

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

**ESTUDO DE UM SISTEMA DE RESFRIAMENTO COM AR
FORÇADO COM MONITORAMENTO DO CONSUMO DE
ENERGIA ELÉTRICA**

JOÃO CARLOS TELES RIBEIRO DA SILVA

CAMPINAS
FEVEREIRO DE 2010

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

**ESTUDO DE UM SISTEMA DE RESFRIAMENTO COM AR
FORÇADO COM MONITORAMENTO DO CONSUMO DE
ENERGIA ELÉTRICA**

Dissertação submetida à banca examinadora
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Agrícola, na área de
concentração em Máquinas Agrícolas.

JOÃO CARLOS TELES RIBEIRO DA SILVA

Orientadora: Profa. Dra. Bárbara Janet Teruel Mederos

CAMPINAS
FEVEREIRO DE 2010

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE -
UNICAMP

Si38e Silva, João Carlos Teles Ribeiro da
Estudo de um sistema de resfriamento com ar forçado
com monitoramento do consumo de energia elétrica /
João Carlos Teles Ribeiro da Silva. --Campinas, SP:
[s.n.], 2010.

Orientador: Bárbara Janet Teruel Mederos.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Agrícola.

1. Automação. 2. Refrigeração. 3. Controle de
processos. I. Teruel, Bárbara Janet. II. Universidade
Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia
Agrícola. III. Título.

Título em Inglês: Study of a cooling system with air forced with monitoring of
electrical energy consumption

Palavras-chave em Inglês: Automation, Refrigeration, Process control

Área de concentração: Máquinas Agrícolas

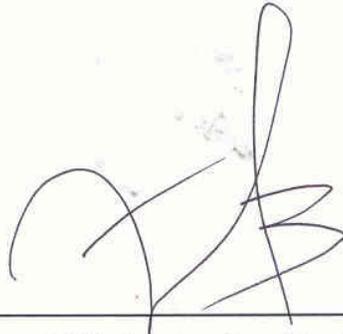
Titulação: Mestre em Engenharia Agrícola

Banca examinadora: Flávio Vasconcelos da Silva, Nelson Luis Cappelli

Data da defesa: 01/02/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Agrícola

Este exemplar corresponde à redação final da **Dissertação de Mestrado** defendida por **João Carlos Teles Ribeiro da Silva**, aprovada pela Comissão Julgadora em 01 de fevereiro de 2010, na Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas.



**Prof. Dr.ª Bárbara Janet Teruel Mederos – Presidente e Orientadora
Feagri/Unicamp**



**Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva – Membro Titular
FEQ/Unicamp**



**Prof. Dr. Nelson Luis Cappelli - Membro Titular
Feagri/Unicamp**

EPÍGRAFE

“Não há certezas, apenas oportunidades”

Guy Fawkes, 1605

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho ao meu tio Paulinho (*in memorium*), Doutor em Engenharia Mecânica pela Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (Poli/USP), um grande exemplo de inteligência e dedicação; aos meus pais, Eliana e José, que me ensinam, a cada dia, o sentido da vida, sejam em palavras ou atitudes; à minha irmã, Ana Paula, a quem possuo muito apreço; à minha namorada e amiga Andressa, pelo amor, companheirismo e incentivo, que muito me apoiou nos momentos difíceis da minha vida, desde a graduação.

AGRADECIMENTOS

Agradeço de forma sincera:

À Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas (FEAGRI/UNICAMP) pela organização institucional e infra-estrutura.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo apoio financeiro.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo financiamento do projeto.

À Profa. Dra. Bárbara Janet Teruel Mederos, minha orientadora, cuja dedicação, ensinamentos, paciência e incentivo foram imprescindíveis para a conclusão deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Nelson Luis Cappelli pelos ensinamentos oportunos e apoio.

Ao Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva pela contribuição e pertinentes observações e sugestões.

Ao Dr. Cláudio Kiyoshi Umezu pelo atendimento e colaboração.

Ao Pedro Fonte pelo apoio técnico, amizade e dedicação na execução deste trabalho.

Aos colegas Alexandre Tizzei, Angel Pontin Garcia e Carlos Meneghetti, pela amizade, convívio e companheirismo.

Ao Laboratório de Termodinâmica e Energia (LTE/FEAGRI) e ao Laboratório de Instrumentação e Controle (LIC/FEAGRI).

Muito Obrigado.

João Carlos T. R. S.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	X
LISTA DE TABELAS.....	XII
RESUMO.....	XIII
ABSTRACT	XIV
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO	1
1.2 JUSTIFICATIVA E RELEVÂNCIA DO ESTUDO	5
1.3 ESTUDOS PRECEDENTES E MOTIVAÇÃO	6
1.4 OBJETIVOS.....	7
1.4.1 Objetivo geral.....	7
1.4.2 Objetivos específicos.....	7
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	10
2.1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	10
2.1.1 Sistemas de resfriamento com ar forçado	10
2.1.2 Tempo de resfriamento.....	12
2.1.2.1 Fatores que afetam o tempo de resfriamento.....	14
2.1.3 Linearidade em processos	14
2.1.3.1 Linearidade de processos dinâmicos	14
2.1.3.2 Não linearidades do processo de resfriamento	15
2.1.4 Modelagem matemática e simulação numérica do resfriamento com ar forçado	16

2.1.4.1	Modelagem matemática do processo de resfriamento.....	17
2.1.4.2	Modelos apresentados na literatura	22
2.1.5	Sistema elétrico	26
2.1.5.1	Motor de indução.....	26
2.1.5.2	Inversor de frequência	27
2.1.6	Controlador PID	28
2.1.6.1	Métodos de identificação.....	28
2.1.6.2	Métodos de sintonia de controladores	32
2.1.6.3	Análise comparativa dos desempenhos dos controladores.....	33
2.2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	34
2.2.1	Custos de resfriamento	38
2.2.2	Considerações do estado da arte.....	40
3	MATERIAL E MÉTODOS	42
3.1	CARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA FÍSICO EXPERIMENTAL.....	42
3.1.1	Sistema de refrigeração	43
3.1.2	Sistema de resfriamento com ar forçado	43
3.2	INSTRUMENTAÇÃO DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO	44
3.2.1	Protocolo Modbus RTU	49
3.2.2	Instrumentação da esfera.....	50
3.3	CÁLCULO DA TAXA DE RESFRIAMENTO	52
3.4	CÁLCULO DA VAZÃO DE AR PARA DIFERENTES QUANTIDADES DE PRODUTO	53
3.5	CONSUMO DE ENERGIA.....	53
3.6	SIMULAÇÃO E PROJETO DO CONTROLADOR	54

3.7 IMPLEMENTAÇÃO DO CONTROLADOR AO PROCESSO DE RESFRIAMENTO	57
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	58
4.1 APLICATIVO DE SUPERVISÃO	58
4.2 ENSAIOS PARA O LEVANTAMENTO DAS CARACTERÍSTICAS DO PROCESSO	61
4.2.1 Exaustor desligado	61
4.2.2 Exaustor em modos de operação	64
4.2.3 Potência consumida.....	68
4.3 IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS DO SISTEMA	69
4.4 PROJETO DO CONTROLADOR PID - SINTONIA IMC.....	70
4.5 IMPLEMENTAÇÃO DO CONTROLADOR	71
4.5.1 Implementação do controlador PI/IMC.....	71
4.5.2 Implementação do controlador PID/IMC.....	74
4.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE OS RESULTADOS OBTIDOS	76
5 CONCLUSÃO.....	77
6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	78

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. (a) Vista frontal da IHM (b) Diagrama de blocos da IHM	6
Figura 2. Curva característica de resfriamento. Temperatura na superfície (t_s), linha pontilhada; temperatura no centro do fruto (t_c), linha cheia	13
Figura 3. Curva característica do resfriamento de produtos hortícolas.....	15
Figura 4. Variação da temperatura de morango, com $h = 16 \text{ w.m}^{-2}.\text{°c}^{-1}$ (PIROZZI & AMENDOLA, 2005).....	17
Figura 5. Representação esquemática do processo de transferência de calor e massa em produtos hortícolas, com a aplicação da conservação de energia para o produto em um determinado instante de tempo (adaptado do modelo de Le Page et al., 2009)	19
Figura 6. Curva de resfriamento da laranja (TERUEL, 2001)	22
Figura 7. Diagrama esquemático de um inversor de frequência (SILVA JÚNIOR, 2004).....	28
Figura 8. Sistema de primeira ordem.....	29
Figura 9. Diagrama da função de transferência do processo.....	29
Figura 10. Representação esquemática do método da tangente	30
Figura 11. Representação esquemática do método de identificação proposto por Sundaresan & Krishnaswamy (1977)	31
Figura 12. Fluxograma da instrumentação do sistema de resfriamento	45
Figura 13. Posicionamento dos elementos sensores.....	47
Figura 14. Esquema do sistema de ar forçado	47
Figura 15. Montagem experimental do sistema de ar forçado	48
Figura 16. (a) Sistema de resfriamento com ar forçado (b) Computador da sala de controle...48	
Figura 17. (a) Quadro central dos sinais para controle e aquisição de dados (b) Quadro dos transmissores de temperatura (c) Inversor de frequência e transdutor de grandezas elétricas do sistema de resfriamento	49
Figura 18. (a) Esfera instrumentada com termopar (b) Esfera instrumentada com pt100 (c) Embalagem com o produto (DELELE et al., 2009)	51
Figura 19. (a) Esfera instrumentada (b) Embalagem de produto	52
Figura 20. Diagrama de blocos para modelo em malha aberta	55
Figura 21. Diagrama em blocos para o sistema em malha fechada.....	55
Figura 22. Sistema de computacional.....	57

Figura 23. Interface do processo de resfriamento.....	59
Figura 24. Monitoramento do processo de resfriamento.....	59
Figura 25. Interface para o processo de refrigeração.....	60
Figura 26. Monitoramento do processo de resfriamento.....	60
Figura 27. Diagrama de programação	61
Figura 28. Curva de resfriamento com exaustor desligado	62
Figura 29. Taxa adimensional de temperatura (exaustor desligado).....	62
Figura 30. Curva de resfriamento com o exaustor a 30 Hz.....	64
Figura 31. Taxa adimensional de temperatura com o exaustor a 30 Hz.....	64
Figura 32. (a) Resposta da frequência e (b) da curva de resfriamento para PI/IMC (simulação)	71
Figura 33. (a) Resposta da frequência e (b) curva de resfriamento para PID/IMC (simulação)	71
Figura 34. Curva de resfriamento e frequência para PI/IMC	72
Figura 35. Taxa adimensional de temperatura para PI/IMC	73
Figura 36. Comparação da potência em funcionamento nominal e com o controlador PI/IMC	73
Figura 37. Curva de resfriamento e frequência para PID/IMC	74
Figura 38. Taxa adimensional de temperatura para PID/IMC.....	75
Figura 39. Comparação da potência em funcionamento nominal e com o controlador PID/IMC	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Método IMC	32
Tabela 2. Vazão de ar e rotação do exaustor	53
Tabela 3. Dados dos ensaios com o exaustor desligado	63
Tabela 4. Tempo de resfriamento com o exaustor desligado	63
Tabela 5. Dados dos ensaios com o exaustor a 30 Hz.....	65
Tabela 6. Tempo de resfriamento com o exaustor a 30 Hz	65
Tabela 7. Dados dos ensaios com o exaustor a 40 Hz.....	66
Tabela 8. Tempo de resfriamento com o exaustor a 40 Hz	66
Tabela 9. Dados dos ensaios com o exaustor a 50 Hz.....	66
Tabela 10. Tempo de resfriamento com o exaustor a 50 Hz	67
Tabela 11. Dados dos ensaios com o exaustor a 60 Hz.....	67
Tabela 12. Tempo de resfriamento com o exaustor a 60 Hz	67
Tabela 13. Resumo dos valores adotados para cada modo de operação	68
Tabela 14. Parâmetros do sistema a 30 Hz.....	69
Tabela 15. Parâmetros do sistema a 40 Hz.....	69
Tabela 16. Parâmetros do sistema a 50 Hz.....	70
Tabela 17. Parâmetros do sistema a 60 Hz.....	70
Tabela 18. Funcionamento do sistema de resfriamento	76

RESUMO

Este trabalho consiste no estudo da implementação de um controlador clássico utilizando o método de sintonia denominado por IMC (Controle de Modelo Interno, derivado do termo inglês *Internal Model Control*), visando à redução do consumo de energia elétrica que decorra na adequada relação entre este consumo e tempo de resfriamento do processo de resfriamento com ar forçado. Para isto, o sistema supervisorio instalado é capaz de manipular a variável de frequência do sinal de alimentação do motor de indução trifásico do exaustor (módulo de ar forçado), para acelerar ou desacelerar a perda de calor do produto a ser resfriado por intermédio da variação da vazão de ar que perpassa a massa deste produto. Obteve-se como resultado uma redução no consumo de energia elétrica de 64% e um acréscimo de apenas 8% no tempo de resfriamento para o sistema utilizando o controlador PI/IMC (Proporcional – Integral, com método de sintonia IMC), quando comparado ao sistema em seu funcionamento nominal. Ou seja, sistema que, nominalmente, consome 2,41 kWh para resfriar o produto em 58 minutos, consome 0,87 kWh para resfriar o produto em 63 minutos quando se emprega o controlador que utiliza o método IMC. Este controlador PI/IMC é passível de ser implementado diretamente em alguns modelos comerciais de inversores de frequência, sem a necessidade de compra de um computador ou controlador lógico programável (CLP), tornando-o mais viável economicamente.

