

VENILTON DE CAMARGO BARBOSA

**Avaliação do comportamento do cop de um sistema de
condicionamento de ar, quando se varia o fluxo de refrigerante através
de um sistema empregando inversor de frequência**

Venilton de Camargo Barbosa

**Avaliação do comportamento do cop de um sistema de
condicionamento de ar, quando se varia o fluxo de refrigerante através
de um sistema empregando inversor de frequência**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho

B238a	Barbosa, Venilton de Camargo Avaliação do comportamento do Cop de um sistema de condicionamento de ar, quando se varia o fluxo de refrigerante através de um sistema empregando inversor de frequência / Venilton de Camargo Barbosa – Guaratinguetá, 2017. 40 f : il. Bibliografia: f. 39-40 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2017. Orientador: Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho 1. Ar condicionado. 2. Energia elétrica – Consumo. 3. Ventiladores (Máquinas). I. Título. CDU 628.84
-------	--


Luciana Máximo
Bibliotecária/CRB-8 3595

VENILTON DE CAMARGO BARBOSA

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“**GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**”

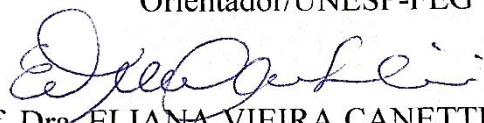
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS,
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO

Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dra. ELIANA VIEIRA CANETTIERI

UNESP-FEG


Prof. Dr. ALEX MENDONÇA BIMBATO

UNESP-FEG

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte da vida e da graça. Agradeço pela minha vida, minha inteligência, minha família e meus amigos,

ao meu orientador, *Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho* que me orientou com dedicação e sem o seu auxílio este trabalho seria bastante difícil

aos meus pais *Diva Camargo Barbosa e Ildo Barbosa*, sempre incentivaram meus estudos e sempre fizeram o possível pra que eu concluísse esse curso.

ao técnico Elder Santos de Castro pelos auxílios nos ensaios laboratoriais,

à todos os amigos que fiz durante essa jornada e ajudaram a torná-la mais divertida.

“A imaginação é mais importante do que o conhecimento”

Albert Einstein

RESUMO

Eficiência energética tem sido tema de fundamental importância, especialmente nos últimos 50 anos. Os dois principais benefícios do uso mais eficiente da energia são: econômico, visto que os gastos com energia elétrica são significativos nos mais diversos setores, como industrial e comercial por exemplo; e ambiental, visto que a maioria da energia consumida mundialmente ainda é proveniente de fontes não renováveis. Como parte dessa energia é devido aos sistemas de condicionamento de ar, este trabalho propõe avaliar a influência do escoamento de fluido refrigerante no coeficiente de performance (COP) de um sistema de condicionamento de ar. Para ser possível variar o escoamento de fluido refrigerante através do sistema, foi utilizado um compressor rotativo do tipo *scroll* controlado por inversor de frequência. Também ao mesmo tempo, foi variado o fluxo de ar pelo evaporador com o objetivo de investigar o comportamento do COP quando o sistema é submetido a tal variação. Para isso, utilizou-se um ventilador axial também controlado por inversor de frequência.

Os resultados mostraram que o fluxo de fluido refrigerante tem um efeito significativo na carga térmica retirada do ambiente e, consequentemente, no COP do sistema de condicionamento de ar. A medida que aumentou a necessidade de maior carga térmica, o COP do sistema apresenta um aumento significativo. Também, os resultados mostraram que o principal impacto quando se varia o fluxo de ar pelo evaporador é na carga térmica. Quanto menor a velocidade de operação do ventilador, menor a carga térmica retirada do ambiente. No entanto, os resultados sugerem que é necessário cuidado na escolha da velocidade de operação do ventilador, visto que para uma mesma carga térmica, o COP do sistema pode variar até 86,7% dependendo da velocidade escolhida.

PALAVRAS-CHAVE: Eficiência energética. Ar condicionado. Fluido refrigerante.

ABSTRACT

Energy efficiency has been an issue of fundamental importance, especially in the last 50 years. The two main benefits of using energy more efficiently are: economic, since the expenses with electric energy are significant in several sectors, such as industrial and commercial, for example; and environmental, since most of the energy consumed worldwide still comes from non-renewable sources. As a significant part of this energy is consumed by air conditioning systems, this study evaluates the influence of the flow of refrigerant in the coefficient of performance (COP) of an air conditioning system. In order to be able to vary the flow of refrigerant through the system, a rotary compressor controlled by frequency inverter is used. In addition, the air flow was varied by the evaporator in order to also observe the behaviour of the COP when the system is subjected to such variation. For this, an axial fan also controlled by a frequency inverter is used.

The results show that the flow of refrigerant has a significant impact on the cooling capacity, consequently, on the COP of the air conditioning system. As cooling capacity is higher, the COP also shows a significant increase. Also, the results show that the main impact when changing the airflow through the evaporator is in the cooling capacity. The lower the fan operating speed, the lower the cooling capacity removed from the environment. However, the results suggest that care is needed in choosing the operation fan velocity, since for the same cooling capacity, the COP can vary up to 86.7% depending on the velocity chosen.

KEYWORDS: Energy efficiency. Air conditioning. Refrigerant.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 (a) – Distribuição do consumo final de energia elétrica	13
Figura 1 (b) – Consumo de energia elétrica por uso final no setor residencial	13
Figura 2 – Emissões de gás do efeito estufa, por setor, em milhões de toneladas.....	14
Figura 3 (a) – Ciclo de refrigeração de Carnot	18
Figura 3 (b) – Diagrama Temperatura-Entropia do ciclo de refrigeração de Carnot	18
Figura 4 (a) – Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor.....	20
Figura 4 (b) – Diagrama Temperatura-Entropia de compressão seca	20
Figura 5 (a) – Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor	21
Figura 5 (b) – Diagrama Temperatura-Entropia do ciclo real de compressão de vapor	21
Figura 6 – Evolução do compressor em relação à temperatura do ambiente	26
Figura 7 – Compressor rotativo do tipo espiral (<i>scroll</i>)	27
Figura 8 – Bancada de testes - Lamotriz	29
Figura 9 – Janela de comando do supervisor da bancada de testes - Lamotriz	30
Figura 10 – Gráfico COP do sistema x Carga térmica (Ventilador: 60 Hz)	33
Figura 11 – Gráfico COP do sistema x Carga térmica	34
Figura 12 – Gráfico Carga térmica x Frequência do compressor.....	35

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Taxa de metabolismo média por atividade	23
Tabela 2 – Variação de velocidade de motores por indução	24

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas.
CATT3	Computer Aided Thermodynamics Table 3.
CFCs	Clorofluorcarbonos.
COP	Coefficiente de performance, desempenho ou eficácia do sistema.
COP 21	21 ^a Conference of Parties.
ER	Efeito Refrigerante ou Carga Térmica.
IEA	International Energy Agency.
NBR	Norma Brasileira Registrada.
NDC	Nationally Determined Contributions.
NR	Norma Regulamentadora.
PNE	Plano Nacional de Energia.
PNEf	Plano Nacional de Eficiência Energética.
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica.
UNFCCC	United Nations Framework Convention on Climate Change.

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área da secção transversal da saída do duto [m ²].
cp_{ar}	calor específico sensível do ar [kJ/kgK]
R	constante universal dos gases [kJ/kgK].
h_e	entalpia específica do ar na entrada [kJ/kg]
h_s	entalpia específica do ar na saída [kJ/kg]
s	escorregamento
f_1	frequência de alimentação [Hz]
$\dot{Q}_{ar}$	fluxo de calor retirado do ar [kW]
$\dot{m}_{ar}$	fluxo de massa de ar [kg/s]
ρ_{ar}	massa específica do ar na saída [kg/m ³].
p	número de pólos
$\dot{W}_{comp.}$	potência elétrica do compressor [kW]
$\dot{W}_{vent. cond.}$	potência elétrica do ventilador do condensador [kW]
$\dot{W}_{vent. evap.}$	potência elétrica do ventilador do evaporador [kW]
P	pressão atmosférica local média [kPa].
n	rotação [rpm]
$\dot{W}_{rede}$	soma de todas as potências envolvidas no sistema [kW]
T	temperatura absoluta de bulbo seco na saída [K].
T_e	temperatura do ar na entrada [°C]
T_s	temperatura do ar na saída [°C]
v	velocidade média do ar na saída [m/s].

