



**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO RIO
GRANDE DO SUL
CAMPUS RIO GRANDE
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

RENAN SILVA DE OLIVEIRA

**OTIMIZAÇÃO DA OPERAÇÃO DE COMPRESSORES EM UM PROCESSO
FRIGORÍFICO**

RIO GRANDE/RS

2023

RENAN SILVA DE OLIVEIRA

OTIMIZAÇÃO DA OPERAÇÃO DE COMPRESSORES EM UM PROCESSO FRIGORÍFICO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Campus Rio Grande do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Ivoni Carlos Acunha Junior

RIO GRANDE/RS

2023

Ficha catalográfica gerada automaticamente através do Sistema Pergamum.

O48o Oliveira, Renan Silva de
Otimização da operação de compressores em um processo
refrigerante [recurso eletrônico] / Renan Silva de
Oliveira; Orientador: prof. dr. Ivoni Carlos Acunha
Junior.-- Rio Grande - RS : 2023.
54 f.: il., 30 cm.

TCC (Graduação em Engenharia Mecânica) - Instituto
Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande
do Sul, Campus Rio Grande, 2023.
Inclui bibliografia.

1. Compressores. 2. Refrigeração industrial. 3. Eficiência
industrial. 4. Carga térmica. 5. Eficiência Energética
I. Acunha Junior, Ivoni Carlos, Prof. Dr. - Orientador.
II. Título.

CDU: Ed. 1997 -- 621.5.041

RENAN SILVA DE OLIVEIRA

OTIMIZAÇÃO DA OPERAÇÃO DE COMPRESSORES EM UM PROCESSO FRIGORÍFICO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Campus Rio Grande do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: Julho de 2023

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Ivoni Carlos Acunha Junior (Orientador)
IFRS - Campus Rio Grande

Prof. Dr. Anderson Favero Porte
IFRS - Campus Rio Grande

Prof. Msc. Klunger Arthur Éster Beck
IFRS - Campus Rio Grande

Dedico este trabalho aos meus pais, que foram fundamentais ao longo de toda a minha vida, me ensinando desde muito cedo a importância do conhecimento para o crescimento pessoal e profissional.

AGRADECIMENTOS

Aproveito este espaço para expressar minha sincera gratidão às pessoas com as quais tive o privilégio de compartilhar minha jornada e que desempenharam um papel fundamental no meu desenvolvimento pessoal e profissional. É a elas que dedico toda minha gratidão e reconhecimento.

Aos meus pais, Paulo Renato Portella de oliveira e Neuza Fagundes da Silva, e aos meus irmãos, Paola Silva de Oliveira e Leandro Barbosa de Oliveira, por apoiarem todas as minhas decisões, por terem acreditado em mim, no meu sonho, não medindo esforços para que eu pudesse concretizá-lo, além da força incondicional nos momentos mais difíceis da minha trajetória.

Ao professor Ivoni Carlos Acunha Junior, pela orientação e apoio, cuja competente contribuição transcende este trabalho e a todos os professores que participaram da minha formação ao longo de toda a minha jornada acadêmica.

A todos vocês que dedicaram o seu tempo, a sua torcida, as suas orações e os seus pensamentos, e que, ao ler este trabalho, reconhecerão a relevância de seu apoio, minha eterna gratidão.

Muito obrigado!

“Tudo o que um sonho precisa para ser realizado
é alguém que acredite que ele possa ser reali-
zado.”

(Roberto Shinyashiki)

RESUMO

A economia de energia na refrigeração industrial é uma preocupação importante, tanto do ponto de vista econômico quanto ambiental. Com esse objetivo, o estudo tem como propósito analisar e determinar a faixa de operação mais eficiente para os componentes individuais de um sistema de refrigeração. Há uma hipótese de que estes componentes não estejam operando no ponto ideal da curva, o que impacta o rendimento geral do sistema. Levando em consideração a produção diária da planta e os equipamentos instalados, buscou-se identificar a faixa de operação que otimizasse o desempenho do sistema como um todo. Os cálculos da carga térmica foram conduzidos para todas as diferentes capacidades de produção diária da planta, variando de 0 a 90.000 frangos por dia, com intervalos de 5.000 frangos por dia. A partir desses resultados, uma análise dos compressores foi realizada levando em consideração suas faixas de operação, com o objetivo de otimizar a produção. Essa análise permitiu identificar a capacidade ideal dos compressores de acordo com cada nível de produção, visando aumentar a eficiência do sistema e o desempenho global da unidade.

Palavras-chave: Carga Térmica. Compressores. Eficiência Energética. Refrigeração Industrial

ABSTRACT

Saving energy in industrial production is an important concern, both from an economic and environmental point of view. With this objective, the study aims to analyze and determine the most efficient operating range for the individual components of a steering system. There is a hypothesis that these components are not operating at the ideal point of the curve, which impacts the overall performance of the system. Taking into account the daily production of the plant and the installed equipment, an attempt was made to identify the operating range that would optimize the performance of the system as a whole. The heat load calculations were controlled for all different plant daily production capacities, ranging from 0 to 90,000 broilers per day, with intervals of 5,000 broilers per day. Based on these results, an analysis of the compressors was carried out taking into account their operating ranges, with the aim of optimizing production. This analysis made it possible to identify the ideal capacity of the compressors according to each production level, aiming to increase the efficiency of the system and the overall performance of the unit.

Keywords: Heat Load. Compressors. Energy Efficiency. Industrial Refrigeration

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor	15
Figura 2 – Ciclo de refrigeração inundado de simples estágio em um diagrama T x s . . .	16
Figura 3 – Ciclo de refrigeração inundado de simples estágio em um diagrama p x h . . .	16
Figura 4 – Frangos/Dia x Calor (Kcal/h).	27
Figura 5 – Frangos/Dia x Calor (Kcal/h).	28
Figura 6 – Frangos/Dia x Potência (kW).	29
Figura 7 – Frangos/Dia x Potência (kW).	29
Figura 8 – Frangos/Dia x COP.	30
Figura 9 – Frangos/Dia x COP.	30
Figura 10 – Regime x COP.	31
Figura 11 – Regime x COP.	31
Figura 12 – Frangos/Dia x Calor (Kcal/h).	32
Figura 13 – Frangos/Dia x Calor (Kcal/h).	33
Figura 14 – Frangos/Dia x Potência (kW).	33
Figura 15 – Frangos/Dia x Potência (kW).	34
Figura 16 – Frangos/Dia x COP.	34
Figura 17 – Frangos/Dia x COP.	35
Figura 18 – Regime x COP.	35

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Isolamento	21
Tabela 2 – Ambientes	24
Tabela 3 – Compressores	25
Tabela 4 – Carga Térmica	26

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	OBJETIVOS	13
2	REFERENCIAL TEÓRICO	14
2.1	CARGA TÉRMICA	19
2.1.1	Taxa de calor a ser transferida do produto	19
2.1.2	Taxa de calor que atravessa o isolamento	20
2.1.3	Taxa de calor devido a renovação de ar	21
2.1.4	Taxa de calor devido ao trabalho de pessoas no interior da câmara	22
2.1.5	Taxa de calor devido a iluminação, motores elétricos e outros	23
2.2	COEFICIENTE DE PERFORMANCE	23
3	MATERIAIS E MÉTODOS	24
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	26
4.1	REGIME DE BAIXA PRESSÃO	27
4.2	REGIME DE ALTA PRESSÃO	32
5	CONCLUSÕES	37
	REFERÊNCIAS	38
	APÊNDICES	40
	APÊNDICE A – Figuras Frangos/Dia x Calor (Kcal/h)	41
	APÊNDICE B – Figuras Frangos/Dia x Potência (KW)	46
	APÊNDICE C – Figuras Frangos/Dia x COP	50

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, a refrigeração industrial desempenha um papel essencial em uma ampla variedade de setores, como por exemplo indústria alimentícia, farmacêutica, petroquímica, logística, etc. A capacidade de manter produtos em condições ideais de temperatura durante o armazenamento, transporte e processamento é essencial para garantir a qualidade, a segurança e a durabilidade dos produtos em toda a cadeia de suprimentos.

A economia de energia na refrigeração industrial é uma preocupação importante, tanto do ponto de vista econômico quanto ambiental. Os sistemas de refrigeração industrial consomem uma quantidade significativa de energia, podendo ser o maior custo de operação em algumas plantas industriais. Com o alto consumo aliado as altas tarifas de energia elétrica no Brasil, pesquisas vêm sendo realizadas com o objetivo de identificar as melhores condições de operação em diversos setores, com objetivo de reduzir os custos (ACUNHA; AGUIAR, 2019).

A grande maioria das indústrias, se desejam crescer ou mesmo manter-se no mercado, devem produzir e entregar seus produtos a preços competitivos. Para isso, é essencial que os custos sejam controlados rigorosamente, a fim de garantir uma margem de lucro, que permita o investimento em novas tecnologias, na capacidade produtiva e a geração de valor aos acionistas (LIMA, 2016).

Os principais elementos agravantes do consumo energético geralmente estão ligados à manutenção, operação e à correta seleção dos equipamentos. Obter o melhor de uma instalação de refrigeração é uma tarefa difícil, cujas práticas utilizadas muitas vezes são baseadas na tentativa e erro ou na experiência profissional de técnicos e engenheiros.

A refrigeração é um processo físico que ocorre a transferência contínua de energia térmica de um corpo, para outro corpo, ambiente ou substância. Esse processo é caracterizado por reduções ou conservações de temperatura que são inferiores à temperatura do ambiente circundante. Sistemas de refrigeração são utilizados com o objetivo de viabilizar processos, processar e conservar produtos ou efetuar climatização para conforto (TASSINI, 2012).

Com a necessidade crescente de racionalização no consumo de energia e de preservação dos recursos naturais, a indústria de refrigeração tem o desafio de desenvolver sistemas de alta eficiência, baixo consumo e que não agridam o meio ambiente. A fim de superar este desafio é necessário aperfeiçoar os componentes que compõem um sistema de refrigeração, o que passa pela compreensão detalhada do ciclo de refrigeração e do funcionamento de cada um desses componentes (BAUNGARTNER, 2008).

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo analisar e determinar a melhor faixa de operação para o sistema, levando em consideração a produção diária da planta e seus equipamentos instalados.

Os objetivos específicos são:

- Calcular a carga térmica;
- Determinar a influência do volume de produção na carga térmica;
- Determinar a curva de capacidade e consumo de compressores N 250 VS;
- Determinar a curva de capacidade e consumo de compressores N 250 VM L;
- Determinar a curva de capacidade e consumo de compressores N 250 VL L;
- Determinar o COP de refrigeração dos regimes e compressores.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

A refrigeração industrial tem suas raízes no final do século XIX, quando surgiram os primeiros sistemas de refrigeração mecânica em grande escala. Antes disso, a refrigeração era baseada principalmente em métodos naturais, como o uso de gelo, armazenamento em caves frescas ou o aproveitamento de condições climáticas favoráveis.

Um sistema frigorífico visa manter ambientes e processos com as temperaturas necessárias ao processamento e estocagem dos produtos. A determinação das temperaturas e pressões ideais de operação do ciclo é feita pelo conhecimento das características do produto e do processo e também do ciclo frigorífico e seus componentes. Essa escolha é fortemente influenciada pelos custos de implementação e operação (SALVADOR, 1999).

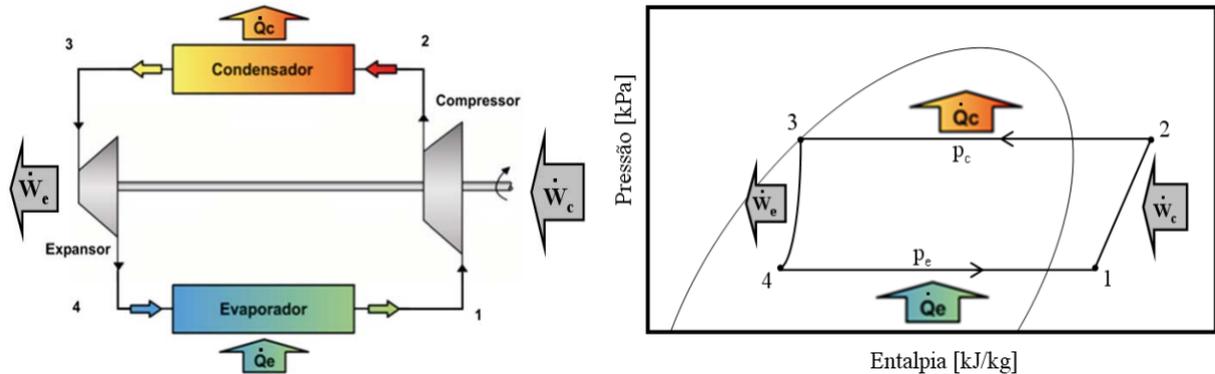
Entre os principais sistemas de refrigeração estão os sistemas por absorção, os sistemas por efeito termoelétricos e os sistemas por compressão de vapor. Os sistemas por compressão de vapor são predominantes, especialmente nas instalações industriais para processamento e armazenagem de alimentos e em equipamentos de pequeno porte, como refrigeradores e condicionadores de ar compactos (TASSINI, 2012).

O ciclo de refrigeração tem como finalidade atingir as temperaturas necessárias ao processamento e armazenagem dos produtos. Os requisitos de temperatura e pressão ideais de operação do ciclo de refrigeração são determinados pelo conhecimento das características do produto e do processo, bem como do ciclo e seus componentes (TASSINI, 2012).

No ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o trabalho fornecido ao compressor é utilizado para elevar a pressão do fluido refrigerante no estado de vapor para obtenção de uma condição de condensação exequível durante a rejeição de calor ao ambiente. O vapor, com maior pressão e temperatura, segue até o condensador onde rejeita calor para o meio, condensando o fluido refrigerante. O líquido condensado segue em direção a um dispositivo de expansão, onde passa do estado líquido a alta pressão (num processo isoentálpico) para uma mistura líquido-vapor, a baixa pressão e temperatura. O fluido refrigerante então retira calor do ambiente ou sistema a ser refrigerado, utilizando esse calor para se vaporizar-se, seguindo em direção ao compressor, completando o ciclo (TASSINI, 2012).

Um sistema de refrigeração por compressão de vapor conforme demonstrado na Figura 1, consta de quatro componentes básicos: evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão. No evaporador, o fluido refrigerante no estado saturado absorve calor ao evaporar em uma temperatura mais baixa do que a do ambiente, produzindo assim o efeito de refrigeração (BAUNGARTNER, 2008).

