrada das torres, o que aumentou a eficiência das torres de resfriamento e permitiu maior modulação dos ventiladores.

A figura 50 mostra o antes e depois das torres de resfriamento. Na primeira parte são mostradas as válvulas restritas e o espalhamento ruim, já na segunda parte as válvulas estão abertas e o espalhamento da água é adequado.

O segundo passo foi instalar uma estação meteorológica para controlar os ventiladores em função da TBU e da temperatura da bacia. A TBU define o *set point* da temperatura da bacia que deve ser alcançada, conforme equação (5) já apresentada. Esta diferença de alguns graus a mais é para garantir que se consiga atingir o *set point* de temperatura na torre e os ventiladores também possam modular.

Figura 50 - Trabalho realizado nas boias e no ladrão para aumentar a eficiência das torres de resfriamento



Fonte: (Autor).

Há um sensor na bacia das torres de resfriamento. Na lógica é comparado o valor do *set point* com o valor real da temperatura da bacia e se o segundo for maior que o primeiro, a rotação dos ventiladores das torres com inversor de frequência aumenta e se estes atingirem 100%, conta-se um tempo e liga o próximo equipamento da fila.

Já se o valor real da temperatura da bacia for menor que o *set point*, a rotação é reduzida e se atingir a rotação mínima (50%), conta-se um tempo e desliga-se os ventiladores de uma torre de resfriamento. Todos os equipamentos modulam na mesma rotação, para garantir uma condensação uniforme dentro de cada um e entre eles, e para aproveitar a característica de torque quadrático dos ventiladores.

Após o trabalho e a abertura das válvulas de entrada de água nas torres de resfriamento, reduziu-se a perda de carga do circuito e, conseqüentemente, aumentou a rotação das bombas de água para garantir a pressão de *set point*.

Por outro lado, a lógica das válvulas dos condensadores de placas foi alterada, pelo fato do sistema de água ser todo paralelo, para o fechamento das válvulas: 1- Abre o *by-pass*; 2- Fecha a entrada; 3- Fecha a saída e 4- Fecha o *by-pass*; e a para a abertura das válvulas é: 1- Abre o *by-pass*; 2- Abre a saída; 3- Abre a entrada e 4- Fecha o *by-pass*. Assim, quando um dos *chillers* estiver parado uma carga do circuito de água sai completamente, elevando a pressão na linha e reduzindo a rotação ou o número de bombas em operação.

Com a alteração da lógica, a diferença de potência de cada uma das duas bombas de água de 125 CV foi de aproximadamente 20 kW.

A economia gerada com a implantação do projeto foi de 0,7 GWh por ano, ou R\$ 85.000,00. O investimento foi dentro do tempo de retorno do investimento de dois anos, estipulado pela empresa, somente com a economia de energia elétrica.

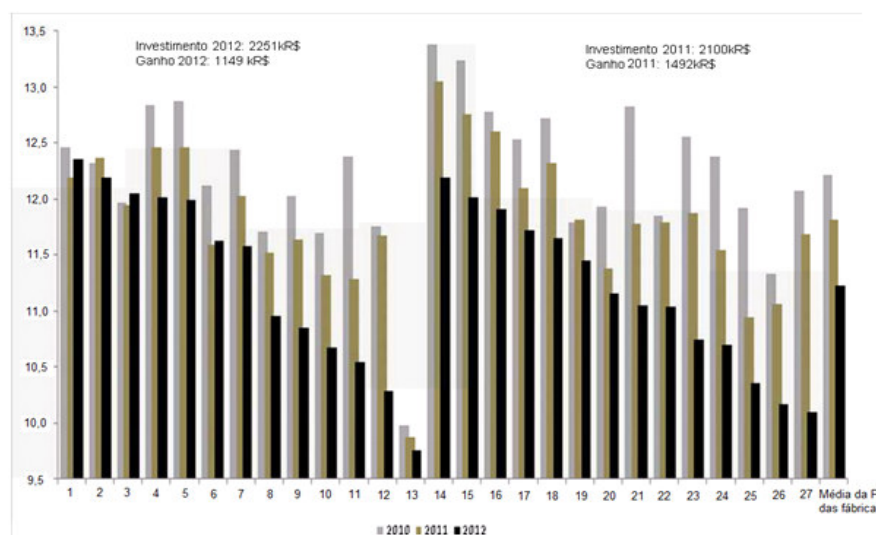
4.5 RESULTADO DA REDUÇÃO DA PRESSÃO DE DESCARGA

Com o auxílio da ferramenta desenvolvida, desde o início do trabalho realizado para a redução da P_D , muitas ações foram realizadas em diversas fábricas em todas as regiões do Brasil, iniciando com a limpeza e manutenção dos condensadores evaporativos e torres de resfriamento, purga manual de incondensáveis, partindo depois para a instalação dos purgadores automáticos de gases incondensáveis, das estações meteorológicas e das automações para a modulação dos ventiladores e bombas. Por fim, veio a implementação da metodologia de controle, através de gráficos, dos principais IC's e IV's, como, por exemplo, a P_D .

A figura 51 apresenta a redução da P_D média de cada uma das 27 unidades, comparando ano contra ano, onde foram realizados investimentos, e a média geral da P_D de todas as fábricas.

Os investimentos somando 2011 e 2012 foram de quase 4,5 milhões de reais, porém o ganho, somente na redução do consumo de energia elétrica, foi de, aproximadamente, 1,5 milhões em 2011 e mais 1,1 milhões em 2012.

Figura 51 - Redução da P_D média por fábrica



Fonte: (Autor).

4.6 OUTRAS MELHORIAS NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO E RESULTADOS

Foram apresentados alguns casos de melhorias implantadas nos diversos sistemas de refrigeração para redução do consumo de energia elétrica, após serem identificados com o auxílio da ferramenta desenvolvida.

Outras medidas ainda foram realizadas como, por exemplo, a substituição de motores antigos por novos, de alto rendimento, utilização de inversores de frequência nas bombas do fluido secundário que o enviavam para o processo. Muitos equipamentos foram restaurados ou substituídos e também ajudaram a melhorar os sistemas.

Os resultados obtidos na maioria dos casos foram medidos para comprovar os ganhos em energia elétrica das ações implementadas, mas também foram acompanhados através dos índices de energia elétrica pelo volume produzido em cada unidade fabril e através da gestão dos principais IC's e IV's, que são a temperatura de etanol, P_S e P_D .

O trabalho realizado, em refrigeração, rendeu como resultado a redução de quase 73 GWh, o equivalente a mais de R\$ 13.000.000,00. O investimento nos projetos de eficiência energética, no mesmo período, quase atingiram os R\$ 23.000.000,00. Os custos em manutenção de equipamentos não foram considerados como investimento.

A tabela 6 apresenta os resultados das principais ações implementadas nos sistemas de frio, ao longo do trabalho, para a redução do consumo de energia elétrica.

Tabela 6: Resultados consolidado das ações nos sistemas de refrigeração

<i>Ações para redução do consumo de energia elétrica no sistema de refrigeração</i>				
Ação	Investimento (kR\$)	Redução do consumo de energia elétrica (MWh)	Retorno (kR\$)	Payback
Aquisição, instalação e parametrização de controles mestre-escravo para os compressores.	1500	5000	900	1,67
Instalação de inversores de frequência em compressores do sistema de frio.	2800	6100	1100	2,55
Instalação de potes de coleta de óleo nos evaporadores.	2300	6200	1100	2,09
Revisão de trocadores de calor de evaporadores.	1900	5600	1000	1,90
Projetos de separação de regimes	1200	3000	550	2,18
Manutenção e melhorias em condensadores evaporativos e torres de resfriamento.	2400	7800	1400	1,71
Aquisição e instalação da estação meteorológica e da lógica de controle dos condensadores evaporativos e torres de resfriamento.	2100	6700	1200	1,75
Instalação de inversores de frequência em ventiladores.	1600	4700	850	1,88
Aquisição e instalação de purgadores automáticos de incondensáveis.	1700	5000	900	1,89
Demais ações incluindo as de rotina e ajustes de set points.	5300	22700	4100	1,29
Total	22800	72800	13100	1,74

Fonte: (Autor).

5 AR COMPRIMIDO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Cavalcanti (2003) afirma que o ar comprimido é utilizado em quase todos os segmentos da indústria, porém seu percentual de energia elétrica consumida varia de acordo com o ramo. No setor químico o consumo gira em torno de 7%, no de plástico, 10%, no de alimentos, aproximadamente 9%.

O Departamento de Energia dos Estados Unidos (USDOE, 2004) fez um estudo que apontou que em uma indústria típica o consumo de ar comprimido é de aproximadamente 10% da energia elétrica utilizada.

Hahn (2004) considera o ar comprimido a segunda forma de energia mais consumida e cara na indústria de transformação, atrás apenas da energia elétrica. Ele também afirma que o sistema de ar comprimido nem sempre recebem a manutenção e os cuidados necessários e por isso começa haver desperdícios.

De acordo com Radgen e Blaustein (2000), estudos de caso mostram que a aplicação de conceitos de eficiência energética em sistemas de ar comprimido reduz significativamente o consumo de energia elétrica, podendo atingir até 50%. Ainda segundo eles, os principais grupos de ações de eficiência energética em sistemas de ar comprimido são relacionados a vazamentos, recuperação de perdas de calor, melhorias de projetos do sistema e aplicação de inversores de frequência nos compressores.

Silva Filho (2011) apresenta um estudo de caso, em uma indústria têxtil, que resultou na redução do consumo de energia através da implementação de algumas ações de eficiência energética em um sistema de ar comprimido.

Perrone et al. (2001) também faz um estudo de eficiência energética no sistema de ar comprimido, porém em uma fábrica de automóveis, que ajudaram a reduzir cerca de 40% no consumo de energia elétrica, principalmente em função dos vazamentos. Uma das conclusões do trabalho é que um acréscimo de 10% na pressão correspondeu a um aumento de 5% de consumo de energia elétrica do sistema.

Aguiar (2008) faz um estudo do consumo de energia elétrica em função do tipo de acionamento utilizado em um compressor parafuso do sistema de ar comprimido. A conclusão foi que a modulação do compressor quando utilizado inversor de frequência é mais eficiente que a modulação por carga e alívio. Outro ponto destacado foi que, com a redução da pressão de trabalho, o consumo de energia elétrica foi menor também.

Zappellini (2008) verificou as perdas com vazamentos em sistemas de ar comprimido, a temperatura de captação de ar e a pressão de trabalho utilizando motores padrão e de alto rendimento, concluindo que há economia no uso de motores de alto rendimento e que a maior parte do gasto com energia elétrica é com vazamentos.

5.1 CONCEITOS DE AR COMPRIMIDO

Rocha e Monteiro (2005a) descrevem o ar comprimido como um produto dotado de energia e pressão, maior que a pressão atmosférica local, obtido de uma transformação termodinâmica do ar atmosférico através de um trabalho mecânico de compressão realizado por uma máquina térmica, chamada de compressor. Este ar está apto a realizar trabalho e é usado para isso principalmente nas indústrias, de todos os tipos de setores, sendo as principais aplicações ferramentas pneumáticas, acionamento mecânico e comandos de válvulas.

Energia elétrica é transformada em trabalho mecânico, que por sua vez comprime o ar. Assim, qualquer desperdício de ar comprimido significa desperdício de energia elétrica.

O ar atmosférico possui, em sua composição, vários outros elementos, além de gases, sendo a água, na forma de vapor, e a poeira suspensa os mais importantes.

O ar apresenta uma característica muito parecida com a de uma esponja úmida, que consegue absorver certa quantidade de água, mas quando ele é comprimido, a água é precipitada. A retirada desta água de um sistema pode ser através do resfriamento do ar, seguindo o mesmo princípio de um aparelho de ar condicionado (ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

5.2 SISTEMA DE AR COMPRIMIDO

O ar entra no compressor após passar por um filtro primário, porém algumas impurezas ainda são admitidas.

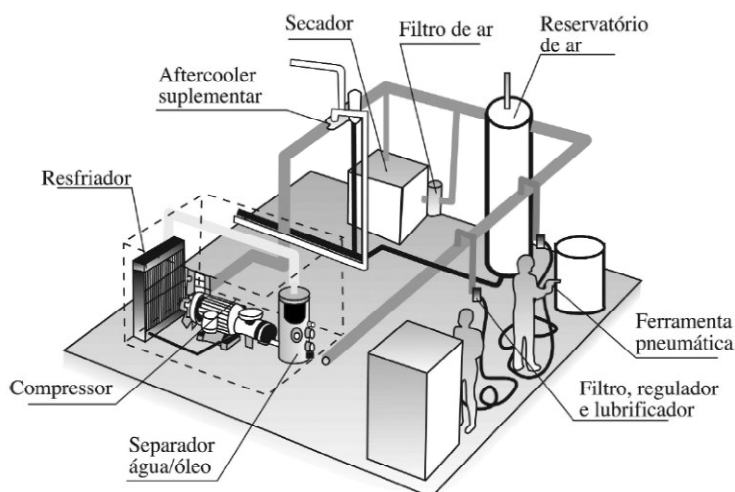
Após isso, dependendo do modelo do compressor, o ar atinge temperaturas de 85 °C a 180 °C na saída, geralmente é resfriado em um trocador de calor denominado *aftercooler*, que pode ser refrigerado a água ou a ar. A temperatura será reduzida para 10 °C a 15 °C acima da temperatura ambiente, que ajudará na precipitação do condensado.

Depois o ar vai para o reservatório, onde grande parte do condensado se precipita e é drenado. Em seguida, o ar flui pelas tubulações de distribuição, onde podem ser instalados purgadores, válvulas filtros, etc. (ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

O sistema escolhido dependerá de vários fatores como a pressão de trabalho, distância entre os pontos de geração e consumo, etc. Dessa forma se pode avaliar o tamanho das máquinas, o número de máquinas, se o sistema será centralizado ou não, se está preparado para expansões, dentre outros fatores (ATLAS COPCO, 2010a).