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
2	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	17
2.1	INTRODUÇÃO.....	17
2.2	REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	17
2.2.1	Ciclo de refrigeração de Carnot.....	17
2.2.2	Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor	18
2.2.3	Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.....	20
2.3	COEFICIENTE DE PERFORMANCE (COP)	21
2.4	CARGA TÉRMICA	22
3	INVERSOR DE FREQUÊNCIA	24
3.1	INTRODUÇÃO.....	24
3.2	VANTAGENS E DESVANTAGENS	25
3.3	A TECNOLOGIA INVERTER.....	25
4	MATERIAIS E MÉTODOS	27
4.1	EQUIPAMENTOS UTILIZADOS	28
4.2	MÉTODOS PARA CÁLCULO DAS VARIÁVEIS.....	30
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	33
5.1	COP DO SISTEMA X FLUXO DE FLUIDO REFRIGERANTE	33
5.2	COP DO SISTEMA X VELOCIDADE DO VENTILADOR	34
5.3	CARGA TÉRMICA X FLUXO DE FLUIDO REFRIGERANTE	35
6	CONCLUSÕES	36
	REFERÊNCIAS	37

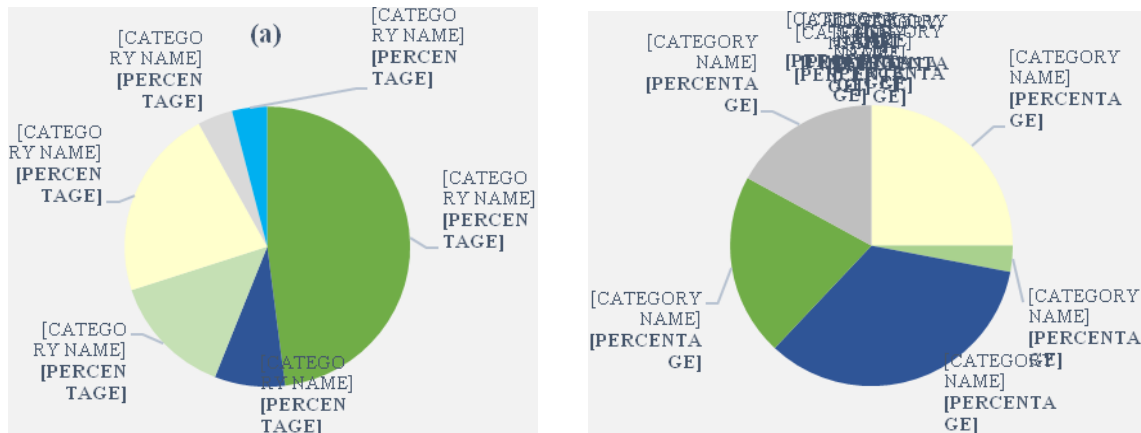
1. INTRODUÇÃO

O crescente consumo de energia tem sido tema de fundamental importância desde a década de 70, quando o mundo foi impactado pelas crises do petróleo. Tais crises deixaram claro a importância de uma matriz energética mais diversificada e o uso mais eficiente do petróleo e seus derivados. Nesse mesmo período iniciava-se um debate sobre os impactos ambientais causados pelo homem, em especial pelo consumo de recursos energéticos não renováveis. Desde então, importantes conferências foram realizadas com o objetivo de discutir soluções para esses problemas ambientais, tais como a Convenção de Viena para a Proteção da Camada de Ozônio - Viena 1985 e a Conferência das Nações Unidas sobre Ambiente e Desenvolvimento - Rio de Janeiro 1992.

No Brasil, o problema energético intensificou-se nos anos de 2001 e 2002, quando o fornecimento e a distribuição de energia elétrica foram atingidos por uma forte crise. Tal crise foi resultado da combinação da falta de planejamento e um longo período de escassez de chuvas, o que acabou culminando na necessidade de uma política de racionamento de energia elétrica impactando todo o país. Desde então, tem-se tomado diversas medidas a fim de melhor planejar as futuras ofertas e demandas de energia no Brasil, como por exemplo o Plano Nacional de Energia – PNE 2030 (2006 – 2007) que tem como objetivo “o planejamento de longo prazo do setor energético do país, orientando tendência e balizando alternativas de expansão desse segmento”.

Segundo o PNE 2030 (2006 – 2007), os setores industrial e residencial são responsáveis pelo consumo final de 70% da energia elétrica consumida no país, conforme mostrado na Figura 1-a. No setor industrial, responsável por 48% do consumo de energia elétrica, o condicionamento do ar é extremamente importante, principalmente em processos que exigem o controle de determinados parâmetros do ambiente de trabalho, tais como: pureza do ar, umidade e temperatura. Alguns exemplos desses ambientes de trabalho incluem processos de fabricação de produtos químicos e explosivos, ambientes com equipamentos e máquinas de alta precisão e ambientes onde conforto térmico é usado visando maior produtividade, por exemplo. A Figura 1-b mostra que refrigeração e condicionamento ambiental são responsáveis por uma significativa parcela do consumo de energia elétrica do setor residencial (37%).

Figura 1: (a) Distribuição do consumo final de energia elétrica. (b) Consumo de energia elétrica por uso final no setor residencial.



Fonte: Brasil (2007).

Esse contexto deixou evidente a oportunidade para investimentos em eficiência energética, em especial nos setores industrial e residencial. Então, em complemento ao PNE 2030, foi elaborado também o Plano Nacional de Eficiência Energética (PNEf) afim de discutir as projeções de eficiência energética em energia elétrica, baseando-se no PNE 2030. Outros programas em eficiência energética, como por exemplo o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL), também são importantes para o Brasil.

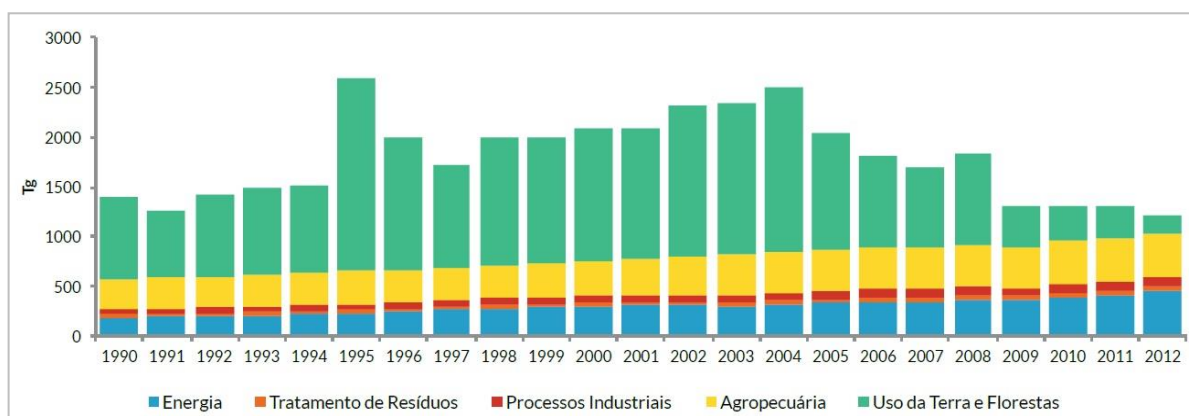
Em um contexto mundial, os investimentos em eficiência energética também têm crescido bastante. Em 2016, a *International Energy Agency* (IEA) publicou em seu relatório anual de eficiência energética que, entre 2000 e 2015, os países membros da IEA economizaram energia suficiente para abastecer o Japão por um ano inteiro, economia equivalente à cerca de 540 bilhões de dólares americanos. Ainda segundo a IEA (2016), o crescimento nos níveis de eficiência energética foi de 20% no setor residencial e 17% no setor industrial durante esse mesmo período.

Além da relevância econômica, investimentos em eficiência energética são de fundamental importância para a questão ambiental. Em dezembro de 2015, aconteceu em Paris a 21ª Conferência das Partes (COP-21) da Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre Mudança do Clima (UNFCCC). A conferência resultou em um novo acordo internacional onde foram submetidos 162 Contribuições Nacionais Determinadas (NDCs). Essas NDCs apresentam uma promessa de maior comprometimento com o meio ambiente, principalmente em ações para reduzir o índice de emissão de gases do efeito estufa no mundo.

De acordo com a NDC brasileira, divulgada pelo governo nacional, o Brasil pretende reduzir as emissões de gases de efeito estufa em 37% até 2025 e em 43% até 2030, em relação aos níveis de 2005. Ações para atingir essa meta incluem melhorias em eficiência energética nos setores energético, industrial e de transporte.

Embora o índice de emissões de gases de efeito estufa tem se mantido praticamente constante desde 2009, o Brasil vem reduzindo de forma significativa esse índice ao longo da última década, conforme ilustrado na Figura 2. De acordo com dados publicados pelo Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação em 2014, no período entre 2005 e 2012, houve uma redução de mais de 40% nas emissões de gases de efeito estufa.

Figura 2: Emissões de gases de efeito estufa, por setor (Tg = milhões de toneladas).



Fonte: Brasil (2014).

Nesse contexto, o uso da energia de uma maneira mais sustentável se faz necessário não apenas devido aos retornos econômicos, mas também pela redução dos impactos ambientais.

Sistemas de refrigeração consomem uma grande quantidade de energia e são amplamente usados nas mais variadas indústrias, tais como: alimentícia, química, farmacêutica, entre outras. Em complemento, os aparelhos de ar condicionado têm se tornado cada vez mais acessíveis e populares, consequentemente, o número de residências com aparelhos de ar condicionado tem crescido consideravelmente em todo o Brasil, especialmente devido ao seu clima tropical característico.