Figura 1 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor



Fonte: (BAUNGARTNER, 2008)

A Figura 2 mostra o exemplo de um ciclo de refrigeração do tipo inundado, de simples estágio traçado em um diagrama temperatura versus entropia ($T \times s$), cujas temperaturas de evaporação e condensação são -10°C e 35°C , respectivamente. A Figura 3 mostra o exemplo do mesmo ciclo de refrigeração mostrado na Figura 2 traçado agora em um diagrama pressão versus entalpia ($p \times h$).

Figura 2 – Ciclo de refrigeração inundado de simples estágio em um diagrama T x s

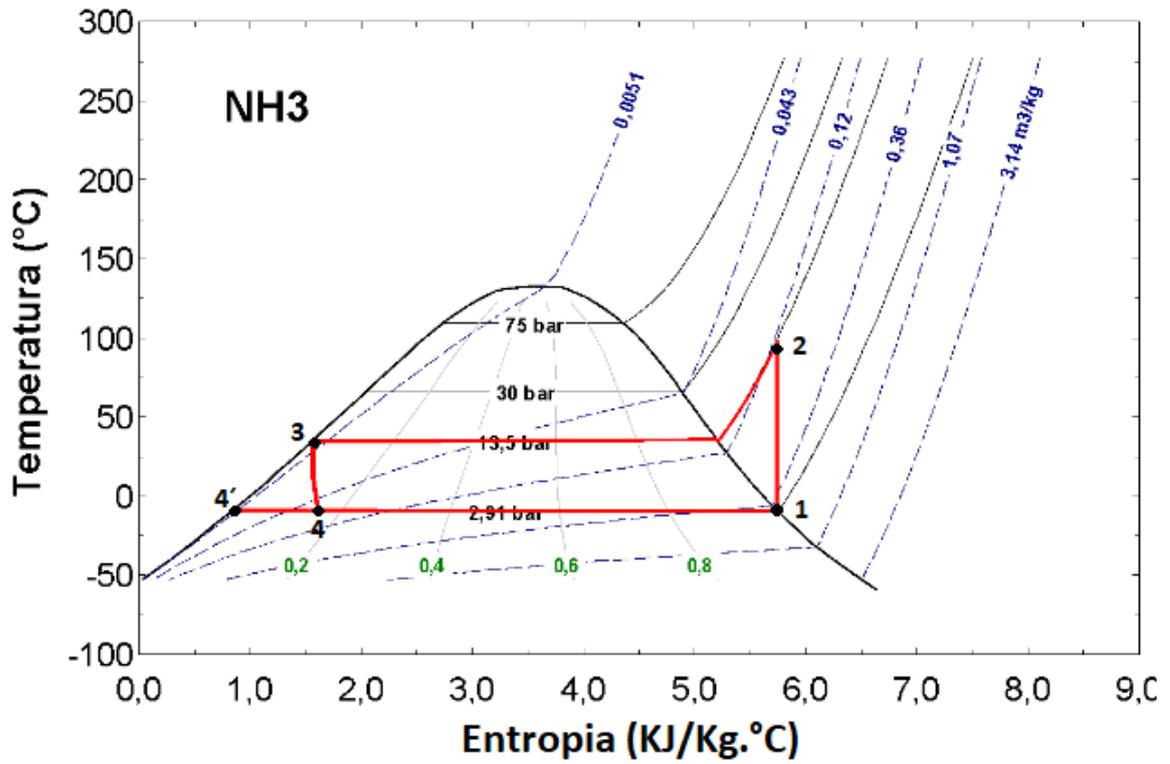
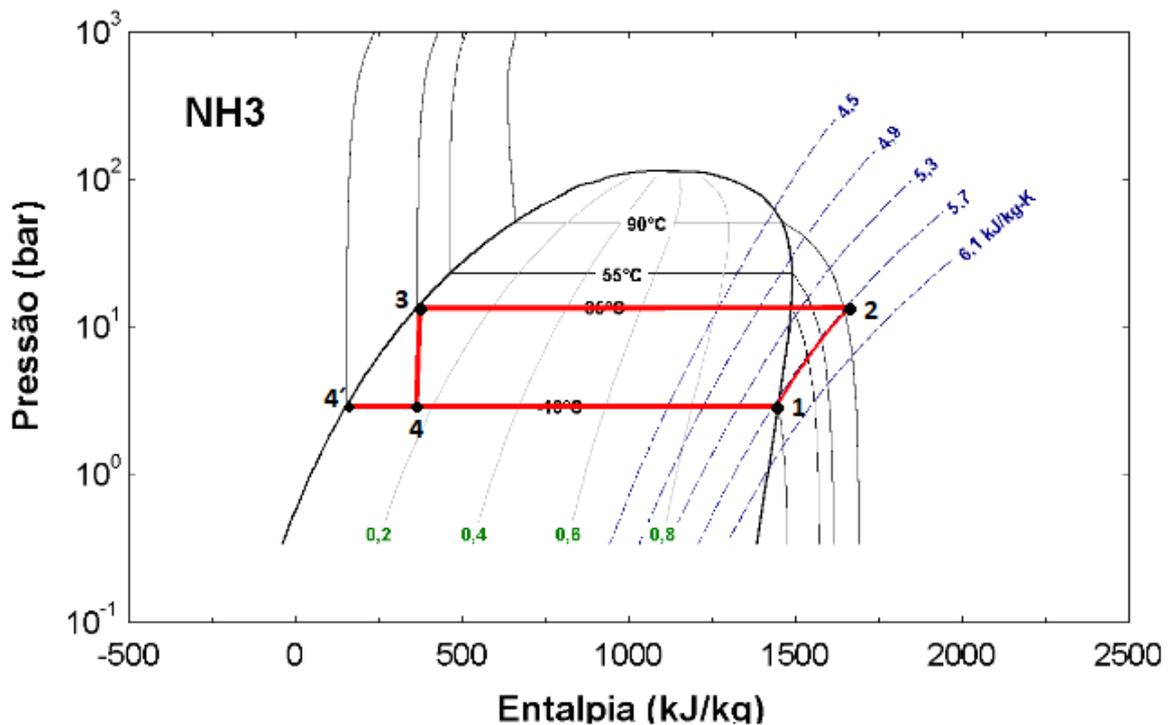


Figura 3 – Ciclo de refrigeração inundado de simples estágio em um diagrama p x h



- 1 → 2: Compressão isoentrópica - compressor;
- 2 → 3: Dessuperaquecimento e condensação - condensador;
- 3 → 4: Expansão isoentálpica – dispositivo de expansão;
- 4' → 1: Vaporização do refrigerante – evaporador;

Em ambos os diagramas, as linhas vermelhas ilustram as transformações pelas quais o fluido refrigerante passa durante sua circulação nos componentes do sistema. Cada ponto numerado corresponde a uma etapa específica do ciclo de refrigeração. No ponto 1, ocorre a sucção do vapor saturado pelo compressor. Nesse estágio, o refrigerante possui uma temperatura de saturação de -10°C e uma pressão absoluta de cerca de 2,91 bar. No ponto 2, o fluido encontra-se na condição de descarga do compressor. Nesse estágio, ele está superaquecido, com temperatura de aproximadamente $101,7^{\circ}\text{C}$, e possui uma pressão absoluta de 13,5 bar. O ponto 3 representa a saída do condensador, onde o fluido se encontra no estado de líquido saturado. Nesse estágio, sua pressão é de 13,5 bar e a temperatura é de 35°C . No ponto 4, o refrigerante está saturado na saída do dispositivo de expansão. É importante ressaltar que, devido ao ciclo inundado, após o dispositivo de expansão, o refrigerante separa o líquido do vapor, permitindo que apenas o líquido flua para o evaporador. Assim, o ponto 4' representa o líquido saturado na entrada do evaporador. Nesse estágio, o refrigerante possui um título igual a 0, uma temperatura de -10°C e uma pressão absoluta de aproximadamente 2,91 bar. Ao passar pelo evaporador o NH_3 tem seu estado modificado para vapor saturado, correspondendo ao ponto 2, onde o ciclo tem sua continuidade.

Deve-se atentar para o fato que estes diagramas representam ciclos de refrigeração e não sistemas, não contemplando, portanto, irreversibilidades no compressor, perdas de carga e outros fenômenos verificados nos sistemas em operação.

O evaporador é o agente direto de resfriamento, constituindo uma interface entre o processo e o circuito frigorífico, pois ele será o equipamento que proporciona a transferência de calor entre o refrigerante e o meio a ser refrigerado (STOECKER; JABARDO, 2004). Esse fenômeno chamado transferência de calor acontece em todos os trocadores de calor e ocorre entre o ar, água ou outro fluido e o fluido refrigerante, bem como depende da magnitude da diferença de temperatura (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

O compressor desempenha um papel fundamental nos sistemas de refrigeração, uma vez que não apenas equilibra as diferenças de pressão entre as duas linhas do sistema, mas também exerce a função de comprimir o fluido refrigerante. Esse é o componente que mais

consome energia no sistema de refrigeração, a ponto de afetar significativamente o custo de operação da instalação. Para isso é indispensável o conhecimento dos regimes de compressão, plano de manutenção, seleção adequada de cada equipamento no momento do projeto, afim de que estejam bem dimensionados para assegurar o bom funcionamento e garantir a melhor eficiência desse (STOECKER; JABARDO, 2004).

Um método utilizado para reduzir o consumo da unidade é através do controle de capacidade. Este se refere à habilidade de ajustar e regular a quantidade de refrigeração fornecida pela unidade de acordo com as necessidades do ambiente.

Várias técnicas têm sido usadas para controle de capacidade, mas o variador de velocidade foi mostrado ser a tecnologia mais eficaz e flexível em comparação com outras técnicas, como by-pass de gás quente, controle de temperatura do evaporador baseado em uma válvula de expansão eletrônica, controle de compressores e carregamento de cilindros (QURESHI; TASSOU, 1996).

A capacidade de ajustar a quantidade de refrigeração permite que o sistema opere de forma mais eficiente. Em vez de operar continuamente em plena capacidade, o sistema pode adaptar-se às demandas reais de resfriamento, reduzindo o consumo de energia e os custos operacionais.

Com base no princípio fundamental do sistema de refrigeração por compressão de vapor para aplicações comerciais, Pinnola et al. (2015) realizaram um estudo que concluiu que a utilização de um inversor de frequência e um controlador lógico programável (CLP) em comparação com o sistema convencional de controle on-off resultou em uma economia de consumo de energia de até 31% durante um período de teste de 6 horas e 10 minutos. Além disso, observou-se que a frequência de ciclos do compressor no sistema operado com controle de frequência é menor em comparação com o sistema on-off tradicional.

No estudo realizado por Zhifang e Lin (2010), foi constatado que, para o caso proposto, a redução do consumo de energia, o ajuste da capacidade do sistema e a combinação das cargas do compressor com as demandas de aquecimento ou resfriamento foram alcançados exclusivamente por meio do controle de velocidade variável em bombas de calor de fonte de água e condicionadores de ar, utilizando a conversão de frequência.

2.1 CARGA TÉRMICA

A carga térmica refere-se à quantidade de calor que precisa ser adicionada ou removida de um sistema para mantê-lo em uma temperatura desejada. Em sistemas de refrigeração e ar condicionado, a carga térmica é uma consideração importante, pois determina a capacidade necessária do equipamento para remover o calor indesejado de um espaço.

Existem dois tipos principais de carga térmica: sensível e latente. A carga térmica sensível está relacionada à variação da temperatura do ar. Já a carga térmica latente está associada à mudança de estado físico de uma substância, como a vaporização da água durante a evaporação.

2.1.1 Taxa de calor a ser transferida do produto

A taxa de calor a ser transferida do produto é uma medida da quantidade de calor que precisa ser removida do produto para mantê-lo em uma temperatura adequada. Essa taxa de calor depende de vários fatores, como a temperatura inicial do produto, a temperatura ambiente, a condutividade térmica do material do produto e a taxa de dissipação de calor do ambiente.

Para a carga que deve ser retirada dos produtos, pode-se exigir um processo em partes, pois em alguns casos os produtos sofrem congelamento, necessitando três diferentes cálculos. Assim, as cargas são calculadas para antes, durante e após o processo de congelamento através das equações 3.1, 3.2 e 3.3 (KAMIMURA, 2022).

$$\dot{q}_1 = \frac{m * c_1 * (t_1 - t_2)}{24} \quad (2.1)$$

$$\dot{q}_c = \frac{m * c_l}{24} \quad (2.2)$$

$$\dot{q}_2 = \frac{m * c_2 * (t_c - t_3)}{24} \quad (2.3)$$

Onde:

- \dot{q}_1 = Taxa de calor antes do processo de congelamento [kcal/h];
- m = Massa do produtor [kg];
- c_1 = Calor específico antes do congelamento [kcal/kg.°C];
- t_1 = Temperatura inicial do produto [°C];
- t_2 = Temperatura após o resfriamento, caso o produto venha a congelar, tem-se $t_2 = t_c$ [°C];

- \dot{q}_c = Taxa de calor devido ao processo de congelamento [kcal/h];
- c_l = Calor latente do produto [kcal/kg];
- \dot{q}_2 = Taxa de calor após o processo de congelamento [kcal/h] ;
- c_2 = Calor específico após o congelamento [kcal/kg.°C];
- t_c = Temperatura na qual o produto congela [°C];
- t_3 = Temperatura final do produto [°C].

De acordo com a ASHRAE (2010), o frango apresenta um calor específico de 0,79 kcal/kg.°C antes do congelamento. Durante o processo de congelamento, o calor latente necessário é de 59 kcal/kg. Após o congelamento, o frango possui um calor específico de 0,37 kcal/kg.°C. Vale ressaltar que a temperatura de congelamento para frangos é de -2,8°C.

2.1.2 Taxa de calor que atravessa o isolamento

A taxa de calor que atravessa o isolamento é uma medida da quantidade de calor que se propaga através do material isolante em uma determinada unidade de tempo. Essa taxa de calor é influenciada por vários fatores, incluindo a condutividade térmica do material isolante, a diferença de temperatura entre os dois lados do isolamento e a área de superfície em contato com o ambiente.

A condutividade térmica é uma propriedade crucial dos materiais isolantes, indicando sua capacidade de conduzir calor. Materiais com baixa condutividade térmica, como espuma de poliuretano ou lã de vidro, transferem calor em menor taxa do que materiais com alta condutividade térmica, como o metal. A diferença de temperatura entre os lados do isolamento influencia a taxa de transferência de calor. Quanto maior a diferença de temperatura, maior a taxa de calor transferida. A área de superfície em contato com o ambiente também afeta a taxa de transferência, sendo que uma área maior resulta em mais calor transferido devido a mais pontos de contato.