A figura 52 mostra o esquema de um sistema de ar comprimido.

Figura 52 - Esquema do sistema de ar comprimido



Fonte: (ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

A pressão de trabalho depende do compressor e da perda de carga do sistema, quanto maior for a pressão, maior também será o consumo de energia elétrica no compressor. Para cada 1 bar de aumento na pressão, em média, a potência requerida é 8% maior. Portanto, a pressão de trabalho deve ser a menor possível, que atenda os requisitos dos equipamentos consumidores mais a perda de carga da rede (tubulação, válvulas, filtros, etc.).

A queda de pressão entre o compressor e as cargas recomendada é de 5% da pressão de geração ou 0,3 bar, o que for menor. É comum o uso de válvulas redutoras em equipamentos que requerem uma pressão menor de trabalho.

Outro fator que ajuda a operar com a pressão menor é a manutenção de filtros e o dimensionamento correto das tubulações, pois tubulações subdimensionadas são mais baratas, porém eleva a velocidade do escoamento, conseqüentemente, as perdas de carga e o custo energético (ATLAS COPCO, 2010a; ROCHA; MONTEIRO, 2005a, 2005b).

Além do menor consumo de energia no compressor pela redução da diferença de pressão de sucção e descarga, operar com a pressão mais baixa faz com que reduza o consumo com vazamentos. Um sistema operando a 6,0 bar tem o consumo com vazamentos reduzido em torno de 13%, comparando com o mesmo sistema operando a 7,0 bar (ATLAS COPCO, 2011).

A tabela 7 compara o consumo dos vazamentos e a potência com pressões de 6 bar e 7 bar.

Tabela 7 - Comparação do consumo e da potência para diferentes diâmetros de vazamentos com pressões de 6 bar e 7 bar

Diâmetro do furo (mm)	Vazão do vazamento (l/s) a 6 bar	Potência extra requerida no compressor (kW) a 6 bar	Vazão do vazamento (l/s) a 7 bar	Potência extra requerida no compressor (kW) a 7 bar
1,0	1,0	0,3	1,2	0,4
2,0	10,0	3,1	11,1	4,0
5,0	27,0	8,3	31,0	10,8
10,0	105,0	33,0	124,0	43,0

Fonte: (ATLAS COPCO, 2005a).

Algumas alternativas que ajudam a operar com a pressão menor é usar a tubulação em forma de anel, identificar os equipamentos que são afetados com a queda de pressão e instalar tanques pulmões próximos a eles, ou construir duas redes de distribuição. Sistemas em forma de anel proporcionam uma distribuição uniforme e menores perdas de carga.

O monitoramento do sistema também é fundamental para seu funcionamento de maneira eficiente. A recomendação é que parâmetros como a pressão, a vazão, a temperatura de saída do ar, a potência elétrica e a energia consumida sejam monitorados (ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

O ar admitido deve ser o mais fresco possível, para que o sistema tenha um rendimento maior, pois quanto menor a temperatura do ar, maior será a quantidade de massa de ar aspirada pelo compressor para a mesma vazão volumétrica e mesma potência elétrica consumida, porque o ar frio é mais denso.

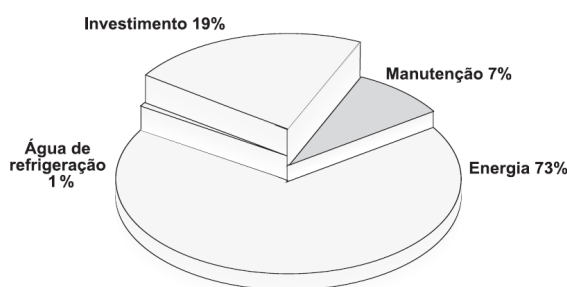
Caso seja necessário canalizar a entrada de ar, esta deve ser de grande diâmetro, reta e curta, para minimizar as perdas de carga (ROCHA; MONTEIRO, 2005a, 2005b).

5.3 VAZAMENTOS E MÁ UTILIZAÇÃO DE AR COMPRIMIDO

Os vazamentos são um dos principais problemas de um sistema de ar comprimido e estão diretamente relacionados ao consumo de energia elétrica, por isso não podem ser negligenciados.

Aproximadamente 80% do custo total do ar comprimido é com energia elétrica. A figura 53 mostra o percentual de custos de um sistema de ar (ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

Figura 53 - Custo de uma instalação de ar comprimido



Fonte: (ROCHA; MONTEIRO, 2005b).

O ar desperdiçado em vazamentos é, em média, mais de 10% do total produzido e para reduzir este percentual é fundamental que haja um programa de detecção, prevenção e manutenção de vazamentos. Os métodos mais utilizados para detecção são aparelhos de ultrassom e o uso de espuma (ATLAS COPCO, 2010a; ROCHA; MONTEIRO, 2005a, 2005b).

Além dos vazamentos, existem problemas com a má utilização do ar comprimido, como na secagem, limpeza e quando usado como ventilador.

O principal item de má utilização encontrado durante o estudo foi para secar produtos. O uso de solenóides para intertravar a utilização do ar comprimido ajuda a minimizar o desperdício, porém não soluciona o problema. O mais recomendado neste caso é usar sopradores, conforme a figura 54.

Figura 54 - Soprador



Fonte: (Autor).

5.4 COMPRESSORES DE AR

O compressor é fundamental para o sistema de ar comprimido, pois é através dele que a energia mecânica fornecida pelo motor é transferida para o fluido, cuja pressão é elevada, deixando-o apto para a realização de trabalho. Atlas Copco (2010a) mostra que a performance dos compressores é afetada pelas condições externas.

Rocha e Monteiro (2005a) afirmam que a maioria das aplicações utilizam compressores de deslocamento positivo, sendo os compressores parafuso e o de pistão os mais usados. Compressores dinâmicos (axiais e centrífugos) são aplicados em sistemas com pressões menores e altas vazões. Nas instalações estudadas foram encontrados apenas compressores parafuso e centrífugos.

Algumas ações tornam o sistema de ar comprimido mais eficiente como, por exemplo, captar ar externo à casa de máquinas.

Segundo Rocha e Monteiro (2005b), a cada 4 °C de aumento na temperatura de ar de aspiração há um aumento no consumo de energia em torno de 1% para se obter o mesmo volume gerado, e para cada 3°C de redução da temperatura do ar aspirado há um aumento de 1% da capacidade do compressor para o mesmo consumo.

A tabela 8 mostra a variação do consumo de energia elétrica em relação à temperatura de aspiração.

Os compressores devem ser resfriados e este resfriamento pode ser aberto ou fechado.

Sistemas abertos sem a circulação de água, quando é usada água de rios, lagos, etc., que trocam calor com o compressor e retornam para o lugar de onde vieram, não são recomendadas porque não há tratamento desta água e podem incrustar os trocadores de calor dos compressores, que são sensíveis.

Tabela 8 - Variação do consumo em relação à temperatura de aspiração

Temperatura de aspiração	Potência economizada ou incrementada
°C	Temperatura de referência 21 °C
-1,0	7,5% (economizado)
4,0	5,7% (economizado)
10,0	3,8% (economizado)
16,0	1,9% (economizado)
21,0	0,0
27,0	1,9% (incrementado)
32,0	3,8% (incrementado)
38,0	5,7% (incrementado)
43,0	7,6% (incrementado)
49,0	9,5% (incrementado)

Fonte: (ROCHA; MONTEIRO, 2005b).

Em sistemas abertos com circulação de água são usadas torres de resfriamento com água tratada. Este tipo de aplicação é mais comum do que a primeira, porém não são as mais recomendadas, pois se houver problema no tratamento de água poderá causar problemas também no trocador de calor do compressor.

Já o sistema fechado, usa uma torre de resfriamento com uma serpentina, como se fosse um condensador evaporativo, e é o sistema mais recomendado, porém mais caro. A água que troca calor com o compressor fica dentro da serpentina junto com um produto anti congelante, normalmente, o glicol, minimizando o risco de incrustação no trocador de calor do compressor.

5.4.1 Compressores parafuso de ar

Nos compressores de deslocamento positivo o ar entra em uma câmara, onde ele permanece fechado e o volume vai diminuindo, assim, o ar vai se comprimindo internamente até a pressão atingir a de projeto para que a válvula de descarga se abra e o ar comprimido possa fluir. Apresentam uma maior relação de pressão que os compressores dinâmicos, mesmo a baixas velocidades. (ATLAS COPCO, 2010a).

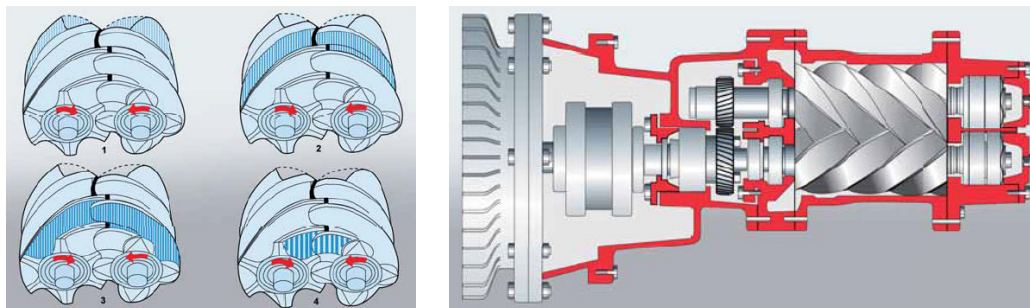
Conforme já explicado no capítulo 3, os compressores parafuso são compostos por dois rotores ou fusos, sendo um macho e outro fêmea, que giram em sentidos opostos dentro da carcaça, enquanto o volume entre eles é reduzido, ao longo da trajetória do ar nos rotores e a pressão do ar vai aumentando até que ele seja descarregado. Estes rotores são as principais partes deste tipo de compressor.

O motor é acoplado em um fuso e o outro se movimenta através de engrenagens que o primeiro rotor aciona.

O volume entre as hélices dos parafusos são sempre decrescentes e a pressão no fim da compressão não depende do comprimento dos rotores. A relação de pressões depende, na verdade do espaçamento entre os parafusos e da forma da porta de descarga. Para que a máxima eficiência seja alcançada a relação de pressões deve ser adaptada para a pressão de trabalho (ATLAS COPCO, 2010a; ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

Conforme apresentado na figura 55, o compressor parafuso não possui válvulas, o que reduz a possibilidade de falhas, porque não há força mecânica que cause desbalanceamento. Isto significa também que o compressor pode operar com alta velocidade e combinar pequenas dimensões com altas vazões, e produzir ar comprimido em regime constante e de maneira estável, ou seja, sem pulsar, mesmo com variações de carga (ATLAS COPCO, 2010a; ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

Figura 55 - Princípio de funcionamento e o modelo de um compressor parafuso de ar



Fonte: (ATLAS COPCO, 2010a).

Os compressores parafuso encontrados durante o trabalho eram todos completamente isentos de óleo. Eles são projetados para que os rotores e o ar não tenham contato com o óleo lubrificante, porque entre os rotores este óleo não é necessário, pois um rotor nunca entra em contato com o outro e nem com a carcaça.

Os eixos dos rotores são montados externamente à carcaça e sustentados por mancais. As engrenagens externas são, quase sempre, usadas para contar a rotação. Os primeiros compressores isentos de óleo possuíam rotores simétricos e não usavam nenhum líquido para resfriar a câmara. Nos dias atuais, este tipo de compressor está mais moderno e possui perfil de rotores assimétricos, pois é mais eficiente desta forma, devido à carcaça e os rotores serem constituídos para reduzir de fuga e vazamentos internos (ATLAS COPCO, 2010a; ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

A relação de pressões é limitada pela diferença de temperatura interna de descarga, por isso, os compressores isentos de óleo possuem mais de um estágio com resfriamento entre eles para que se consiga atingir pressões mais elevadas (ATLAS COPCO, 2010a).

Nas aplicações industriais, normalmente os requisitos para o controle de um sistema de ar comprimido são pressão constante e vazão para atender todos os pontos de consumo.

Basicamente, existem dois tipos de controle em compressores parafuso, sendo um com inversor de frequência, que permite o controle contínuo do motor que aciona o compressor, em função das variações de pressão, e outro por carga e alívio, que é o controle mais comum.

No controle por carga e alívio quando a pressão de carga (P_{carga}) é atingida, o pressostato envia um sinal para uma solenóide, que aciona o *damper* na entrada do compressor para a posição completamente aberta. Assim o compressor entrará em carga, produzindo ar comprimido até que a pressão de alívio ($P_{\text{alívio}}$) seja atingida.

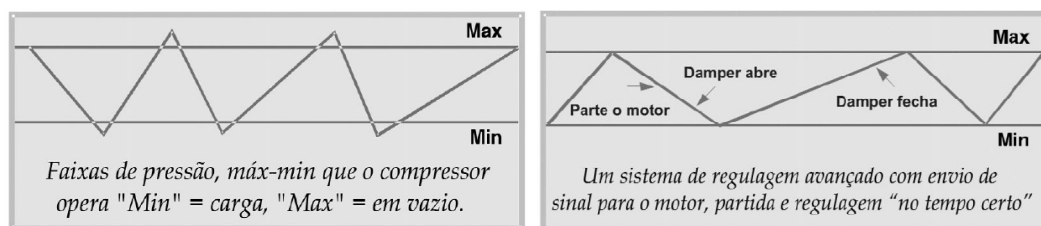
Quando ela é atingida há uma redução da entrada de ar no sistema por fechamento do *damper* e conta-se um tempo pré-definido e se neste intervalo a P_{carga} não for atingida, o compressor desliga automaticamente. Não existe posição intermediária no *damper*, mesmo assim, o controle da máquina é realizado de 0 a 100% (ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

$P_{\text{alívio}}$ muito elevadas fazem com que o compressor opere mais tempo em carga que o necessário e, dependendo do *set point*, nunca entre em alívio, aumentando o consumo de energia elétrica.