O método de compressão de vapor é o mais usado em sistemas de condicionamento de ar. Seus componentes são: um compressor, que adiciona energia ao fluido refrigerante para aumentar sua pressão e provocar o seu escoamento através do ciclo; um condensador, onde calor é rejeitado para o ambiente mudando o estado do fluido de vapor para líquido; uma

válvula de expansão ou tubo capilar, responsável pela expansão do fluido resultando em seu resfriamento; e um evaporador, onde calor é retirado do ambiente a ser refrigerado.

Os aparelhos de ar condicionado do tipo *split* tornaram-se bastante populares ao longo dos últimos anos, devido especialmente ao seu tamanho (bastante compacto) e por operar de forma silenciosa, visto que a unidade condensadora, responsável pelos ruídos mais significativos, é instalada na parte externa ao ambiente a ser refrigerado.

Mais recentemente, os aparelhos do tipo *split inverter* têm ganho destaque no mercado, especialmente por seu consumo de energia ser consideravelmente menor do que os modelos *split* convencionais. Esses aparelhos utilizam um compressor controlado por inversor de frequência, o qual controla a velocidade de rotação do compressor conforme a necessidade de refrigeração.

Segundo Moreira (2009), em sistemas de condicionamento de ar onde o compressor é controlado por um inversor de frequência, dependendo da carga térmica necessária, a economia de potência elétrica pode chegar a até 56% em relação à compressores em sistemas que não usam inversor de frequência. Com relação ao uso em ventiladores, o autor conclui que cerca de 87% da energia pode ser economizada quando um inversor de frequência é utilizado.

Pesquisadores também tem analisado diferentes aplicações para o inversor de frequência e seus respectivos ganhos energéticos. Segundo Aquino et al (2008), sistemas de bombeamento hidráulico utilizando inversor de frequência podem gerar uma redução de energia de até 74% em relação a sistemas controlados por válvula estranguladora. Os autores também concluem que quando usado em sistemas de ventilação, um inversor de frequência pode resultar em uma economia de até 85%.

O objetivo deste estudo é avaliar a eficiência energética de um sistema de condicionamento de ar, o qual usa um compressor controlado por inversor de frequência, analisando o comportamento do seu coeficiente de performance (COP) quando se varia o fluxo de fluido refrigerante no sistema.

O capítulo 2 apresenta as noções básicas relacionadas à sistemas de refrigeração. Especificamente, apresenta a teoria referente ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor comparando o ciclo de refrigeração de Carnot, o ciclo padrão e o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor. Este capítulo também apresenta outros conceitos básicos necessários para o completo entendimento deste trabalho, como, por exemplo, coeficiente de performance (COP) e carga térmica.

O capítulo 3 apresenta as noções básicas relacionadas a um inversor de frequência, bem como suas principais vantagens e desvantagens. Especificamente, este capítulo também apresenta resumidamente a tecnologia *inverter*, que recentemente tem sido bastante utilizada em aparelhos de ar condicionado.

No capítulo 4 é apresentada uma breve descrição das condições nas quais os ensaios foram realizados; são também apresentados os equipamentos e os métodos utilizados para o cálculo das variáveis estudadas, tais como o coeficiente de performance (COP) e as propriedades dos fluidos refrigerantes.

Por fim, no capítulo 5 são apresentados os resultados e algumas discussões pertinentes e, no capítulo 6, são apresentadas as conclusões do estudo.

2. SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

2.1 INTRODUÇÃO

O uso da refrigeração é essencial em diversas áreas atualmente. Uma de suas mais básicas e importantes aplicações é o uso na conservação de alimentos. A preservação de grande parte dos alimentos é possível graças ao uso da refrigeração que mantém esses alimentos a baixas temperaturas, atrasando o processo de crescimento de bactérias.

Sistemas de refrigeração são essenciais também em ambientes que necessitam do controle da umidade e da pureza do ar, além do controle da temperatura. Em hospitais, por exemplo, o condicionamento do ar tem como objetivo assegurar a assepsia do ambiente, além de proporcionar conforto ao paciente e otimizar o funcionamento dos equipamentos (MINISTÉRIO DA SAÚDE 1995). Na indústria, o uso da refrigeração é importante em ambientes que requerem alto nível de precisão como, por exemplo, salas de usinagem e metrologia. Também é essencial na remoção de calor de substâncias nas indústrias farmacêutica, química e petróleo.

2.2 REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

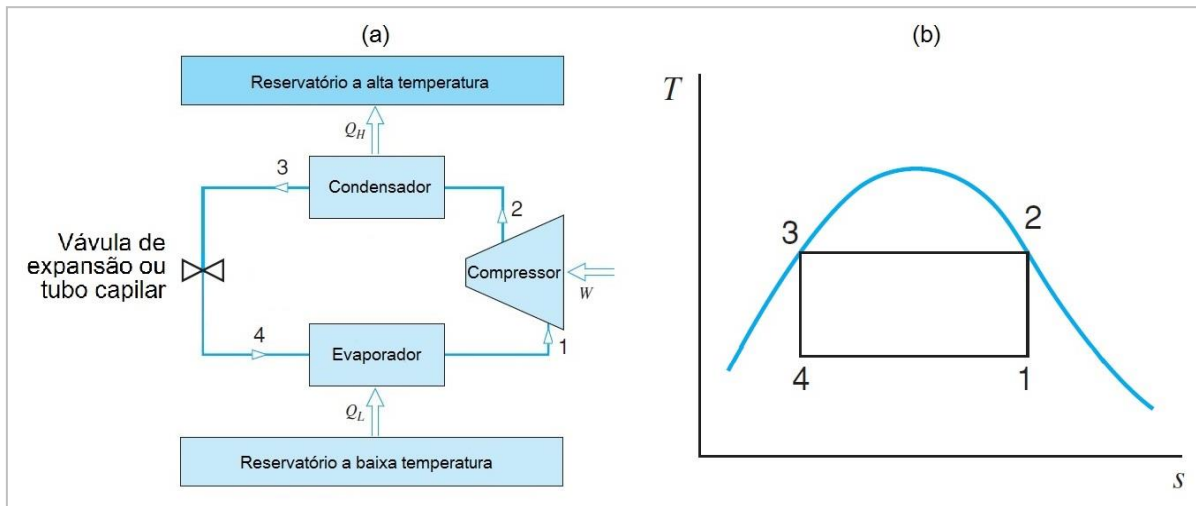
O sistema de refrigeração por compressão de vapor é o mais utilizado na prática, especialmente por ser bastante compacto e relativamente de baixo custo além de apresentar alto índice de desempenho. Devido a tais facilidades, equipamentos de condicionamento de ar utilizando esse sistema são bastante utilizados em residências e comércios. Esse ciclo de refrigeração utiliza um compressor, um condensador, uma válvula de expansão ou tubo capilar e um evaporador.

2.2.1 Ciclo de refrigeração de Carnot

Para uma melhor compreensão do ciclo de refrigeração real, primeiramente é necessário entender o ciclo de refrigeração ideal, cuja eficiência não pode ser superada. Esse ciclo é conhecido como ciclo de refrigeração de Carnot e opera no sentido inverso ao motor térmico de Carnot.

No ciclo de refrigeração de Carnot, calor é transferido de um reservatório a baixa temperatura para um reservatório a alta temperatura. Para isso, o ciclo requer a ação de trabalho externo, realizado pelo compressor, conforme ilustrado na Figura 3-a.

Figura 3: (a) Ciclo de refrigeração de Carnot . (b) Diagrama Temperatura-Entropia do ciclo de refrigeração de Carnot.



Fonte: Adaptado de Borgnakke; Sonntag (2013).

A Figura 3-b ilustra os processos que acontecem no ciclo de refrigeração de Carnot. Vapor saturado sofre uma compressão adiabática reversível no compressor (1-2). Na sequência, calor é rejeitado a pressão constante no condensador (2-3). O próximo processo é um estrangulamento adiabático (3-4). Para completar o ciclo, o fluido de trabalho é, então, vaporizado à pressão constante no evaporador (4-1), cumprindo o objetivo principal do ciclo que é a retirada de calor do reservatório a baixa temperatura.

Todos os processos no ciclo de Carnot são reversíveis, logo, esse ciclo é mais eficiente do que qualquer ciclo real. Apesar de o ciclo de Carnot distanciar-se dos ciclos reais, é importante estudá-lo para que possa ser usado com referência.

2.2.2 Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor

Apesar de o ciclo de refrigeração de Carnot apresentar um alto índice de desempenho, algumas modificações de ordem práticas se fazem necessárias, especificamente nos processos de compressão e expansão.

Na Figura 3-b, pode-se notar que o processo de compressão se dá na região bifásica do fluido (1-2), onde existem gotículas de líquido misturadas ao vapor. Essa compressão é chamada *compressão úmida*. Como os compressores utilizados nos ciclos por compressão de vapor são compressores alternativos, a compressão úmida não é recomendada devido a algumas razões. Por exemplo, o cabeçote do cilindro e as válvulas podem ser danificadas, devido a retenção de líquido no cabeçote. Outro exemplo é a possibilidade do fluido lavar a superfície do cilindro, eliminando o óleo lubrificante e acelerando o desgaste (STOECKER e JONES 1985).