Para realizar o cálculo da taxa de calor que atravessa o isolamento, utiliza-se a equação 3.4.

$$\dot{q}_i = 2 * (A * B + A * C + B * C) * (\dot{q}/S) \quad (2.4)$$

Onde:

- \dot{q}_i = Taxa de calor que atravessa o isolamento [kcal/h]

- A = Altura da câmara [m]
- B = Largura da câmara [m]
- C = Comprimento da câmara [m]
- \dot{q}/S = Fluxo Térmico [kcal/m².h], pode ser visto na tabela 1

Tabela 1 – Isolamento

Classificação do isolamento	Valores de \dot{q}/S (kcal/m ² .h)
Excelente	8
Bom	10
Aceitável	12
Regural	15
Mau	> 15

Fonte: (COSTA, 1982).

2.1.3 Taxa de calor devido a renovação de ar

Câmaras frigoríficas operam, em geral, a temperaturas consideravelmente distintas das do ambiente em que estão alocadas. Ao se abrir a porta, a diferença de densidade entre as massas de ar externo e interno faz com que haja troca de calor entre os ambientes (COSTA, 2011).

Durante a renovação de ar, quando o ar externo é introduzido em um ambiente interno, ocorre uma transferência de calor entre os dois. Se o ar externo estiver mais quente do que o ar interno, ele adicionará calor ao ambiente. Por outro lado, se o ar externo estiver mais frio, ele removerá calor do ambiente.

A taxa de calor devido à renovação de ar depende de vários fatores, como a diferença de temperatura entre o ar interno e o externo, o volume de ar sendo trocado, a velocidade do ar e as características térmicas do ambiente.

Para calcular a taxa de calor devido à renovação de ar, devemos começar pelo índice de renovação do ar externo (n), que é um valor considerado pequeno para grandes dimensões de câmaras e, em contrapartida, grande para câmaras de pequenas dimensões. Onde:

$$n = \frac{60}{V^{1/2}} \quad (2.5)$$

Onde:

- n = Índice de renovação [renovações/h]

- V = Volume da câmara [m^3]

Após calcular o índice de renovação (n), pode-se agora calcular propriamente a carga térmica pela infiltração do ar externo (\dot{q}_a) pela Equação 3.6:

$$\dot{q}_a = n * V * (h_e - h_i) * \rho \quad (2.6)$$

Onde:

- \dot{q}_a = Taxa de calor pela infiltração de ar externo [kcal/h];
- n = Índice de renovação do ar externo [renovações/h];
- V = Volume da câmara [m^3];
- h_e = Entalpia do ar externo [kcal/kg];
- h_i = Entalpia do ar interno [kcal/kg];
- ρ = Peso específico do ar externo [kg/m^3];

2.1.4 Taxa de calor devido ao trabalho de pessoas no interior da câmara

A taxa de calor devido ao trabalho das pessoas no interior da câmara refere-se à quantidade de calor gerada pelos ocupantes do espaço devido à atividade física, metabolismo e dissipação de calor pelo corpo humano.

De acordo com a ASHRAE (2006) o cálculo de calor equivalente liberado por pessoa pode ser feito através das Eq. .Calculando desta forma um calor médio liberado por pessoa, que depende exclusivamente da temperatura da câmara. Com isso é possível calcular o calor que as pessoas transmitem para o ambiente.

$$\dot{q}_p = (272 - (6 * t_i)) * Np^{0,86} \quad (2.7)$$

Onde:

- \dot{q}_p = Taxa de calor de ocupação [kcal/h];
- Np = número de pessoas;
- t_i = temperatura interna da câmara [$^{\circ}\text{C}$].

2.1.5 Taxa de calor devido a iluminação, motores elétricos e outros

No contexto de motores elétricos, como mencionado anteriormente, eles adicionam carga térmica sensível ao sistema devido às perdas nos enrolamentos. Essas perdas ocorrem devido à resistência elétrica dos fios condutores e às correntes elétricas que fluem por eles. Como resultado, o motor aquece e transfere calor para o ambiente ao seu redor.

$$q_m = \frac{860 * N_{mot} * pot * t_f}{24 * \eta_{mot}} \quad (2.8)$$

Onde:

- q_m = Taxa de calor dos motores [kcal/h];
- N_{mot} = Número de motores;
- pot = Potência de cada motor [kW];
- t_f = Tempo de funcionamento [h];
- η_{mot} = Eficiência do motor.

2.2 COEFICIENTE DE PERFORMANCE

O coeficiente de performance (COP) é o parâmetro utilizado para verificar a eficiência de conversão do trabalho empregado no ciclo para remoção do calor:

$$COP = \frac{\dot{q}}{\dot{w}} \quad (2.9)$$

Onde:

- \dot{w} = Potência de compressão (kJ/kg) do fluido refrigerante executado pelo compressor;
- \dot{q} = Calor absorvido (kJ/kg) do meio a temperatura mais baixa pelo fluido refrigerante.

Desta forma, o COP é adimensional e é desejável que seja maior que a unidade, pois assim a energia gasta para comprimir o fluido de trabalho é menor que a energia absorvida do meio frio (MEDEIROS et al., 2012).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Para o desenvolvimento deste trabalho, foi utilizado como objeto de estudo uma unidade frigorífica, onde sua produção tem como matéria-prima aves. Essa planta é composta por sete salas climatizadas para o processamento da matéria-prima, cujos regime e dimensões são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 – Ambientes

Ambiente	Regime	Tipo de Ambiente	Temp. do Ambiente (°C)	Largura (m)	Comprimento (m)	Altura (m)
Chillers	0	Climatização	12	10	20	5
CMS	-3	Climatização	10	10,8	7,6	5
Corte PV 1	-3	Climatização	12	37	32	6
Embalagem Frango	-3	Climatização	15	13,5	7,5	5
Evisceração	-3	Climatização	19	12	40	5
Expedição	-3	Climatização	15	18	33,2	10
Miúdos	-3	Climatização	12	10	20	5
Paletização PV 1	-3	Climatização	15	44,5	18	10

A unidade é composta também por vários componentes essenciais para o processo de congelamento e estocagem de produtos. Estes incluem:

- Túnel de congelamento: É um equipamento projetado para congelar os itens de forma eficiente e controlada, permitindo a preservação das características e qualidade dos alimentos. O túnel de congelamento possui dimensões de 31 metros de comprimento, 14,5 metros de largura e 10 metros de altura. Este é equipado com 20 evaporadores modelo 12.20/10.0160.45-IN/AL, cada um com uma área de 522,9 m². Além disso, cada evaporador é equipado com um ventilador de 12,5 CV.
- Duas Câmaras de estocagem de congelados: Essas câmaras garantem a manutenção das temperaturas adequadas para preservação dos produtos ao longo do tempo. As câmaras de estocagem de congelados possuem as seguintes dimensões: 19,3 metros de comprimento, 20 metros de largura e 10 metros de altura. Elas são equipadas com 4 evaporadores modelo 04.12.316.39-IN/AL, cada um com uma área de 152,6 m². Além disso, cada evaporador é equipado com 4 ventiladores de 3 CV.
- Três Condensadores Evaporativos Modelo CETF-3500: No caso específico, utiliza-se o modelo CETF-3500, projetado para operar com uma temperatura de bulbo úmido de 27°C e uma temperatura de condensação de 35°C. Esses condensadores auxiliam na remoção do calor gerado no processo de refrigeração, mantendo a eficiência do sistema.
- Dois resfriadores de água casco e tubo modelos RETMAC 40T.65.50.4C e RETMAC

40T.65.70.5C: Os resfriadores de água têm a função de resfriar a água utilizada no processo de refrigeração. O modelo RETMAC 40T.65.50.4C é utilizado como pré-chiller, enquanto o modelo RETMAC 40T.65.70.5C é utilizado como chiller principal. Esses resfriadores garantem a temperatura adequada da água para a refrigeração das aves.

Compressores: A unidade possui 5 compressores, como mostrado na Tabela 3:

Tabela 3 – Compressores

Tag	Modelo	Acionamento
CP01	N 250 VS 3550 RPM	Soft starter
CP02	N 250 VS 3550 RPM	Inversor de frequência
CP03	N 250 VM L 3550 RPM	Soft starter
CP04	N 250 VM L 3550 RPM	Inversor de frequência
CP05	N 250 VL L 3550 RPM	Soft starter

Os compressores CP01 e CP02 atendem às salas climatizadas, o chiller e o pré-chiller, já os CP03, CP04 e CP05 são economizer e atendem o túnel de congelamento e as câmaras de estocagem.

Neste trabalho, por simplificação, foi adotado o termo regime de alta pressão para o sistema que opera em uma faixa acima de 2 bar. Esse regime é aplicado em salas climatizadas, bem como no sistema de pré-chiller e chiller. Por outro lado, o regime de baixa pressão é utilizado em ambientes como túneis e câmaras de congelamento, onde são necessárias pressões negativas.

Foram realizados os cálculos da carga térmica de acordo com os métodos apresentados anteriormente, para todas as possibilidades de produção diária da planta, sendo esta de 0 até 90.000 Frangos/Dia, com intervalo de 5.000 Frangos/Dia para cada condição de produção.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Com base nos resultados do cálculo da carga térmica, foi realizada uma análise dos compressores de acordo com sua faixa de operação para atender a maior produção diária de frangos, visando otimizar a produção.

Tabela 4 – Carga Térmica

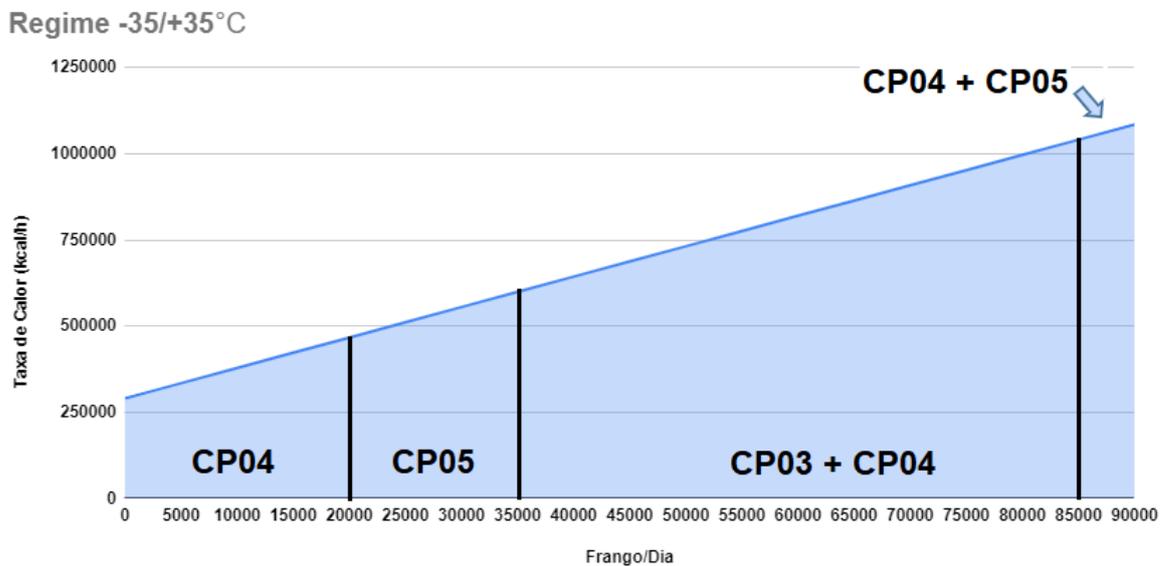
Produção	Frangos/Dia	Taxa calor no regime de baixa pressão (kcal/h)	Taxa calor no regime de alta pressão (kcal/h)
1	0	289879,776	198049,875
2	5000	334037,276	309443,625
3	10000	378194,774	420837,375
4	15000	422352,276	532231,125
5	20000	466509,776	643624,875
6	25000	510667,276	755018,625
7	30000	554824,776	866412,375
8	35000	598982,276	977806,125
9	40000	643139,776	1089199,875
10	45000	687297,276	1200593,625
11	50000	731454,776	1311987,375
12	55000	775612,276	1423381,125
13	60000	819769,776	1534774,875
14	65000	863927,276	1646168,625
15	70000	908084,776	1757562,375
16	75000	952242,276	1868956,125
17	80000	996399,776	1980349,875
18	85000	1040557,276	2091743,625
19	90000	1084714,776	2203137,375

4.1 REGIME DE BAIXA PRESSÃO

Para analisar a eficiência energética em baixa pressão, foram adotados os seguintes regimes: $-35/+35^{\circ}\text{C}$ a $-30/+35^{\circ}\text{C}$ variando de 1°C em 1°C .

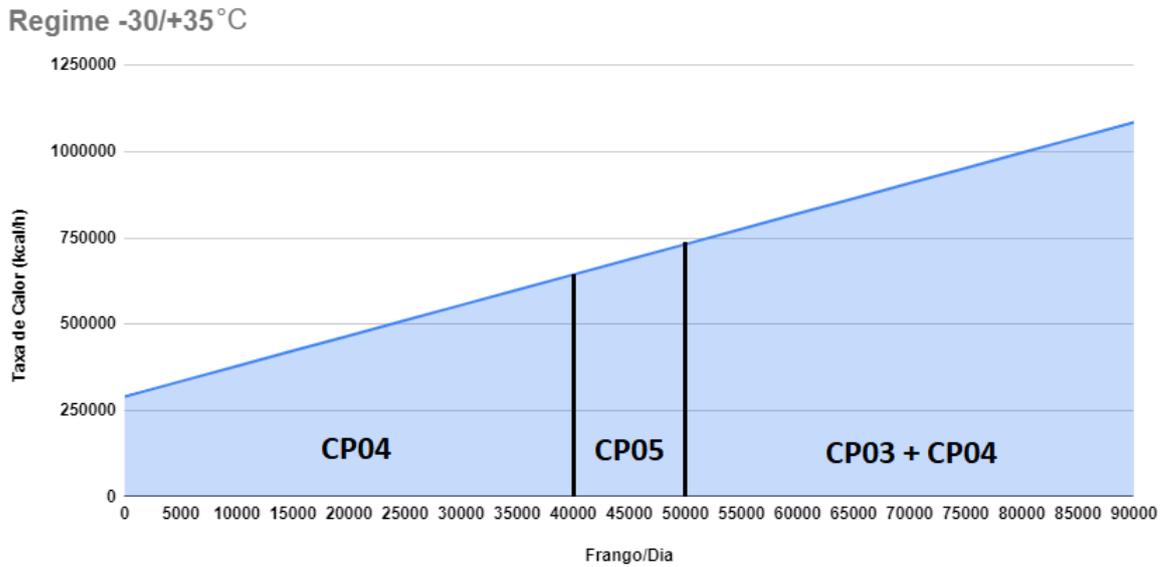
Após realizar os cálculos da carga térmica para diferentes níveis de produção e verificar as capacidades dos compressores em cada regime de acordo com o fabricante, foi elaborada a Figura 4 para ilustrar a operação do compressor com base na produção diária. Vale ressaltar que o regime de temperatura considerado é de $-35/+35^{\circ}\text{C}$, que é o regime atualmente em operação na unidade.