O aumento de 1 bar no ajuste da $P_{\text{alívio}}$ aumenta de 6% a 10% da potência consumida nos compressores, tomando base uma pressão entre 6 bar e 7 bar. A recomendação é que a $P_{\text{alívio}}$ seja, no máximo, 0,5 bar acima da P_{carga} (ROCHA; MONTEIRO, 2005a, 2005b).

A figura 56 apresenta a modulação por carga e alívio. Na primeira parte se tem o controle tradicional, já na segunda parte o sistema de controle é mais avançado.

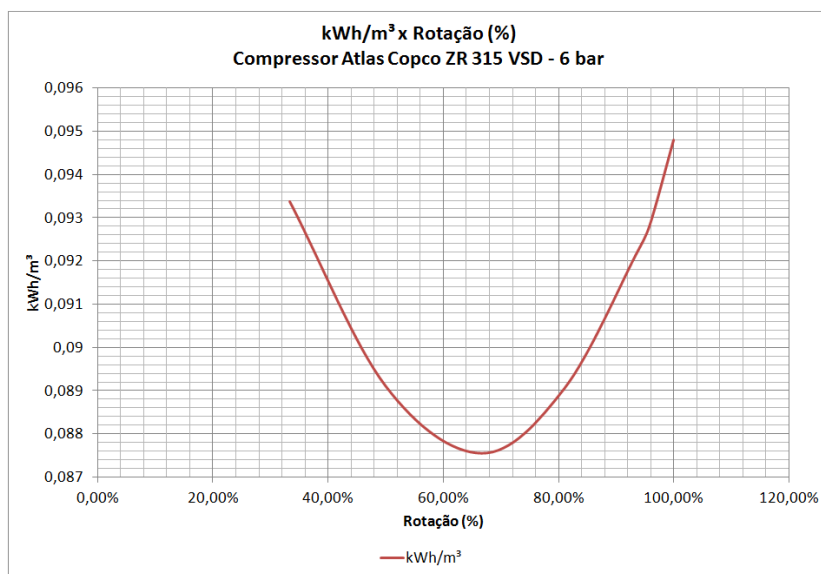
Figura 56 - Modulação carga e alívio



Fonte: (ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

A figura 57 apresenta o consumo específico de energia (kWh/m^3) pela rotação de um compressor Atlas Copco ZR 315 VSD (com inversor de frequência) operando a 6 bar. De acordo com a figura 57 a faixa ótima de operação está próximo de 65%.

Figura 57 – Consumo específico de energia (kWh/m^3) pela rotação para um compressor ZR 315 VSD a 6 bar



Fonte: (Autor).

Se a instalação possui apenas compressores que modulam por carga e alívio, a recomendação é que nos *set points* das máquinas seja feita uma cascata, para evitar que mais de um compressor module aliviando carga, porque compressores operando a vazio, o motor consome cerca de 20% da energia necessária a plena carga (ROCHA; MONTEIRO, 2005b).

O uso de inversores de frequência também é comum em compressores parafuso quando a pressão tende a flutuar muito. Quando aplicado corretamente, o inversor de frequência pode gerar economia de até 30%, devido ao fato de ficar o mínimo possível operando em vazio, além disso, o compressor pode partir e parar várias vezes sem problemas de picos de corrente durante as partidas. (ATLAS COPCO, 2011).

5.4.2 Compressores centrífugos

Os compressores dinâmicos, também conhecidos como turbocompressores, podem ser axiais ou radiais, dependendo da direção principal do gás.

Os radiais são também conhecidos como centrífugos. A característica de compressores dinâmicos é que, para velocidades constantes, a vazão pode variar, mas a pressão é praticamente constante, embora esta também varie um pouco, diferente dos de deslocamento positivo, que variam a pressão e mantêm a vazão praticamente constante. Geralmente compressores dinâmicos são projetados para altas vazões, que normalmente são padronizadas (ATLAS COPCO, 2010a).

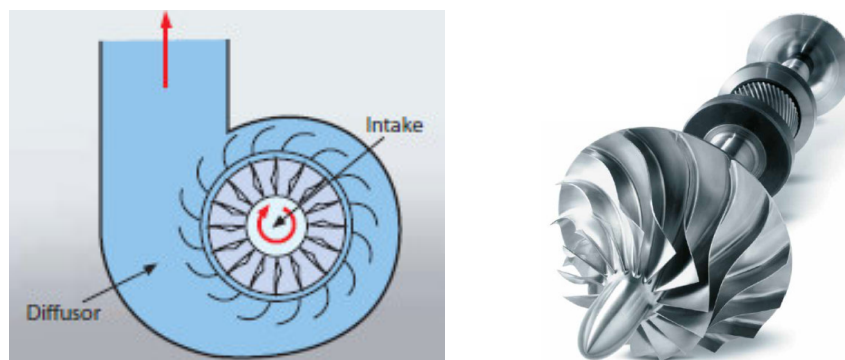
Nos compressores dinâmicos o ar entra nas palhetas e, conforme vai se deslocando, é acelerado a altas velocidades e depois é impulsionado. A descarga do gás é através de um difusor, onde a energia cinética é transformada em pressão estática, devido à desaceleração do gás por causa da expansão forçada.

Para cada velocidade do impulsor existe um limite de vazão mínimo e máximo. A vazão mínima significa que a contrapressão se torna maior que a pressão de acumulação do compressor, o que causa barulho, vibração e risco de quebra, e a máxima que o ar atingiu a velocidade sônica (ATLAS COPCO, 2010a). A figura 58 mostra o esquema de um compressor radial.

Os compressores dinâmicos admitem o ar no interior do rotor no sentido axial, sendo dirigido ao eixo, para o centro de um impulsor que roda com lâminas radiais e o desloca no sentido vertical através de uma força centrípeta gerada pela rotação do rotor em conjunto com a forma de pás, onde o ar é acelerado e empurrado para fora.

Na saída do compressor existe o difusor, que é uma roda fixa de pás, onde a energia fornecida ao ar, na forma de energia cinética, será transformada em pressão, antes de ir para o próximo estágio ou para o reservatório.

Figura 58 - Turbocompressor radial e rotor



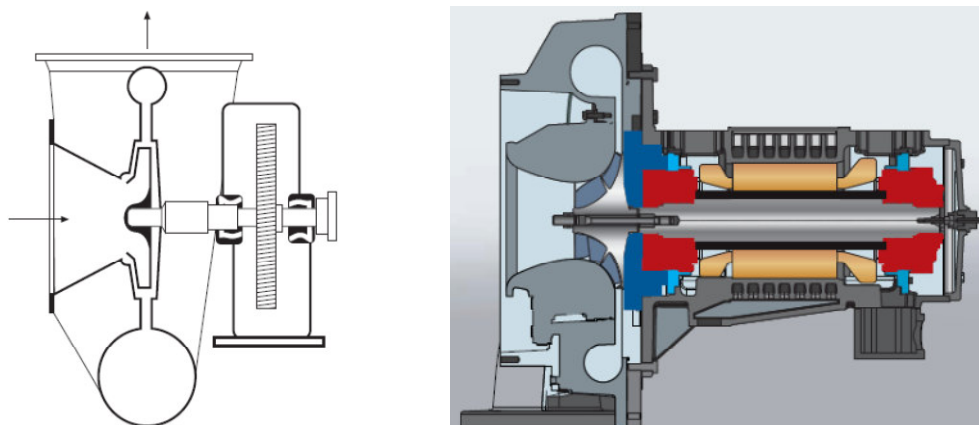
Fonte: (ATLAS COPCO, 2010a, CAMERON, 2012).

Cada estágio faz com que a pressão aumente um pouco mais e a relação de pressões neste tipo de compressor não é superior a três, para que a eficiência não seja comprometida. Em algumas aplicações que requerem pressões mais elevadas são usados de dois a três estágios com *intercoolers* entre eles. (ATLAS COPCO, 2010a; ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

De acordo com Rocha e Monteiro (2005a), as principais características do compressor centrífugo são a produção uniforme de ar, ser 100% isentos de óleo, produzir altas vazões de ar e ser sensíveis às mudanças de cargas. Compressores centrífugos precisam de selos para evitar perdas por vazamentos ao longo do eixo dentro da carcaça. Os tipos mais comuns são o selo labirinto, o anel, o de grafite e o mecânico (ATLAS COPCO, 2010a).

A figura 59 mostra o esquema de um compressor centrífugo.

Figura 59 - Compressor centrífugo



Fonte: (ATLAS COPCO, 2010a; ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

Os controles de capacidade dos compressores centrífugos mais comuns são a regulação da entrada de ar, através do estrangulamento na entrada ou no difusor, regulação da saída de ar, com a variação do difusor ou da válvula de alívio, controle por carga – alívio e parada, quando em alívio desvia o ar para a entrada e o consumo é cerca de 20% da potência nominal, e controle por variação de velocidade, porém o *driver* para este tipo de compressor é muito caro (ATLAS COPCO, 2010a).

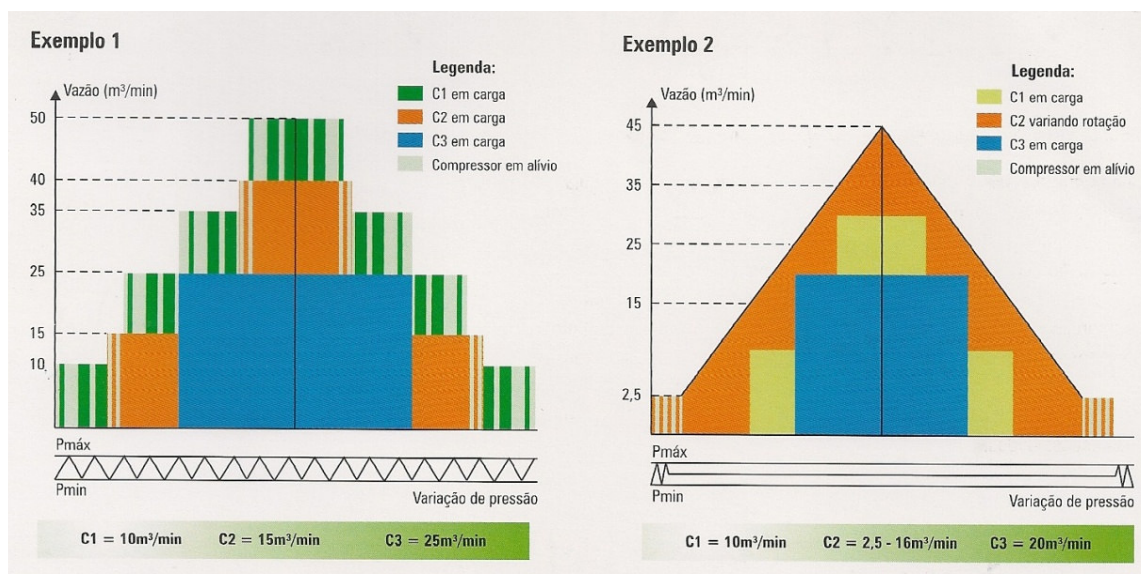
5.4.3 Controle centralizado de compressores

O controle centralizado é usado para coordenar o funcionamento de vários compressores dentro de um mesmo sistema, independente do tamanho e da potência deles. Além disso, este tipo de controle deve permitir que todos os equipamentos funcionem de maneira uniforme, para evitar maior desgaste em apenas uma máquina, melhorando os gastos com manutenção.

Para um controle eficiente, que consumirá menos energia, um pré-requisito é a graduação uniforme da capacidade dos compressores. Em outras palavras, a soma da capacidade dos compressores que atendem o pico deve ser superior à capacidade do próximo compressor de base. Se houver um compressor com inversor de frequência, sua capacidade também deve ser superior ao da carga básica. Se os compressores operarem de outra maneira poderá ser consumida mais energia que a necessária (ROCHA; MONTEIRO, 2005b).

A figura 60 mostra dois exemplos de modulação, ambos com três compressores com capacidades distintas, sendo um sistema operando apenas com compressores que modulam por carga e alívio e outro sistema que apresenta tanto compressores que modulam por carga e alívio como com inversor de frequência.

Figura 60 - Modulação dos compressores através do gerenciador

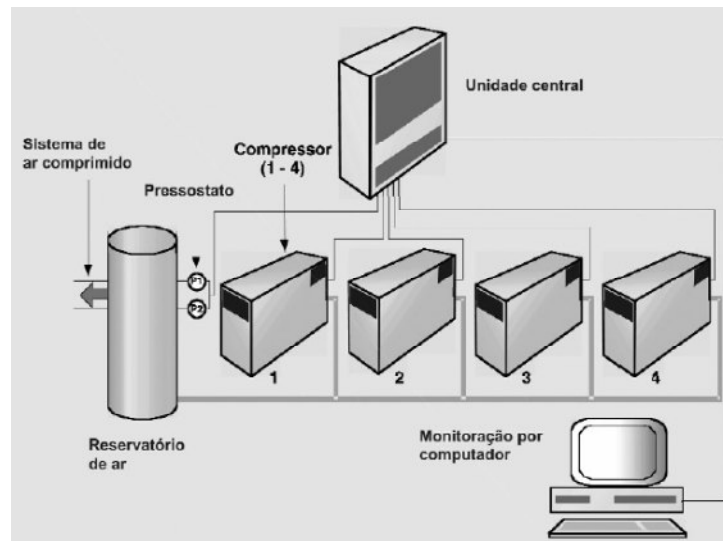


Fonte: (SCHULZ COMPRESSORES, 2008).