Embora teoricamente a compressão termina quando o fluido encontra-se no estado de vapor saturado (2), na prática, observa-se que existem gotículas de líquido nesse ponto. Em compressores de alta rotação, o intervalo de tempo disponível para transferência de calor do fluido não é suficiente para que o mesmo atinja o estado de vapor saturado.

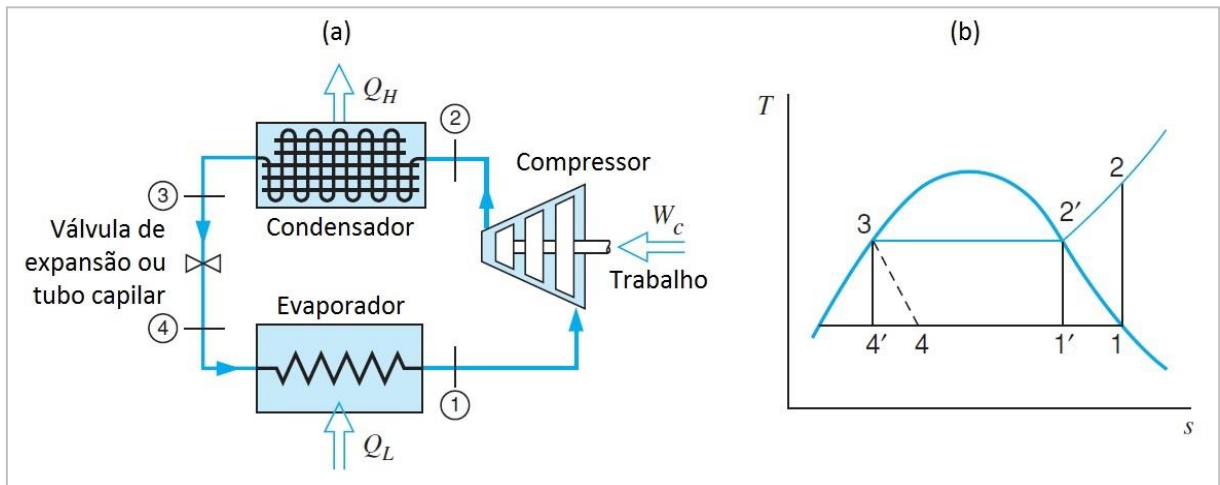
Devido a essas desvantagens, usa-se a *compressão seca* a fim de evitar a presença de líquido no compressor. O processo de refrigeração usando *compressão seca* é indicado na Figura 4-b pelos pontos 1-2-3-4. Nesse novo processo, o fluido entra no compressor no estado de vapor saturado (1) e sofre compressão na zona de vapor superaquecido (1-2). Assim, evita-se que líquido se acumule no compressor.

No ciclo de Carnot, a expansão é isentrópica e o trabalho resultante é utilizado na compressão. No entanto, uma turbina apresentaria algumas dificuldades para realizar o processo. Além de o trabalho de expansão ser pequeno comparado ao de compressão, problemas com lubrificação aconteceriam, devido ao escoamento bifásico. Também, o custo de uma turbina para o processo de expansão seria bastante elevado (STOECKER e JONES 1985).

Então, geralmente usa-se alguma válvula ou dispositivo de restrição, como um tubo capilar, por exemplo, para realizar um estrangulamento e reduzir a pressão do fluido. Esse processo é indicado na Figura 4-b pelos pontos 3-4. Na prática, considera-se esse processo como isoentálpico e irreversível, ocasionando um aumento na entropia do processo.

Todos os processos do ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor são indicados no diagrama temperatura-entropia apresentado na Figura 4-b; são eles: compressão adiabática reversível, começando no estado de vapor saturado (1-2); rejeição reversível de calor à pressão constante (2-3); expansão irreversível à entalpia constante (3-4); e ganho de calor à pressão constante, produzindo a evaporação do fluido até o estado de vapor saturado (4-1).

Figura 4: (a) Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor . (b) Diagrama Temperatura-Entropia de compressão seca.



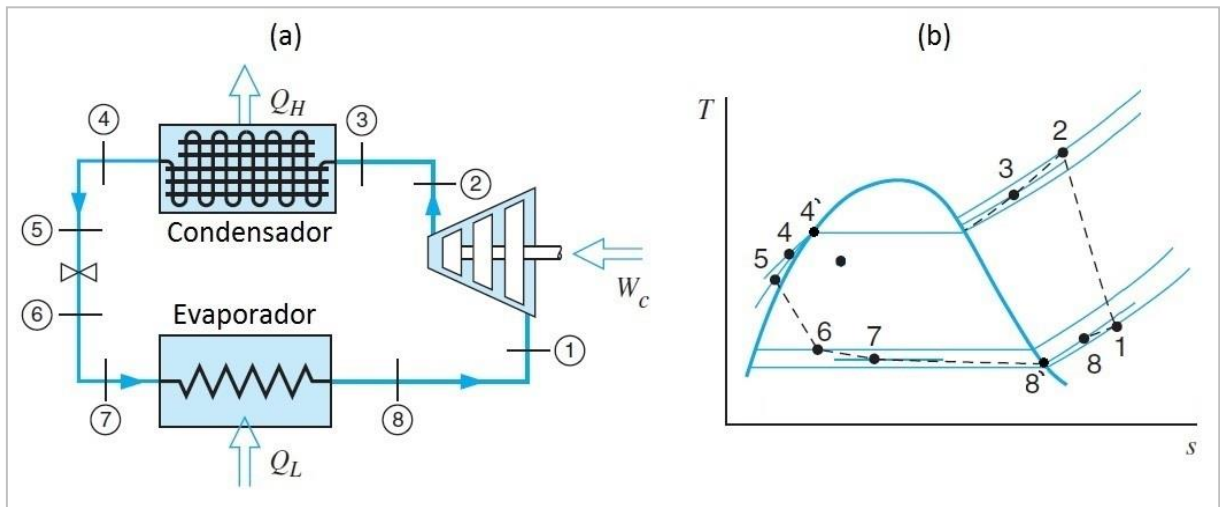
Fonte: adaptado de Borgnakke; Sonntag (2013).

2.2.3 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo real de refrigeração por compressão de vapor se diferencia do ciclo padrão principalmente por causa das perdas de cargas associadas ao escoamento do fluido e a transferência de calor do, ou para, o ambiente. Em virtude dessas perdas de carga, um trabalho de compressão maior é necessário no ciclo.

As principais diferenças podem ser observadas na Figura 5-b. As principais perdas acontecem no condensador e evaporador, no sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador (4'-5) e no superaquecimento do vapor na aspiração do compressor (8'-1). Para garantir que somente vapor adentre no compressor, é preciso realizar um superaquecimento do fluido que deixa o evaporador. Por outro lado, o sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador garante que somente líquido entre na válvula de expansão. Também existem as perdas relacionadas às tubulações entre os equipamentos, como indicado entre os pontos 6-7, por exemplo. Por fim, no ciclo real, a compressão não é isoentrópica, devido aos atritos e outras perdas (STOECKER e JONES 1985).

Figura 5: (a) Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor. (b) Diagrama Temperatura-Entropia do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: adaptado de Borgnakke; Sonntag (2013).

2.3 COEFICIENTE DE PERFORMANCE (COP)

Uma definição mais específica de eficiência é necessária para que se possa avaliar o desempenho de um ciclo de refrigeração. No entanto, o termo eficiência não é utilizado em sistemas de refrigeração, devido ao fato de que o termo é normalmente utilizado para designar a razão entre a energia que sai e a energia que entra em um sistema. No ciclo de refrigeração, a energia que sai é Q_H , que é normalmente perdida. O objetivo é Q_L , calor transferido do ambiente refrigerado, e a energia gasta é o trabalho W_C , realizado pelo compressor (BORGNAKKE e SONNTAG 2013).

Então, o desempenho de um ciclo de refrigeração é denominado coeficiente de eficácia, coeficiente de desempenho, ou coeficiente de performance (COP), de acordo com a Figura 5-a é definido pela Equação 2.1.

$$\text{COP} = \frac{\text{Energia Útil}}{\text{Energia Gasta}} = \frac{Q_L}{W_C} = \frac{h_8 - h_7}{h_2 - h_1} \quad (2.1)$$

Os termos que aparecem na Equação 2.1 devem ter as mesmas unidades de modo que o coeficiente seja adimensional.

2.4 CARGA TÉRMICA

Carga térmica corresponde à taxa de calor que deve ser removida do ambiente a fim de manter neste local uma determinada temperatura. Para facilitar a análise, normalmente a carga térmica é dividida em várias partes, já que essa análise depende de muitos fatores. Segundo a norma NB -158 da ABNT, esses fatores são os seguintes: localização geográfica, orientação solar, desempenho térmico da construção (paredes, telhado, piso, etc), pessoas e suas atividades, equipamentos, iluminação artificial e dimensões do ambiente.