Figura 4 – Frangos/Dia x Calor (Kcal/h).



Foram traçados figuras semelhantes para todos os regimes mencionados (Apêndice A), permitindo a comparação do regime de $-35/+35^{\circ}\text{C}$, atualmente em uso na unidade, com os demais regimes.

Figura 5 – Frangos/Dia x Calor (Kcal/h).



Ao comparar a Figura 4 com a Figura 5, pode-se observar claramente que a modificação no regime de operação teve um impacto significativo na faixa de operação do compressor CP04. No regime de -35/+35°C, o compressor opera na faixa de 0 a 20.000 Frangos/Dia. No entanto, no regime de -30/+35°C, a capacidade de operação do compressor é expandida para uma faixa mais ampla, de 0 a 40.000 Frangos/Dia. Esse compressor, que possui um inversor de frequência, tornou-se a prioridade devido à sua capacidade de ajustar a velocidade de operação de acordo com a demanda. Isso representa uma melhoria significativa no sistema, uma vez que o compressor CP04 pode operar de forma independente e eficiente em uma faixa mais ampla de produção.

Com a mudança no regime de operação, o compressor CP03 e o CP04 são capazes de atender às necessidades de alta produção sem a necessidade de combinação do CP04 com o compressor CP05.

Essa mudança resulta em benefícios, como simplificação do sistema, redução de custos e otimização do consumo de energia. O compressor CP04, com seu inversor de frequência, demonstra ser uma solução mais versátil e econômica para atender às demandas de produção.

Em resumo, ao ampliar a faixa de operação do compressor CP04 apenas com a mudança no regime de operação, foi possível eliminar a necessidade de combinação com o compressor CP05 e aproveitar os benefícios do inversor de frequência, garantindo maior eficiência e economia no sistema, conforme pode-se observar nas Figuras 6 e 7.

Figura 6 – Frangos/Dia x Potência (kW).

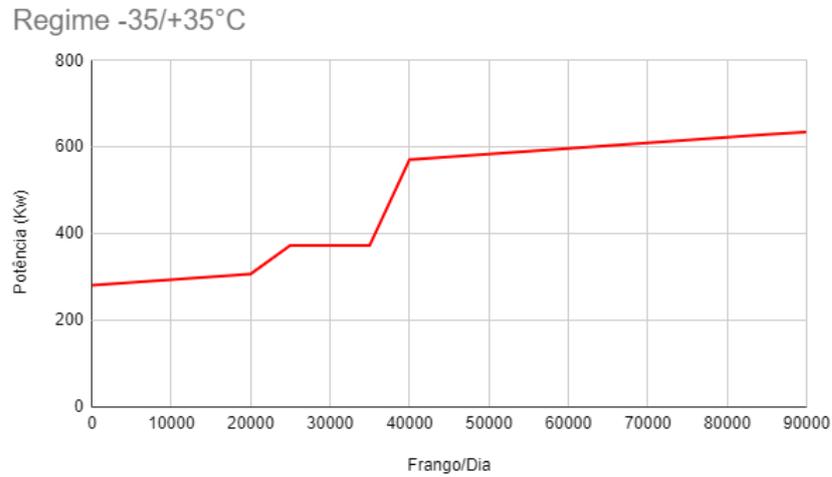
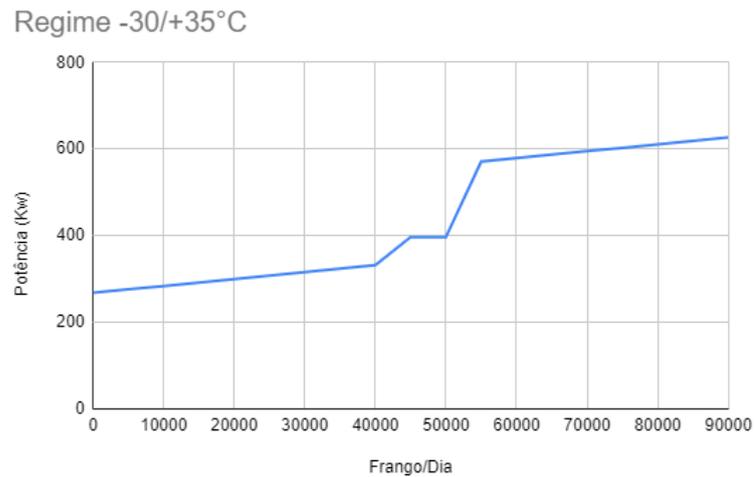


Figura 7 – Frangos/Dia x Potência (kW).



Com base na análise das figuras fornecidas, podemos observar que as reduções de potência variaram de acordo com a produção diária. A menor redução registrada foi de 1,33%, ocorrendo em uma produção de 90.000 Frangos/Dia. Por outro lado, a maior redução de potência, atingindo 41,92%, foi observada em uma produção de 40.000 Frangos/Dia. Em média, a redução de potência ficou em torno de 9,83%.

Utiliza-se o Coeficiente de Desempenho (COP) como forma de comparação entre os regimes, observado nas Figuras 8 e 9.

Figura 8 – Frangos/Dia x COP.

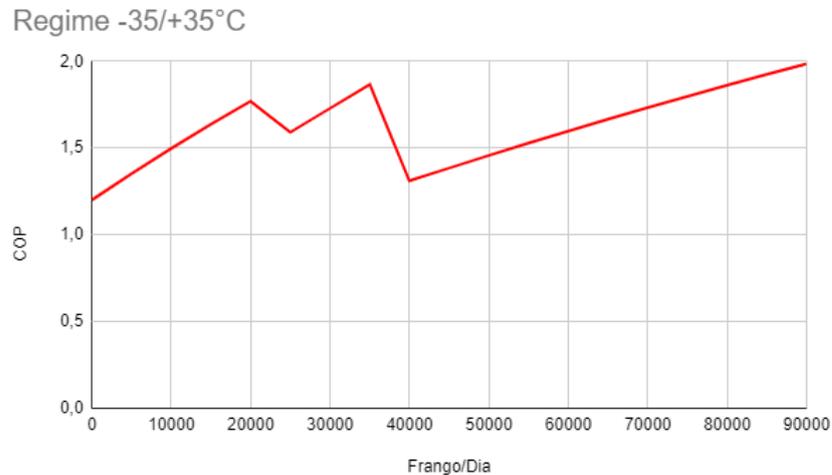
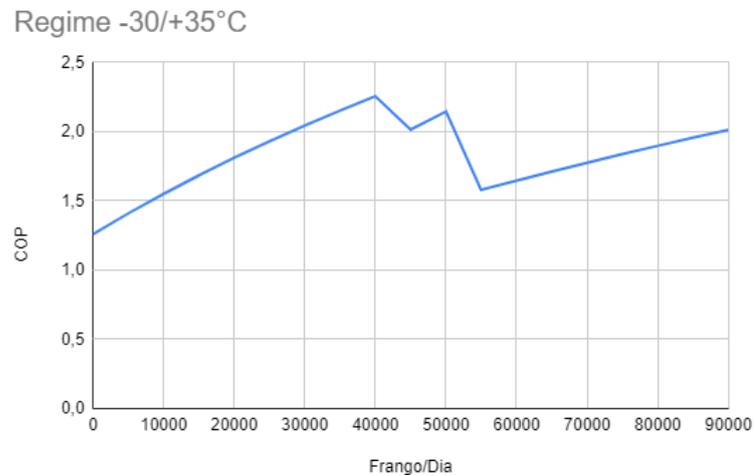


Figura 9 – Frangos/Dia x COP.



Verifica-se um pico nas figuras 8 e 9, assim como um vale nas mesmas em determinadas produções diárias. Essa variação ocorre devido à troca de compressores durante essas produções específicas. Quando um novo compressor entra em operação, tem um pico de potência necessária para que o motor do compressor supere a inércia inicial e vença a resistência estática para entrar em pleno funcionamento.

Observa-se que o COP de refrigeração do regime de -30/+35°C é maior, isso significa que o sistema é capaz de fornecer uma maior capacidade de refrigeração em relação à quantidade de energia elétrica consumida. Indicando uma eficiência energética superior, o que é desejável

em termos de economia de energia e redução de custos operacionais. O mesmo fenômeno ocorre no COP dos compressores, onde se tem um aumento significativo na capacidade frigorífica em relação ao aumento de potência, somente com a alteração dos regimes como apresentados nas Figuras 10 e 11.

Figura 10 – Regime x COP.

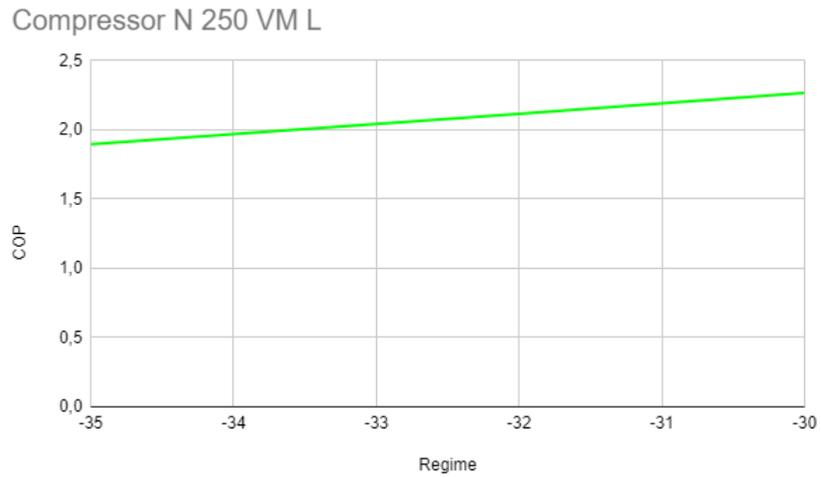
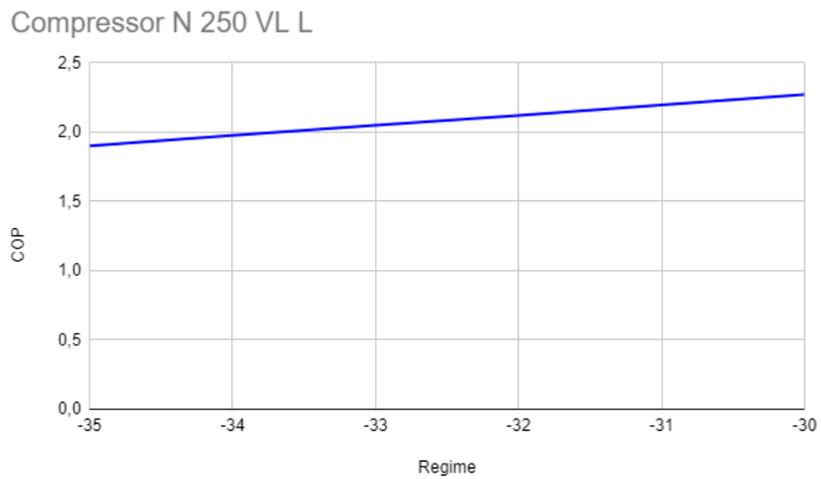


Figura 11 – Regime x COP.

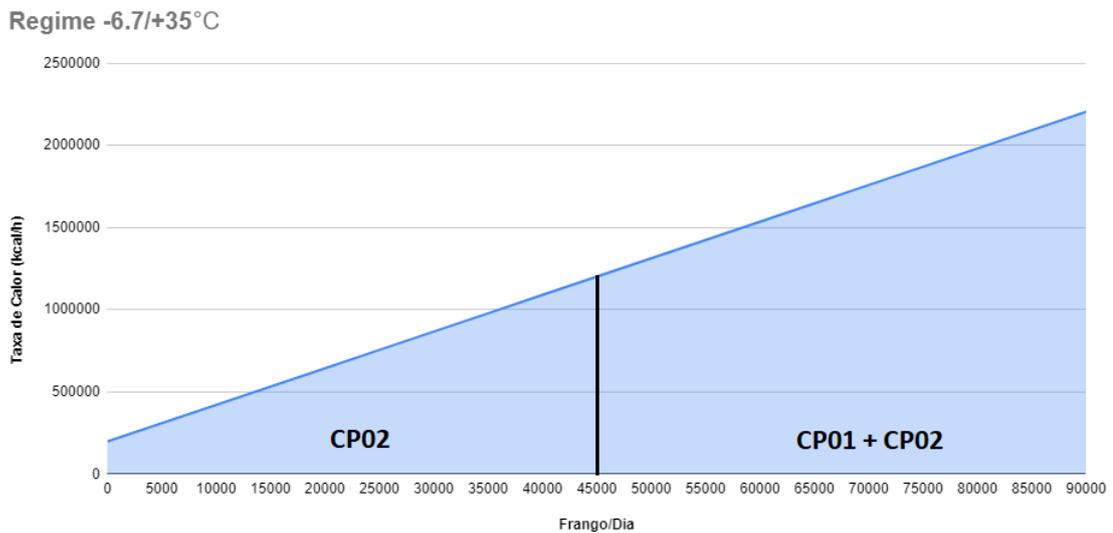


4.2 REGIME DE ALTA PRESSÃO

Para analisar a eficiência energética em baixa pressão, foram adotados os seguintes regimes: $-6,7/+35^{\circ}\text{C}$ a $0/+35^{\circ}\text{C}$ variando de 1°C em 1°C .