Os compressores integrantes do sistema deverão permitir o recebimento e a transmissão de dados e comandos do gerenciador, e é fundamental que a comunicação seja confiável, inclusive se houver perdas de sinais (ROCHA; MONTEIRO, 2005b).

A figura 61 mostra a instalação de um controle central junto com o esquema de rede de comunicação entre ele e os compressores.

Figura 61 - Controle central de compressores de ar



Fonte: (ROCHA; MONTEIRO, 2005b).

Com o gerenciador, o compressor com inversor de frequência é sempre priorizado para fazer a modulação.

Caso haja alguma falha de comunicação, o gerenciador isola os compressores um a um para evitar partidas simultâneas e durante o isolamento, se o compressor estiver em funcionamento ele continuará operando (ATLAS COPCO, 2010b).

5.5 RESERVATÓRIOS

Os reservatórios são importantes em instalações de ar comprimido porque o ar armazenado neles supre demandas instantâneas, flutuações e picos de cargas, permitindo que os compressores permaneçam desligados por mais tempo ou operem de maneira contínua, sem quedas bruscas de pressão.

Armazenamento não é a única função dos reservatórios, a coleta de condensado é a outra. O calor gerado pela compressão no ar é retirado e cedido ao meio externo que envolve o reservatório, assim o ar é resfriado e gera grande parte do condensado, que precisa ser drenado de modo contínuo (ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

Dependendo do sistema de ar comprimido, principalmente das cargas, podem ser necessários mais de um reservatório. A recomendação é que sejam instalados em locais frescos, para que mais condensado se precipite, reduzindo os custos com equipamentos que removerão os condensados das tubulações (ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

A figura 62 apresenta um reservatório de ar comprimido e o dreno de condensado dele.

Figura 62 - Reservatório de ar comprimido e dreno de condensado utilizado na indústria



Fonte: (Autor).

A coleta de condensado é necessária em um sistema de ar comprimido. Esta despesa operacional serve para evitar o acúmulo de água e reduzir a perda de carga. O dreno pode ser manual, por boia, eletrônico, etc.

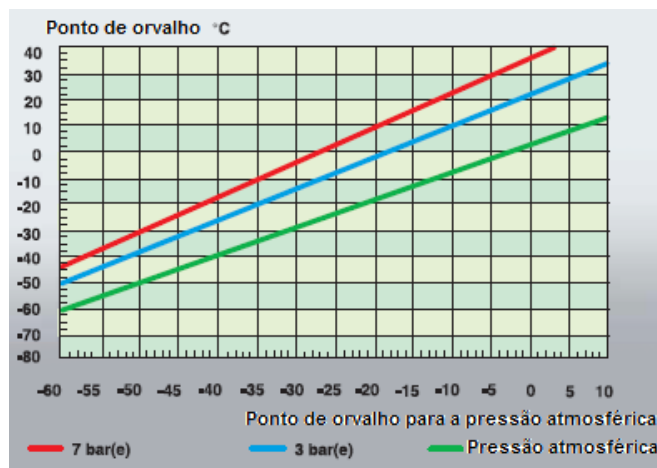
5.6 SECADORES

Há alguns métodos usados remover a umidade do ar comprimido, sendo os cinco principais: refrigeração, sobrecompressão, membranas, absorção e adsorção. Na condensação por refrigeração o ar é resfriado até o ponto de orvalho, na secagem por sorção, o ar entra em contato com o material higroscópico e é seco através de uma remoção química da umidade, na secagem por difusão é usada uma película para transferência molecular (ATLAS COPCO, 2010a; ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

A escolha do tipo de secador está atrelada ao ponto de orvalho que se deseja atingir, porém, quanto menor o ponto de orvalho, maior será o investimento, por isso deve-se determinar as necessidades reais da qualidade do ar comprimido (ATLAS COPCO, 2010a; ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

A figura 63 mostra a relação entre o ponto de orvalho e a pressão.

Figura 63 - Relação entre o ponto de orvalho e a pressão



Fonte: (ATLAS COPCO, 2010a).

Antes de qualquer secador é recomendado a instalação de um *aftercooler*, que deve ser instalado logo após o compressor para a precipitação do condensado e evitar problemas com água na tubulação (ATLAS COPCO, 2010a).

O *aftercooler* é um trocador de calor que tem a função de resfriar o ar comprimido e condensar a água presente nele para evitar que ela se condense na tubulação. Este trocador de calor é normalmente resfriado a água ou a ar e equipado com um sistema de drenagem automática e de separação de água, instalados próximos ao compressor. Atualmente o trocador de calor do *aftercooler* é incorporado ao compressor (ATLAS COPCO, 2010a; ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

O conjunto *aftercooler* e secador são responsáveis pela precipitação de 80% a 90% da umidade contida no ar comprimido e a temperatura do ar após passar pelo *aftercooler* fica em torno de 10 °C a cima da temperatura ambiente (ATLAS COPCO, 2010a; ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

Os secadores por refrigeração e por adsorção foram os encontrados nas fábricas ao longo do trabalho.

5.6.1 Secador por refrigeração

Os secadores por refrigeração são os mais usados na indústria e utiliza um pequeno sistema de refrigeração para resfriar o ar, onde geralmente o fluido refrigerante é o freon e que o sistema pode estar incorporado ou não ao compressor.

No seu princípio de funcionamento o ar comprimido quente e úmido entra no secador, passa por um trocador de calor ar / ar, em que o ar seco e frio que está saindo do secador retira calor do ar que está entrando.

Depois o ar passa por outro trocador de calor, que é o evaporador do sistema de refrigeração, onde sua temperatura é reduzida até 3 °C a 4 °C, que normalmente é o ponto de orvalho do ar comprimido nas pressões usuais. Nesta temperatura a umidade se condensará para ser removida posteriormente.

O ar comprimido seco ainda fica com uma umidade de 20% aproximadamente. Em seguida este ar passa pelo outro lado do primeiro trocador de calor ar / ar, até que sua temperatura seja suficiente para que ele seja filtrado em um filtro coalescente.

O ponto de orvalho característico de um secador por refrigeração é de 2 °C a 10 °C, sendo limitado inferiormente para que a água não congele. (ATLAS COPCO, 2010a; ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

Os secadores por refrigeração podem ser instalados antes ou depois do reservatório.

Instalando o secador antes do reservatório, o ar entra seco no reservatório e com qualidade, porque demandas instantâneas não alteram o ponto de orvalho do ar comprimido, porém é necessário que os secadores sejam maiores, porque devem ser projetados para a capacidade nominal do compressor e por isso, normalmente, opera superdimensionado.

Outras desvantagens são a temperatura do ar comprimido que é alta, há uma grande quantidade de condensado e não se consegue dividir a parcela de ar que precisa ser seca da que não precisa. Portanto, economicamente, este tipo de instalação não é vantajosa (ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

O secador instalado depois do reservatório, pode ser de menor porte, de acordo com o consumo real, além disso, a secagem não é turbulenta, o ar comprimido é admitido com a temperatura mais baixa, menos condensado é formado no secador, porém formará mais condensado no reservatório e em caso de aumento brusco de produção, há uma sobrecarga no secador e aumenta-se o ponto de orvalho. Este tipo de sistema apresenta melhor eficiência e menor custo (ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

5.6.2 Secador por adsorção

No secador por adsorção o ar passa por um material higroscópico ou dessecante, que normalmente, é sílica gel, peneiras moleculares ou alumina ativada e sai seco (ATLAS COPCO, 2010a).

O material higroscópico, gradualmente, vai se saturando com a água adsorvida e por isso, após certo período de operação, deve ser regenerado para recuperar sua capacidade. Em função disso é construído com dois vasos secadores, um que está em funcionamento e outro que, simultaneamente, está em regeneração. Quando este último finaliza a regeneração eles mudam de função (ATLAS COPCO, 2010a).

Uma vantagem deste tipo de secador comparado com o por refrigeração é que a perda de carga é menor, além disso, o ponto de orvalho chega a $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Por isso, os secadores por adsorção são usados em aplicações mais críticas.

Por outro lado, os secadores por adsorção exigem um consumo de material dessecante e de uma parcela de ar produzido, além de uma fonte de energia para regenerar o material. Isso torna este secador mais caro e menos eficiente que o por refrigeração (ATLAS COPCO, 2010a, 2011; ROCHA; MONTEIRO, 2005a).

6 DESENVOLVIMENTO DA METODOLOGIA PARA IDENTIFICAÇÃO DE OPORTUNIDADES NO SISTEMA DE AR COMPRIMIDO

A metodologia desenvolvida ao longo do trabalho também resultou em uma padronização de conceitos de eficiência energética em sistemas de ar comprimido, para identificação de oportunidades de redução do consumo de energia elétrica. Assim como para o sistema de frio, são vinte e cinco perguntas. Esta metodologia pode ser implementada em qualquer tipo de indústria que tenha um sistema de ar comprimido.

Os casos que deram origem às perguntas estão apresentados na sequência, separados por assunto.

O sistema de ar comprimido é o segundo maior consumidor de indústrias de bebidas e por este motivo também fez parte do trabalho de eficiência energética.

Assim como o sistema de refrigeração, o sistema de ar comprimido foi avaliado desde a geração até o consumidor final.

6.1 MELHORIA NA MODULAÇÃO DOS COMPRESSORES DE AR

Durante o estudo foram encontradas várias configurações com tamanhos, modelos e marcas diferentes de compressores, e na maioria dos casos operava mais de um equipamento.

A melhor modulação para o sistema seria através da instalação de um gerenciador, porém, em vários casos, devido à incompatibilidade de comunicação de um equipamento de uma marca com o gerenciador de outra impossibilitava a instalação, outras vezes o tempo de retorno de investimento não era atrativo. Logo a solução para melhorar a modulação das máquinas era montar uma cascata com os *set points* dos compressores.

Foram encontrados vários sistemas desconfigurados, que não utilizavam o compressor com inversor de frequência para a modulação e sim os de carga e alívio, acarretando um consumo elevado de energia elétrica.

O sistema estudado cuja melhoria foi implementada possuía três compressores de ar de tamanhos diferentes, sendo um Atlas Copco ZR 160 VSD FF com inversor de frequência, capacidade de 1466 m³/h e com motor de 215 CV, outro compressor Atlas Copco ZR 250 com capacidade de 1962 m³/h e com motor de 300 CV, e um terceiro compressor Atlas Copco ZR 3B com capacidade de 1080 m³/h e com motor de 200 CV.

A vazão de ar requerida na fábrica variava de 1200 m³/h a 2500 m³/h, porém na maioria do tempo, em média, a vazão necessária era em torno de 1700 m³/h. Portanto, para esta carga, apenas o compressor ZR 250 seria suficiente.

Além dele, o ZR 3B também estava operando, e ambos modulavam por carga e alívio, devido ao mau ajuste dos *set points*.

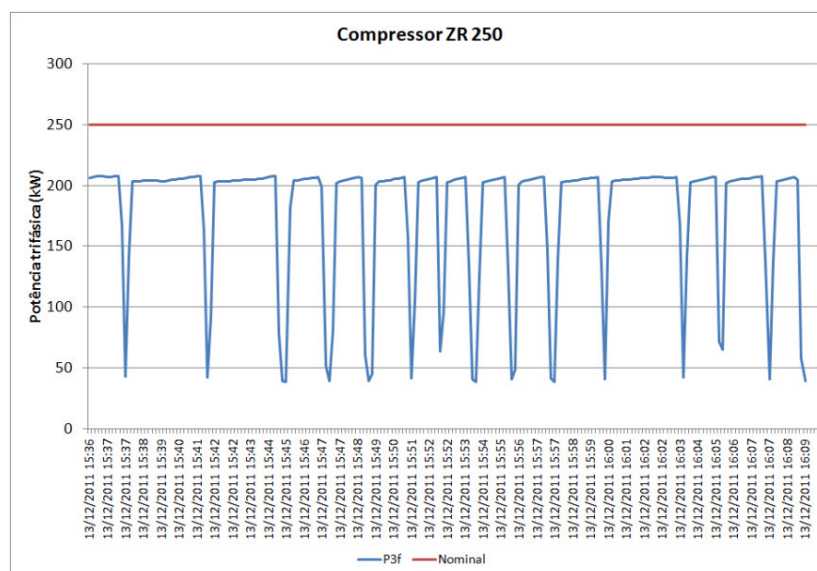
O *set point* da P_{carga} do compressor ZR 250 era 6,5 bar e a de alívio, 7,3 bar, o *set point* da P_{carga} do compressor ZR 3B era 6,5 bar e a de alívio 7,3 bar, e o *set point* do compressor ZR 160 VSD era 7,5 bar, com o parâmetro de parada indireta igual a 0,3 bar, ou seja, apenas 0,3 bar acima da pressão de *set point*, um tempo seria contado para que o compressor entrasse em alívio e pudesse desligar.

Quando isso ocorresse significaria que o compressor já operava na rotação mínima, pois estaria buscando o *set point*, e mesmo assim estaria sobrando capacidade.

As figuras 64 e 65 mostram a modulação dos compressores ZR 250 e ZR 3B, respectivamente.