Palavras-chave: automação, refrigeração, controle de processos, tempo de resfriamento, sintonia de controladores, sistema supervisorio

ABSTRACT

This work is a study of a classical controller implementation using tuning method referred to as IMC (Internal Model Control), aimed at reducing electrical energy consumption that proceed the appropriate relation between this consumption and cooling time of the cooling process with forced air. For this, the supervisory system installed is able to manipulate the variable of frequency signal power of the exhaust fan engine (forced air module), to accelerate or decelerate the loss of heat from the product to be cooled through of air flow variation that passes through the mass of this product. The results demonstrated a reduction in energy consumption from 64% and an increase of only 8% in the cooling time to the system using PI/IMC (Proportional - Integral with IMC tuning method) compared with the system in its operating nominal condition. In other words, the system, in nominal condition, consumes 2.41 kWh to cool the product in 58 minutes, but when it employs the controller using the IMC method, the system consumes 0.87 kWh to cool the product in 63 minutes. This PI/IMC controller may be implemented directly in some frequency inverter, without the need to purchase a computer or PLC (programmable logic controller), making it more economically viable.

Keywords: automation, refrigeration, process control, cooling time, controllers tuning, supervisory system

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

A expansão e a utilização generalizada da microeletrônica e informática sugerem uma averiguação de como o ramo da agricultura investe nessa área. Este assunto ressalta o papel de uma possível transformação do processo produtivo agrícola, tornando-o semelhante ao processo produtivo industrial. Papel este, que em uma de suas vertentes tem por incumbência objetivar a adequada eficiência energética de processos.

O tema da eficiência energética é de grande importância nos tempos atuais. Face à constante e crescente falta de recursos energéticos, programas de eficiência energética estão conquistando cada vez maior importância. Particularmente no Brasil, o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL) lançou a meta de que até 2015 deverão ser economizados 130 bilhões de kWh (PROCEL, 2006). Segundo dados fornecidos pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), as indústrias de todo o país são responsáveis pelo consumo de aproximadamente 30% de toda a energia elétrica produzida e a refrigeração é responsável pelo consumo de 60 até 75% deste valor.

Frente à crescente escassez dos recursos naturais, faz-se necessário o desenvolvimento de novas tecnologias eficientes sob o ponto de vista energético, além de que estão se tornando cada vez mais significativas as exigências por alimentos saudáveis, frescos, com altos padrões de qualidade.

O Brasil, país de clima tropical, com temperaturas médias altas quase o ano todo, não pode prescindir de sistemas de refrigeração para a conservação de seus produtos hortícolas; e, neste contexto, faz-se necessário, para a adequada eficiência da Cadeia do Frio, que haja o emprego de sistemas de resfriamento. Esta realidade, além das rígidas normas que os países importadores impõem e o apelo por alimento seguro, aponta para um cenário em que investimentos em sistemas, de refrigeração e de resfriamento, tendem a crescer.

Por outro lado, a realidade do produtor brasileiro, com dificuldades para obter fontes de financiamento e outros fatores econômicos incidindo nos lucros, a adoção de tecnologias de fácil manejo e adequada relação custo-benefício é de vital importância para se manter no mercado e atender às exigências impostas.

Os produtos hortícolas (como frutas, hortaliças e flores, mas neste trabalho o termo refere-se apenas de frutas e hortaliças) são formados por células vegetais que continuam vivas após a colheita e liberam energia. Essa energia é proveniente das transformações de substâncias presentes nos tecidos vegetais. A velocidade com que essas transformações ocorrem está diretamente ligada à vida útil pós-colheita desses produtos. Além dessas transformações internas, os produtos hortícolas estão sujeitos à influência de fatores externos que lhe provocam distúrbios fisiológicos característicos. Mesmo que sejam atendidas as melhores recomendações para conservação pós-colheita, a qualidade das frutas e hortaliças se degrada como resultado de suas atividades biológicas, no que se refere ao consumo da matéria seca devido à respiração, ao amadurecimento, às atividades metabólicas e à perda de água (conseqüentemente, perda de peso) provocada pela transpiração.

Produtos hortícolas contêm elevado teor de água, diferenças morfológicas, químicas, físicas e fisiológicas, estando sempre sujeitas às injúrias mecânicas, ataques microbiológicos e às variações de temperatura e umidade relativa do ambiente onde se encontram.

A demanda desses produtos pelo homem e a sua colheita não estão, geralmente, em harmonia durante todo o ano, períodos de safra e entressafra. O problema complica-se ainda mais após a colheita, devido ao início do processo de decomposição relativamente rápido, de acordo com cada tipo de produto. Portanto, há necessidade de entender os fatores biológicos e do ambiente que contribuem para a rápida degradação dos diferentes tecidos vegetais, para que todo o esforço empregado no aumento da produção e da produtividade seja compensado.

Com a abertura econômica, e conseqüentemente uma concorrência mais acirrada, é importante que não somente o produtor agrícola, mas também toda a cadeia agro-alimentar aumente a produtividade e também a qualidade. Estes fatores já começam a ser primordiais para a própria sobrevivência econômica dos envolvidos.

Embora seja um grande produtor de frutas e hortaliças, o Brasil perde parte significativa de sua produção. Em geral, no país não se utilizam tecnologias apropriadas para a colheita e pós-colheita de produtos perecíveis, exceto em alguns casos específicos, geralmente voltados para o mercado de exportação.

Contudo, nota-se que o setor de produtos hortícolas ainda está deficiente, pois a capacidade frigorífica objetivou apenas o incremento na exportação de carnes e suco de laranja. Nota-se que, a comercialização de frutas, e principalmente hortaliças, no país, é feito

sem praticamente nenhum tipo de controle de temperatura. A falta do controle adequado de temperatura pode ser um grave entrave para que o produtor possa oferecer produtos de qualidade ao consumidor. Portanto, deverá haver um crescimento expressivo da utilização de refrigeração no país para os próximos anos, sendo um importante passo para a implantação da Cadeia do Frio.

No processo de resfriamento de produtos hortícolas, há diversos fatores que devem ser adequados para se ajustar a relação custo-benefício; tais como, a homogeneidade, o tempo de resfriamento e a temperatura do produto, praticamente desconsiderados nos sistemas atuais, pois não há um controle da homogeneidade de resfriamento e não se mensura a temperatura do produto, considerando apenas a temperatura do ar no interior da câmara como parâmetro.

O sistema de resfriamento com ar forçado de produtos hortícolas está sendo, a cada dia, mais empregado por produtores brasileiros. Além do sistema de refrigeração convencional, este sistema possui um ventilador que funciona como exaustor, garantindo um processo de resfriamento, em comparação com câmaras frigoríficas convencionais.

Dentre os sistemas de resfriamento existentes, tais como com água, gelo, a vácuo e com ar forçado, sendo que este último tem sido cada vez mais utilizado no Brasil, pelas várias vantagens que oferece. Dentre elas, a facilidade de montagem e operação, a ampla faixa de utilização para frutas e hortaliças, assim como, a praticidade em termos de uso de materiais para embalagens.

Mas, os sistemas de resfriamento encontrados no mercado não possibilitam a variação da vazão de ar, são projetados para condições e parâmetros específicos, para uma determinada quantidade de produto e uma determinada taxa de ar, para o qual é dimensionado o exaustor. Uma vez que a quantidade de produto é alterada, a vazão de ar torna-se insuficiente ou excessiva, aumentando ou diminuindo o tempo de resfriamento, com comprometimento da qualidade do produto além do aumento do consumo de energia.

Este projeto propôs o estudo do processo de resfriamento com ar forçado, tendo em vista o estabelecimento de estratégias de controle que permitam trabalhar com vazão variável do exaustor de acordo com a carga a ele submetida; atendendo às variações de temperatura dos produtos durante o processo de resfriamento, atuando diretamente no acionamento do exaustor de ar forçado, com o objetivo da melhoria da eficiência energética do processo.

Neste sentido, a aplicação de técnicas e estratégias de controle pode contribuir para estabelecer um equilíbrio entre os fatores envolvidos relacionados ao produto, ao sistema de refrigeração, e ao sistema de ar forçado, buscando uma adequada relação custo-benefício entre manutenção da qualidade do processo resfriamento e consumo de energia elétrica.

Nota-se que, os controladores industriais evoluíram de tal forma nos últimos tempos que permitem a manutenção dos processos com o mínimo de erro em relação a um sinal de referência desejado. Observa-se que a grande parte dos problemas de controle no meio industrial pode ser resolvida com controladores clássicos simples do tipo P, PD, PI ou PID (proporcional, integral e derivativo). Entretanto, a sintonia adequada dos parâmetros dos controladores PID constitui o principal problema encontrado na indústria, sendo muitas vezes realizado manualmente, por tentativa e erro, o que deixa o controle altamente dependente da experiência operacional.

Os sistemas de controle de temperatura usados comercialmente, geralmente, utilizam controladores PID convencionais com o objetivo de eliminar ou minimizar os efeitos das cargas variáveis e demais perturbações no sistema. Porém, esta estratégia de controle apresenta várias desvantagens, dentre elas o baixo desempenho devido às interações e perturbações entre as diferentes variáveis do processo, a desconsideração das restrições e o fato de que o consumo de energia não é objetivado.

Neste contexto, aumenta a importância da utilização de técnicas de controle avançado, tais como o uso de controladores PID adaptativos com sintonias *fuzzy* e Controle por Modelo Interno (IMC, derivado do termo inglês *Internal Model Control*). No entanto, a utilização de técnicas de controle clássico pode ser adequada quando o comportamento dos sistemas não lineares não provoca diferença significativa em resposta a entradas em degrau de diferentes amplitudes. Além disto, não foi encontrado nenhum trabalho sobre o controle de processos de resfriamento com ar forçado. Neste sentido, avaliou-se, primeiramente, a aplicação de técnicas de controle clássico e seu comportamento, concluindo sobre suas vantagens e desvantagens, averiguando se o emprego deste é apropriado ou não.

Quanto aos objetivos propostos, visou-se avaliar o desempenho de um controlador clássico apenas quanto ao consumo de energia elétrica do processo de resfriamento, utilizando o método de sintonia de controladores denominado por IMC. A implementação deste controlador foi feita através do desenvolvimento de um aplicativo de supervisão, com

funcionalidades que incorporam desde a interface gráfica até a função de monitoramento, aquisição e armazenamento de dados do consumo de energia elétrica do processo e da curva de resfriamento do produto a se resfriar. Buscou-se estudar o funcionamento do sistema de ar forçado, com a vazão de ar variando entre $1450 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ e $2900 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$, equivalente à faixa entre 30 e 60 Hz da frequência do sinal de alimentação do motor elétrico do exaustor (rotação de 1800 até 3600 rpm), que tem como consequência o variação do consumo de energia elétrica do processo relativa à variação do tempo de resfriamento dos produtos.

1.2 Justificativa e relevância do estudo

Nos pontos abaixo são apresentados os argumentos que elucidam a problemática em que o projeto está incluso:

- Frutas e hortaliças precisam ser resfriadas até a temperatura compatível àquela recomendada para o armazenamento e distribuição.
- Os sistemas de resfriamento com ar forçado são, hoje, uma alternativa viável para os produtores brasileiros pelas vantagens que oferecem, como fácil instalação e operação, e são aplicáveis a uma ampla faixa de produtos hortícolas.
- A eficiência do processo de resfriamento de produtos hortícolas é quantificada em termos do tempo de resfriamento (meio e sete oitavos do tempo de resfriamento). O tempo de resfriamento é o tempo necessário para o produto atingir uma temperatura próxima à temperatura de armazenamento e este tempo depende de vários fatores, tais como a vazão de ar, tipo de embalagem, característica geométrica do produto, propriedades termofísicas do produto e do meio de resfriamento, desta forma, o processo de resfriamento caracteriza-se por ser não linear.
- Dentre os parâmetros que refletem significativamente no tempo de resfriamento, a vazão de ar é particularmente importante, por estar relacionada diretamente com o consumo de energia elétrica do processo e, portanto, com os custos do resfriamento. Em vários estudos tem sido discutido e são recomendadas as taxas de ar que devem ser aplicadas para manter uma adequada relação custo-benefício (1 a $6 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{kg}^{-1}$).
- Os sistemas de resfriamento com ar forçado são projetados e instalados para funcionar na condição nominal, para uma quantidade de produto pré-definida. Uma vez

que a quantidade de produto varia, esta relação alterada, tornando o processo ineficiente, sub ou sobre dimensionado.

- Além disto, os sistemas de resfriamento com ar forçado operam, atualmente, de forma independente à condição de resfriamento dos produtos, nos quais não é medida a temperatura, retirando-se os produtos da câmara de resfriamento sem terem atingido a condição de temperatura recomendada.

1.3 Estudos precedentes e motivação

Um equipamento micro-processado, com interface homem-máquina (IHM), foi desenvolvido por Teruel et al. (2008) para o controle de sistemas de resfriamento com ar forçado, para trabalhar com vazões de ar variáveis em função da quantidade de produto a resfriar, mantendo a vazão de ar na faixa de valores recomendados, para garantir uma adequada relação custo-benefício (Figura 1a e b).