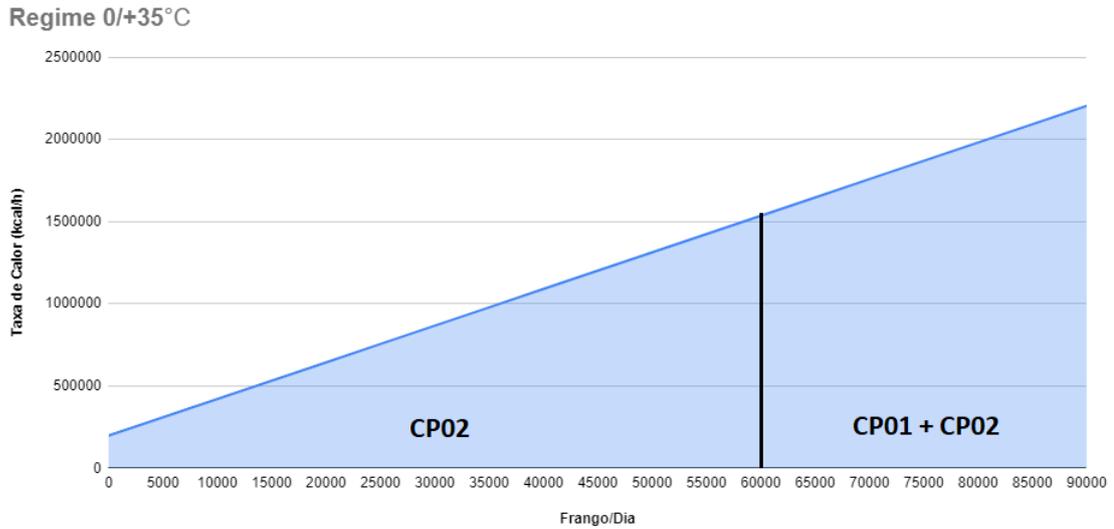
Seguindo a mesma lógica utilizada nos regimes de baixa, foi elaborado o gráfico apresentado na figura 12 para ilustrar a operação do compressor com base na produção diária. Vale ressaltar que o regime de temperatura considerado é de $-6,7/+35^{\circ}\text{C}$, que é o regime atualmente em operação na planta para a climatização, pré-chiller e chiller.

Figura 12 – Frangos/Dia x Calor (Kcal/h).



Foram traçadas figuras semelhantes para todos os regimes mencionados (Apêndice A), permitindo a comparação do regime de $-6,7/+35^{\circ}\text{C}$, atualmente em uso na unidade, com os demais regimes.

Figura 13 – Frangos/Dia x Calor (Kcal/h).



Ao comparar a Figura 12 com a Figura 13, pode-se observar claramente que a modificação no regime de operação teve um impacto significativo na faixa de operação do compressor CP02. No regime de -6,7/+35°C, o compressor opera na faixa de 0 a 45.000 Frangos/Dia. No entanto, no regime de 0/+35°C, a capacidade de operação do compressor é expandida para uma faixa mais ampla, de 0 a 60.000 Frangos/Dia, sendo este com inversor, sendo assim o CP01 menos requerido no sistema, garantindo maior eficiência e economia no sistema. Conforme pode-se observar nas Figuras 14 e 15.

Figura 14 – Frangos/Dia x Potência (kW).

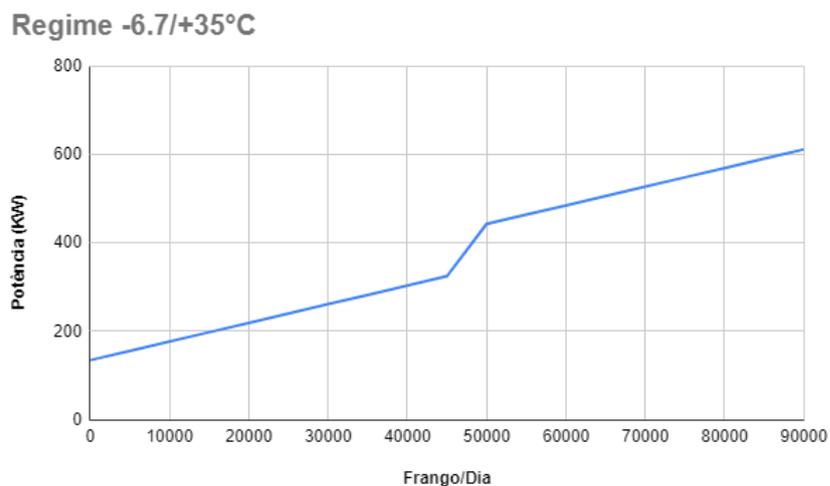
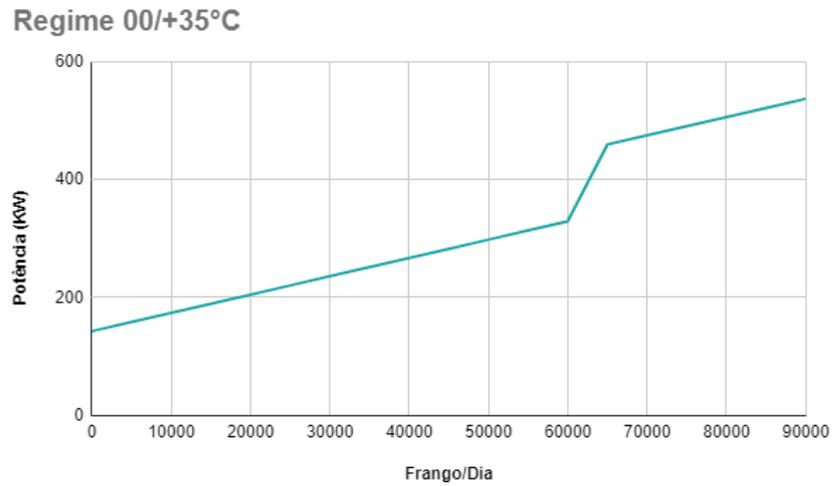


Figura 15 – Frangos/Dia x Potência (kW).



Com base na análise dos gráficos fornecidos, podemos observar que em média, a redução de potência ficou em torno de 21,43%.

Utilizamos também o Coeficiente de Desempenho (COP) como forma de comparação entre os regimes, que seguem nas Figuras 16 e 17.

Figura 16 – Frangos/Dia x COP.

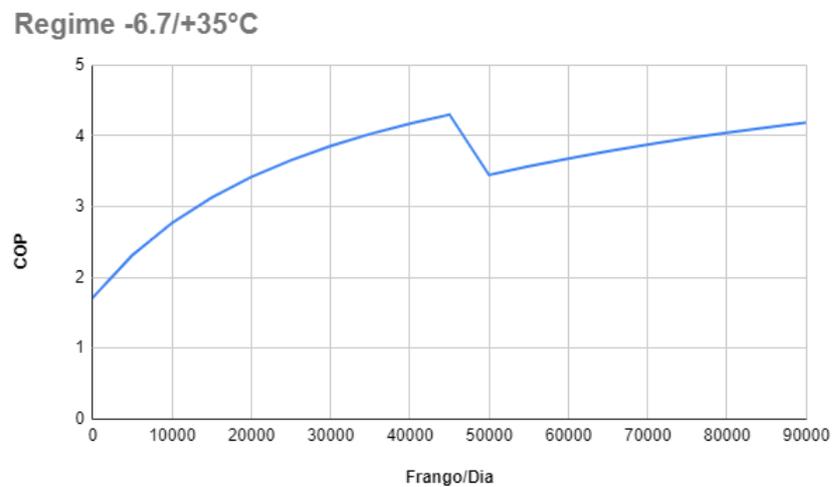
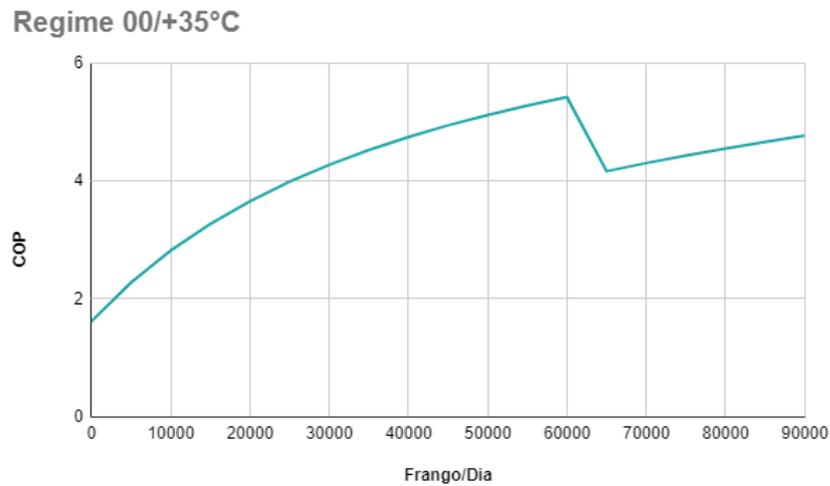
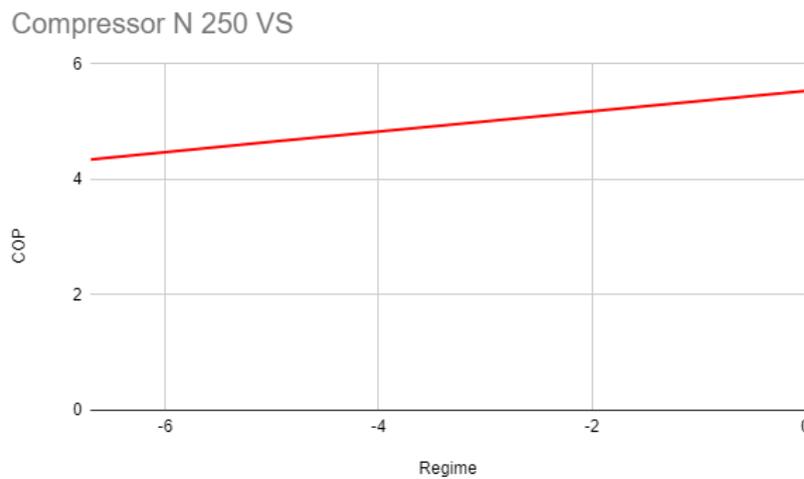


Figura 17 – Frangos/Dia x COP.



Como observado o COP de refrigeração do regime de 0/+35°C é maior, o que acarreta o que foi comentado anteriormente no regime de baixa. O mesmo ocorre com o COP dos compressores de alta apresentado na Figura 18.

Figura 18 – Regime x COP.



O mesmo fenômeno ocorre no COP do compressor, onde se tem um aumento significativo na capacidade frigorífica em relação ao aumento de potência, somente com a alteração dos regimes como apresentados nas Figuras 18.

Considerando uma produção diária de 50.000 frangos, o regime de $-6,7/+35^{\circ}\text{C}$ apresenta um consumo mensal de 233.817,05 kWh, enquanto o regime de $0/+35^{\circ}\text{C}$ consome 157.338,11 kWh por mês, resultando em uma economia de 76.478,94 kWh mensais na troca de regimes. Já considerando o regime de $-35/+35^{\circ}\text{C}$, o consumo mensal é de 308.258,54 kWh, enquanto o regime de $-30/+35^{\circ}\text{C}$ consome 209.510,4 kWh, resultando em uma economia de 98.748,14 kWh por mês. Ao considerar os dois regimes em conjunto, é possível alcançar uma economia total de 175.227,08 kWh mensais.

A concessionária responsável pela distribuição de energia elétrica, opera com a Tarifa de Uso dos Sistemas Elétricos de Distribuição (TSUD), variando de acordo com o horário de consumo. No período de ponta, das 18h às 21h, o valor é de R\$0,89 por kWh, enquanto fora desse horário, o valor é de R\$0,149 por kWh. Além disso, no mercado livre, o preço é estabelecido em R\$0,25 por kWh. Com isso o valor do kWh e a soma do mercado livre com o TSUD, dependendo do horário.

Com base nesses valores, é possível fazer uma estimativa de redução de custos, considerando que a unidade opera 24 horas por dia, durante 22 dias por mês. Com essa análise, conclui-se que haverá uma economia mensal de R\$86.146,14.

5 CONCLUSÕES

Por meio deste estudo, foi possível destacar a relevância de operar o compressor no regime adequado para a unidade, levando em consideração as características específicas do sistema. Além disso, evidencia-se que a utilização de inversores de frequência representa uma valiosa solução para promover economia de energia.

Através da melhoria da eficiência energética da unidade, é possível alcançar uma posição mais competitiva no mercado. A redução dos custos operacionais por meio da eficiência energética proporcionada pela operação adequada do compressor resulta em vantagens econômicas significativas.

Ao reconhecer a importância da seleção correta do regime de operação do compressor e aproveitar os benefícios dos inversores de frequência, é possível obter uma otimização notável do consumo de energia na unidade. Essa otimização contribui para o aumento da competitividade da planta no mercado, fornecendo uma vantagem em termos de eficiência operacional e redução de custos, como mostrado nos resultados a produção de 50.000 Frangos/Dia pode gerar uma economia anual de R\$1.033.753,61.

Portanto, é essencial priorizar a operação eficiente dos compressores e explorar as tecnologias disponíveis, como os inversores de frequência, para alcançar uma maior economia de energia e melhorar a competitividade da unidade no mercado.