Basicamente, os três mecanismos reponsáveis pela transferência de calor para e do ambiente,são:

- (a) condução:** nesse processo a tranferência de calor acontece em um nível atômico e molecular. A tranferência de energia acontece das partículas mais energéticas para as menos energéticas devido a interação entre elas (INCROPERA 2011). Assim sendo, a taxa de transferência de calor depende da propriedade térmica de cada material, chamada condutividade térmica. Neste caso, o isolamento térmico do ambiente é muito importante, pois o processo de transferência acontece principalmente por meio das janelas, portas, paredes, pisos e tetos.
- (b) radiação:** trata-se da energia emitida por toda matéria que se encontra à uma temperatura diferente da temperatura de zero absoluto. A tranferência se dá por meio de ondas eletromagnéticas ou fótons. Diferentemente da condução, a radiação não necessita de um meio transmissor entre as superfícies, sendo, inclusive, mais efetiva no vácuo (INCROPERA 2011). Neste caso, o metabolismo humano e a evaporação de suor influenciam na transferência de calor no ambiente refrigerado. A Tabela 1 apresenta alguns valores médios de calor liberados pelo metabolismo humano.
- (c) convecção:** neste processo, além da energia transferida pelo movimento aleatório das moléculas, também existe troca de calor devido ao movimento do fluido na superfície de um meio material quando existe um gradiente de temperatura (INCROPERA 2011).

Tabela 1: Taxa de metabolismo média por atividade.

TIPO DE ATIVIDADE	M (kcal/h)
Sentado, em repouso.	100
TRABALHO LEVE	
Sentado. Movimento moderado de braços e tronco.	125
Sentado. Movimento moderado de braços e pernas.	150
De pé. Trabalho em máquina, principalmente com os braços	150
TRABALHO MODERADO	
Sentado. Movimentos vigorosos de braços e pernas	180
De pé. Trabalho leve em máquina, com movimentos	175
De pé. Trabalho moderado em máquina, com movimentos	220
Em movimento. Trabalho moderado de levantar ou empurrar	300
TRABALHO PESADO	
Trabalho intermitente de levantar, arrastar ou empurrar pesos	440
Trabalho fatigante	550

Fonte: Brasil (2011).

3. INVERSOR DE FREQUÊNCIA

3.1 INTRODUÇÃO

Os inversores de frequência, ou conversores de frequência, são equipamentos utilizados para o controle de parâmetros dos motores de indução trifásicos, como a velocidade de rotação por exemplo. Atualmente, a utilização desses equipamentos compreende o método mais eficiente para controlar a velocidade dos motores de indução (WEG 2016).

A relação entre rotação (n), frequência de alimentação (f_1), número de pólos (p) e escorregamento (s) de um motor de indução obedece à Equação 3.1. Logo, pode-se observar que é possível variar três parâmetros com o intuito de variar a velocidade de um motor, conforme indicados na Tabela 2.

$$n = \frac{120 \cdot f_1}{p} (1 - s) \quad 3.1$$

Tabela 2: Variação de velocidade de motores de indução.

VARIAÇÃO DE VELOCIDADE	
Parâmetro de variação de velocidade	Característica de aplicação
Número de pólos	Variação discreta
	Sobredimensionamento da carcaça
Escorregamento	Variação contínua
	Perdas rotóricas
	Faixa de variação pequena
Frequência de tensão estatórica	Variação contínua
	Uso de INVERSOR DE FREQUÊNCIA

Fonte: WEG (2016).

“Os inversores de frequência transformam a tensão da rede, de amplitude e frequência constantes, em uma tensão de amplitude e frequência variáveis. Variando-se a frequência da tensão de alimentação, varia-se também a velocidade do campo girante e, consequentemente, a velocidade mecânica de rotação da máquina” (WEG 2016).

Inversores de frequência são aplicados, principalmente, em sistemas de controle de fluxo visando a substituição de válvulas em sistemas de bombeamento, dampers em sistemas de ventilação, entre outros.

3.2 VANTAGENS E DESVANTAGENS

Pode-se observar diversas vantagens na utilização de um inversor de frequência, destacando-se as seguintes:

Controle à distancia: utilizando sistemas eletrônicos, o equipamento não precisa situar-se na área de processamento, como sistemas hidráulicos e mecânicos de controle de velocidade, mas sim em uma área mais conveniente (WEG 2016).

Vida útil do sistema: como o sistema pode ser acionado de forma suave, a utilização de inversores de frequência aumentam a vida útil dos motores, acoplamentos, correias, engrenagens, eixos e outros dispositivos relacionados ao motor (MOREIRA, 2009).

Eficiência Energética: a economia de energia elétrica corresponde ao principal benefício no uso de inversores de frequência. Segundo Moreira (2009), em sistemas de ventilação, cerca de 87% da energia elétrica pode ser economizada quando um inversor de frequência é utilizado.

A principal desvantagem relacionada ao uso de inversor de frequência relaciona-se ao fato de que a forma de onda de corrente distorcida produzida pelo inversor de frequência contém harmônicas, o que contribuirá para o aquecimento do motor por não produzir torque útil (MOREIRA, 2009).

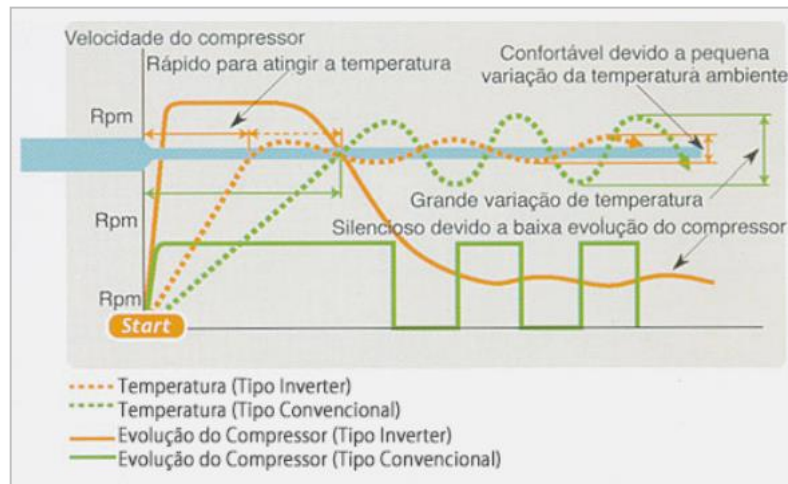
Também, segundo Mesquita (2009), em certas frequências, a utilização do inversor se torna inviável em relação à válvula de estrangulamento, pois o inversor consome mais potência devido à quantidade significativa de harmônicos gerado pelo próprio inversor.

3.3 A TECNOLOGIA INVERTER

Os aparelhos de condicionamento de ar mais usados atualmente são os aparelhos do tipo *split*. Esses aparelhos se destacam especialmente pelo seu tamanho (são bastante compactos) e por operar de modo silencioso, já que a unidade condensadora, onde encontra-se o compressor, poder ser instalada a consideráveis distâncias da unidade evaporadora.

Nos aparelhos de condicionamento de ar do tipo *split inverter*, os compressores funcionam apenas na velocidade necessária para manter a temperatura do ambiente (resfriamento ou aquecimento), com pouca oscilação, conforme ilustrado na Figura 6. Pode-se observar, também na Figura 6, que a operação do aparelho é mais estável, sem picos de energia, além da temperatura desejada ser alcançada com mais rapidez do que em sistemas convencionais.

Figura 6: Evolução do compressor em relação à temperatura do ambiente.



Fonte: Fugitsu General (2017).

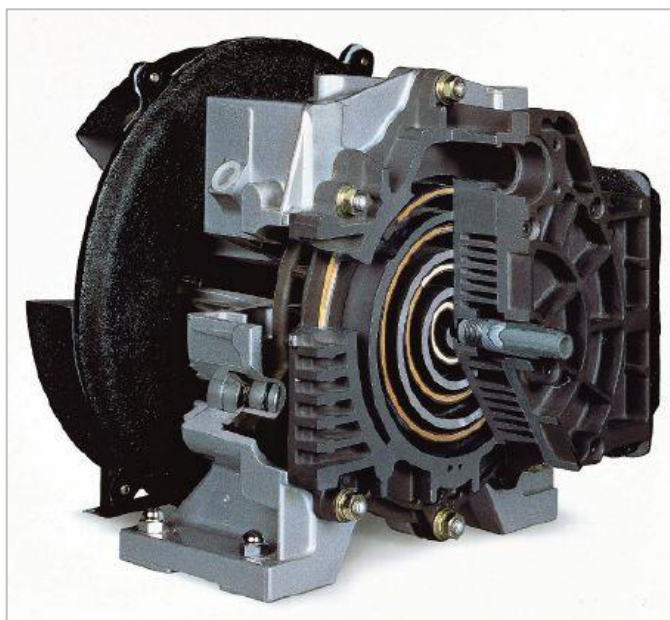
Segundo a Fugitsu General, uma das principais produtoras de equipamentos de ar condicionado, os equipamentos *inverter* consomem até 40% menos energia elétrica do que os aparelhos convencionais. Já a LG afirma que essa economia chega a até 60% em seus produtos.