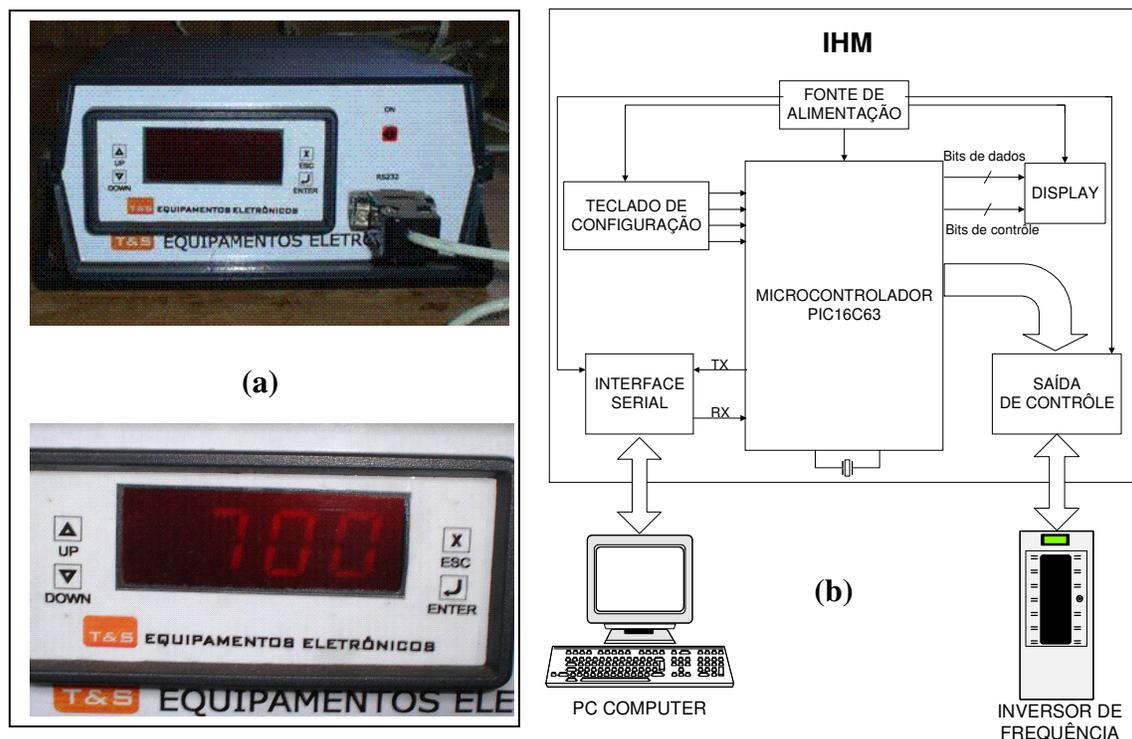


Figura 1. (a) Vista frontal da IHM (b) Diagrama de blocos da IHM

Na estimativa preliminar da potência elétrica consumida, verificou-se que, operando-se a 80% da rotação nominal do exaustor, obtém-se 80% da vazão equivalente a um consumo

de potência útil de apenas 53%. Este efeito é ainda mais significativo quando se opera a 60% da rotação nominal (60% da vazão nominal), com um consumo de potência de apenas 22%, que equivale a uma potência útil mecânica de 0,82 kW (1,1 HP). Através da IHM desenvolvida, poderão ser operados sistemas de resfriamento com ar forçado, de maneira tal a obter economia de energia e qualidade do produto (TERUEL et al., 2008).

Considerando o resfriamento de 700 kg de produto, com vazão de ar nominal e, com a vazão de ar alterada através da atuação da IHM no inversor de frequência, haverá uma diferença da taxa de ar de 60%. Para esta condição de operação, o motor do exaustor trabalhará aproximadamente a 56% da rotação nominal (2.035 rpm), significando uma redução da potência útil mecânica de 18%, equivalente a 0,67 kW (0,89 HP). Para 2304 h.ano⁻¹ de operação do sistema de resfriamento, a economia de energia elétrica poderia ser de até 82%. Por sua vez, se a quantidade de produto a resfriar for inferior à considerada nos cálculos anteriores, por exemplo, 100 kg, a vazão de ar por kg de produto seria de 0,011 m³.s⁻¹ (sem a IHM), valor 11 vezes maior que a vazão considerada no projeto (0,001 m³.s⁻¹), trazendo aumento significativo do custo relativo ao consumo de energia elétrica (TERUEL et al., 2008).

Este equipamento apresenta várias vantagens, no entanto, ainda há desvantagens e limitações que precisam e podem ser superadas para que haja a efetiva transferência da tecnologia para o setor produtivo.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo geral

Desenvolver um sistema supervisor com o emprego de um controlador, para aplicação em processos de resfriamento com ar forçado de produtos hortícolas, visando à apropriada relação entre tempo de resfriamento e consumo de energia elétrica.

1.4.2 Objetivos específicos

O trabalho foi dividido em três etapas, como descrito a seguir:

Etapa I: Estudo experimental.

- Instrumentar o sistema de resfriamento com ar forçado para a aquisição de dados de temperatura do produto e de consumo de energia elétrica;
- Levantamento da dinâmica do processo de resfriamento com ar forçado e das correlações entre tempo de resfriamento, consumo de energia elétrica e rotação do motor do exaustor, submetido a diferentes condições de operação;
- Desenvolver um aplicativo em LabVIEW® para aquisição de dados do processo de resfriamento, com interface gráfica para monitoramento do consumo de energia elétrica e da curva de resfriamento do produto;
- Estabelecer a base de conhecimento do processo físico de resfriamento, sustentada pelo modelo empírico e acrescida da experiência de especialistas.

Etapa II: Simulação computacional do processo de resfriamento com ar forçado e projeto do controlador.

- Implementar o conjunto de equações que descrevem o modelo matemático empírico do processo de resfriamento para, posteriormente, projetar o controlador;
- Simular o processo de resfriamento com ar forçado aplicando o controlador projetado para avaliar o consumo de energia elétrica do sistema e a dinâmica do processo simulado e submetido a diferentes condições, utilizando a ferramenta computacional Simulink/MatLab®.

Etapa III: Implementação do controlador ao processo de resfriamento com ar forçado.

- Acrescentar, ao aplicativo em LabVIEW®, o módulo de supervisão com controlador projetado na etapa anterior; que, além do monitoramento do consumo de energia elétrica e da curva de resfriamento do produto, apresentará uma interface gráfica com a função da atuação no sistema;
- Gerar as bases de conhecimento para o desenvolvimento de um controle automático integrado de processos de resfriamento de produtos hortícolas, buscando a transferência da tecnologia para o setor produtivo.

Hipótese: Implementar um controlador ao processo de resfriamento com ar forçado destinado a produtos hortícolas, resulta na adequada relação entre tempo de resfriamento e consumo de energia elétrica do processo, com apropriada relação custo-benefício para o usuário da tecnologia.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Fundamentação Teórica

2.1.1 Sistemas de resfriamento com ar forçado

Após a colheita dos produtos hortícolas, o resfriamento deve ser o primeiro passo a ser dado para a conservação. Este processo permite a diminuição da temperatura, até patamares recomendados para cada tipo, cultivar e variedade de produto, contribuindo assim para o aumento da vida útil. Por outro lado, as câmaras de armazenamento, dimensionadas para as condições em que os produtos foram previamente resfriados, terão equipamentos para retirar menor quantia de carga térmica, contribuindo para a redução dos custos fixos e variáveis. O resfriamento com ar forçado é um método recomendado a todos os produtos hortícolas, garantindo taxa de resfriamento eficiente, desde que respeitado os limites de projetos estabelecidos (ASHRAE, 1994; FRASER & OTTEN, 1992; BROSNAN & WEN, 2001; KADER, 2002).

O resfriamento com ar forçado geralmente é realizado em túneis dentro da própria câmara, e não deve ser confundido com o resfriamento realizado em câmaras frigoríficas comuns, onde o ar é simplesmente circulado pelo produto, com baixas velocidades. Estes sistemas são compostos de exaustores, associados à câmara de refrigeração da câmara. O ar resfriado deve envolver totalmente o produto, para permitir uma eficiente troca de calor.

Os sistemas existentes atualmente funcionam de acordo com a vazão de ar pré-determinada no projeto em função da quantidade de produto a resfriar. Quando as condições reais diferem das considerações do projeto, exemplificando, quanto à quantidade de produto a resfriar (situação muito comum em propriedades agrícolas e unidades de beneficiamento), o exaustor continuará a fornecer a vazão nominal, alterando-se a relação custo-benefício do processo. Estas variações das condições de projeto propiciam, além da perda de qualidade do produto, aumento do consumo de energia acima do previsto, aumentando os custos de resfriamento (TERUEL et al., 2008).

Realizar um resfriamento num sistema com alta eficiência é de grande importância sob vários pontos de vista. Primeiramente consegue-se diminuir rapidamente o calor de

campo, diminuindo a atividade metabólica, diminuindo a velocidade de deterioração dos frutos. Desta forma possibilita-se também que as câmaras de estocagem tenham dimensões e equipamentos de menor capacidade, em virtude de que a maior carga térmica é retirada no resfriamento. Assim tornam-se as câmaras de estocagem, sistemas com um consumo energético menor, a eficiência do resfriamento traz uma eficiência energética do sistema de estocagem.

Em vários trabalhos tem sido estudada a relação entre a vazão de ar, o tempo de resfriamento e a qualidade do produto resfriado, recomendando-se que a vazão de ar deva estar entre 0,001 a 0,006 m³.s⁻¹ por kg de produto a resfriar. Valores de vazão acima da recomendada podem provocar aumento da transferência de massa, o que reflete em perdas de peso dos produtos; e valores inferiores àquela recomendada refletem em mais tempo de resfriamento, aumentando os custos do processo (BAIRD et al., 1985; ARIFIN & CHAU, 1988; TALBOT & CHAU, 1991; FRASER & OTTEN, 1992; BROSNAN & WEN, 2001; KADER, 2002;).

Levando em conta o controle de velocidade de motores assíncronos trifásicos de corrente alternada, e as características intrínsecas de alguns tipos de carga, pode-se economizar energia elétrica. No caso dos exaustores, é possível ter economia de energia considerável, pois a curva de consumo de potência está em função do cubo da rotação, ou seja, para baixas rotações o consumo de potência é baixo, porém quando aumenta a rotação, a potência cresce em função do cubo da velocidade de rotação (TURCO, 2002; PROCEL, 2004).

Em sistemas de resfriamento com ar forçado, além do consumo de energia do compressor, têm-se o consumo de energia do exaustor, que chega acrescentar até 15% ao consumo da instalação, o que traz um aumento dos custos operacionais (TERUEL et al., 2008). Cargas que permitem uma economia de energia muito significativa são as chamadas cargas quadráticas, como, por exemplo, as cargas das bombas centrífugas e exaustores.

Essas cargas têm uma curva de consumo de potência em função da velocidade (rotações por minuto), com uma característica cúbica, ou seja, em baixas rotações têm-se um consumo baixo de potência em quanto que a medida que aumenta a rotação, a potência cresce em função do cubo da velocidade. Para altas velocidades de rotação uma pequena diminuição na rotação representa uma queda importante da potência consumida.

2.1.2 Tempo de resfriamento

Para quantificar a eficiência do processo de resfriamento, tanto em termos de tempo como de temperatura, são empregados parâmetros como: tempo de meio resfriamento (*half-cooling time*), e o tempo dos sete oitavos do resfriamento (*seven-eighths cooling time*). Estes parâmetros estão relacionados com o tempo necessário para resfriar comercialmente os produtos, e pode ser expresso em horas ou min.

O tempo de meio resfriamento é aquele necessário para reduzir pela metade a diferença entre a temperatura inicial do produto e a temperatura do meio de resfriamento. Já o tempo de sete oitavos do resfriamento é o tempo necessário para reduzir a 1/8 a diferença entre a temperatura inicial do produto e a temperatura do meio de resfriamento.

O tempo de resfriamento pode ser determinado também, calculando-se a chamada Taxa Adimensional de Temperatura (TAT). Tal é definida como a relação que existe entre a diferença entre a temperatura do produto num determinado ponto interno (T), e a temperatura do meio refrigerado (Ta), dividido pela diferença entre a temperatura inicial do sólido (Ti), e o meio de resfriamento, como expressado na Equação 2.1 (ASHRAE, 1994; MOHSENIN, 1980):

$$TAT = \frac{T - T_a}{T_i - T_a} \quad (2.1)$$

O tempo de meio resfriamento (Equação 2.2) e o tempo dos sete oitavos do resfriamento (Equação 2.3) serão atingidos quando esta relação for igual a 0,5 e 0,125; respectivamente:

$$TAT_{1/2} = \frac{T - T_a}{T_i - T_a} = 0,50 \quad (2.2)$$

$$TAT_{7/8} = \frac{T - T_a}{T_i - T_a} = 0,125 \quad (2.3)$$

O valor de TAT pode ser determinado a partir de dados experimentais, onde o valor da temperatura T pode ser lido em pontos que vão desde o centro até a superfície ou de forma numérica:

$$CR = \frac{\frac{T_i - T_f}{(T_i - T_a) - (T_f - T_a)}}{\ln \frac{T_i - T_a}{T_f - T_a}} \quad (2.4)$$

Na Figura 2 mostra-se a curva característica de resfriamento, em função do tempo e da TAT.