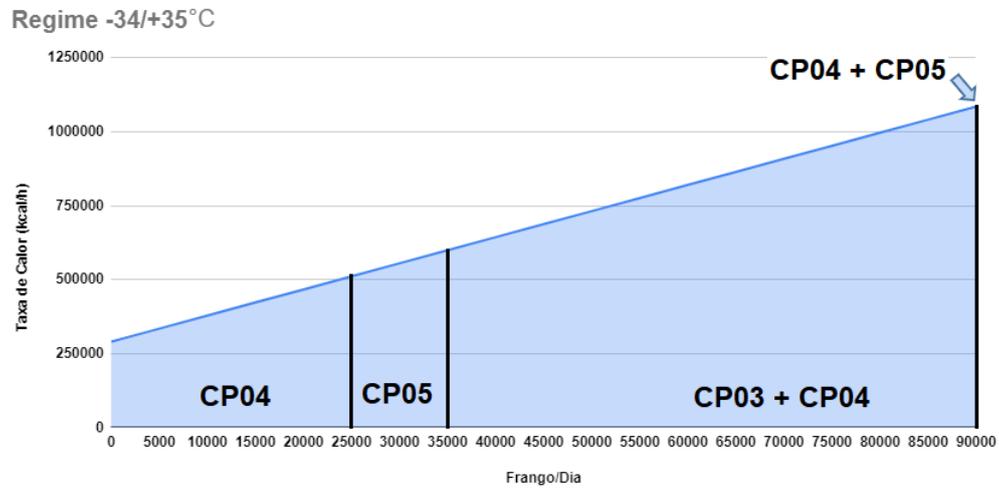
REFERÊNCIAS

- ACUNHA, I. C. J.; AGUIAR, D. B. Aplicação de simulação computacional para o aumento de eficiência energética de uma instalação frigorífica. *Revista Interdisciplinar De Pesquisa Em Engenharia*, v. 5, p. 49-57, 2019.
- ASHRAE, H. andbook refrigeration. american society of heating, refrigerating and airconditioning engineers. Inc. Atlanta, GA, 2006.
- ASHRAE, H. Handbook refrigeration. american society of heating, refrigerating and airconditioning engineers. Inc. Atlanta, GA, 2010.
- BAUNGARTNER, R. Modelagem e análise do desempenho de compressores centrífugos para baixa capacidade de refrigeração. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.
- COSTA, E. C. d. Refrigeração. São Paulo: Editora Edgard Blucher LTDA, 1982.
- COSTA, M. A. S. Projeto de dimensionamento e seleção de equipamentos para uma câmara frigorífica de congelamento de carnes e resfriamento de laticínios. Trabalho de Diplomação - Universidade Federal Rural de Pernambuco, 2011.
- KAMIMURA, B. S. Análise de uma câmara frigorífica comercial com aquisição de dados automatizada via sistema open source. Trabalho de Diplomação - UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ, 2022.
- LIMA, J. P. O. Estudo de caso: Eficiência energética no sistema de refrigeração de uma cervejaria. Trabalho de Diplomação - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, p 07, 2016.
- MEDEIROS, P. S. G.; LIMA, L. H. P.; BARBOSA, C. R. F.; FONTES, F. A. O. Influência da eficiência isentrópica de compressão nos parâmetros termodinâmicos de um ciclo teórico de refrigeração operando com r-134a. Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Grupo de Estudos em Sistemas Térmicos, 2012.
- PINNOLA, C.; VARGAS, J.; BUIAR, C.; ORDONEZ, J. Energy consumption reduction in existing hvac-r systems via a power law controlling kit. *Applied Thermal Engineering* 82, Pages 341-350, 2015.
- QURESHI, T.; TASSOU, S. Variable-speed control in refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, v. 16(2), p. 103–113, 1996.
- SALVADOR, F. Projeto de sistemas de refrigeração industrial com ‘set-point’ variável. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Universidade de São Paulo, 1999.
- STOECKER, F.; JABARDO. Refrigeração industrial. 2ª ed. São Paulo, Edgar Blucher, 2004.
- TASSINI, J. O. Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial: estudo de caso. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia - Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.
- ZHIFANG, X.; LIN, S. Modeling and experimental investigation of a variable speed drive water source heat pump. *Tsinghua Science and Technology*. Volume 15, Number 4, Pages434-440, 2010.

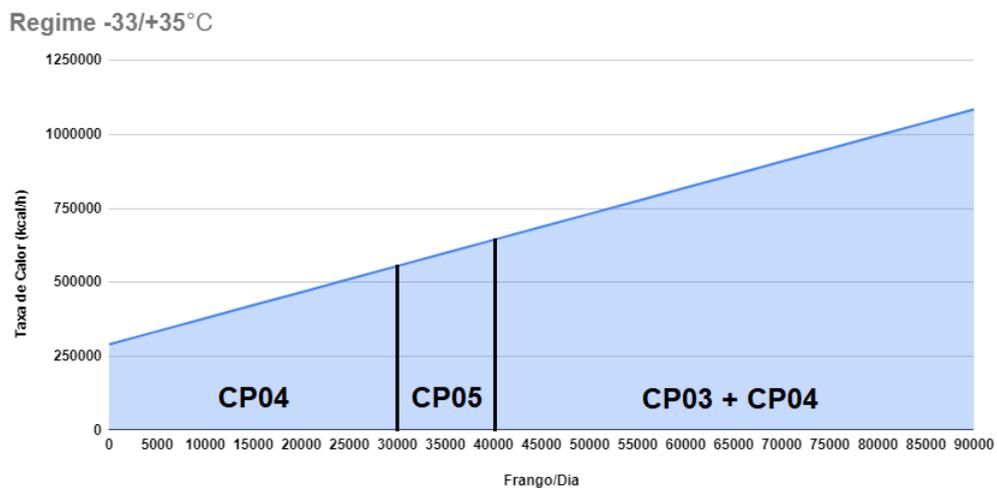
ÇENGEL, Y.; GHAJAR, A. Transferência de calor e massa: uma abordagem prática. Porto Alegre: AMGH, v. 4a Ed., 2012.

APÊNDICES

APÊNDICE A – Figuras Frangos/Dia x Calor (Kcal/h)

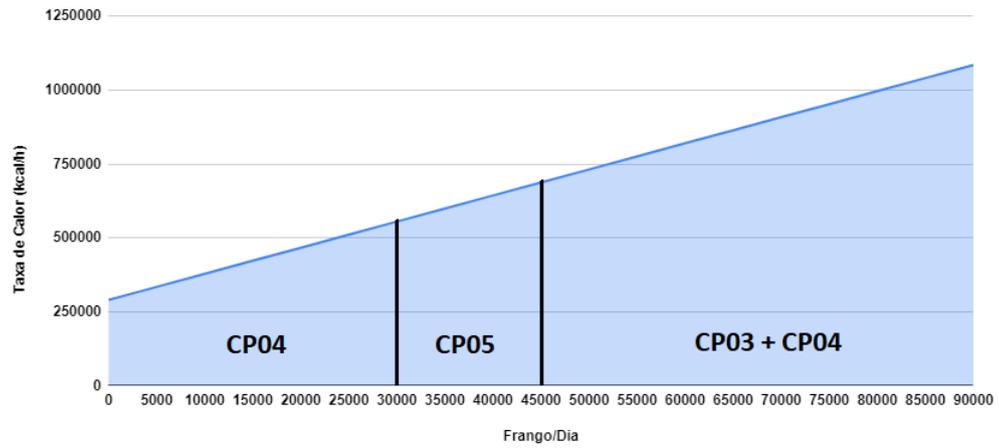


Fonte: Autor.



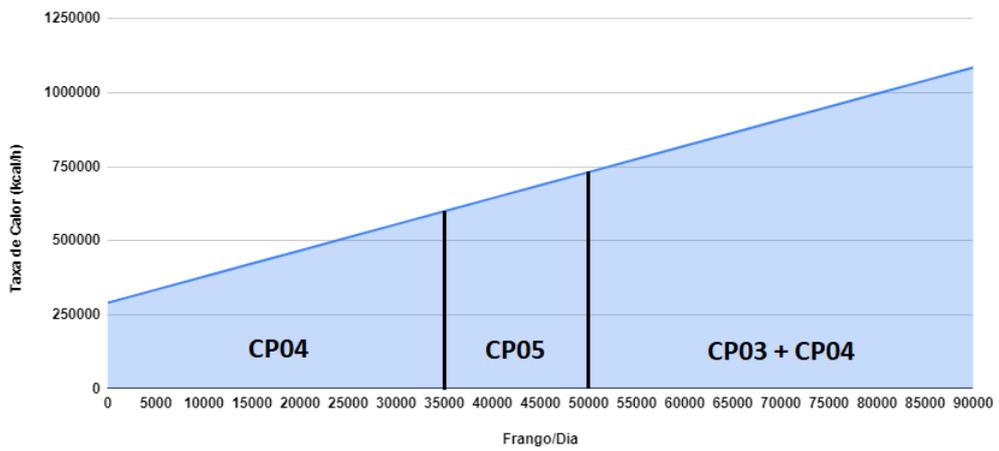
Fonte: Autor.

Regime -32/+35°C



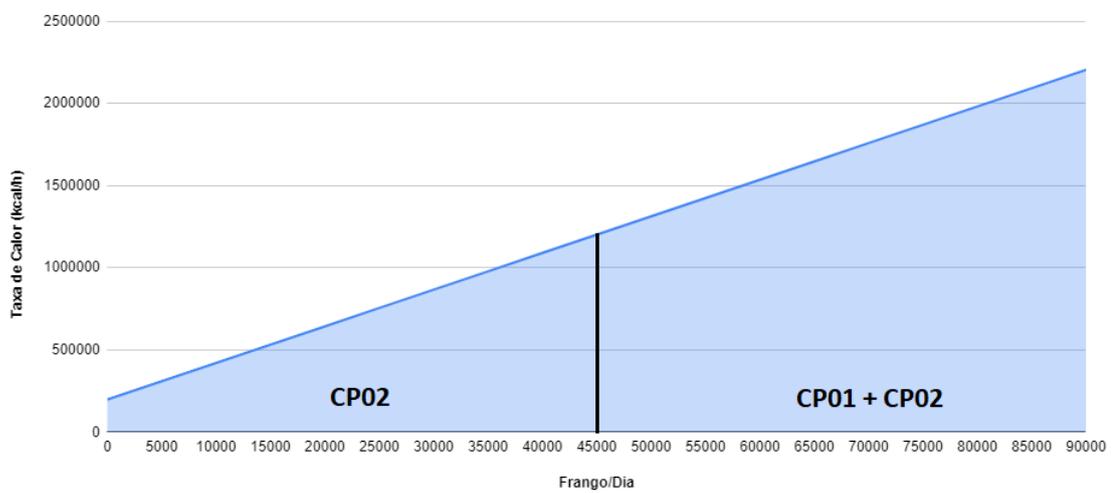
Fonte: Autor.

Regime -31/+35°C

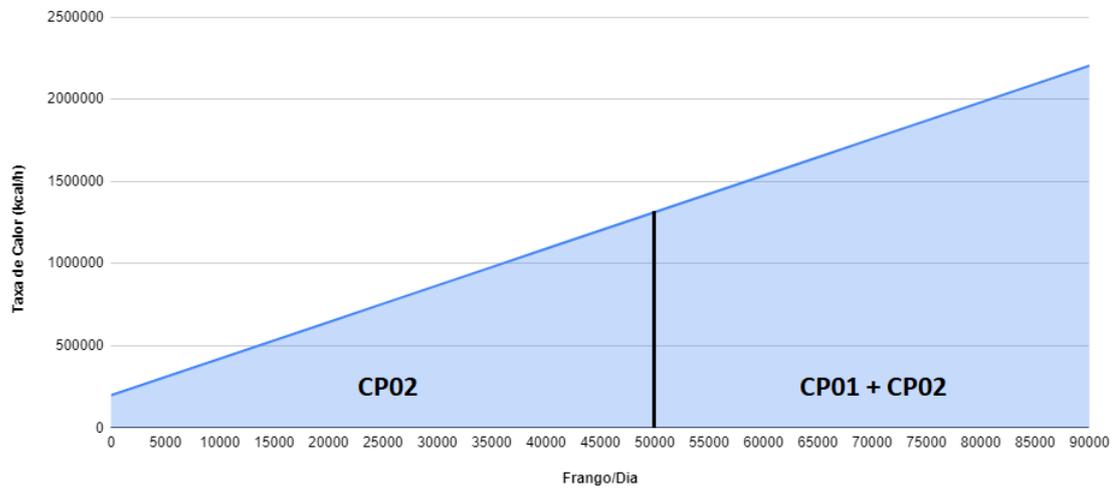


Fonte: Autor.

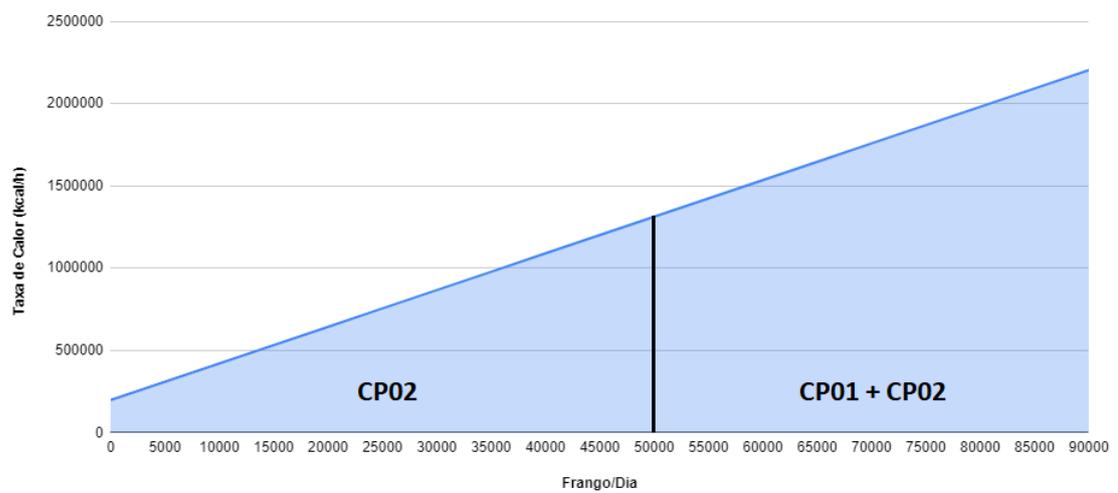
Regime -06/+35°C



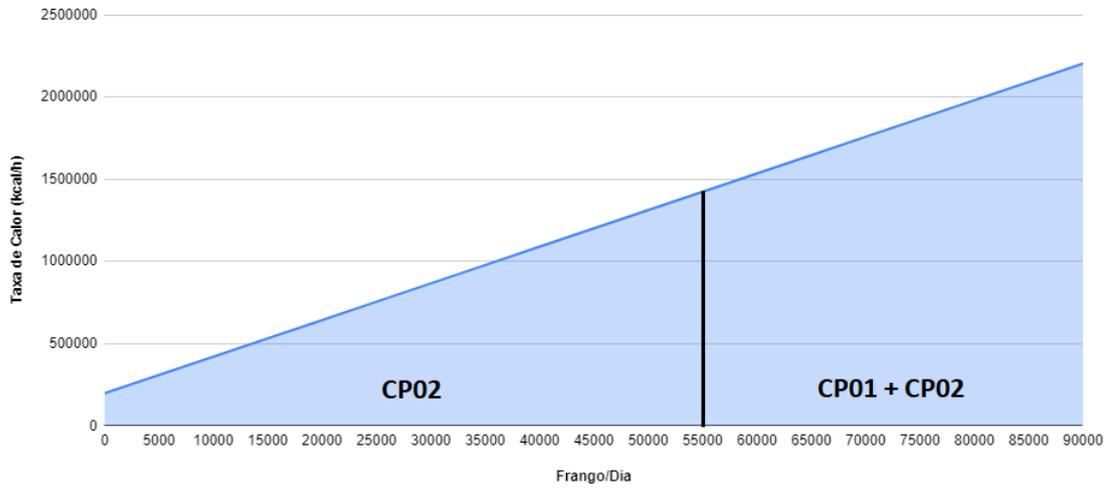
Fonte: Autor.