4. MATERIAIS E MÉTODOS

Este estudo apresenta os resultados de um trabalho experimental realizado em uma bancada de testes do laboratório de eficiência energética da UNESP – Campus de Guaratinguetá, LAMOTRIZ. Para tanto, emprega-se um compressor rotativo do tipo espiral (*scroll*) (Figura 7) operando com um inversor de frequência.

No estudo, foi variado a frequência do compressor *scroll*, através do inversor de frequência, com o intuito de variar-se o fluxo de fluido refrigerante e, conseqüentemente, variar-se o efeito frigorífico ou carga térmica.

Figura 7: Compressor rotativo do tipo espiral (*scroll*).



Fonte: Hahn (2004).

No estudo, os ensaios foram realizados em condições as quais foram mantidas constantes (a pressão barométrica local média em 712 mmHg e a temperatura de bulbo seco do ar de circulação em uma faixa entre 25°C e 28 °C). A umidade relativa foi mantida em uma faixa entre 54% e 66%. A vazão de ar através do evaporador é realizada por um ventilador axial também controlado por um inversor de frequência. Os ensaios foram realizados em três frequências diferentes (40 Hz, 50 Hz e 60 Hz) com o intuito de também se analisar o efeito da vazão de ar no COP do sistema. A velocidade do ventilador do condensador não foi variada; logo, sua potência elétrica foi considerada constante e igual à 188,9 W.

4.1 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

A bancada utilizada para a realização deste estudo está representada na Figura 8. Os equipamentos utilizados foram os seguintes:

- 01 Inversor de frequência - marca WEG, modelo CFW-08, com porta MODBUS;
- 01 Inversor de frequência - marca WEG, modelo CFW-09, com porta MODBUS;
- 01 CLP - marca Schneider Electric, família TWIDO com cartão ethernet, serial, fonte de alimentação, 16 entradas e 8 saídas, com porta MODBUS;
- 01 Medidor multifunção - marca Schneider, modelo PM 800, exatidão 0,5 %;
- 01 Motor trifásico assíncrono - marca WEG, 2 polos, 1 ½ CV (1134 W), 220/380 V - tipo alto rendimento;
- 01 Ventilador axial, marca POLUTEC, modelo ATD 350/8, vazão 5000 m³/h, pressão 24 mmCA, 8 pás distribuídas de maneira simétrica, coeficiente de pressão de projeto de 0,18, relação de cubo de 0,43, diâmetro externo de 350 mm e folga de ponta de 10 mm, acionado diretamente por motor elétrico;
- 01 Transdutor de pressão diferencial, marca YOKOGAWA, código EJA210 DM, faixa de pressão 0 a 300 mmH₂O, precisão de 0,5%;
- 01 Transmissor de pressão manométrico tipo capacitivo, marca Siemens, faixa de pressão de 0 a 300 psi, alimentação 24 VDC, precisão de 0,5%, proteção IP 65, sinal de saída de 4 a 20 mA, com indicação local digital;
- 01 Transmissor de pressão manométrico tipo capacitivo, marca Siemens, faixa de pressão de 0 a 500 psi, alimentação 24 VDC, precisão de 0,5%, proteção IP 65, sinal de saída 4 a 20 mA, com indicação local digital;
- 02 Pressostatos manométricos, marca Danfoss, com contato reversível de 5A, faixa de 0 a 100 psi;
- 02 Pressostatos manométricos, marca Danfoss, com contato reversível de 5A, faixa de 0 a 485 psi;
- 01 Compressor de ar condicionado, marca Emerson Climate Technologies, tipo scroll (rotativo), com capacidade na ordem de 26297 BTU/h (7700 W), motor trifásico de 1,62 kW (nominal), para gás refrigerante R-22;
- 02 Transmissores de temperatura, marca Impac, faixa de 0 a 200 °C, sinal de entrada tipo PT 100 e sinal de saída de 4 a 20 mA;
- 01 Unidade condensadora, marca Carrier, 24.000 BTU/h (7034,4 W);

- 01 Evaporador, marca Carrier 24.000 BTU/h (7034,4 W);
- 01 Fluxômetro OMEL Modelo 4N7;
- 01 Termômetro de bulbo seco;
- 01 Termômetro de bulbo úmido;
- 01 Válvula de expansão, marca Emerson Climate Technologies;
- 01 Transdutor de velocidade e de temperatura do ar, marca KIMO, código CTV- 200, faixa de Velocidade entre 0,1 e 20 m/s (exatidão de $\pm 0,03$ m/s), faixa de temperatura entre 0 e 50 °C (exatidão de $\pm 0,3$ °C), saída analógica entre 4 e 20 mA;
- 01 Tubo capilar.

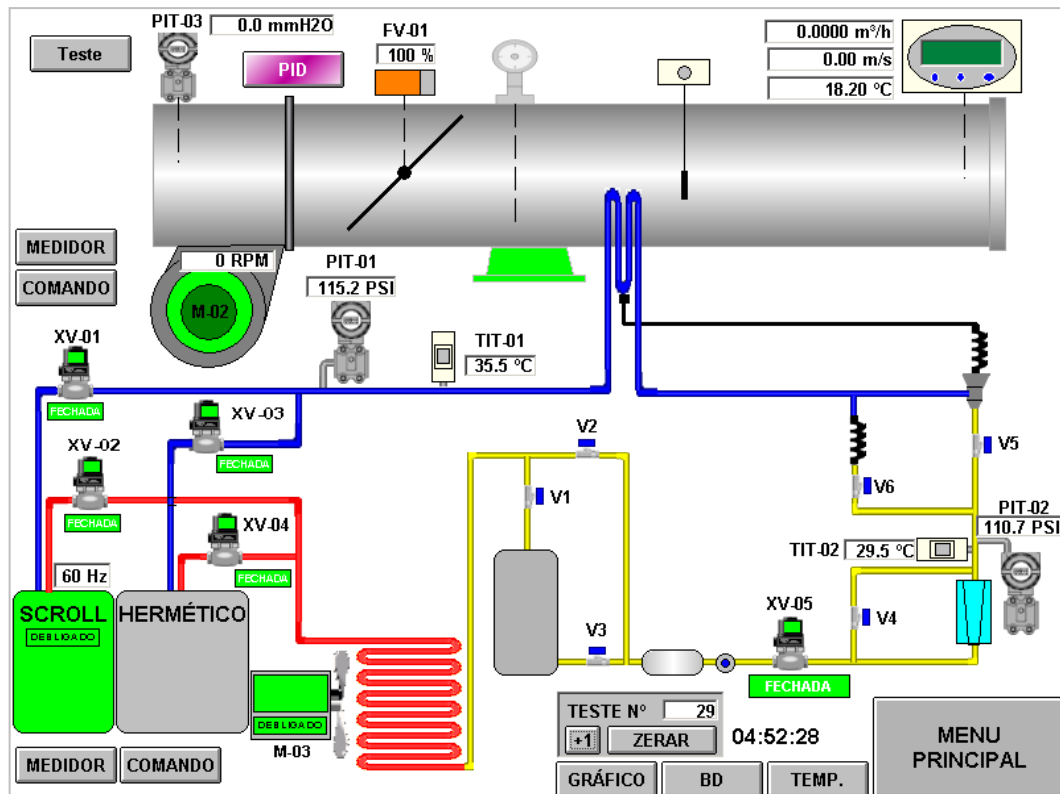
A bancada de testes é provida de sistema supervisorio (INDUSOFT) de coleta de dados capaz de mensurar até 102 variáveis quatro vezes por segundo. A Figura 8 mostra a bancada de testes englobando a instalação de condicionamento de ar. Já a Figura 9 representa a janela de comando do sistema supervisorio da bancada de testes.

Figura 8: Bancada de Testes - Lamotriz.



Fonte: Autor (2017).

Figura 9: Janela de comando do supervisor da bancada de testes - Lamotriz.



Fonte: Autor (2017).

4.2 MÉTODOS PARA CÁLCULO DAS VARIÁVEIS

Segundo MOREIRA (2008), Considerando o sistema estudado e todas as potências envolvidas, o coeficiente de performance do sistema (COP_s) é definido de acordo com a Equação 4.1.

$$COP_s = \frac{ER}{\dot{W}_{comp.} + \dot{W}_{vent. evap.} + \dot{W}_{vent. cond.}} = \frac{Q_{ar}}{W_{rede}} \quad 4.1$$

Onde:

COP_s é o coeficiente de performance do sistema estudado.

ER é o efeito refrigerante ou carga térmica [kW].

$\dot{Q}_{ar}$ é o fluxo de calor retirado do ar [kW].

$\dot{W}_{comp.}$ é a potência elétrica de funcionamento do compressor [kW].

$\dot{W}_{vent. evap.}$ é a potência elétrica de funcionamento do ventilador do evaporador [kW].

$\dot{W}_{\text{vent. cond.}}$ é a potência elétrica de funcionamento do ventilador do condensador [kW].

$\dot{W}_{\text{rede}}$ é a soma de todas as potências envolvidas no sistema [kW].

Todas as potências elétricas envolvidas no sistema são obtidas por medição direta, através dos instrumentos de medição descritos anteriormente na seção 4.1.