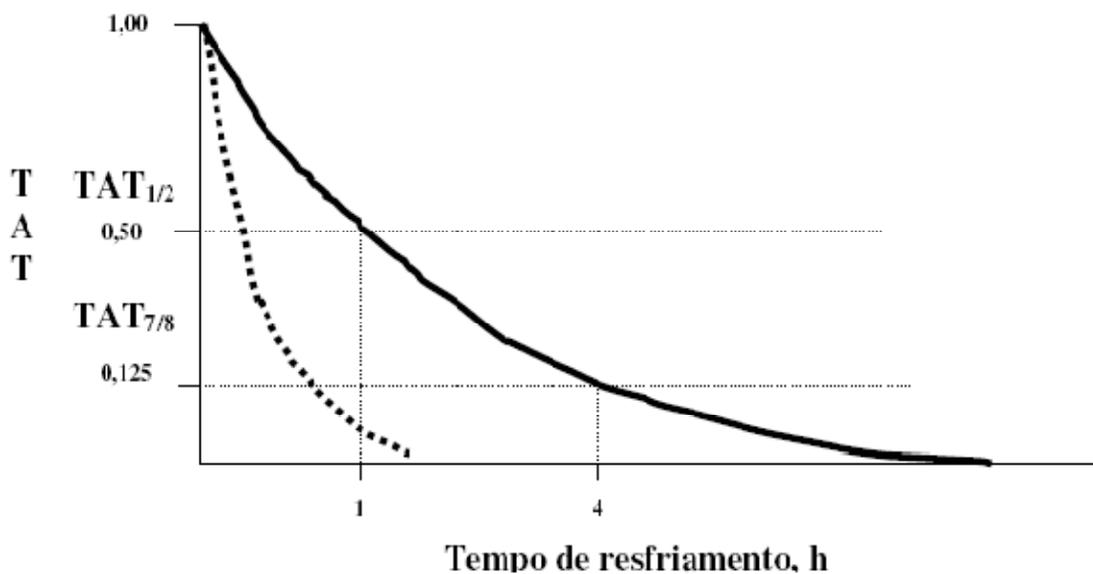


Figura 2. Curva característica de resfriamento. Temperatura na superfície (Ts), linha pontilhada; Temperatura no centro do fruto (Tc), linha cheia

Quanto menor seja o tempo de resfriamento, maior é a eficiência do resfriamento. Hall (1972) comprovou que o tempo de meio resfriamento de maçãs numa câmara de estocagem foi de 22 h (acondicionadas em caixas), sendo que num túnel de ar forçado (velocidade de 3 a 6 m.s⁻¹), o tempo diminuiu para 14 h. As frutas partiram de uma temperatura inicial de 26 °C, e foram resfriadas até uma temperatura de 5 °C.

2.1.2.1 Fatores que afetam o tempo de resfriamento

Entre os diferentes fatores que afetam o tempo de resfriamento estão: dimensões e forma geométrica do produto, propriedades termofísicas dos produtos, forma em que são condicionados estes (a granel ou em caixas), o tipo de arranjo dos produtos dentro das caixas e a disposição destas nos paletes.

Outros fatores que têm uma influência predominante nas taxas de resfriamento são: área de abertura das embalagens para a circulação do ar, a profundidade do leito, a temperatura final desejada, assim como a velocidade do ar de resfriamento (vinculada à taxa de ar passando através dos frutos). A influência destes fatores nas taxas de resfriamento tem uma incidência direta no custo de resfriamento (BAIRD et al. 1988; GAFFNEY & BAIRD, 1991).

Dos fatores existem aqueles que estão relacionados ao produto, como propriedades termofísicas, dimensões e forma geométrica e temperatura inicial; ao meio de resfriamento, como propriedades termofísicas e fluxodinâmicas; ao acondicionamento e embalagens, como arranjo dos produtos, densidade do leito, material e desenho as embalagens; aos componentes do sistema de refrigeração, como potência frigorífica e vazão de ar. Existem demais fatores, contudo foram citados os de maior relevância.

2.1.3 Linearidade em processos

2.1.3.1 Linearidade de processos dinâmicos

Em geral os processos industriais reais exibem, em maior ou menor grau, comportamento não linear. Quando o comportamento apresentado é fortemente não linear, a teoria de controle clássico, que se fundamenta em modelos lineares, se torna inadequada, sendo necessário o desenvolvimento de uma modelagem não linear que descreva o processo.

Quando um processo apresenta um comportamento levemente não linear são aplicados métodos de linearização, facilitando a aplicação da teoria de controle clássico.

Um processo não linear pode ser definido como aquele que possui um ganho, uma constante de tempo ou uma taxa de integração que não é constante, mas depende dos valores das entradas e saídas do processo (OGUNNAIKE & RAY, 1994).

Claramente as mudanças no ganho e na constante de tempo podem ser tão pequenas que não chegam a ser significativas, mas, em alguns casos, as mudanças são tão grandes que os sistemas de controle podem se tornar instáveis.

As dinâmicas não lineares são inevitáveis na maioria dos processos industriais, especialmente quando se deseja um maior aprimoramento nas modelagens para uma perfeita representação dos sistemas.

2.1.3.2 Não linearidades do processo de resfriamento

O resfriamento de produtos hortícolas é um processo não-linear, pois o *set-point* de temperatura do produto varia desde o início do processo (regime transitório) até alcançar o equilíbrio com a temperatura do meio (regime permanente); pela própria circunstância de que ao se resfriar algo qualquer, se deseja atingir uma temperatura inferior àquela presente antes do processo, obviamente. Por conseguinte, o resfriamento, em definição matemática, pode ser representado por uma função exponencial decrescente que junto à razão de que o regime ao longo do processo (em outras palavras, até sua conclusão) permanecerá transitório, incita ao controle atuar de forma diferente a cada instante do desenvolver do processo em si (Figura 3).

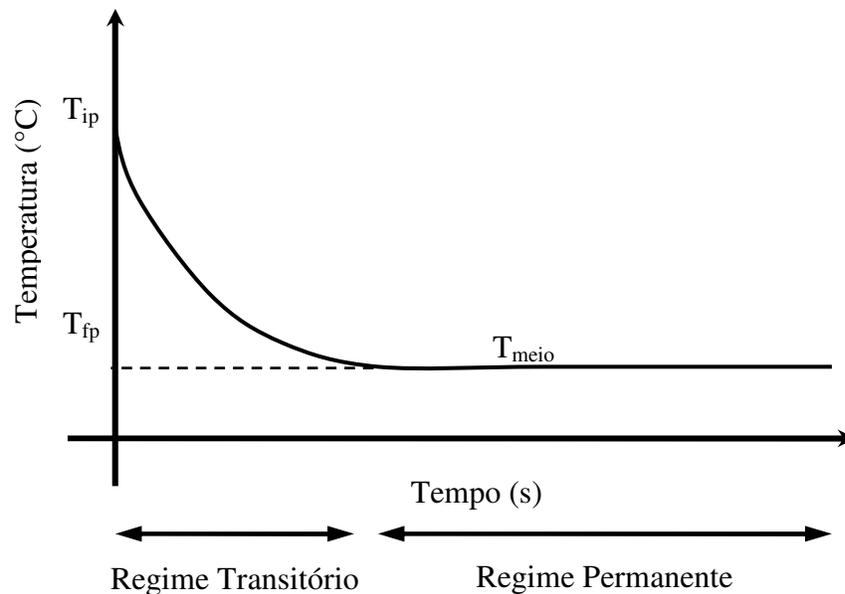


Figura 3. Curva característica do resfriamento de produtos hortícolas

A não linearidade do processo também é causada pelas perturbações. Perturbações como: abertura de porta da câmara, temperatura e umidade relativa do ar externo, operações de rotina que inserem no interior da câmara os operários e seus maquinários, carregamento e descarregamento dos produtos, dentre outros. E irregularidades como: tipo do produto e diferenças entre tais de mesma cultivar, variedade e tipo; tipo de embalagem e, da mesma forma as diferenças, entre as mesmas padronizadas; posição dos produtos no interior da câmara; propriedades termofísicas do produto e ar interno da câmara frigorífica; dimensões do produto e demais.

Os distúrbios aplicados ao sistema serão provenientes da adição de cargas térmicas conhecidas, calculadas previamente em função de certa quantidade de produtos a serem colocados dentro da câmara.

Quando a temperatura estabelecida previamente for atingida, o regime tornar-se-á permanente, mas o processo não é mais tratado como resfriamento (houve a conclusão de tal neste momento), mas como processo conservação das condições atingidas ao fim do resfriamento. Desta forma mantém-se um sistema regulatório.

2.1.4 Modelagem matemática e simulação numérica do resfriamento com ar forçado

Para que o armazenamento refrigerado se torne eficiente, deve-se levar em consideração, entre vários outros fatores, principalmente, o resfriamento imediatamente após a colheita dos produtos agrícolas. O uso desta refrigeração no armazenamento é recomendado para garantir o tempo de prateleira dos mesmos produtos, pois ameniza a perda de água, reduz o metabolismo desses produtos, juntamente, contendo o crescimento de microorganismos (CHITARRA, 1999).

A metodologia das simulações numéricas mostrou-se promissora como ferramenta no suporte à decisão do uso ou desenvolvimento de equipamentos na área de resfriamento com ar forçado de frutos esféricos, uma vez que foi capaz de fornecer subsídios para a estimação do valor do coeficiente convectivo de transferência de calor e do tempo de resfriamento; como destacado e concluído por Pirozzi & Amendola (2005), quando aplicada ao resfriamento do morango (Figura 4).

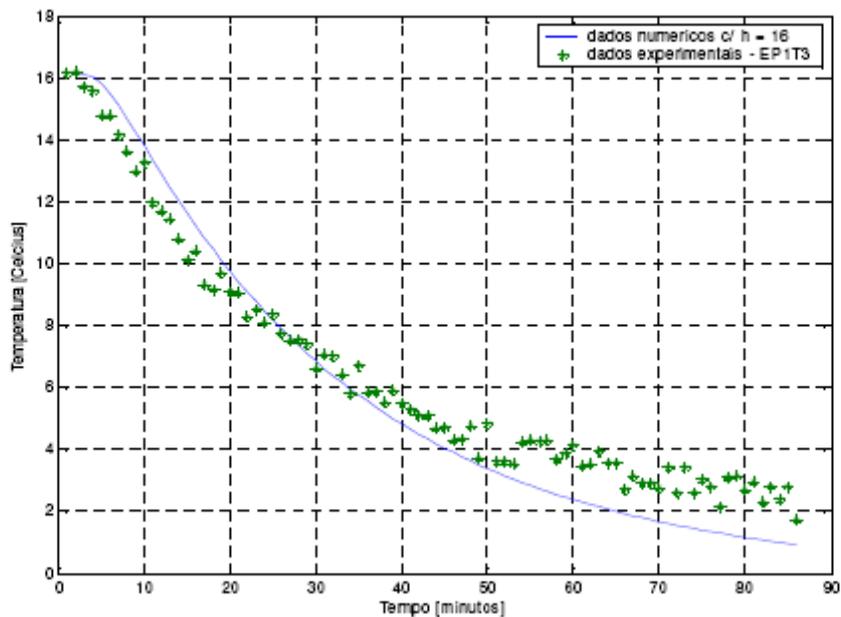


Figura 4. Variação da temperatura de morango, com $h = 16 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ (PIROZZI & AMENDOLA, 2005)

2.1.4.1 Modelagem matemática do processo de resfriamento

Os problemas da predição do tempo de resfriamento dos produtos têm sido estudados ao longo de muitos anos. O objetivo comum desses estudos é desenvolver um método simples de predição requerendo uma mínima quantidade de dados e um programa computacional adequado. A seguir, apresentam-se os cálculos adotados para a obtenção de um modelo matemático que expresse o comportamento do sistema de resfriamento com ar forçado para a correta implementação do controlador.

O tempo de resfriamento está relacionado com a taxa de resfriamento, que por sua vez está relacionada com a troca de calor entre produto e ar de resfriamento. A entrada do processo de resfriamento com ar forçado é a frequência da alimentação do motor elétrico do exaustor, que incide na rotação do mesmo e, subseqüentemente, na vazão de ar por ele fornecida (variável manipulada); a frequência da alimentação do motor elétrico do exaustor é fornecida, alterada e condicionada por um inversor de frequência. Seguidamente, a saída do processo é a temperatura atingida pelo produto nas condições estabelecidas, que resultará em

uma taxa de resfriamento, que de seu modo, é diretamente relacionada com o tempo de resfriamento.

O objetivo desta pesquisa é diminuir o tempo de resfriamento, mantendo-se a qualidade do produto (pois se admite que haja uma diminuição na taxa respiratória do produto e conseqüentemente um aumento de vida útil) e atentando-se para a questão da economia de energia elétrica.

Primeiramente serão adotadas as seguintes considerações:

- Massa do produto constante;
- Temperatura do ar da câmara constante;
- Temperatura inicial do produto fixa e conhecida;
- Umidade relativa do ar constante;
- Desconsiderar-se-á as perdas de massa do produto;
- Propriedades térmicas e físicas constantes (ar x produto);
- Dimensões do produto constante;
- Considerar-se-á o produto como um sólido homogêneo que se resfria de forma uniforme (simplificação do modelo concentrado), portanto a temperatura do produto é igual à temperatura da superfície do produto;
- Leito com apenas um produto (esfera de gel instrumentada com Pt100).

A variável controlada foi a temperatura do produto durante o resfriamento e a variável manipulada foi a velocidade de rotação do motor do exaustor de ar forçado em função da frequência do sinal fornecido pelo inversor de frequência. O exaustor succiona o ar da câmara. Para simular a interação entre o produto e o meio de resfriamento, inicialmente, considerar-se-á que a transferência de calor no processo resfriamento com ar forçado é dependente do tempo e caracterizada pela natureza de regime transitório e, desta forma, suas condições de contorno são alteradas constantemente.

Determinar-se-á a resposta transiente da temperatura pela formulação de um balanço global de energia, que relacionará a taxa de perda de calor do produto por um processo convectivo e a variação de energia interna do produto (Figura 5). O produto está sujeito às circunstâncias da vazão do ar forçado e temperatura do ar da câmara. Para um intervalo de

tempo, adotar-se-á os termos expressos na Equação 2.5 para representar, matematicamente, a relação de conservação de energia.

$$E_e + E_g - E_s = \Delta E_a \quad (2.5)$$

Onde:

E_e - Energia (calor) de entrada, [J]

E_g - Energia (calor) gerada, [J]

E_a - Energia (calor) armazenada, [J]

E_s - Energia (calor) de saída, [J]

Considerar-se-á que a quantidade de energia que sai atua de forma a diminuir a energia armazenada no interior do produto, enquanto que a soma da energia que entra e é gerada atua de forma inversa, ou seja, de forma a aumentar energia armazenada.