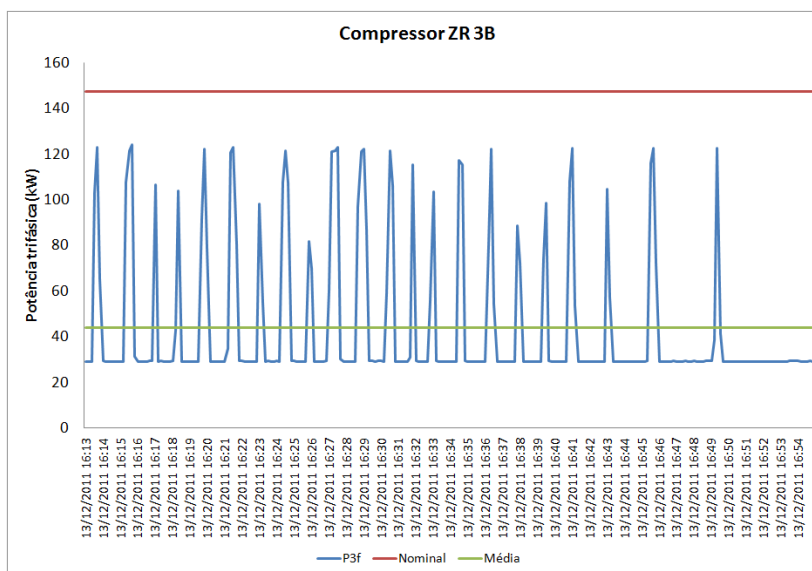
Nesta configuração, a pressão do sistema era muito instável e muito alta, acima de 7 bar, em função da modulação por carga e alívio. Além disso, o compressor com inversor de frequência nunca operava.

Figura 64 - Modulação do compressor ZR 250



Fonte: (Autor).

Figura 65 - Modulação do compressor ZR 3B



Fonte: (Autor).

Foi verificado em que faixa de trabalho o compressor ZR 160 VSD mais funcionava. A tabela 9 mostra os percentuais de cada faixa. Pelos dados da tabela 9 se percebe que o compressor não operava na faixa de maior eficiência (65%).

Tabela 9 - Faixa de operação do compressor ZR 160 VSD

Faixa de operação do compressor ZR 160 VSD	
Faixa de operação	(%)
0 - 20% rpm	2%
21% - 40% rpm	6%
41% - 60% rpm	20%
61% - 80% rpm	25%
81% - 100% rpm	47%

Fonte: (Autor).

A ação tomada foi parametrizar os compressores para permitir que apenas o compressor ZR 250 operasse na maioria do tempo e o ZR 160 VSD fosse o segundo da fila, para entrar e sair em automático, somente em momentos de pico e modular mantendo a pressão da rede.

Desta forma, a pressão de ar da rede seria menos instável. A opção de deixar o compressor com inversor de frequência como reserva se deu ao fato dele não ter capacidade suficiente para atender toda a fábrica. Já o compressor ZR 3B ficou com terceiro da fila.

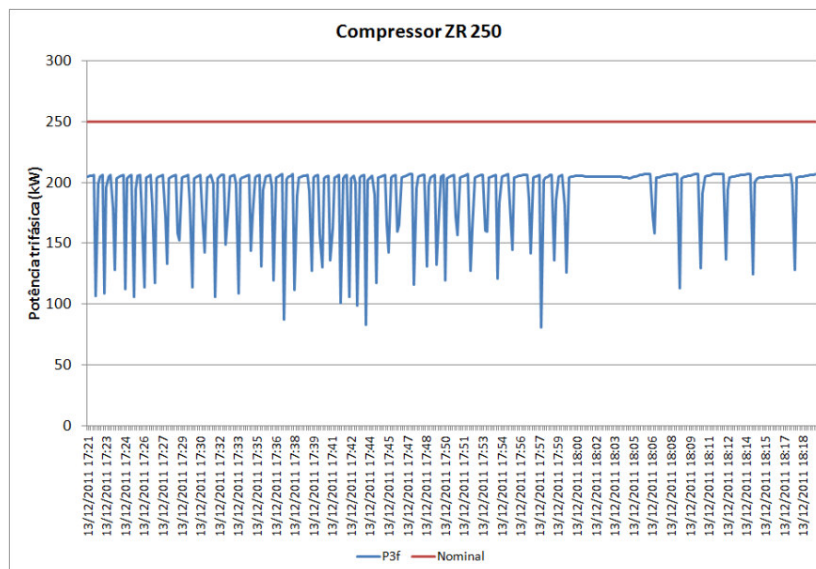
O *set point* da P_{carga} do compressor ZR 250 foi alterado para 7,0 bar e a de $P_{\text{alívio}}$, 7,4 bar, o *set point* da P_{carga} do compressor ZR 3B ficou 7,5 bar e a de $P_{\text{alívio}}$ 7,7 bar, e o *set point* do compressor ZR 160 VSD foi modificado para 6,8 bar, com o parâmetro de parada indireta de 0,2 bar.

Desta forma, se o compressor ZR 250 não fosse suficiente para atender toda a fábrica, a pressão começaria a cair e o ZR 160 VSD seria ligado, mas quando este último não fosse mais necessário, ou seja, o ZR 250 voltaria a atender toda a planta e atingindo 7,0 bar, o ZR 160 VSD, pelo parâmetro de parada indireta, contaria o tempo para entrar em alívio e desligar.

O *set point* do compressor com inversor de frequência deve ficar sempre abaixo do *set point* de carga de outro compressor que opere por carga e alívio, para que a modulação seja realizada aproveitando o inversor de frequência.

Após as alterações, o compressor ZR 3B foi desligado e o ZR 250 foi novamente monitorado, conforme a figura 66. Pode-se perceber que o compressor passou a operar muito menos em alívio. Além do ganho em energia elétrica, também se ganha no aumento da vida útil dos equipamentos reservas.

Figura 66 - Modulação do compressor ZR 250 após as modificações dos parâmetros



Fonte: (Autor).

Deste estudo de caso saíram as perguntas 3, 4 e 5 da ferramenta desenvolvida para identificação de oportunidades em sistemas de ar comprimido, apresentadas no quadro 8.

Quadro 8 - Perguntas para melhorar a modulação dos compressores de ar

Assunto	Numeração sequencial	Descrição
Sistema de Ar Comprimido		
Modulação dos compressores	3	São utilizados compressores de ar com inversores de frequência para modular e reduzir o consumo de energia elétrica? Se a fábrica não possuir compressor com inversor de frequência, ela utiliza o compressor de ar de menor potência para modular?
	4	Existe um sistema de controle e monitoramento (gerenciador) instalado em todos os compressores de ar?
	5	Todos os compressores centrífugos são utilizados sempre a plena carga?

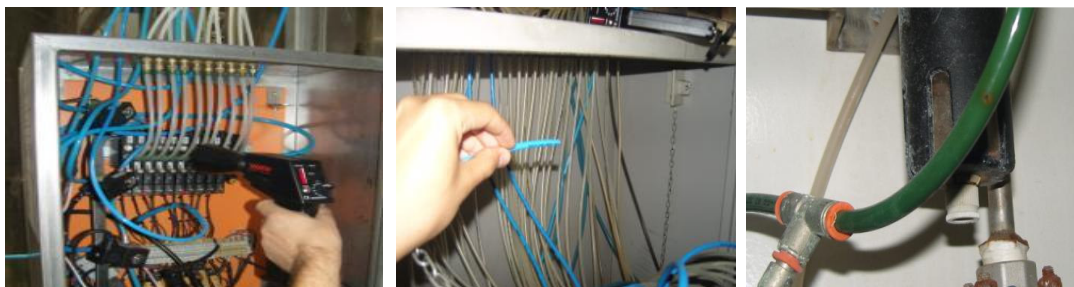
6.2 VAZAMENTOS E MÁ UTILIZAÇÃO DE AR COMPRIMIDO

Os vazamentos e más utilizações de ar comprimido são responsáveis por significativas ineficiências nos sistemas. O mais comum de se ocorrer é que a vazão requerida começa a aumentar muito, a tendência da pressão de distribuição é cair e para isso é ligado mais um compressor de ar para sustentar a pressão do sistema.

Em muitos casos os problemas de vazamentos eram simples de serem resolvidos, como, por exemplo, furos em mangueiras, devido ao ressecamento, conexões mal feitas, etc. Já problemas em válvulas requeriam paradas para as substituições e, por isso, eram mais complicados de serem resolvidos. Em todas as unidades houve trabalho para a retirada de vazamentos de ar.

A figura 67 apresenta alguns casos de vazamentos de ar comprimido.

Figura 67 - Vazamentos de ar comprimido



Fonte: (Autor).

O mais crítico eram as más utilizações de ar comprimido, que variavam desde secagem de produtos, passando por ventilação de painéis, computadores até mesmo pessoal.

A ventilação de painéis era realizada por mangueiras de 10 mm e foram substituídas por um aparelho de ar condicionado cada um, conforme a figura 68.

Figura 68 - Refrigeração de painéis, antes com ar comprimido e depois com ar condicionado

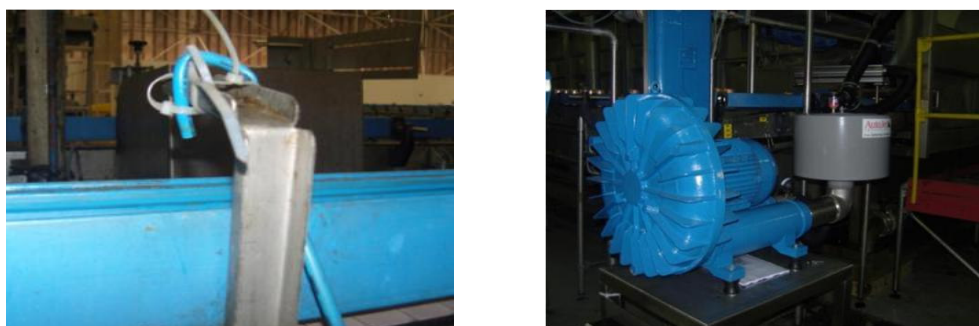


Fonte: (Autor).

Uma vez detectado que a secagem de produtos era um ponto crítico para o sistema de ar comprimido foi realizado um projeto para instalação e substituição de alguns sopradores existentes por sopradores tipo faca.

A primeira parte da figura 69 apresenta mangueiras de ar para secar produto, já na segunda parte, o soprador instalado para suprir este e outros pontos de má utilização.

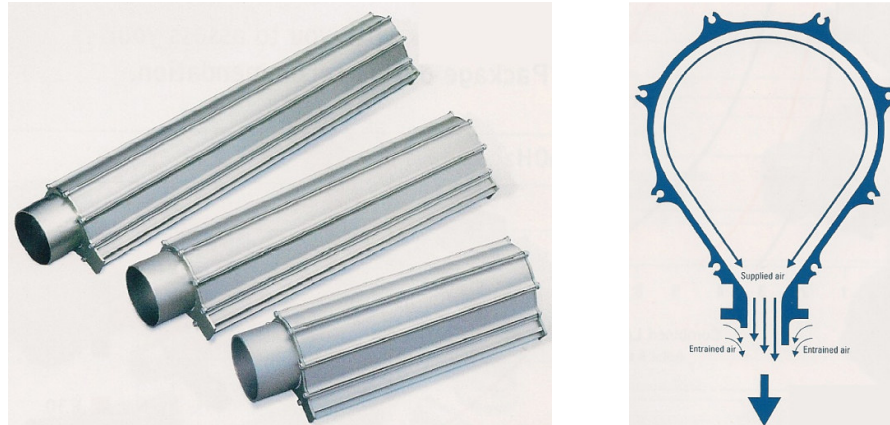
Figura 69 - Secagem de produtos, antes com ar comprimido e depois com sopradores tipo faca



Fonte: (Autor).

Existem alguns modelos de extremidades dos sopradores, porém os dois modelos mais comuns encontrados durante o trabalho foram os tubos redondos e os tipo faca. A figura 70 mostra apenas a extremidade tipo faca.

Figura 70 - Extremidade tipo faca



Fonte: (SPRAYING SYSTEM, 2006).

Os tubos redondos apresentam uma perda significativa de pressão, turbulência na fenda, causando perda de ar pelo ventilador e perda de velocidade do fluxo, por isso são menos eficientes que o tipo faca, que por sua vez, fornece um fluxo de ar de maneira contínua ao longo da faca e maior volume. Com a extremidade tipo faca, o fluxo de ar sai com velocidade elevada no ponto de impacto e desfaz a camada de líquido, formando gotículas e depois secando a superfície (SONIC AIR SYSTEM, 2001; SPRAYING SYSTEM, 2006).

A instalação de sopradores, a princípio, é benéfica ao sistema, porém todo soprador possui um filtro na entrada, que com o tempo satura e faz com que o equipamento perca eficiência. Se a manutenção não for bem feita, há um grande risco de haver aumento de consumo de energia elétrica, pois, além dos sopradores, haverá o retorno das mangueiras de ar comprimido.

Os dois casos mais relevantes, em relação à retirada dos vazamentos e das más utilizações de ar comprimido possibilitou desligar dois compressores em cada fábrica, sendo um de 150 CV e outro de 200 CV, equivalentes a mais de 2000 m³/h, na primeira, e, um compressor de 200 CV e outro de 250 CV, equivalentes a mais de 2500 m³/h, na segunda.

Deste estudo de caso saíram as perguntas de 6 a 11 da ferramenta desenvolvida para identificação de oportunidades em sistemas de ar comprimido, apresentadas no quadro 9.

Quadro 9 - Perguntas para reduzir vazamentos e má utilização de ar comprimido

Assunto	Numeração sequencial	Descrição
Vazamentos e má utilização	6	A unidade está utilizando somente a quantidade de compressores de ar comprimido necessários para satisfazer a demanda de cada area? Determinar o número de compressores que deve ser utilizado e mês a mês verificar quantos estão operando.
	7	Existe um programa de detecção de vazamentos de ar comprimido e um responsável bem treinado para checar os vazamentos pelo menos a cada 3 meses?
	8	A unidade realiza medição do consumo de ar em períodos de fábrica parada com o objetivo de quantificar as perdas por vazamento de ar na rede de distribuição?
	9	São utilizados sopradores, ao invés de ar comprimido, para secagem?
	10	Todos os equipamentos inativos tem válvulas de bloqueio claramente identificadas para eliminar o consumo de ar comprimido?
	11	Existe válvulas de bloqueio nas linhas de ar para separar as linhas de produção ou áreas que não estão em operação?