O fluxo de calor retirado do ar $\dot{Q}_{\text{ar}}$ pode ser calculado de acordo com a Equação 4.2.

$$\dot{Q}_{\text{ar}} = \dot{m}_{\text{ar}} \cdot c_{p_{\text{ar}}} \cdot (T_e - T_s)_{\text{ar}} = \dot{m}_{\text{ar}} (h_e - h_s)_{\text{ar}} \quad 4.2$$

Onde:

$\dot{m}_{\text{ar}}$ é o fluxo de massa de ar que cruza o duto da bancada de testes [kg/s].

$c_{p_{\text{ar}}}$ é o calor específico sensível do ar [kJ/kgK].

T_e é a temperatura do ar na entrada do duto da bancada de testes [°C].

T_s é a temperatura do ar na saída do duto da bancada de testes [°C].

h_e é a entalpia específica do ar na entrada do duto da bancada de testes [kJ/kg].

h_s é a entalpia específica do ar na saída do duto da bancada de testes [kJ/kg].

As entalpias específicas do ar na entrada e na saída do duto da bancada de testes são obtidos indiretamente através do software CATT3 (Computer Aided Thermodynamic Table 3) utilizando-se as medidas da temperatura de bulbo seco e de bulbo úmido nas mesmas entrada e saída. Essas temperaturas são obtidas diretamente por meio de termômetros posicionados convenientemente.

O fluxo de massa pode ser calculado conforme a Equação 4.3.

$$\dot{m}_{\text{ar}} = \rho_{\text{ar}} \cdot v \cdot A \quad 4.3$$

Onde:

ρ_{ar} é a massa específica do ar na saída do duto da bancada de testes [kg/m³].

v é a velocidade média do ar na saída do duto da bancada de testes [m/s].

A é a área da secção transversal (quadrada) da saída do duto da bancada de testes [0,1681 m²].

A velocidade do ar na saída é medida diretamente através de instrumento descrito anteriormente na seção 4.1. Baseado nesta velocidade média e em uma faixa de número de Reynolds entre $1,4 \times 10^4$ e $7,8 \times 10^4$, o fator médio de correção para a velocidade é de 0,80 (FOX et al, 2006). Esse valor é um fator de correção que leva em consideração a geometria da secção de saída do ar e o número de Reynolds na faixa de velocidades em que o ventilador irá operar.

A massa específica do ar pode ser calculada de acordo com a Equação 4.4.

$$\rho_{ar} = \frac{P}{R \cdot T} \quad 4.4$$

Onde:

P é a pressão atmosférica local média exercida no ar [95 kPa].

R é a constante universal dos gases [0,287053 kJ/kgK].

T é a temperatura absoluta de bulbo seco na saída do duto da bancada de testes [K].

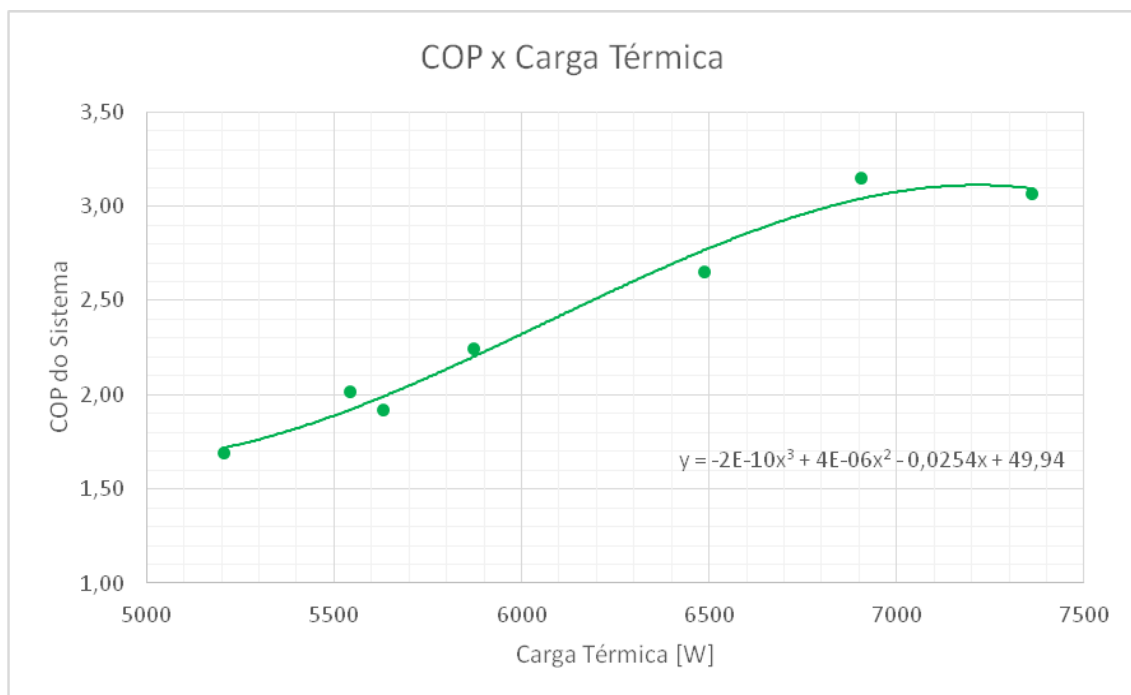
Com todas as potências envolvidas no sistema definidas e todas as variáveis referentes à carga térmica calculadas, é possível calcular o coeficiente de performance do sistema de condicionamento de ar.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 COP DO SISTEMA X FLUXO DE FLUIDO REFRIGERANTE

A Figura 10 apresenta a evolução do coeficiente de performance do sistema de refrigeração estudado quando se varia a carga térmica, a qual foi variada através de um compressor *scroll* controlado por inversor de frequência. A variação na carga térmica foi resultado de uma variação no fluxo de fluido refrigerante R22 no sistema; para isso, variou-se a frequência do compressor de 20 à 60 Hz. Este ensaio foi realizado com a velocidade do ventilador constante (60 Hz), com o intuito de se observar apenas o efeito do fluxo de fluido refrigerante no coeficiente de performance do sistema.

Figura 10: Gráfico COP do sistema x Carga térmica (Ventilador: 60 Hz).



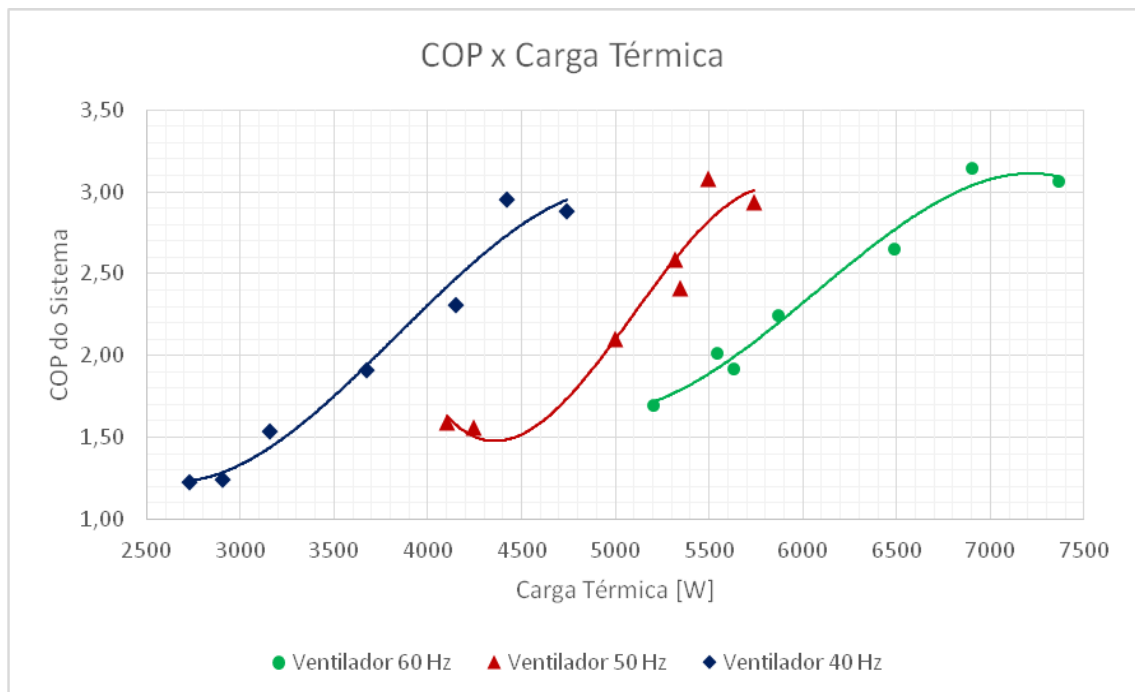
Fonte: Autor (2017).

De acordo com a Figura 10, o coeficiente de performance do sistema sobe consideravelmente conforme uma carga térmica maior é requerida. Embora o COP do sistema se mantenha crescente para cargas térmicas de até 7000 W, para valores acima desta carga térmica, o COP começa a cair significativamente (MOREIRA, 2008).