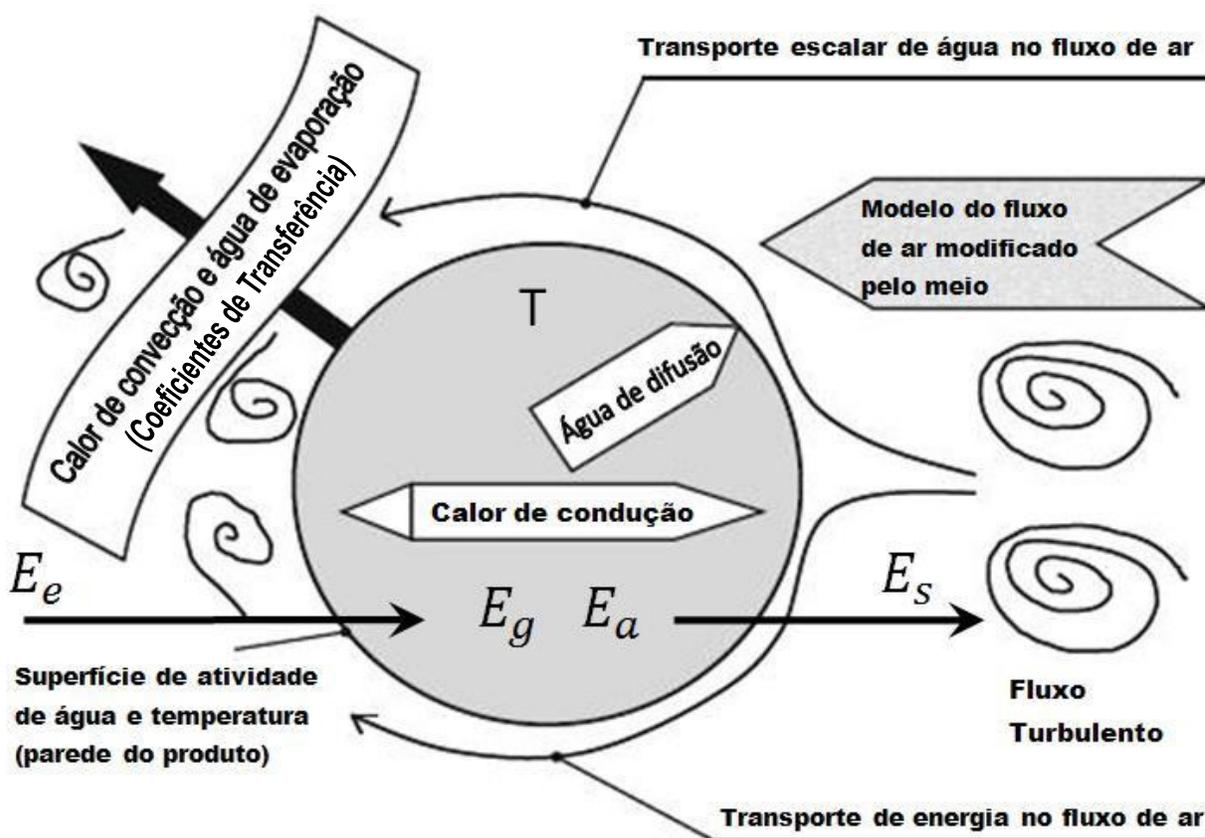


Figura 5. Representação esquemática do processo de transferência de calor e massa em produtos hortícolas, com a aplicação da conservação de energia para o produto em um determinado instante de tempo (adaptado do modelo de Le Page et al., 2009)

As Equações 2.6 e 2.7 serão utilizadas para calcular a temperatura atingida pelo produto em um determinado tempo, a partir da interação com a temperatura do meio de resfriamento da câmara frigorífica e a variação da energia interna proporcionada ao produto.

$$TAT = \frac{T - T_a}{T_i - T_a} \quad (2.6)$$

$$TAT = \exp \left[- \left(\frac{h * A_s}{\rho * V * C_p} \right) * t \right] \quad (2.7)$$

No qual,

T_a - Temperatura do ar de resfriamento, [°C]

T - Temperatura do produto, [°C]

T_i - Temperatura inicial do produto, [°C]

TAT – Taxa de resfriamento, (Adimensional)

h - coeficiente convectivo de transferência de calor, [W.m⁻².°C⁻¹]

A_s - área do sólido, [m²]

ρ - densidade do sólido, [kg.m⁻³]

V - volume do sólido, [m³]

C_p - calor específico, [kJ.kg⁻¹.°C⁻¹]

t - tempo de resfriamento, [s]

Para desenvolver a simulação em Simulink®, configurou-se um bloco onde foi inserida a função de transferência do sistema, e após foi analisado a relação entre a resposta do sistema e as equações matemáticas expostas anteriormente. Este bloco é o elemento responsável pela interação entre o produto e o meio de resfriamento.

Na Equação 2.6 a temperatura do produto é a única variável, e é também a variável que desejamos controlar no processo. Para isto, seguem-se os passos:

$$h = f(Nu) \quad (2.8)$$

$$Re = \frac{V_{ar} * d}{\nu} \Leftrightarrow V = \frac{Q}{A} \quad (2.9)$$

$$\overline{Nu} = 2 + \left(0,4.Re_d^{\frac{1}{2}} + 0,06.Re_d^{\frac{2}{3}} \right) Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right) \quad (2.10)$$

Relação entre frequência de alimentação e vazão de ar gerada:

$$Q[m^3 \cdot h^{-1}] = f(\omega[rpm]) \quad (2.11)$$

$$\omega[rpm] = f(f[Hz]) \quad (2.12)$$

Onde,

Nu – número de Nusselt, [adimensional]

Re – número de Reynolds, [adimensional]

Pr - Número de Prandtl, [adimensional]

ν – viscosidade cinemática do ar [$m^2 \cdot s^{-1}$]

V_{af} - Velocidade do ar forçado, [$m \cdot s^{-1}$]

Q – Vazão de ar, [$L \cdot s^{-1} \cdot h^{-1}$]

μ – viscosidade dinâmica do ar [Pa.s]

μ_s - viscosidade dinâmica do sólido [Pa.s]

Como enunciado na Equação 2.8, h é função de Nu que é função de Re que é função da velocidade do ar de resfriamento. Por sua vez, a velocidade do ar é função da rotação ($\omega[rpm]$) do motor elétrico do exaustor. A rotação do motor elétrico depende da frequência do sinal de alimentação do mesmo ($f[Hz]$). Portanto, manipulando-se a frequência do sinal de alimentação, pode-se controlar a atenuação da variação de temperatura do produto (taxa de resfriamento do processo de resfriamento).

A Figura 6 evidencia a curva de resfriamento do produto, sendo inferida a temperatura da superfície e do centro do produto.

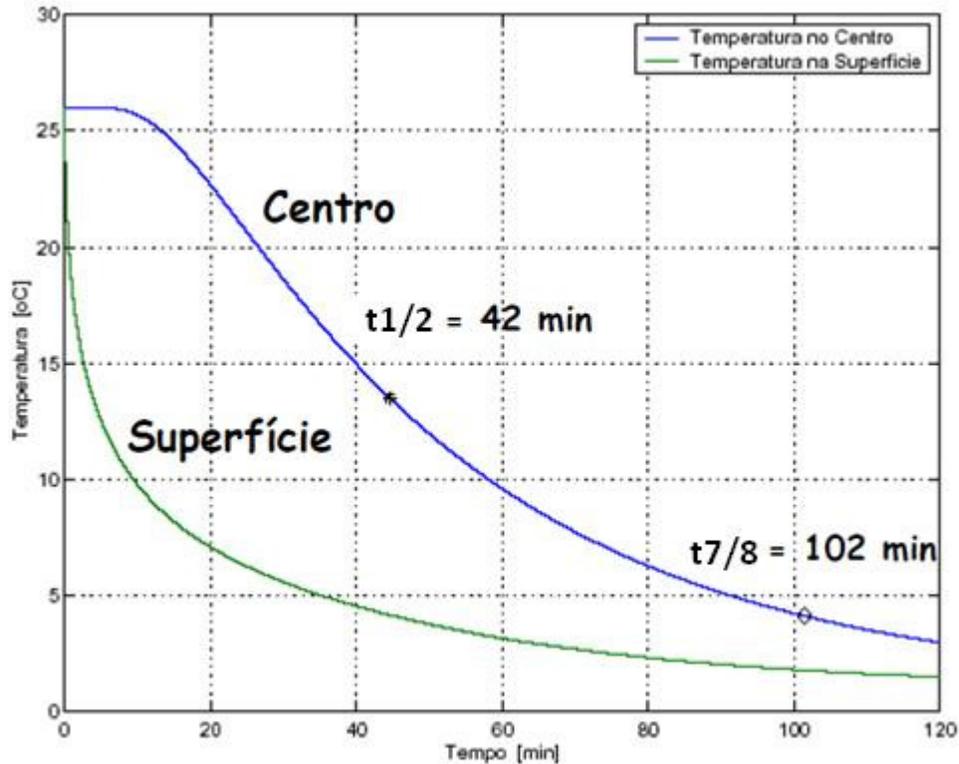


Figura 6. Curva de resfriamento da laranja (TERUEL, 2001)

Portanto, o processo de resfriamento pode ser aproximado a um sistema de primeira ordem com a adição de tempo morto, como mostrado na Figura 6. Maiores detalhes da identificação do sistema e modelo matemático foram descritos no tópico de Fundamentação teórica.

2.1.4.2 Modelos apresentados na literatura

Diversos modelos são apresentados na forma numérica ou analítica, desde os mais simples até os mais complexos, da equação de transferência de calor, para a avaliação de processos envolvendo refrigeração de frutas, resolvidos por vários métodos (diferenças finitas, volumes finitos), e com diferentes restrições, e condições de contorno, para geometrias cilíndricas, esféricas ou planas; são relatados na literatura.

Um dos primeiros trabalhos na área foi relatado por Smith & Bennett em 1965, os quais desenvolveram um modelo matemático simples para o cálculo da temperatura no centro de frutas e hortaliças, durante o resfriamento em regime transiente.

Em 1977, Gaffney desenvolveu um método para a análise do comportamento do processo de transferência de calor e massa de frutas e hortaliças, de forma individual e em paletes. A solução analítica é aplicada ao fluxo de calor unidimensional de corpos de diferentes formas geométricas, sujeito a determinadas restrições. A equação diferencial de Fourier foi resolvida numericamente, aplicando o método de elementos finitos.

Em 1982, Hayakawa & Succar desenvolveram um complexo método computacional (usando a técnica de elementos finitos), para a simulação do resfriamento pós-colheita e perdas de umidade dos frutos. A equação diferencial da transferência de calor e massa foi desenvolvida em coordenadas esféricas e o modelo foi validado com os resultados obtidos do resfriamento com ar forçado de batata e tomate.

Em 1982, Cleland & Earle desenvolveram um método simples para a predição da taxa de resfriamento em corpos sólidos, de várias formas, aplicando a solução analítica. A solução é válida para corpos cilíndricos, esféricos ou de forma plana (placas). O método pode ser aplicado na prática, usando gráficos ou tabelas, sem necessidade do desenvolvimento de um programa de computador. Segundo os autores o mesmo foi validado com dados experimentais, obtendo-se um erro de $\pm 10\%$.

Em 1984, Ansari et al. desenvolveram um programa computacional para avaliar o comportamento da transferência de calor e massa durante o resfriamento com ar de maçãs e batatas, considerando condição convectiva na superfície, e considerando os produtos como corpos esféricos.

Um esquema de cálculo, utilizando o sistema de coordenadas cilíndricas e o método de diferenças finitas, para determinar a distribuição de temperatura durante o resfriamento de produtos cilíndricos (banana e cenoura), foi relatado por Ansari & Afaq (1986a).

Em 1986, Novy & Kieckbusch propuseram uma série de equações simplificadas, resolvidas usando o Teorema de Duhamel, para o cálculo rápido do tempo de resfriamento de um leito de frutas esféricas refrigeradas com ar forçado. As equações relacionam a velocidade superficial do ar, o diâmetro e a massa total do produto, com a temperatura média do leito a cada instante.

Em 1992, Fraser & Otten desenvolveram um modelo matemático, partindo do modelo analítico para a determinação do tempo de resfriamento de peras, considerando os frutos como esferas. O modelo é simples e permite determinar numericamente o tempo de resfriamento

para três posições dos frutos ao longo do túnel de resfriamento. O coeficiente convectivo de transferência de calor foi assumido, seguindo as recomendações da literatura.

Um estudo foi desenvolvido, partindo do método numérico, para analisar o comportamento da transferência de calor em produtos esféricos, considerando o resfriamento como um processo de transferência de calor, dividido nos três mecanismos que envolvem este processo: convecção, radiação e condução. O modelo foi validado com dados experimentais do resfriamento do figo, com um grau de aproximação na ordem de 5% a 20% (DINCER, 1995).

Em 1995, Alvarez & Tristram propuseram um modelo numérico, resolvido em coordenadas esféricas, para descrever o processo de transferência de calor e massa de produtos agrícolas condicionados em paletes. O modelo foi validado com dados experimentais resultantes do resfriamento de corpos esféricos (esferas de gel).