6.3 REDUÇÃO DA PRESSÃO DE OPERAÇÃO DE AR

Houve dois casos de alta perda de carga nos secadores de ar comprimido. Em um deles, foi necessário substituir a sílica e o problema foi resolvido. Já no outro foi preciso substituir os três secadores, pois os que estavam em operação apresentavam uma perda de carga de 2 bar, aproximadamente.

A primeira parte da figura 71 apresenta um dos antigos secadores e a segunda parte os novos secadores instalados.

Figura 71 - Secadores de ar antigo e novo



Fonte: (Autor).

Destes projetos dos secadores foram acrescentadas as perguntas de 12 a 15 na ferramenta, apresentadas no quadro 10.

Quadro 10 - Perguntas para reduzir as perda nos secadores de ar

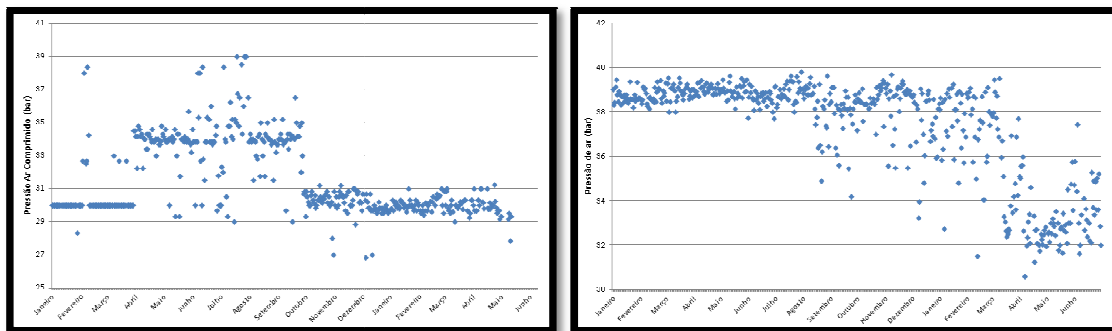
Assunto	Numeração sequencial	Descrição
Secadores	12	Os secadores de ar são regenerados baseados no ponto de orvalho requerido?
	13	A vazão de ar de purga de todos os secadores de ar comprimido do tipo purga aquecida é menor do que 8% da vazão de entrada no secador?
	14	A perda de carga nos filtros da rede de distribuição de ar comprimido é mantida no máximo a 0,4 bar?
	15	A queda de pressão entre a descarga do compressor e a saída do secador está menor que 0,3 bar?

Em algumas unidades fabris, que fizeram parte deste trabalho, havia sopradoras de garrafas PET, que operavam com compressores dedicados a 40 bar.

Visando a redução de energia elétrica foram realizados ajustes nas receitas das máquinas, em um projeto junto aos fabricantes das máquinas, para que pudessem operar com pressões menores nos compressores.

A figura 72 apresenta o gráfico da redução da pressão de sopro de duas fábricas.

Figura 72 - Redução da pressão de distribuição de ar de sopro de duas unidades fabris



Fonte: (Autor).

Em quase todas as sopradoras foi possível reduzir a pressão de trabalho, menos nas que era necessário fazer todo o ajuste mecânico. No total, treze máquinas de oito fábricas diferentes tiveram suas pressões de trabalho reduzidas para perto de 30 bar e no melhor caso se conseguiu atingir a marca de 26 bar.

Do projeto das sopradoras de garrafas foram acrescentadas as perguntas de 16 a 25 na ferramenta, apresentadas no quadro 11.

Quadro 11 - Perguntas para reduzir a pressão de ar

Assunto	Numeração sequencial	Descrição
Redução da pressão de ar	16	A fábrica tem um diagrama com todo o sistema de geração, distribuição e consumo de ar comprimido, com identificação de pressão e vazão que cada equipamento necessita? Este levantamento deverá ser utilizado para identificar os equipamentos que necessitam de maior pressão de operação de ar comprimido a fim de otimizar a pressão de distribuição geral da fábrica.
	17	Existem 2 redes de ar comprimido? (ex.: um rede de 3,5 bar e uma de 6,0 bar)
	18	A pressão de distribuição de ar comprimido está menor que 6,3 bar ou menor que a média do ano anterior (O que for menor)?
	19	Existem booster instalados nos equipamentos que requerem pressão de ar superior a 6,3 bar de pressão?
	20	A pressão de distribuição de ar comprimido da fábrica é reduzida sempre que os equipamentos que exigem maior pressão estão parados?
	21	Existe anel de ar comprimido na rede de distribuição?
	22	Todas as restrições que possam causar perda de carga na rede de distribuição de ar comprimido foram eliminadas? (exemplos: ponto morto e válvulas não necessárias)
	23	Existe pulmão de ar comprimido dedicado para equipamentos que apresentam picos de vazão de consumo de ar?
	24	O armazenamento primário de ar comprimido (pulmão) tem volume de no mínimo 15% do máximo volume de ar comprimido (m ³) consumido em 1 minuto? Isto é necessário para amortecer picos de consumo.
25	A manutenção periódica e preventiva é realizada 100% nos equipamentos do sistema de ar comprimido?	

6.4 OUTRAS MELHORIAS NO SISTEMA DE AR COMPRIMIDO

Mais duas perguntas foram inseridas na ferramenta, baseada em conceitos de ar comprimido e outros casos. Estas perguntas estão presentes no quadro 12.

Quadro 12 - Perguntas para melhorar a eficiência do sistema de ar comprimido

Assunto	Numeração sequencial	Descrição
Outras melhorias	1	A sucção de ar de todos os compressores estão localizados de uma forma que o ar de captação esteja na menor temperatura possível (de fora do galpão)?
	2	A purga de condensado do compressor de ar e da linha de ar comprimido é através de drenos automáticos sempre que disponíveis ou purga manual com fechamento das válvulas de dreno logo após o procedimento?

O quadro 13 apresenta a ferramenta completa desenvolvida para melhorar a eficiência do sistema de ar comprimido.

7 AÇÕES DE MELHORIAS APLICADAS UTILIZANDO A FERRAMENTA DESENVOLVIDA EM SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO E RESULTADOS

Várias oportunidades de melhorias em sistemas de ar comprimido foram identificadas através da ferramenta desenvolvida. A seguir são descritos outros estudos de casos que trouxeram redução do consumo de energia elétrica divididos por tópicos.

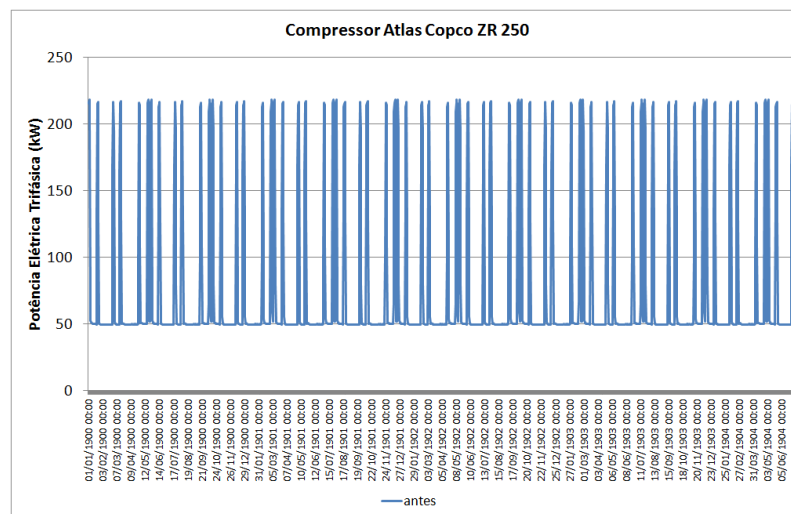
7.1 MODULAÇÃO DOS COMPRESSORES DE AR

O sistema em questão possuía apenas dois compressores em funcionamento, sendo um Atlas Copco ZR 250 com motor de 300 CV, e outro compressor Kaeser FSG 420-2 SFC W com motor de 250 kW e inversor de frequência.

O *set point* da P_{carga} do compressor ZR 250 era 6,5 bar e a $P_{\text{alívio}}$, 7,3 bar e o *set point* do compressor Kaeser era 8,2 bar. Desta forma o compressor com inversor de frequência operava como compressor de base e o outro modulava por carga e alívio.

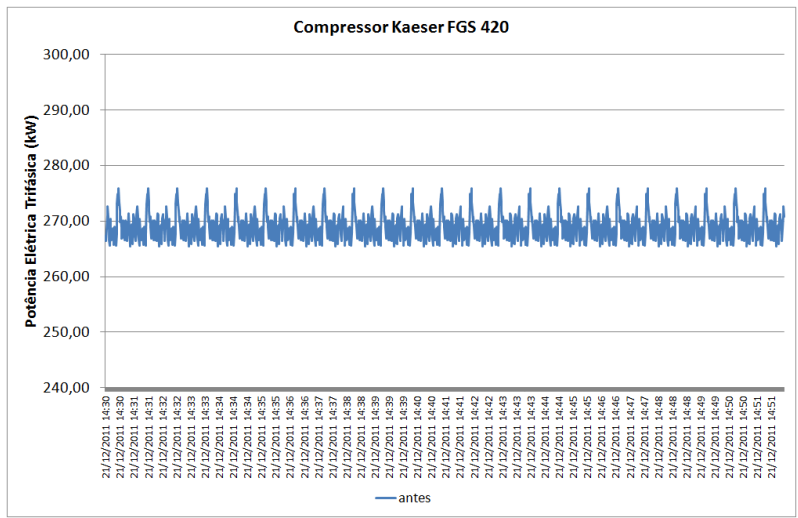
As figuras 73 e 74 mostram a modulação dos compressores Atlas Copco e Kaeser, respectivamente, antes da alteração dos parâmetros.

Figura 73 - Modulação do compressor Atlas Copco



Fonte: (Autor).

Figura 74 - Modulação do compressor Kaeser

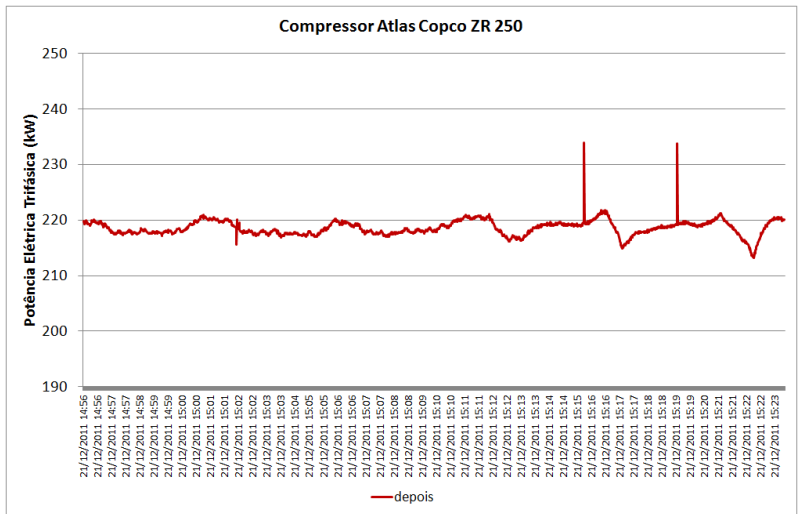


Fonte: (Autor).

Neste caso, as perguntas 3, 4 e 5 da ferramenta, referente à modulação dos compressores de ar, foram analisadas. A pergunta 3 não estava sendo atendida, identificando assim uma oportunidade de melhoria.

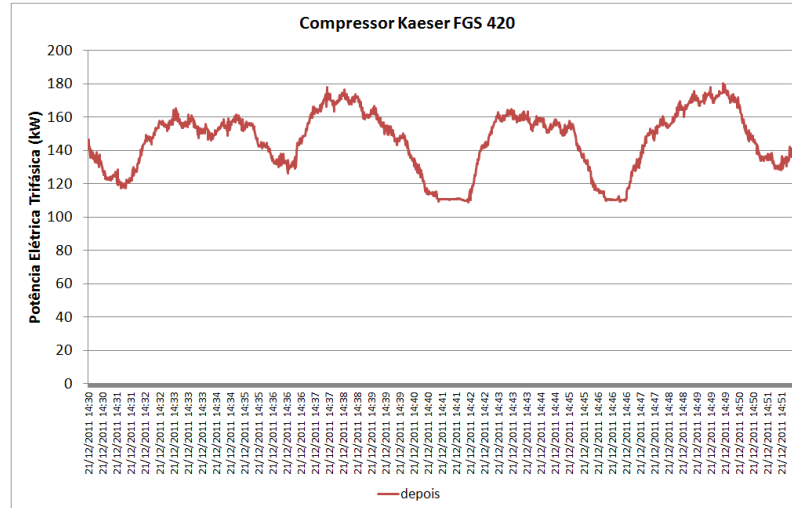
O sistema foi reconfigurado de maneira que a pressão ficasse constante em 7,2 bar, valor necessário neste sistema. O *set point* do compressor Kaeser foi alterado para 7,2 bar, o *set point* de P_{carga} do compressor Atlas Copco ficou com 7,3 bar, e de $P_{\text{alívio}}$, 7,7 bar. Desta maneira, o compressor Atlas Copco passou a ser o compressor base e o Kaeser começou a modular., conforme as figuras 75 e 76, respectivamente.

Figura 75 - Modulação do compressor Atlas Copco após a reconfiguração



Fonte: (Autor).

Figura 76 - Modulação do compressor Kaeser após a reconfiguração



Fonte: (Autor).

A economia de energia elétrica por ano foi de 0,48 GWh, aproximadamente, equivalente a R\$ 78.000,00, sem qualquer investimento.