5.2 COP DO SISTEMA X VELOCIDADE DO VENTILADOR

A Figura 11 também apresenta a evolução do coeficiente de performance do sistema de refrigeração estudado quando se varia a carga térmica. No entanto, neste ensaio também foi variada a velocidade do ventilador (40, 50 e 60 Hz) com o intuito de se observar o efeito da variação do fluxo de ar pelo evaporador no coeficiente de performance do sistema. A variação na carga térmica também foi realizada por meio de um compressor *scroll* controlado por inversor de frequência.

Figura 11: Gráfico COP do Sistema x Carga Térmica.



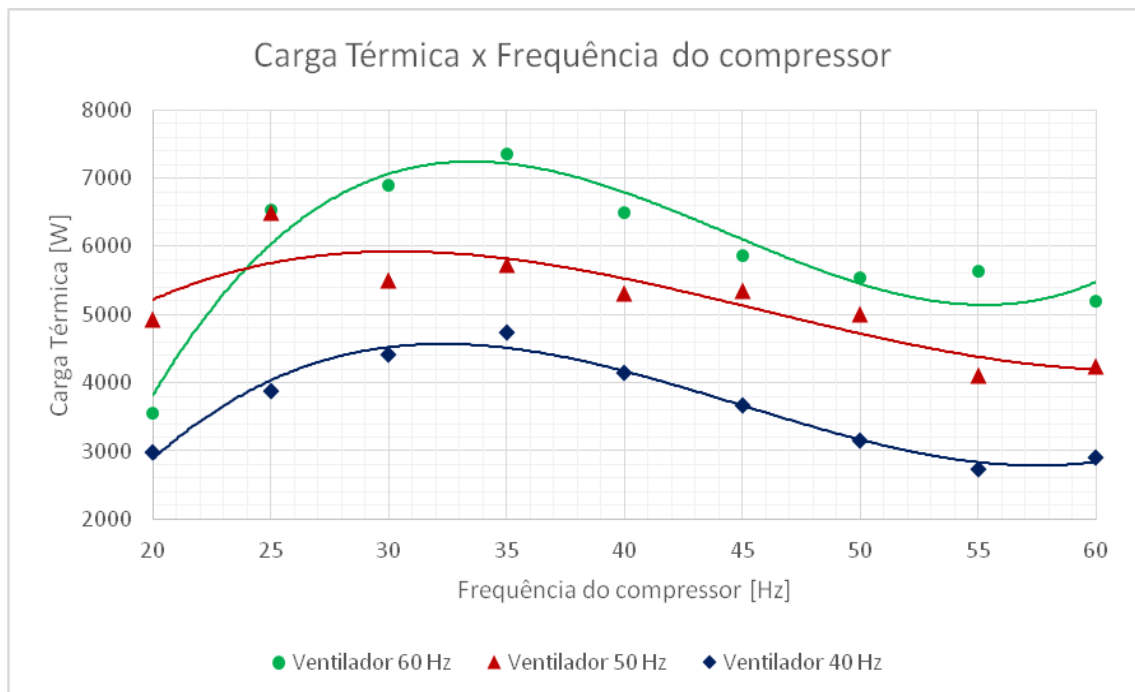
Fonte: Autor (2017).

Os resultados apresentados na Figura 11 mostram que o principal efeito do ventilador é na carga térmica. Pode-se observar que a velocidade do ventilador é um limitante para a carga térmica. Quanto menor a velocidade, menor a carga térmica máxima atingida. Neste contexto, a determinação da carga térmica em um projeto de condicionamento de ar é bastante importante. Considerando-se uma carga térmica de 4500 W por exemplo, o COP do sistema tem uma variação de 86,7% dependendo da escolha da velocidade do ventilador. A Figura 11 também mostra que para as três velocidades do ventilador o COP atingiu um valor máximo em torno de 3,0.

5.3 CARGA TÉRMICA X FLUXO DE FLUIDO REFRIGERANTE

A Figura 12 apresenta a carga térmica do sistema em função da frequência de funcionamento do compressor. O ensaio também foi realizado para três diferentes velocidades do ventilador (40, 50 e 60 Hz) para que se pudesse observar a que frequência a carga térmica é máxima. Pode-se observar nas três curvas um comportamento parecido; também é possível observar que a carga térmica máxima acontece quando o compressor está operando com uma velocidade em torno de 35 Hz.

Figura 12: Gráfico Carga Térmica x Frequência do compressor.



Fonte: Autor (2017).

6. CONCLUSÕES

Com este estudo foi possível concluir que a variação no fluxo de fluido refrigerante tem grande influência no coeficiente de performance (COP) de um sistema de condicionamento de ar. Mantendo-se a velocidade do ventilador constante e variando somente a velocidade do compressor, foi possível produzir uma significativa variação na carga térmica. Para baixos valores de carga térmica retirada do ambiente, o COP do sistema também se manteve baixo. No entanto, conforme aumenta-se a carga térmica, o COP do sistema também aumenta significativamente. Com o ventilador funcionando à uma velocidade de 60 Hz, quando se aumenta a carga térmica de 5200 W para 7400 W, têm-se um aumento de aproximadamente 82% no coeficiente de performance do sistema.

Também foi possível concluir, neste estudo, que o fluxo de ar pelo evaporador tem influência significativa no COP do sistema e na carga térmica máxima atingida. O principal impacto do fluxo de ar pelo evaporador é na carga térmica. Aumentando-se a velocidade de operação do ventilador, aumenta-se também a velocidade do fluxo de ar e, conseqüentemente, o número de Reynolds, que é diretamente proporcional ao coeficiente de transmissão de calor por convecção (INCROPERA 2011). Assim, para velocidades maiores do ventilador, maior a carga térmica retirada do ambiente. Para uma carga térmica de 4500W, dependendo da escolha da velocidade do ventilador, o COP do sistema pode ter uma variação de até 86,7%. Assim, a definição da carga térmica é de extrema importância no projeto de um sistema de condicionamento de ar.

Pode-se concluir, também, que para as três velocidades impostas ao ventilador, a carga térmica máxima foi atingida em uma mesma frequência de operação do compressor (em torno de 35 Hz), o que corresponde à uma vazão de aproximadamente 1,70 L/min do fluido refrigerante R22. Também, para as três velocidades do ventilador, o comportamento carga térmica em função da variação na frequência do compressor foi bastante parecido.

Sugere-se, como continuidade deste estudo, uma análise em sistemas com maior capacidade de refrigeração. Também sugere-se estudos com diferentes fluidos refrigerantes, em especial o fluido R410a. Esse fluido tem substituído o R22 nos aparelhos de condicionamento de ar devido ao fato de não possuir os chamados CFCs (clorofluorcarbonos), substâncias danosas à saúde e à camada de ozônio.

REFERÊNCIAS

- AQUINO, R. R. B. et al. **Eficientização energética em métodos de controle de vazão**. In: CONFERÊNCIA INTERNACIONAL DE APLICAÇÕES INDUSTRIAIS. 8., 2008, Poços de Caldas. **Anais...** Poços de Caldas: Induscon, 2008.
- BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentals of thermodynamics**. 8. ed. United States of America: John Wiley & Sons, 2013.
- BRASIL. **Lei n. 6515**, portaria n. 3214: NR 15: atividades insalubres, Atualização portaria SIT nº 203, 2011; p. 1-85.
- BRASIL. Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação. **Estimativas anuais de emissões de gases do efeito estufa no Brasil**. 2. ed. Brasília, 2014. 16 p.
- BRASIL. Ministério da Saúde. Secretaria de Assistência à Saúde. **Arquitetura na prevenção de infecção hospitalar**. Brasília: Departamento de Normas Técnicas, 1995. 51 p.
- BRASIL. Ministério de Minas e Energia. Secretaria de Planejamento e Desenvolvimento Energético. **Plano nacional de eficiência energética: premissas e diretrizes básicas**. Brasília: Departamento de Desenvolvimento Energético, 2012.
- BRASIL. Ministério de Minas e Energia. **Plano nacional de energia 2030**. Brasília: Secretaria de Planejamento e Desenvolvimento Energético, 2007.
- BRASIL. Presidência da República. **Pretendida contribuição nacionalmente determinada (iNDC): para consecução do objetivo da convenção-quadro das nações unidas sobre mudanças climáticas (UNFCCC)**. Brasília, 2015.
- HAHN, A. **Eficiência energética industrial, compressores: guia avançado**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2004, 156 p.
- INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentals of heat and mass transfer**. 7. ed. United States of America: John Wiley & Sons, 2011.
- INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Energy efficiency: market report 2016**. Paris, 2016. p. 13-36.
- MESQUITA, R. P. **Análise de viabilidade técnica-econômica para a aplicação de inversores de frequência em sistemas de bombeamento de baixa potência**. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2009.
- MOREIRA, R. da S. **Comparação da viabilidade técnica-econômica em condicionamento de ar: compressor a pistão versus compressor rotativo de velocidade variável**. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2009.
- STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill, 1985.

WEG S. A. **Motores de indução alimentados por inversores de frequência PWM:** guia técnico. Jaraguá do Sul, 2016. p. 5-7.