Um algoritmo de controle foi desenvolvido, baseado no método numérico em coordenadas esféricas para otimizar o processo de resfriamento, incluindo aspectos de ordem econômica. Os resultados do modelo teórico foram validados com os resultados obtidos em experimentos desenvolvidos em uma planta piloto ($UR = 90\%$, $T_a = -10$ a 15 °C e $v = 0$ a $1,5$ m.s⁻¹). Foram feitos modelos com gel, com forma esférica ($d = 75$ mm), onde foram introduzidos termopares para medir a temperatura no centro dos mesmos. Estes resultados foram comparados com os obtidos do resfriamento de frutas (laranja, pêra e maçã), obtendo-se uma adequada aproximação entre o modelo com gel e as frutas. Os autores comprovaram que o comportamento do valor do coeficiente de transferência de calor foi praticamente constante ao longo do resfriamento, observando-se um pequeno desvio ao início do resfriamento para a maçã (devido ao tempo de manipulação dos frutos). O tempo de resfriamento para as laranjas esteve entre 120 a 140 min. Observou-se uma diminuição de 7% no tempo de resfriamento quando foi aplicado o modelo de otimização (TRELEA et al., 1997).

Observou-se em todos os modelos matemáticos apresentados que, geralmente é feita uma série de considerações para simplificar a resolução do sistema de equações, dentre elas:

- Material homogêneo;
- Temperatura inicial do produto uniforme;
- Temperatura do meio de resfriamento constante ao longo do tempo;
- Coeficiente de transferência de calor é constante com o tempo e a posição do produto;

- Propriedades termofísicas são constantes com a temperatura;
- Ausência de geração interna de calor;
- Ausência de transferência de massa na superfície.

As frutas não possuem um formato geometricamente regular, não são perfeitamente homogêneas e suas propriedades térmicas mudam com a temperatura, então o uso das relações apresentadas na literatura fornece apenas soluções aproximadas sobre o fenômeno da transferência de calor.

Produtos hortícolas, entre eles: maçã, uva, pêssigo, alface, repolho, melão e tomate, podem ser considerados homogêneos, e ainda as propriedades térmicas destes produtos podem ser assumidas como constantes em determinadas faixas de temperatura (GAFFNEY et al., 1980).

As condições ambientais, dimensões do produto e propriedades térmicas são muito importantes na hora de projetar um método de predição do tempo de resfriamento. Neste sentido, têm particular importância a geometria do fruto e o tipo de coordenadas empregado para a resolução da equação da transferência de calor.

A solução matemática da equação diferencial para a transferência de calor e massa em regime transiente tem sido resolvida, até o momento, somente em corpos de geometria simples, tais como placas, cilindros e esferas, sujeitos a certas condições de contorno. Na prática, para simplificar a aplicação do método, considera-se frutos como maçã, morango e figo, aproximado à esferas, quando na realidade, apresentam uma forma esferoidal.

Um modelo matemático utilizando o método dos volumes finitos foi desenvolvido para descrever o transporte de umidade, durante a secagem em corpos elipsoidais. A obtenção e discretização numérica da equação de transferência de massa foram desenvolvidas num sistema de coordenadas esferoidal prolato, o qual permite uma adaptação mais exata à forma geométrica do corpo (LIMA & NEBRA, 1997). A validação experimental do modelo, com dados de secagem de banana, mostrou uma excelente concordância, com valores de erro na ordem de 2% (LIMA & NEBRA, 1997; LIMA & NEBRA 1998).

Estudo desenvolvido por Teruel et al. (2005), apresenta uma modelagem matemática e simulação numérica para descrever o processo de resfriamento de um leito de partículas sólidas com diferente geometria, considerando as dimensões de embalagens comerciais. As equações que descrevem o balanço de massa energia para o produto e para o meio de

resfriamento são resolvidas aplicando o Método Numérico dos Volumes Finitos, considerando um leito profundo, constituído de partículas com temperatura inicial, o qual é continuamente resfriado por um fluxo de ar a uma temperatura constante. O fluido se aquece na medida em que atravessa o leito e conseqüentemente acontece um resfriamento não uniforme das partículas contidas nele, considerando o balanço energia para o ar; para o produto; massa do produto e massa do ar.

Os resultados numéricos são comparados com dados experimentais, obtidos durante o monitoramento do processo de resfriamento de laranja (Valência) e de banana (Prata), as quais foram resfriadas num túnel com ar forçado à temperatura de 1 °C e 7 °C, respectivamente, e velocidade do ar de aproximadamente 1 m.s⁻¹. Os valores numéricos obtidos apresentaram uma adequada concordância com os valores experimentais, com variância entre 3,1 °C e 4,2 °C e erro da ordem de 5,7% (TERUEL, 2001; TERUEL, 2002)

A cinética da transferência de calor envolve parâmetros relacionados com a fruta como: condutividade e difusividade térmicas, dimensões, posição no interior das caixas e tipo de embalagens. Por outro, lado as condições dos processos que envolvem o meio de resfriamento são: a velocidade, o coeficiente convectivo de transferência de calor, a temperatura, a umidade a taxa de ar. A adequada interação de todos estes parâmetros garante a eficiência do processo de resfriamento.

Mas a aplicação de modelos matemáticos para efeitos de controle, a consideração de um leito de produtos pode representar erros consideráveis, tomando em consideração as não linearidades e diversidade de fatores que afetam o processo, desta forma o uso de modelos concentrados, considerando o resfriamento para uma partícula sólida submetida a um escoamento, seria mais adequado.

2.1.5 Sistema elétrico

2.1.5.1 Motor de indução

Os motores mais utilizados para acionar máquinas ou equipamentos que requerem algum tipo de movimento controlado são os motores de indução. Neles, a velocidade de operação do rotor é praticamente constante, um pouco abaixo da velocidade síncrona. A

diferença entre a velocidade síncrona e a velocidade do rotor é conhecida como escorregamento. A velocidade do motor de indução pode ser calculada a partir da Equação 2.13:

$$\omega = \frac{120f(1 - S)}{p} \quad (2.13)$$

Onde:

ω : velocidade do motor (rpm);

f : frequência (Hz);

p: número de pólos;

S: escorregamento.

A eficiência dos motores de indução é de aproximadamente 85%, mas quando alimentados com tensão e frequência constantes e sempre que não necessitam operar à plena carga, estarão desperdiçando energia.

Os sistemas mais utilizados para variação de velocidade foram, por muito tempo, implementados com motores de indução de velocidade fixa em conjunto com um segundo dispositivo de conversão que utilizava componentes mecânicos, hidráulicos ou elétricos e que apresentavam, além de baixa eficiência, altos custos.

A partir da década de 80, com o desenvolvimento de semicondutores de potência, foi possível a implementação de sistemas eletrônicos de variação contínua de velocidade, os chamados inversores de frequência. Estes sistemas convenientemente utilizados podem proporcionar economia de energia, melhoria no desempenho de máquinas e equipamentos, eliminação das elevadas correntes de partida dos motores e aumento na vida útil dos equipamentos. Os motores de indução mais utilizados pela indústria são os chamados motores de gaiola, trifásicos.

2.1.5.2 Inversor de frequência

Os inversores de frequência utilizam a tecnologia dos semicondutores de potência para, a partir da tensão e frequência constantes da rede, fornecer uma fonte de tensão com

freqüência variável. São compostos por duas partes: uma de retificação, que converte uma tensão alternada com freqüência fixa em tensão contínua, e outra de inversão, que converte uma tensão contínua em tensão alternada, com freqüência variável, como apresentado na Figura 7, teoria já existente e estudada por Silva Júnior (2004).

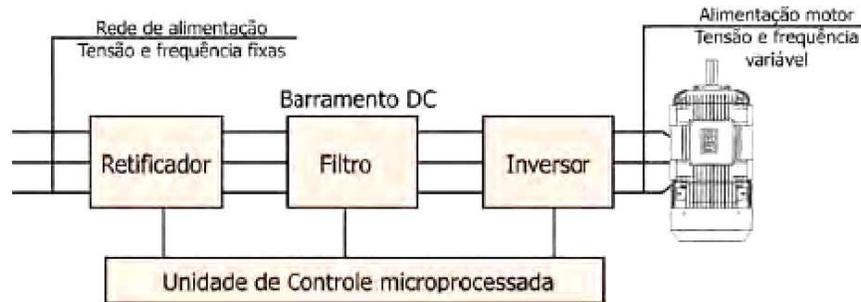


Figura 7. Diagrama esquemático de um inversor de freqüência (SILVA JÚNIOR, 2004)

2.1.6 Controlador PID

Os controladores PID (Proporcional – Integral – Derivativo) são amplamente utilizados no controle de processos com realimentação, havendo trabalhos que comentam que esta estrutura chega a ser utilizada em até 90% dos laços de controle (ÅSTRÖM & HÄGGLUND, 2001). Diante desta ampla utilização, o principal problema com os controladores PID é a sintonia adequada de seus parâmetros de forma a produzir respostas suficientemente rápidas, porém sem sobre-sinal. A metodologia clássica para a sintonia destes controladores normalmente passa pela tarefa, não trivial, de levantamento do modelo matemático do processo a ser controlado, como ocorre, por exemplo, na sintonia pelo método de Ziegler-Nichols.

A dinâmica de um processo pode ser determinada através de uma resposta do processo a pulsos, degraus, rampas, ou outros sinais determinísticos.

2.1.6.1 Métodos de identificação

A dinâmica de muitos processos industriais pode ser satisfatoriamente aproximada por funções de primeira ou de segunda ordem, com tempo morto. A sintonia do controlador

depende dos parâmetros do modelo matemático do processo. Naturalmente, os métodos apresentados, sucintamente, podem ser utilizados para obter estes parâmetros a partir de um sinal genérico de entrada. A Figura 10 e a Figura 11, a seguir, mostram métodos de identificação de parâmetros de sintonia do controlador, a partir da resposta a uma perturbação (degrau); estes são utilizados neste trabalho presente.

Face aos objetivos do presente trabalho, a identificação dos parâmetros do sistema é a primeira fase que precede a instalação dos instrumentos e equipamentos. Nesta fase, a técnica utilizada consiste em estabilizar o sistema em um determinado nível de sua capacidade, logo após deve-se gerar um degrau de estímulo no atuador e monitorar a reação da saída até que a mesma volte a se estabilizar, com o controle em malha aberta. A função de transferência do processo é denotada por $G(s)$.

A função de primeira ordem com tempo morto é dada pela Figura 8, esta foi uma hipótese inicial confrontada posteriormente com os dados do processo:

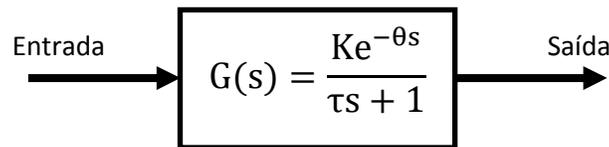


Figura 8. Sistema de Primeira Ordem

Esta pode ser representada pelo diagrama de blocos da Figura 9:

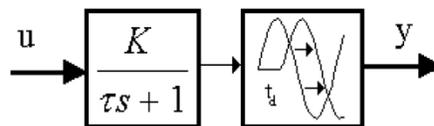


Figura 9. Diagrama da função de transferência do processo

Os parâmetros para a Função de Transferência de 1ª ordem são descritos a seguir:

Ganho do processo (K): expressa quanto se altera a variável de saída para cada unidade de variação da variável de entrada. O ganho é uma razão e pode ser calculado pela Equação 2.14:

$$K = \frac{\Delta y}{\Delta u} \quad (2.14)$$

Tempo morto (θ ou t_d - *delay time*): é o tempo que o processo leva para começar a responder à variação ao degrau.

Constante de tempo (τ): é o tempo que o processo demora, uma vez iniciada a variação, para a saída chegar aos 63% da variação total final. Esse número 63% é consequência de uma exponencial que aparece na solução analítica da equação diferencial, podendo-se facilmente constatar que $(1 - e^{-1}) \approx 0,63$.

Para se obter os parâmetros que descrevem essa função (K , τ e θ) o Método da Tangente e o Método de Sundaesan & Krischnaswamy podem ser facilmente aplicados.

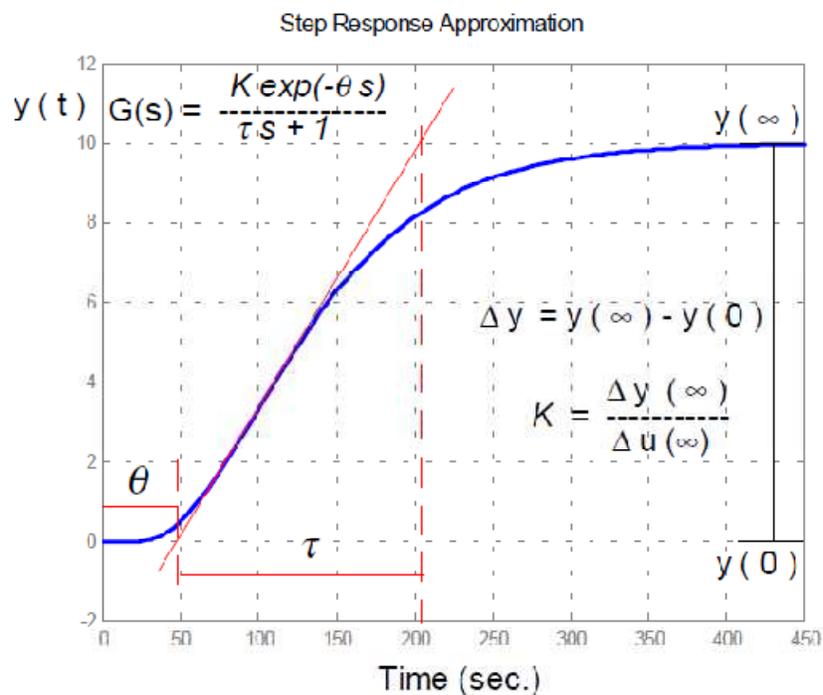


Figura 10. Representação esquemática do método da tangente

A Figura 10 mostra esquematicamente como os parâmetros do modelo aproximado são obtidos através do método da tangente. Um ponto chave desse método consiste em se passar uma tangente no ponto de inflexão (ponto onde a derivada da curva atinge o seu valor máximo, ou seja, o ponto de maior inclinação). O tempo morto é dado pelo ponto

correspondente à interseção da reta tangente com a linha correspondente ao valor base, que, neste caso, é igual a zero ($y = 0$). Já a constante de tempo é dada pela diferença entre o tempo correspondente a interseção da reta tangente com a linha $y(\infty)$ e o tempo morto, conforme indicado.