Outro caso em que as perguntas referentes à modulação dos compressores foram usadas ocorreu em um sistema de ar comprimido composto por três compressores de ar, um Atlas Copco ZR 110, com capacidade de 1123 m³/h e motor de 200 CV, um Atlas Copco ZR 160 VSD FF com inversor de frequência, capacidade de 1466 m³/h e com motor de 215 CV, e um compressor Samsung SM 2000 com capacidade de 2618 m³/h, para uma pressão de 8,6 bar, e com motor de 350 HP.

Operavam o compressor Samsung e o ZR 110, pois o ZR 160 estava com problemas no inversor de frequência. O ZR 110 era o compressor base e o Samsung operava modulando pelas válvulas de admissão e de descarga, conforme figura 77. Pode-se perceber que a vazão do equipamento é 1725,7 m³/h e o consumo específico 0,116 kWh/m³.

Como a capacidade do ZR 110 é de aproximadamente 1100 m³/h e o sistema operava a 6,9 bar, ou seja, o compressor Samsung a uma pressão mais baixa conseguiria operar com uma vazão maior, foi reajustado os *set points* das duas máquinas para que o compressor Samsung pudesse operar sozinho, próximo a carga plena, onde sua eficiência é maior.

O resultado pode ser visto na figura 78, onde a vazão do equipamento é 2767,9 m³/h e o consumo específico 0,080 kW/m³, além disso, tanto a válvula de admissão como a de descarga operam quase que 100% abertas, diferente da figura anterior.

Figura 77 - Modulação do compressor Samsung SM 2000



Fonte: (Autor).

Figura 78 - Modulação do compressor Samsung SM 2000 após a alteração dos *set points*



Fonte: (Autor).

A economia somente de energia elétrica por ano foi de quase 0,6 GWh, que equivalente a cerca de R\$ 107.000,00, sem qualquer tipo investimento.

7.2 UTILIZAÇÃO DE GERENCIADORES DE COMPRESSORES PARA MELHORAR A MODULAÇÃO

A pergunta 4 foi importante para fazer a análise dos sistemas de ar comprimido de diversas fábricas e identificar oportunidades de instalação de gerenciadores.

Em alguns casos, onde os compressores eram do mesmo fabricante e era viável o projeto, ou seja, quando operava mais de um compressor e o retorno de investimento era menor que dois anos, foi possível instalar um gerenciador para centralizar o controle dos compressores.

Segundo o próprio fabricante, a economia de energia elétrica que se obtém com a instalação de um gerenciador é a mesma que se reduzir a pressão de distribuição em um bar.

A figura 79 mostra um gerenciador instalado em um sistema com três compressores.

Figura 79 - Gerenciador dos compressores de ar



Fonte: (Autor).

Neste caso o sistema era composto por sete compressores de ar, sendo quatro compressores Centac, dois com capacidade de 1330 m³/h e motor de 200 CV, outro com capacidade de 800 m³/h e motor de 200 CV, e outro com capacidade de 1400 m³/h e motor de 250 CV, todos eles eram equipamentos reservas. Além deles havia três compressores Atlas Copco, um ZR 200 com capacidade de 1860 m³/h e motor de 250 CV, um ZR 275 FF AC com capacidade de 2706 m³/h e motor de 350 CV, e, por fim, um ZR 315 VSD FF com capacidade de 3012 m³/h e motor de 423 CV, que possuía inversor de frequência. Os outros compressores, se necessário, modulariam por carga e alívio.

Apenas os compressores Atlas Copco foram conectados ao gerenciador que era do mesmo fabricante, porém eram apenas estes compressores que operavam. Com o sistema centralizado, o gerenciador consegue receber informação e controlar todos os compressores simultaneamente, priorizando a modulação pelo compressor com inversor de frequência, se a escolha de controle for “economia de energia”.

A economia com a instalação do gerenciado nesta fábrica foi de 0,52 GWh por ano, aproximadamente, ou cerca de R\$ 85.000,00. Este projeto também foi implementado em mais três fábricas, atingindo uma economia média anual de 2,0 GWh, ou cerca de R\$ 300.000,00. O tempo de retorno do investimento deste projeto foi de um ano e nove meses.

7.3 INSTALAÇÃO DE UM COMPRESSOR MAIS EFICIENTE E COM INVERSOR DE FREQUÊNCIA

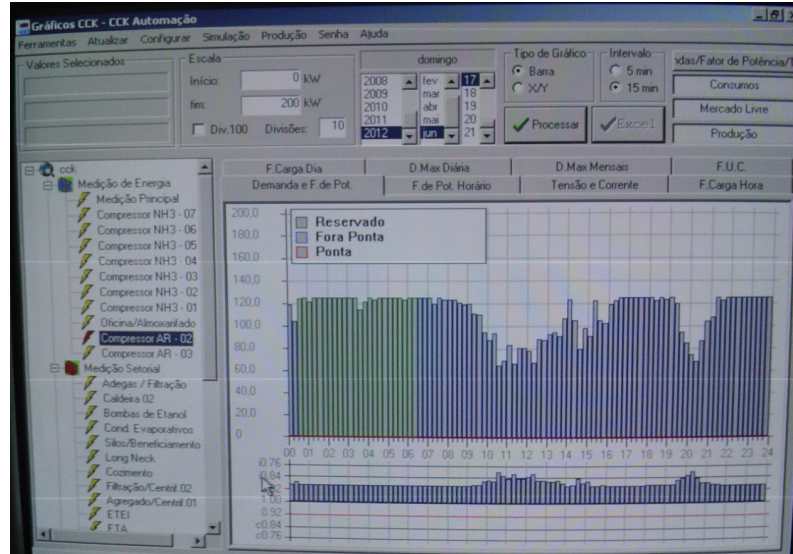
O estudo a seguir aconteceu em uma unidade fabril que possuía um sistema com três compressores Atlas Copco ZR 3B com capacidade de 1080 m³/h e com motores de 200 CV, nenhum com inversor de frequência. Normalmente, operavam dois compressores e o terceiro ficava como reserva, para operar apenas em momentos de pico, porém a operação deixava-o sempre ligado em alívio, ou seja, sem produzir ar comprimido e consumindo energia, para evitar qualquer indisponibilidade.

As figuras 80 e 81 apresentam as medições de um dos compressores em carga e do compressor reserva operando a vazio, respectivamente. As medições são do dia 17 de junho de 2012 e apresentam hora a hora a potência e o fator de potência das máquinas. Na figura 80 mostra que em alguns momentos o compressor 2 modula e a figura 81 mostra o compressor em alívio durante todo o dia, apenas perto da 16 horas este compressor operou com carga baixa.

Este problema poderia ser facilmente solucionado com ajuste dos *set points* das máquinas, mas os compressores já estavam obsoletos e foi feita a opção de instalar uma máquina nova, um compressor Atlas Copco ZR 315 VSD FF com capacidade de 3012 m³/h e motor de 423 CV, que possuía inversor de frequência. Desta forma a pergunta 3 da ferramenta passou a ser atendida e ficou operando apenas um compressor novo, modulando pelo inversor de frequência.

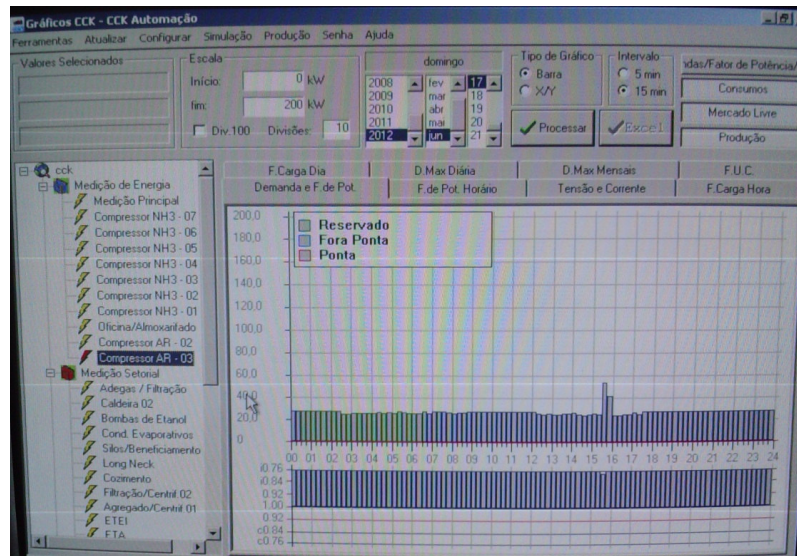
A economia com a instalação do compressor novo foi de mais de 0,6 GWh por ano, que representa mais de R\$ 110.000,00 por ano, porém o tempo de retorno do investimento foi superior a três anos.

Figura 80 - Medição da potência e do fator de potência do compressor 2 de ar



Fonte: (Autor).

Figura 81 - Medição da potência e do fator de potência do compressor 3 de ar



Fonte: (Autor).

7.4 REDUÇÃO DA PRESSÃO DE OPERAÇÃO DE AR COMPRIMIDO

O trabalho para se conseguir modificar o nível de operação da pressão do ar nas unidades fabris foi muito grande. A média da pressão de ar das fábricas era quase 7,0 bar e se conseguiu reduzir para 6,3 bar, e no melhor caso, a pressão de ar da rede chegou a operar com 5,5 bar.

Para se conseguir atingir este patamar, primeiro foram realizados testes da pressão mínima de operação de ar comprimido e a identificação dos equipamentos mais críticos e por fim, foram realizadas ações para sanar estes problemas.

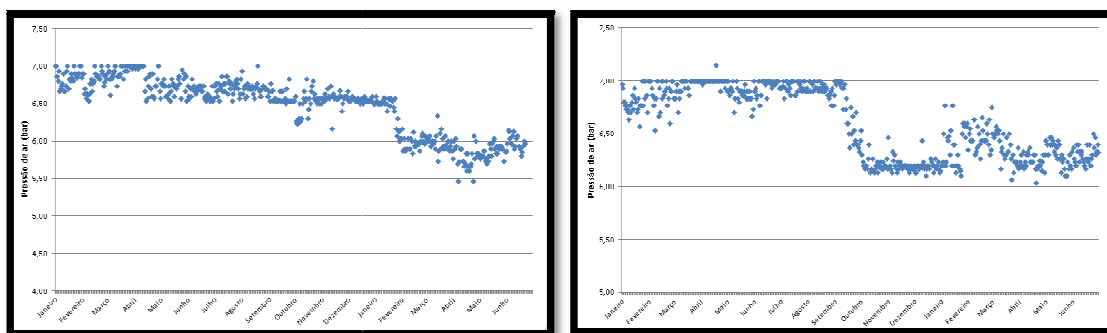
Em alguns casos não havia equipamentos críticos que necessitassem de uma pressão próxima da de trabalho e foi simples reduzi-la. Em outros casos foi necessário fechar um anel na tubulação de distribuição do ar comprimido.

Já em outros, para algumas cargas mais críticas, foram instaladas *boosters* para elevar a pressão apenas naquele ponto. Houve também casos em que a pressão mínima de operação era limitada no compressor para garantir a regeneração dos secadores por adsorção e foi necessária a intervenção do fabricante para se conseguir reduzi-la. Além do mais um enorme trabalho para a retirada de vazamentos e más utilizações de ar foram fundamentais para conseguir esta redução.

A figura 82 mostra o controle e a redução da pressão de trabalho de duas unidades fabris, resultados das melhorias que surgiram com o auxílio das perguntas 16 a 25. O monitoramento dos dados foi fundamental para que o ganho se mantivesse ao longo do tempo e para o convencimento da operação, supervisão, etc., que era possível ou que se já havia operado com uma pressão de ar menor.

No total, com a redução da pressão de ar, foi estimado um ganho de mais de 8,0 GWh, ou quase R\$ 1.500.000,00.

Figura 82 - Redução da pressão de distribuição de ar de quatro unidades fabris



Fonte: (Autor).

Somando os investimentos para a redução da pressão de sopro e da rede chega-se a mais de R\$ 3.500.000,00 ao longo do trabalho. O retorno de investimento foi de aproximadamente um ano e meio.

7.5 OUTRAS MELHORIAS NO SISTEMA DE AR COMPRIMIDO E RESULTADOS

Foram apresentados apenas alguns casos de melhorias implantadas nos diversos sistemas de ar comprimido para redução do consumo de energia elétrica.

Os resultados obtidos na maioria dos casos foram medidos para comprovar os ganhos das ações implantadas, mas também foram acompanhados através dos índices de energia elétrica pelo volume produzido em cada unidade fabril e através da gestão dos principais IC's e IV's, que são a pressão de distribuição de ar de baixa, de alta e o número de compressores em operação.

O trabalho realizado, teve como resultado a redução de quase 39 GWh, o equivalente a mais de R\$ 7.000.000,00. O investimento nos projetos de eficiência energética, no mesmo período, atingiu R\$ 12.000.000,00.

A tabela 10 apresenta os resultados das principais ações de eficiência energética em sistemas de ar comprimido.

Tabela 10: Resultados consolidado das ações nos sistemas de ar comprimido

<i>Ações para redução do consumo de energia elétrica no sistema de ar comprimido</i>				
Ação	Investimento (kR\$)	Redução do consumo de energia elétrica (MWh)	Retorno (kR\$)	Payback
Instalação de compressores com inversores de frequência.	500	610	110	4,55
Instalação de gerenciadores de compressores e ajustes na parametrização	1100	4600	750	1,47
Programa de detecção de vazamentos.	2800	8000	1500	1,87
Instalação de sopradores.	2600	7200	1300	2,00
Manutenção e substituição de secadores.	750	2100	380	1,97
Instalação de anel.	500	1500	270	1,85
Instalação de boosters e /ou pulmões.	300	1000	180	1,67
Demais ações.	3600	13700	2600	1,38
Total	12150	38710	7090	1,71

Fonte: (Autor).