Regime -05/+35°C

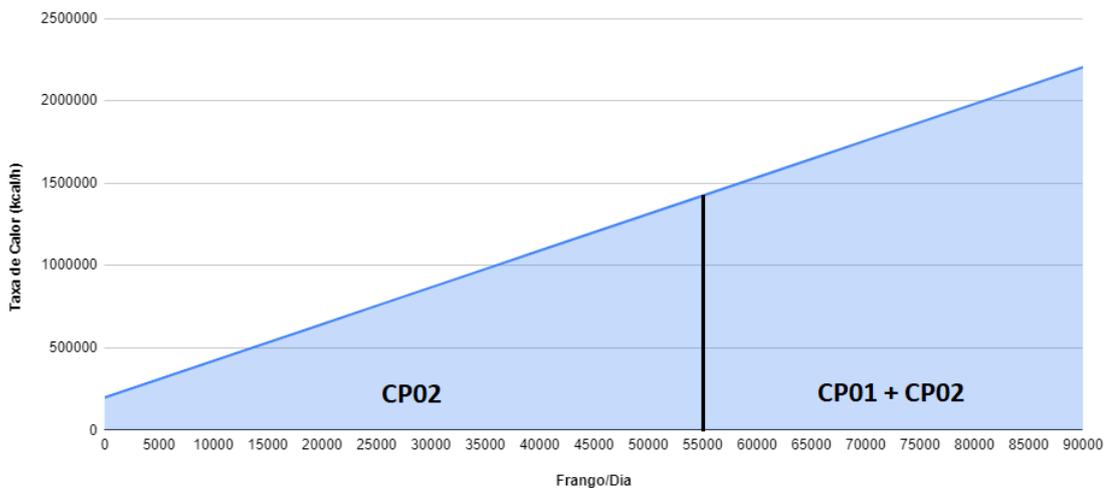
Fonte: Autor.

Regime -04/+35°C

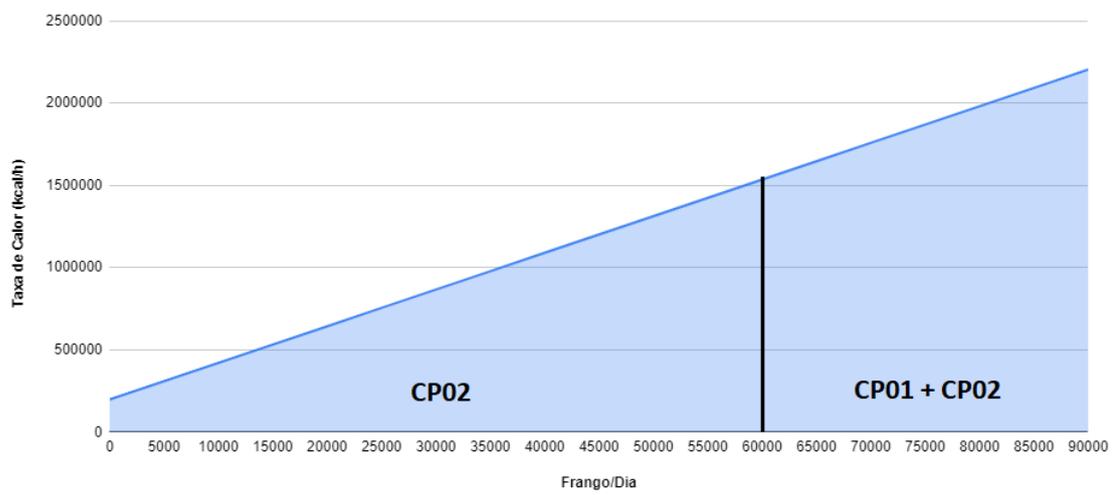
Fonte: Autor.

Regime -03/+35°C

Fonte: Autor.

Regime -02/+35°C

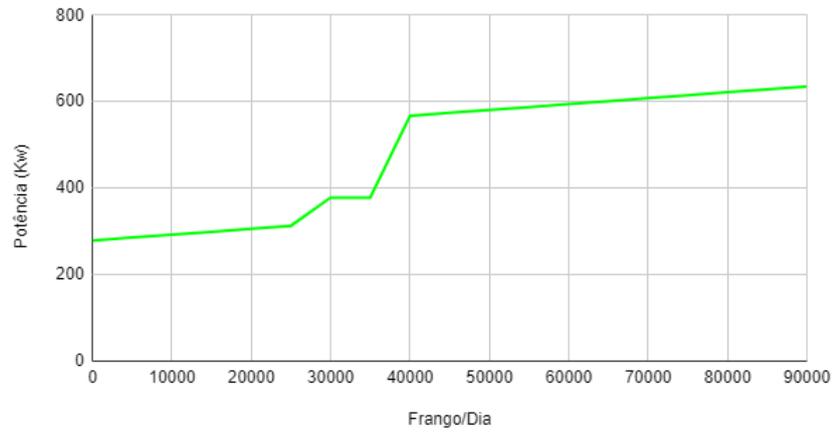
Fonte: Autor.

Regime -01/+35°C

Fonte: Autor.

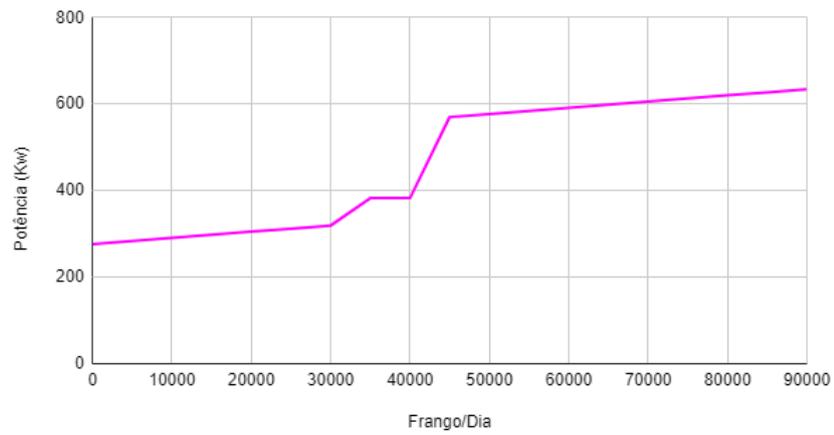
APÊNDICE B – Figuras Frangos/Dia x Potência (KW)

Regime -34/+35°C



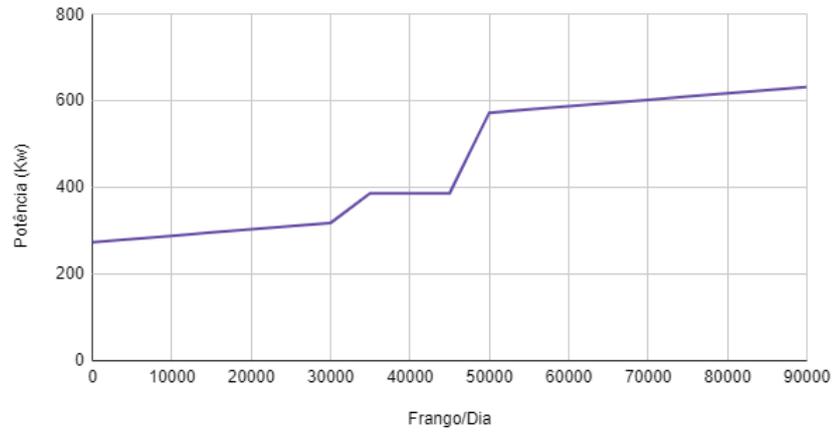
Fonte: Autor.

Regime -33/+35°C



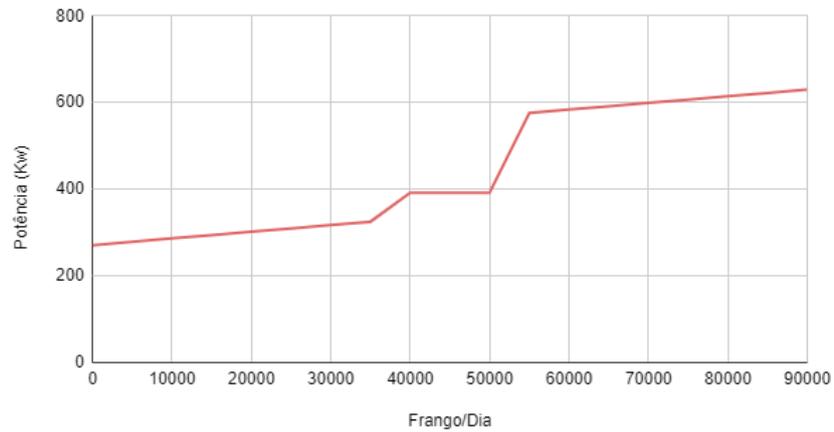
Fonte: Autor.

Regime -32/+35°C



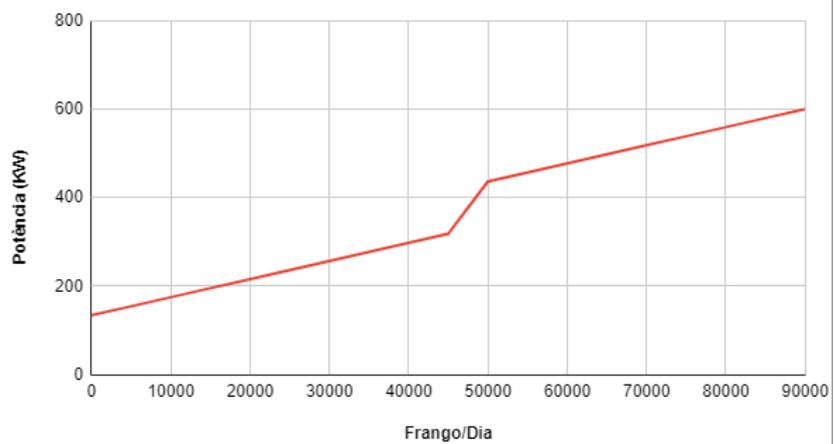
Fonte: Autor.

Regime -31/+35°C

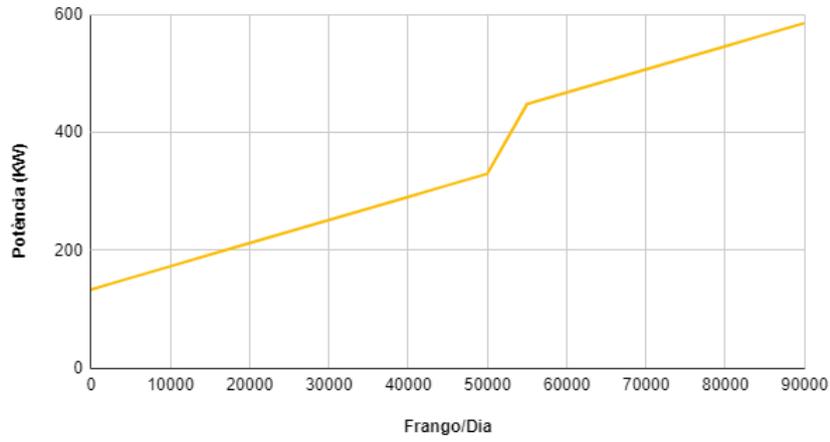


Fonte: Autor.

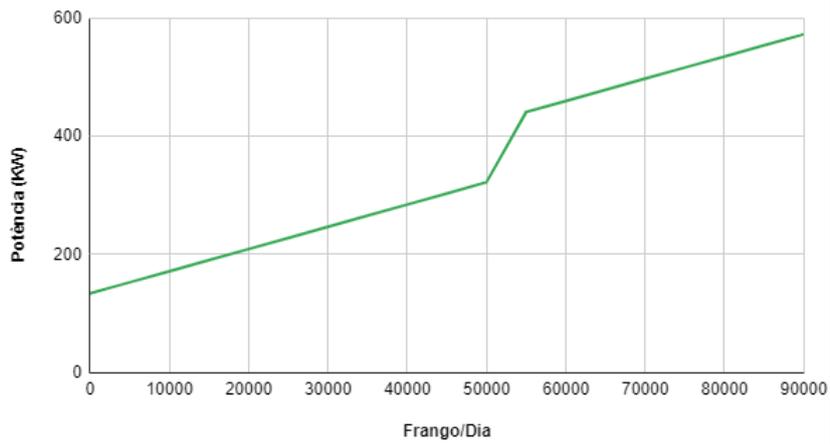
Regime -06/+35°C



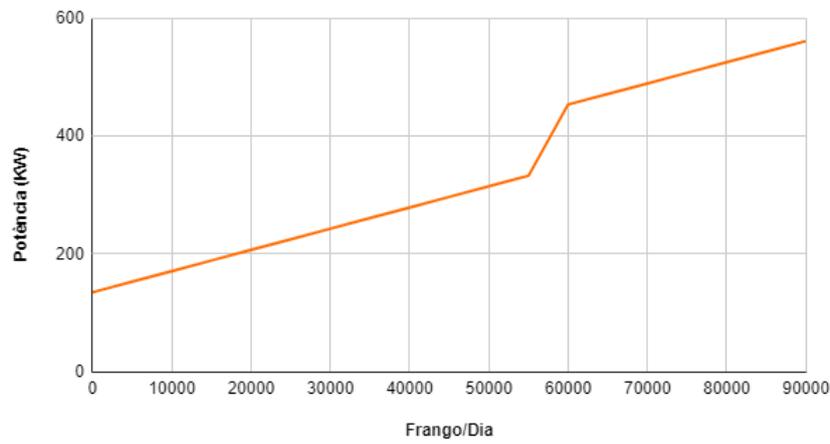
Fonte: Autor.