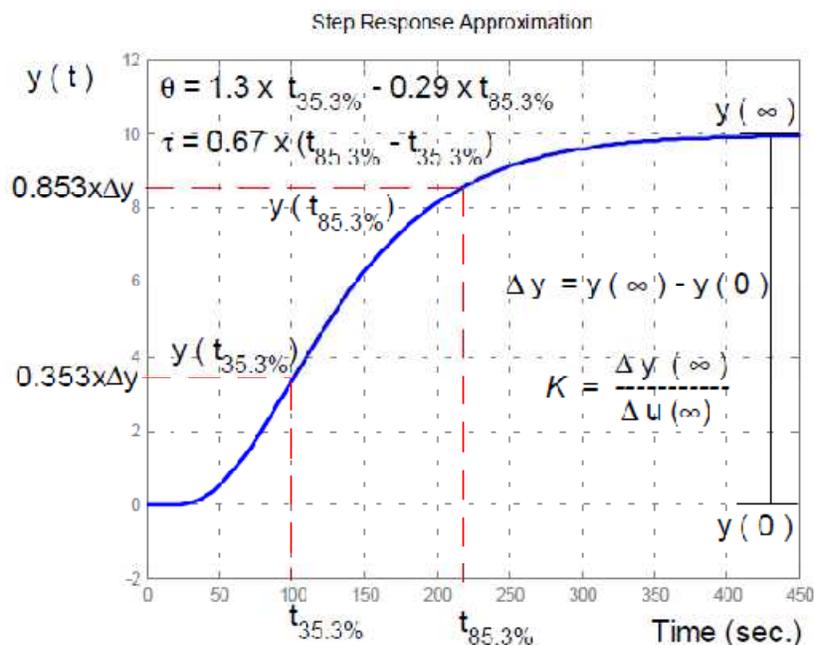


Figura 11. Representação esquemática do método de identificação proposto por Sundaresan & Krishnaswamy (1977)

Quando o sinal que está sendo aproximado tiver muito ruído fica extremamente difícil se determinar o ponto de inflexão. Um método simples que evita a utilização do ponto de inflexão foi proposto por Sundaresan & Krishnaswamy (1977), como apresentado na Figura 11. Este método consiste na determinação dos tempos $t_{35,3\%}$ e $t_{85,3\%}$, que correspondem, respectivamente, aos tempos em que a resposta atinge 35,3% e 85,3% da sua variação final Δy ($\Delta y = y(\infty) - y(0)$). De posse desses valores pode-se calcular facilmente o tempo morto do processo e sua constante de tempo através das Equações 2.15 e 2.16. Esses valores de θ e τ praticamente minimizam a diferença entre o valor medido e o predito pelo modelo aproximado se o critério dos mínimos quadrados for tomado como base da função de otimização.

$$\theta = 1,3t_{35,3\%} - 0,29t_{85,3\%} \quad (2.15)$$

$$\tau = 0,67(t_{85,3\%} - t_{35,3\%}) \quad (2.16)$$

2.1.6.2 Métodos de sintonia de controladores

Dada a sua grande simplicidade aliada a sua grande aplicabilidade e satisfatória qualidade em aproximar sistemas reais compostos por dinâmicas de primeira ordem em série (tipo de dinâmica geral em processos industriais), fez com que uma categoria de métodos fosse especialmente desenvolvida para ajustar controladores PID a partir do ganho do processo (K), tempo morto (θ) e constante de tempo (τ), de uma função de primeira ordem com tempo morto. Para um imenso grupo de problemas esta classe de métodos representa um bom compromisso entre tempo investido no projeto do controlador e desempenho alcançado. Dentre vários métodos existentes, neste presente trabalho foi utilizado apenas o método de sintonia IMC (Controle por Modelo Interno, do inglês *Internal Model Control*).

Para uma função de primeira ordem com tempo morto como modelo, pode-se utilizar a estrutura de controle IMC para projetar controladores PI e PID. Em adição ao modelo, deve-se selecionar a constante de tempo do filtro de primeira ordem (λ). A Tabela 1 apresenta os parâmetros do controlador PID, ajustados pelo método de sintonia IMC; também, encontram-se os valores recomendados para λ (constante de tempo do filtro de primeira ordem). Para uma função de primeira ordem com tempo morto como modelo, pode-se utilizar a estrutura de controle IMC para projetar controladores PI e PID. Esta metodologia foi introduzida por GARCIA & MORARI (1982), e estudada em outro trabalho pelos mesmos autores (GARCIA & MORARI, 1985a; GARCIA & MORARI, 1985b).

Tabela 1. Método IMC

	PI	PI (melhorado)	PID
K_p	$\frac{\tau}{\lambda K}$	$\frac{2\tau + \theta}{2\lambda K}$	$\frac{2\tau + \theta}{2K(\lambda + \theta)}$
τ_i	τ	$\tau + \frac{\theta}{2}$	$\tau + \frac{\theta}{2}$
τ_d	—	—	$\frac{\tau\theta}{2\tau + \theta}$
Filtro adicional	$\frac{\lambda}{\theta} > 1,7$	$\frac{\lambda}{\theta} > 1,7$	$\frac{\lambda}{\theta} > 0,25$

Logo, o controlador PID é dado pela Equação 2.17:

$$G_C(s) = K_p(1 + \frac{1}{\tau_i s} + \tau_d s) \quad (2.17)$$

$$K_i = \text{Ganho integral} = \frac{K_p}{\tau_i} \quad (2.18)$$

$$K_d = \text{Ganho derivativo} = K_p \tau_d \quad (2.19)$$

Onde,

K_p = Ganho proporcional

τ_i = Tempo integral (s)

τ_d = Tempo derivativo (s)

2.1.6.3 Análise comparativa dos desempenhos dos controladores

Ao projetar sistemas de controle, é fundamental definir todos os fatores que influenciam nos custos de produção, na qualidade dos produtos, na segurança e em outros aspectos relevantes, e a partir disto, definir os critérios de desempenho do sistema de controle a serem adotados, que podem estar associados a características pontuais da resposta dinâmica, tais como: *overshoot*, tempo de subida e razão de decaimento. Para alguns processos, o comportamento no estado estacionário é mais importante do que o comportamento dinâmico provocado por distúrbios, e, para outros, o comportamento dinâmico é mais importante do que o comportamento no estado estacionário, que é o caso deste trabalho.

É necessário estabelecer, então, uma base de comparação entre alternativas de estratégias de controle, escolhendo e estudando criteriosamente os fatores de desempenho das mesmas, objetivando a melhoria na qualidade do produto final, os aspectos de segurança, a minimização dos custos de produção, dentre outros.

Há muitos critérios para se avaliar o erro da resposta do sistema de controle, os que são largamente utilizados são aqueles em que o índice de desempenho é a integral de uma função ponderada do desvio da saída do sistema em relação à entrada. Estes critérios são nomeados da seguinte forma: integral do erro quadrático (ISE), integral do erro absoluto (IAE) e integral do erro absoluto ponderado pelo tempo (ITAE); e são representados matematicamente pelas Equações 2.20, 2.21 e 2.22, respectivamente.

$$ISE = \int_0^{\infty} e^2(t) dt \quad (2.20)$$

$$\text{IAE} = \int_0^{\infty} |e(t)| dt \quad (2.21)$$

$$\text{ITAE} = \int_0^{\infty} t|e(t)| dt \quad (2.22)$$

Para avaliar a qualidade do desempenho do sistema de controle utiliza-se o chamado índice de desempenho. Desta forma, para alcançar um elevado desempenho de um sistema de controle deve-se ajustar os parâmetros dos controladores, ou seja, sua sintonia a fim de minimizar os valores dos ISE, IAE ou ITAE das respostas. Dependendo da característica da resposta transiente do sistema, um dos três critérios de erro apresentados é utilizado. O critério ISE é mais adequado quando a resposta apresenta erros de grande intensidade, pois tais são elevados ao quadrado; de outro modo, o critério IAE é empregado quando se quer suprimir erros de menor intensidade; por fim, usa-se o critério ITAE quando há a presença de erros que persistem no tempo.

2.2 Revisão Bibliográfica

A elevação contínua dos custos da energia elétrica e a contínua ênfase na necessidade de conservação da energia estão direcionando os trabalhos de pesquisa para o desenvolvimento de novas tecnologias que sejam economicamente viáveis em sistemas de refrigeração e ar condicionado. Não se deve ignorar que o processo de resfriamento, precedente ao armazenamento (refrigeração), tem por finalidade a redução do consumo de energia elétrica em sistemas de refrigeração, dado que o produto é armazenado, nestes sistemas, previamente possuindo sua adequada temperatura de armazenagem; não havendo desperdício de energia elétrica para o sistema de refrigeração.

Neste tópico aborda-se, primeiramente, um breve estado da arte quanto ao controle de sistemas de resfriamento e, posteriormente, apresenta-se o estado da arte relacionado ao processo de resfriamento e sistemas de controle.

Um controle inteligente para sistemas de aquecimento, ventilação e ar acondicionado foi desenvolvido por Soyguder et al. (2009), com vazão de ar variável, para o controle da temperatura dos ambientes. Os modelos e correlações entre a vazão de ar do sistema e a temperatura foram obtidos no Simulink, com controladores PID-fuzzy, derivativos e com auto-sintonia, e comparado com aplicação de controladores PD e PI. Os resultados mostraram

melhor resposta do sistema, em termos de erro, estabilidade e resolução, quando usado o PID-fuzzy.

Algoritmos para o controle aplicados a um sistema de refrigeração, atuando nos ventiladores do evaporador e do condensador, visando melhorar o desempenho do sistema e diminuir o consumo de energia, foram apresentados por Yeh et al., 2009. Os resultados mostraram que pode haver uma melhora da resposta do sistema, tanto em regime permanente como transiente, modulando a velocidade apenas de um ventilador, e mantendo o outro com velocidade de rotação constante.

Há muitas referências relativas ao controle de sistemas de refrigeração, aquecimento e ar condicionado, correlacionando com a eficiência do consumo de energia destes. No entanto, quanto aos processos de resfriamento, pouco se encontra de publicações e artigos. Contudo, há muitos estudos da simulação matemática do processo, e estes foram apresentados no tópico 2.1.4 da Fundamentação Teórica.

Contudo, nos últimos anos, houve um crescente interesse no controle de processos de resfriamento aplicados à área de fabricação de *microchips*. Em 2008, Xing et al. estudaram o método de controle avançado denominado por Smith – *Fuzzy – Expert – PID*, e sua aplicação em processos de resfriamento de ar para ambientes de sistemas de testes e simulações de *microchips*; os resultados experimentais apresentaram que o algoritmo é adequado para as exigências do sistema, além de ser de fácil implementação, deste modo, foram visadas estratégias de controle para aumentar a adaptabilidade do sistema de controle, sua robustez, contiguamente à segurança do processo.

Um método aproximado de modelagem empírico - CFD (aplicativo computacional de mecânica dos fluidos, *Computational fluid dynamics*), que combina as correlações experimentais de determinação de coeficientes de transferência de calor e massa com as específicas funções, definidas pelo usuário, foi implementado ao código comercial do CFD para simular as inter-relações entre o fluxo de ar e a transferência de calor e massa de produtos alimentícios sem embalagem e submetidos a um fluxo de ar. Este método foi desenvolvido por Le Page et al. (2009), e resultou em um procedimento que permite que, em um único cálculo de CFD (de malha única), seja computada a temperatura e concentração de água e seja determinada a cinética de perda de água dos produtos juntamente com a temperatura e umidade relativa do ar que flui ao redor destes.

O recente progresso da computação atrelada aos custos reduzidos de códigos de CFD avançou este (CFD) como uma ferramenta numérica poderosa que está se tornando extensamente usada para simular muitos processos da área alimentícia, visando prover o efetivo e eficiente projeto de plantas ou soluções operacionais, como apresentado em várias revisões específicas publicadas durante a última década (SCOTT & RICHARDSON, 1997; XIA & SUN, 2002; WANG & SUN, 2003; NORTON & SUN, 2006; SMALE et al., 2006; VERBOVEN et al., 2006; MIRADE, 2008).

Durante os tratamentos de produtos alimentícios, onde estes são submetidos a um fluxo de ar, há uma variação de temperatura e teor de água destes produtos, e seus valores instantâneos dependem das variáveis do fluxo de ar (como temperatura, umidade relativa e velocidade e turbulência do ar) e das variáveis e características do produto (bem como, forma, temperatura de superfície, atividade e difusividade de água). Todos estes fatores afetam os coeficientes de transferência de calor e água da interface ar/produto, como mencionado muitas vezes na literatura (KONDOYAN & DAUDIN, 1993; KUITCHÉ et al., 1996; GHISALBERTI & KONDOYAN, 1999; VERBOVEN et al., 2001; BECKER & FRICKE, 2004; BEN AMARA et al., 2004; MIRADE et al., 2004; KONDOYAN, 2006; PHAM et al., 2009).