8 CONCLUSÕES

A primeira parte deste trabalho apresentou a metodologia desenvolvida a partir de alguns estudos de casos e as principais ações encontradas com a utilização desta metodologia, em aproximadamente trinta unidades fabris, em sistemas de refrigeração de grande porte, que ajudaram a aumentar a eficiência destes sistemas, reduzir o consumo de energia elétrica e, conseqüentemente, dos custos.

A segunda parte deste trabalho também apresentou a metodologia e as principais ações para melhorar o consumo de energia elétrica, nas mesmas unidades fabris, porém, em sistemas de ar comprimido.

Os sistemas de frio apresentados eram de compressão a vapor, que utilizavam amônia como fluido refrigerante principal, e apresentavam diversas configurações, alguns sistemas eram com os componentes todos separados, com compressores parafuso ou alternativos, condensadores evaporativos, válvulas de expansão, evaporadores casco e tubo ou de placas, já outros sistemas totalmente compactos com *chillers* e torres de resfriamento.

Os sistemas de ar comprimido também tinham diversas configurações, compressores parafuso e centrífugos, distribuição em anel ou ramificada, etc. Independente da configuração foi possível melhorar o funcionamento dos sistemas em geral, seja com ações simples de retirada de vazamentos ou de ajuste de *set points*, ou ações com investimento de substituição de equipamentos obsoletos e ineficientes.

Todos os tipos de equipamentos analisados ao longo deste trabalho foram apresentados aqui, mostrando as características, vantagens e desvantagens de cada aplicação.

Como apresentado ao longo deste trabalho, há vários pontos em que o sistema de refrigeração e o sistema de ar comprimido podem ter sua eficiência melhorada. Os benefícios com a redução do consumo de energia elétrica não foram apenas financeiro, mas também foram usados como estratégia de *marketing* na empresa.

A principal alavanca usada para convencer as pessoas a executarem as ações de eficiência energética, foram os treinamentos, baseados nas ferramentas de gestão desenvolvidas e em fatos e dados.

Grande parte das ações não precisavam de investimento financeiro para serem implementadas. O conhecimento técnico dos sistemas estudados ajudou a identificar várias oportunidades de redução do consumo de energia.

O conceito de eficiência energética e sustentabilidade são muito relevantes atualmente, além do mais, podem e devem ser usados como ferramentas para a redução do consumo de energia, através da melhora de desempenho e eficiência dos sistemas.

Os resultados obtidos com o desenvolvimento e utilização da ferramenta para identificação de oportunidades de reduzir o consumo de energia elétrica foram significativos, mostrando que ela é eficaz. Esta ferramenta pode ser usada em outros sistemas de refrigeração e ar comprimido existentes para melhorar a eficiência energética ou para se projetar, de maneira mais eficiente, novos sistemas.

Este foi um trabalho visando redução de energia elétrica em refrigeração e ar comprimido, mas também poderia ser aplicada a metodologia e os conceitos de eficiência energética em caldeiras e fornos para reduzir o consumo de combustível, por exemplo. Empresas que saem na frente com este tipo de trabalho, conseguem resultados mais rápidos e se consolidam no mercado, cada vez mais competitivo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGUIAR, V. P. B. **Estudo de eficiência energética no acionamento de um compressor parafuso em um sistema de ar comprimido**. 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2008.

ATLAS COPCO. **Compressed Air Manual**. 7. ed. Wilrijk – Belgium: Atlas Copco Airpower NV, 2010a. 136 p.

ATLAS COPCO. **Manual de instruções do ES 130**. São Paulo: [s.n.], 2010b. 51 p.

ATLAS COPCO. **Oil-free rotary screw compressor series with Variable Speed Drive and Full Feature variants**. Wilrijk – Belgium: Atlas Copco Airpower NV, 2011. 20 p.

BRASIL. Decreto 4.508 de 11 dezembro de 2002. Dispõe sobre a regulamentação específica que define os níveis mínimos de eficiência energética de motores elétricos trifásicos de indução rotor gaiola de esquilo, de fabricação nacional ou importados, para comercialização ou uso no Brasil, e dá outras providências. D.O.U., Brasília, DF, 12 dez. 2002. Disponível em: <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/decreto/2002/D4508.htm>. Acesso em: 07 ago. 2008.

BRASIL. Lei nº. 9.991, de 24 julho de 2000. Dispõe sobre a realização de investimentos em pesquisas e desenvolvimento e em eficiência energética por parte das empresas concessionárias, permissionárias e autorizadas do setor de energia elétrica, e dá outras providências. 2000. D.O.U., Brasília, DF, 25 jul. 2000. Disponível em <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/Leis/L9991>. Acesso em: 03 ago. 2012.

BRASIL. Lei 10.295, de 17 outubro de 2001 – “Lei de Eficiência Energética”. Dispõe sobre realização de investimentos em pesquisa e desenvolvimento e em eficiência energética por parte das empresas concessionárias, permissionárias e autorizadas do setor de energia elétrica, e dá outras providências. D.O.U., Brasília, DF, 18 out. 2001. Disponível em <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/Leis/LEIS_2001/L10295.htm>. Acesso em: 03 ago. 2012.

CAMERON. **Engineered Air, Industrial and Process Gas Centrifugal Compressors**. [S.l.:s.n.] 2012. 21 p.

CAVALCANTI, E. S. C., Uso do ar comprimido no setor industrial: análise de oportunidades de redução do consumo de energia. In: SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 17. Uberlândia, 2003.

CORTINOVIS, G. F.; SONG, T. W., **Funcionamento de uma torre de resfriamento**. São Paulo: EPUSP, 2012. 6 p. Disponível em <<http://www.hottopos.com/regeq14/giorgia.pdf>>. Acesso em: 27 nov. 2012.

FACULDADE UNICEN – TECNÓLOGO EM MECANIZAÇÃO AGRÍCOLA. **Fundamentos de Hidráulica e Pneumática - Compressores Parafuso**. Primavera do Leste – MT: [s.n.], 27 - 53 p. Disponível em <http://www.portaldoeletrodomestico.com.br/downloads/compressores/compressores_parafuso.pdf>. Acesso em: 16 out. 2012.

FINEP. **Capacitação para a tomada de decisões na área de energia – O planejador do sistema elétrico: desafios e controvérsias**. Rio de Janeiro: [s.n.], 1989.

FRIO PLUS REFRIGERAÇÃO LTDA. **Aumento da eficiência frigorífica com o uso do purgador de ar multiponto**. [S.l.:s.n.], [ca. 2010] Disponível em <http://www.frioplus.com.br/artigos_3.php> Acesso em: 01 dez. 2012a.

FRIO PLUS REFRIGERAÇÃO LTDA. **Economize Energia Utilizando Conversores de Frequência Danfoss**. [S.l.:s.n.] [ca. 2010] Disponível em <<http://www.frioplus.com.br/artigos.php>> Acesso em: 01 dez. 2012b.

FRIO PLUS REFRIGERAÇÃO LTDA. **Importância e função das válvulas e controles aplicados na refrigeração industrial**. [S.l.:s.n.] [ca. 2010] Disponível em <http://www.frioplus.com.br/artigos_2.php> Acesso em: 01 dez. 2012c.

GEA REFRIGERATION TECHNOLOGIES. **Economizando Energia – Purgador Automático de Ar Multiponto e Purificador de Amônia (Folder)**. Porto Alegre: [s.n.], 2010.

GELLER, H. S. Introdução. In: _____. **Revolução Energética: Políticas para um Futuro Sustentável**. Rio de Janeiro: Relume Dumará, 2003. p. 15-17.

HAHN, A., **Eficiência energética industrial: compressores: guia avançado**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2004.

JANNUZZI, G. M. et al. **Políticas públicas para eficiência energética e energia renovável no novo contexto de mercado: uma análise da experiência recente dos EUA e do Brasil**. Campinas: [s.n.]. 2000.

JOHNSON CONTROLS. **Treinamento de Operação e Manutenção de PAC.** Núcleo de Estudos, São Paulo: [s.n.]. 2010. 191 p.

LÓPEZ, R. G., **Frío Industrial 2 – Mantenimiento y servicios a la producción ciclos formativos de grado médio y superior.** Espanha: Marcombo, 2005. 276 p.

MAGALHÃES SOBRINHO, P. **Avaliação do efeito da umidade relativa do ar no coeficiente de performance de um sistema de ar condicionado.** 2011. 63 f. Tese (Livre Docência) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, Guaratinguetá, 2011.

MARQUES, M. C. S. et al. **Eficiência Energética: Teoria e Prática.** 1. ed. Itajubá: FUPAI, 2007. 224 p.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C. **Refrigeração.** Panambi: Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul – UNIJUÍ, 2003. 134 p.

MAYEKAWA DO BRASIL REFRIGERAÇÃO. **Manual de Operação Unidades Chiller.** Arujá, 2011. 51 p.

MAYEKAWA DO BRASIL REFRIGERAÇÃO. **MYCOM – Unidade Compressora – Parafuso, Manual de Operação e Manutenção.** Arujá, 2008a. 39 p.

MAYEKAWA MFG. CO. LTD. **MYCOM Screw Performance Software V. 13.9ep.** 2008b.

MENDES, J. E. A.; SOBRINHO, P. M., Modulação de Compressores de Grande Porte em um Sistema de Refrigeração – Estudo de Caso. In: CONGRESSO INTERNACIONAL DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO - MERCOFRIO2012, 8. Porto Alegre, 2012.

MENDES, J. E. A.; SOBRINHO, P. M., Otimização do Sistema de Frio através de aumento de Pressão de Sucção e redução de Pressão de Descarga de Compressores de Grande Porte. In: CONGRESSO INTERNACIONAL DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO - MERCOFRIO2010, 7. Porto Alegre, 2010.

MESQUITA, R. P. **Análise de viabilidade técnica-econômica para a aplicação de inversores de frequência em sistemas de bombeamento de baixa potência.** 2009. 99 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Transmissão e Conversão de Energia) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2009.

PERRONE, F. P. D. et al. A solução no caso DaimlerChrysler para a redução do consumo de energia em sistemas de ar comprimido. In: SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 16. Campinas, 2001.

PILLIS, J. **Screw Compressors Basics, YORK Refrigeration - Technical Description of FV19D - SABROE REFRIGERATION AB.** Tradução e Adaptação da Engenharia de Aplicação da Divisão de Contrato YORK Refrigeration, Joinville, 2005.

PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA (PROCEL). **Dados da instituição, 2012.** Disponível em <www.eletrobras.gov.br/EM_Programas_Procel/default.asp>. Acesso em: 03 ago. 2012.

RADGEN, P.; BLAUSTEIN, E. **Compressed air systems in the European Union: energy, emissions, savings potential and policy actions.** Stuttgart: Log_X Verlag GmbH, 2000. 162 p. Disponível em <<http://isi.fraunhofer.de/isi-media/docs/isi-publ/2001/isi01b04/compressed-air-long.pdf>> Acesso em: 12 dez. 2013.

ROCHA, N. R.; MONTEIRO, M. A. G. **Eficiência Energética em Sistemas de Ar Comprimido.** 1. ed. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005a. 208 p.

ROCHA, N. R.; MONTEIRO, M. A. G. **Eficiência Energética em Sistemas de Ar Comprimido – Manual Prático.** 1. ed. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005b. 87 p.

SABROE REFRIGERATION SA. **CP Optimizer for NH₃.** Dinamarca, 2004. 4 p.

SALVADOR, F. **Projeto de um Sistema de Refrigeração Industrial com Set Point Variável.** 1999. 105 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Eletrônica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1999.

SCHULZ COMPRESSORES, **Gerenciador de Compressores.** Joinville, 2008.

SEMCO EQUIPAMENTOS, **VXC – Condensadores Evaporativos, Catálogo Técnico.** São Paulo, 2007. 7 p.

SHEHATA, B. B. **Refrigeration Optimization.** Nova York, 2009.

SILVA FILHO, F. L. B. S. **Estudo da Eficiência Energética no Sistema de ar comprimido da unidade V da Vicunha.** 2011. 40 f. Trabalho de Graduação - Universidade Federal do Ceará, Fortaleza. 2011.

SOLA, A.V.H.; KOVALESKI, J.L. Eficiência energética nas indústrias: cenários e oportunidades. In: ENCONTRO NACIONAL DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO – ENEGEP, 24, Florianópolis, 2004. 3326 – 3333 p.

SONIC AIR SYSTEM, **Manual de instalação Sonic Air Knife**. California, 2001. 19 p.

SPRAYING SYSTEMS, **WindJet Air Knife Packages**. Wheaton - EUA, 2006.

TASSINI, J. O. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial: Estudo de Caso**. 2012. 113 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Transmissão e Conversão de Energia) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

USDOE - UNITED STATES DEPARTMENT OF ENERGY. **Minimize compressed air leaks. 2004. Compressed air tip sheet #3**. Disponível em: <http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/compressed_air3.pdf>. Acesso em: 30 nov. 2013.

VASCONCELLOS, L. E. M. Prefácio. In: MARQUES, M. C. S. et al. **Eficiência Energética: Teoria e Prática**. 1. ed. Itajubá: FUPAI, 2007. Prefácio. p. XVII.

VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. 1. ed. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005a. 316 p.

VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial – Manual Prático**. 1. ed. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005b. 75 p.

YORK REFRIGERATION. **Treinamento em Refrigeração com Amônia**. Lages, 2008. 57 p.

YORK TRAINING AND DEVELOPMENT – DK - **PAC 193 – Liquid Chilling Unit – Principle**, 2011a.

YORK TRAINING AND DEVELOPMENT DK. - **SAB 193-283 UNIT v.12.1 Animation**, 2011b.

ZAPPELINI, A. B. **Análise de eficiência energética em sistema de ar comprimido**. 2008. 134 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2008.