Regime -05/+35°C

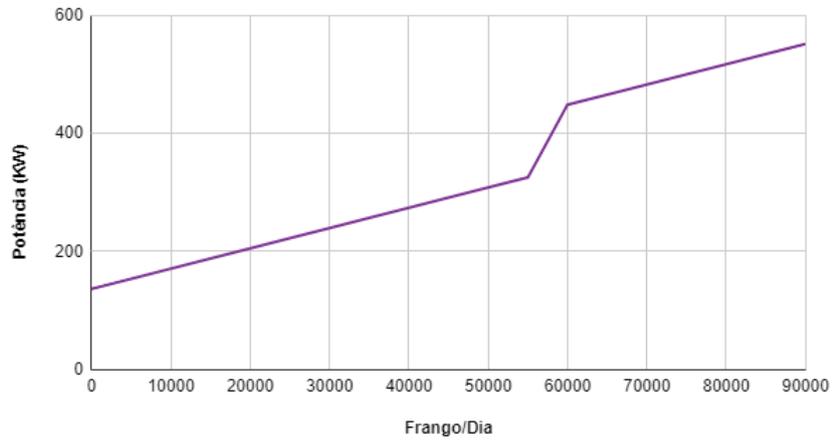
Fonte: Autor.

Regime -04/+35°C

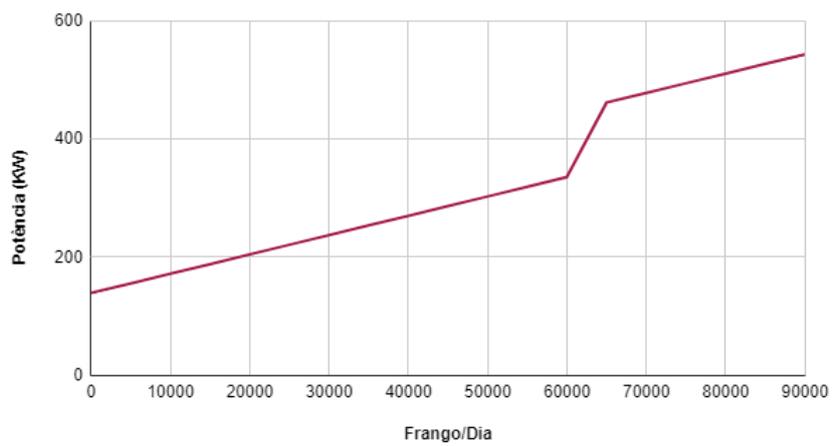
Fonte: Autor.

Regime -03/+35°C

Fonte: Autor.

Regime -02/+35°C

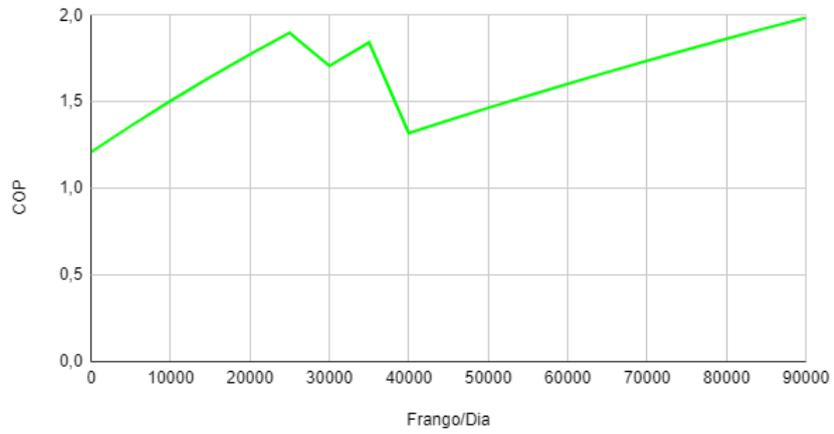
Fonte: Autor.

Regime -01/+35°C

Fonte: Autor.

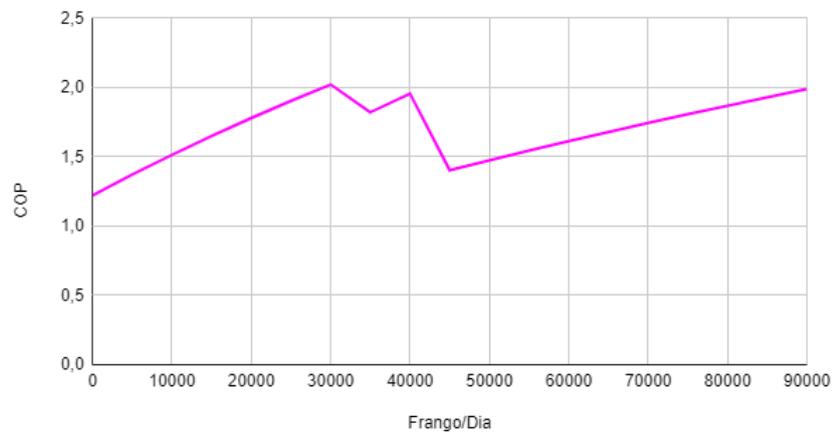
APÊNDICE C – Figuras Frangos/Dia x COP

Regime -34/+35°C



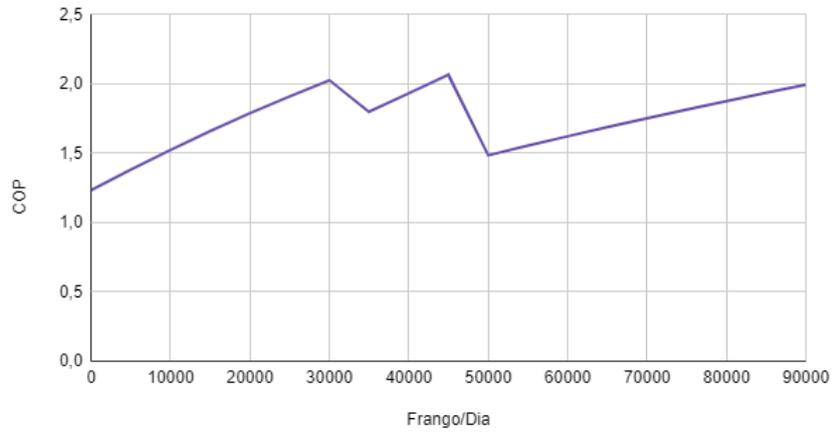
Fonte: Autor.

Regime -33/+35°C



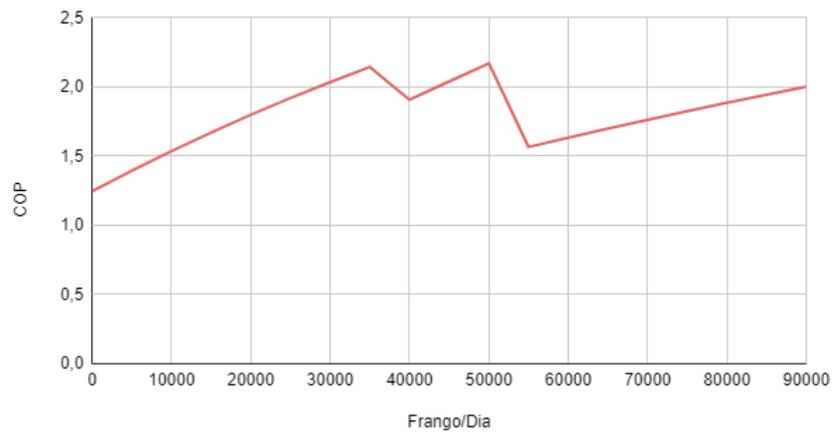
Fonte: Autor.

Regime -32/+35°C



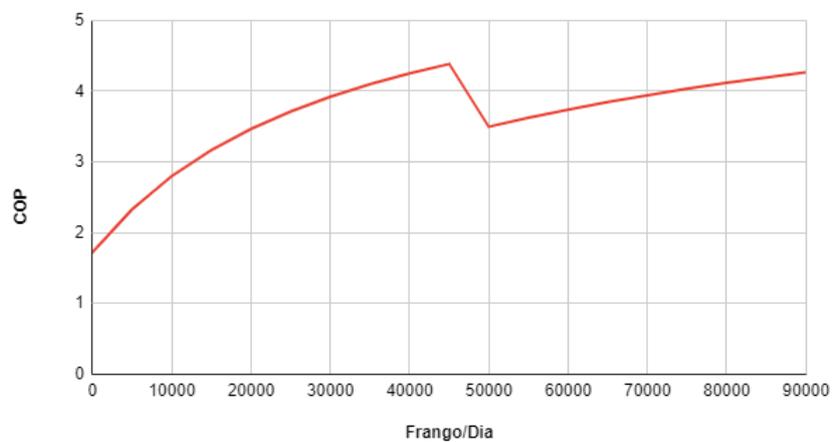
Fonte: Autor.

Regime -31/+35°C



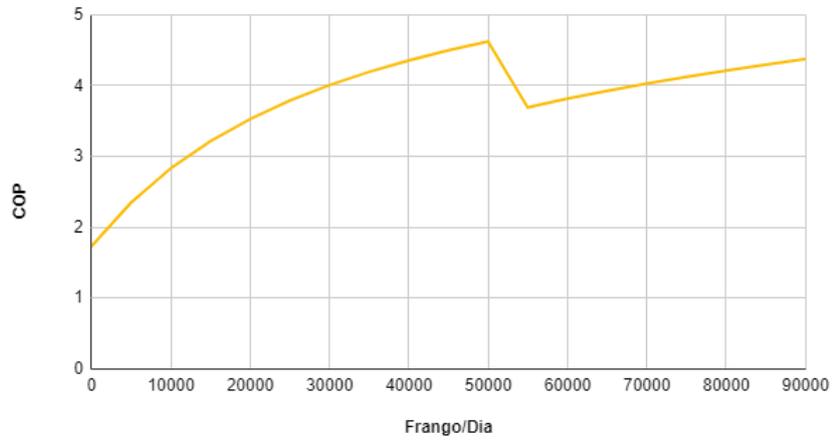
Fonte: Autor.

Regime -06/+35°C



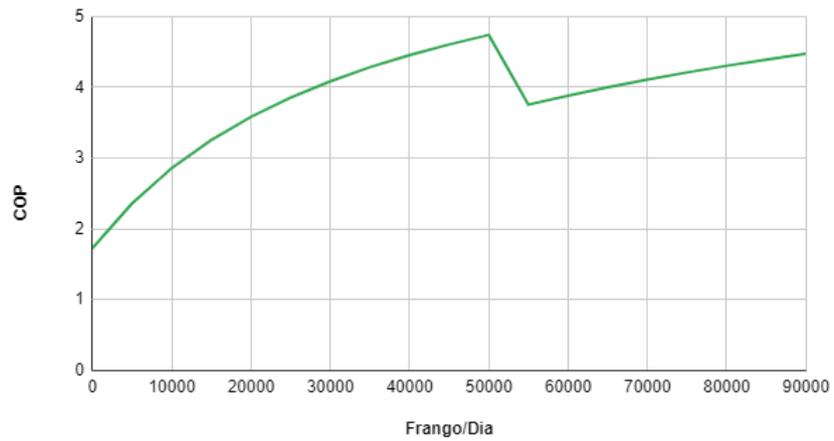
Fonte: Autor.

Regime -05/+35°C



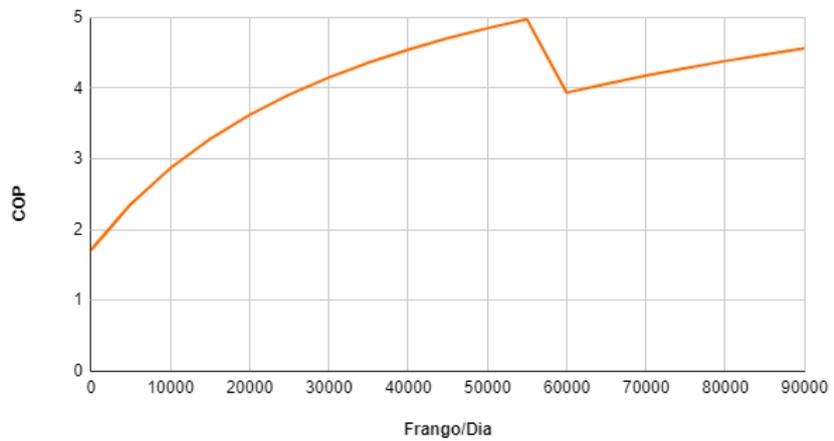
Fonte: Autor.

Regime -04/+35°C

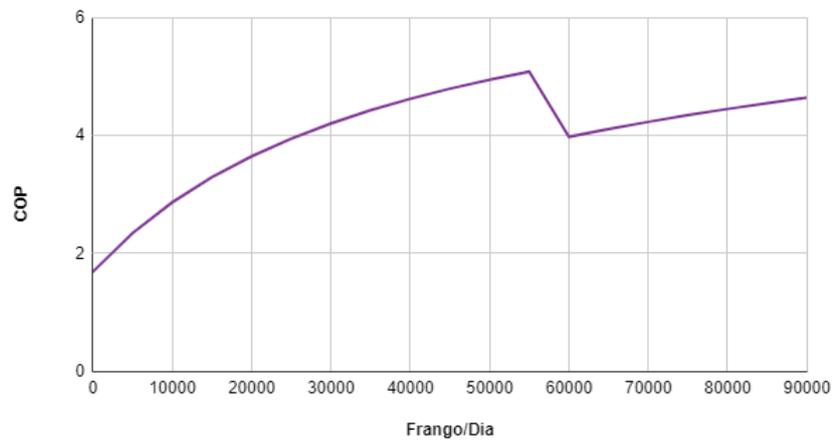


Fonte: Autor.

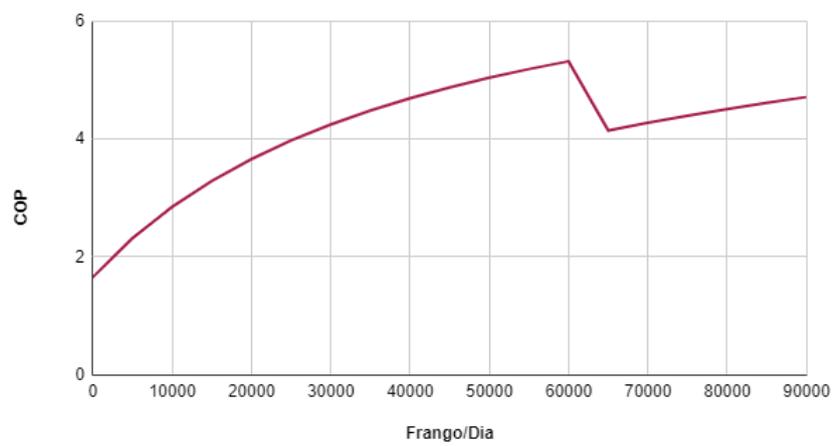
Regime -03/+35°C



Fonte: Autor.

Regime -02/+35°C

Fonte: Autor.

Regime -01/+35°C

Fonte: Autor.