A análise numérica do processo de resfriamento, com ar forçado, de morangos, em embalagens comuns no varejo, foi executada pela resolução das equações de conservação de massa, cinética e energia dentro do sistema. Foram obtidos resultados, os quais indicam que a heterogeneidade de processos de resfriamento está amplamente relacionada com a estrutura e projeto do sistema de empacotamento (embalagens individuais ou badejas). Portanto, há um elevado potencial na utilização da aproximação numérica, ou também denominada por modelo matemático do processo de resfriamento com ar forçado, como uma ferramenta de projeto para otimizar processos de resfriamento com ar forçado para produtos hortícolas (FERRUA & SINGH, 2009a).

O modelo matemático, previamente desenvolvido por Ferrua & Singh (2009a), visando prever o comportamento do fluxo de ar dentro de pacotes, individualizados, de morangos durante a aplicação de resfriamento com ar forçado, foi validado usando uma técnica de medida de fluxo não-intrusiva denominada por PIV (Velocímetro de Imagem de Partícula, do inglês *Particle Image Velocimetry*). A validação foi alcançada comparando os

perfis de velocidade, interna a este sistema, predita pelo modelo versus os dados experimentais. Denota-se, pelos resultados, que o modelo matemático não apenas descreve as características do fluxo principal, mas também a localização da aceleração acentuada nos vazios da estrutura das embalagens (FERRUA & SINGH, 2009b).

Quanto ao modelo matemático que descreve a energia dentro do sistema, anteriormente desenvolvido por Ferrua & Singh (2009a), para, da mesma forma, embalagens de morangos submetidas individualmente ao resfriamento com ar forçado; os resultados apresentaram uma diferença menor que 0,7 °C entre o perfil de valores de temperatura, média dos frutos, do modelo e experimentais, e está dentro dos limites da incerteza experimental. Os resultados também confirmaram sua primeira hipótese, de que os fenômenos de transporte durante aplicações de resfriamento com ar forçado podem ser modelados através da dissociação entre o transporte de momento (*momentum*, massa pela velocidade do fluido) com o transporte de energia e massa. (FERRUA & SINGH, 2009c).

Produtos-modelo ou esferas instrumentadas constituem um método bastante utilizado na área de pesquisa para simular frutos, como a laranja.

Em 1999, Vissotto et al. estudaram o resfriamento de frutas e hortaliças com ar forçado e, para isto, dois produtos-modelo foram desenvolvidos: um deles elaborado com solução 2% de goma K-carragena e o outro obtido a partir de esferas ocas de PVC preenchidas com solução 3% do mesmo hidrocolóide. O produto-modelo com 2% de goma K-carragena consistia de gel obtido a partir de uma solução de 85% de água, 11,5% de açúcar, 2% de goma K-carragena e 1,5% de sorbato de potássio. O gel era injetado no interior de moldes plásticos de formato esférico (7,0 cm de diâmetro externo e 1,0 mm de parede) e deixado resfriar em repouso por algumas horas para, posteriormente, ser desmoldado. Este produto-modelo tentava repetir a composição de uma fruta. O sorbato de potássio era adicionado com o intuito de evitar o crescimento de fungos. A cada ensaio, o arranjo das esferas na caixa era montado e desmontado. O produto-modelo com 3% de goma K-carragena foi elaborado a partir de esferas ocas de PVC (6,9cm de diâmetro externo e 4,0mm de espessura) preenchidas com gel obtido a partir de solução de 3% de goma K-carragena, com a mesma especificação utilizada no preparo do produto-modelo anterior. Os termopares utilizados no monitoramento dos dados de temperatura eram inseridos no centro geométrico das esferas. Neste estudo foi concluído que o produto-modelo obtido a partir de esferas de policloreto de vinila (PVC) preenchidas

com solução 3% de goma K-carragena mostrou-se bastante eficiente na representação das frutas esféricas, especialmente laranjas, possibilitando o estudo da transferência de calor através do leite. O uso destes produtos-modelo permitiu uma boa reprodutibilidade dos dados experimentais obtidos.

Em 2009, Delele et al. modelaram um sistema de resfriamento com ar forçado utilizando um sistema de umidificação deste ar para otimização do processo. Neste estudo, foram empregadas esferas-modelo, para simular o produto agrícola, com metodologia bastante semelhantes à utilizada em Vissotto et al. (1999).

2.2.1 Custos de resfriamento

Na avaliação de investimento em tecnologias de resfriamento, um critério a ser tomado em consideração são os custos envolvidos, pois estes contribuem significativamente na formação do preço final do produto. Os custos relacionados ao resfriamento variam em dependência dos custos fixos e variáveis de cada sistema. O custo capital, o consumo de água e energia elétrica, assim como as tarifas, incide com a maior parcela no custo total.

Uma alternativa para a diminuição do consumo de energia elétrica durante o resfriamento, respeitando a qualidade do produto e do resfriamento, está na aplicação de técnicas de automação e controle, relacionando, por exemplo, a quantidade de massa de produto com vazão de ar dentro dos limites recomendados, como comprovado por Teruel et al., (2008). Os autores propuseram um equipamento micro-processado, desenvolvido com interface homem-máquina, através do qual é introduzida pelo usuário a massa de produto em quilogramas, gerando-se uma resposta para atuação do inversor de frequência, para variação da rotação no motor do exaustor de ar forçado, variando-se a vazão. Por ser de fácil manuseio, instalação e operação, e com valor de investimento acessível ao produtor agrícola, somado à economia de energia que pode gerar e que fará com que o tempo de retorno do investimento seja menor do que dois anos, a tecnologia pode se tornar uma solução, visando também a qualidade dos produtos.

A título de exemplo, para o resfriamento de 700 kg de produtos, com vazão nominal de $3.960 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ (equivalente a $0,002 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{kg}$ de produto⁻¹), a potência útil mecânica é de 3,73

kW. Se reduzida a rotação, a potência útil mecânica se reduz para 3,1 kW, o que pode gerar economia no consumo de energia elétrica, num ano, de até 82%.

O custo capital pode ser minimizado com o uso de equipamentos e tecnologias com adequada relação custo-benefício e, em alguns casos específicos, até com o transporte do sistema até o campo. Na Califórnia, os resfriadores a vácuo são transportados até os locais da colheita durante o ano, podendo ser usados sem custo adicional (BAIRD et al., 1988; GAFFNEY & BAIRD, 1991; FRASER & OTTEN, 1992).

O consumo de energia elétrica também pode ser sensivelmente diminuído, se alguns cuidados e boas práticas forem adotados. Dentre as tecnologias de resfriamento, aquele que usa ar forçado tem mostrado melhor relação custo-benefício, devido ao custo capital e custos variáveis menores. Desde o ponto de vista da cadeia do frio, quando implementado o resfriamento antecedendo o armazenamento refrigerado, o dimensionamento dos equipamentos de refrigeração para esta finalidade será feito para a retirada de cargas térmicas menores, em função da diminuição do gradiente de temperatura, trazendo redução nos custos fixos e variáveis. A temperatura inicial dos produtos e a recomendada além do tipo de embalagem, como já foi discutido, afetam significativamente o tempo de resfriamento e, ao mesmo tempo, os custos (KADER, 2002).

A estimativa dos custos de resfriamento permite avaliar o investimento em refrigeração, em termos do custo final dos produtos e de tempo de retorno do investimento, obtendo subsídios para a tomada de decisão. Alguns trabalhos reportados na literatura, têm apresentado resultados do cálculo destes custos, com base em metodologias da área de estudos econômicos. Gaffney & Bowman (1971), por exemplo, determinaram os custos de resfriamento de frutas cítricas resfriadas com ar forçado (3 milhões de embalagens de 40 kg cada uma), acondicionadas em embalagens de papelão e a granel. Nas frutas resfriadas nas embalagens de papelão, o custo foi de US\$ 0,53 por caixa, sendo que a granel o custo por quilograma resfriado foi de US\$ 0,62. Outros estudos reportam custos de US\$ 0,50 à US\$ 0,95 por quilograma de produto, com velocidade do ar entre 0,3 a 2 m.s⁻¹.

A influência do tempo de resfriamento no custo foi estudada por Baird et al. (1988), sendo de US\$ 0,10 à US\$ 0,14 por quilograma, quando resfriados a granel em cinco horas. Para produtos acondicionados em embalagens com área efetiva de aberturas de 1% de área efetiva o tempo de resfriamento foi de seis horas com um custo de US\$ 0,43 por quilograma.

Os cálculos também mostraram que, para um tempo de resfriamento dos produtos de duas horas, em embalagens com área efetiva de abertura de 9%, o custo pode diminuir para US\$ 0,06 por quilograma.

Os custos de resfriamento também podem ser significativamente maiores quando usadas câmaras de armazenamento refrigerado como única opção de resfriamento, como mostra o estudo desenvolvido por Teruel et al. (2002), quando resfriaram laranjas “Valência” com ar forçado e em câmara frigorífica, utilizando embalagens plásticas (20% de área efetiva de abertura) e de papelão (3% de área efetiva de abertura). Quando resfriadas com ar forçado, os custos foram de R\$ 0,27 e R\$ 0,41 por caixa de 20 kg, para as embalagens plásticas e de papelão, respectivamente. Já quando resfriadas utilizando a câmara frigorífica, os custos quase dobraram, aumentando para R\$ 0,34 e R\$ 0,65, para os dois mesmos tipos de embalagens.

Dependendo da avaliação previa do custo de resfriamento e da contribuição deste no custo total do produto, o investimento em uma determinada tecnologia de resfriamento pode ser ou parecer inviável, ou, até mesmo, a não avaliação e desconhecimento prévio podem desestimular o investimento. Sendo assim, recomenda-se que haja uma avaliação previa do investimento, fazendo-se a estimativa dos custos fixos, variáveis e de resfriamento, tempo de retorno do investimento e viabilidade do mesmo, para cada situação em particular, atendendo ao produto (valor agregado, época de safra, volume produzido, vida útil, tolerância ao meio de resfriamento), tipo de embalagem, operações de beneficiamento, logística e aspectos mercadológicos, assim como, aos aspectos financeiros relacionados com o empreendimento e empreendedor, para que haja a seleção adequada do tipo de resfriamento a ser recomendado em cada situação.

2.2.2 Considerações do estado da arte

Após a revisão bibliográfica prestam-se as seguintes considerações:

- Tratando-se de refrigeração comercial, o mercado utiliza-se do tradicional sistema *on-off* (liga-desliga), operando na condição nominal dos equipamentos, ocasionando ciclagens contínuas, reduzindo a vida útil e despendendo energia elétrica. Além disto, há dificuldade para se controlar os valores de temperatura.

- Em vários países, principalmente Inglaterra, Alemanha e Estados Unidos, estão sendo desenvolvidos estudos e sistemas para melhoria destas deficiências no sistema de refrigeração convencional.
- A necessidade de consumir energia elétrica de uma forma racional se faz presente ao nível mundial, e é considerado motivo principal para o desenvolvimento de estudos nesta área. Uma preocupação geral entre os engenheiros projetistas está relacionada com a eficiência do sistema, a fim de reduzir o consumo de energia e, em algumas aplicações especiais, para manter a temperatura controlada dentro de uma faixa bastante restrita, com oscilações mínimas.
- Até o momento, não foi encontrado nenhum trabalho experimental que comparasse o funcionamento de um mesmo sistema de resfriamento com ar forçado operando com um controlador implementado e operando na condição nominal. Desta forma, o estudo experimental proposto está, portanto, em uma linha de pesquisa atual.
- Quanto à cinética da transferência de calor, tal envolve parâmetros relacionados com a fruta como: condutividade e difusividade térmicas, dimensões, posição no interior das caixas e tipo de embalagens. Por outro, lado as condições dos processos que envolvem o meio de resfriamento são: a velocidade, o coeficiente convectivo de transferência de calor, a temperatura, a umidade a taxa de ar. A adequada interação de todos estes parâmetros garante a eficiência do processo de resfriamento. Mas, a aplicação de modelos matemáticos para efeitos de controle, a consideração de um leito de produtos pode representar erros consideráveis, tomando em consideração as não linearidades e diversidade de fatores que afetam o processo. Desta forma, o uso de modelos concentrados, considerando o resfriamento para uma partícula sólida submetida a um escoamento, seria mais adequado.
- O processo de resfriamento pode ser aproximado a um sistema de primeira ordem com a adição de tempo morto.

3 MATERIAL E MÉTODOS

Para a implementação do controlador ao processo de resfriamento com ar forçado, considerou-se, inicialmente, que a temperatura do ar interno da câmara frigorífica possui o valor de *set-point* estabelecido em 5 °C, apresentando uma histerese de ± 1 °C (devido às características da maioria dos controladores comerciais de temperatura em câmaras). De acordo com Brackmann et al. (1999), a laranja “Valência” pode ser conservada por seis semanas à temperatura de 5 °C; as esferas instrumentadas utilizadas neste trabalho se assemelham a estas laranjas em massa, dimensões e propriedades térmicas e físicas.

Paralelamente, a utilização do processo de resfriamento com ar forçado afeta apenas a temperatura do produto (esferas instrumentadas) a se resfriar; a temperatura do ar é regida pela potência frigorífica fornecida pelo conjunto compressor/evaporador. A umidade relativa do ar depende da área de troca de calor do evaporador, da transferência de massa entre os produtos e o meio de resfriamento, e da entrada de ar quente quando abertas as portas.

As oscilações de temperatura do ar de resfriamento são dependentes da troca de calor do produto com o ar, e serão supridas pelo sistema de refrigeração. A aceleração do processo de resfriamento, a troca de calor entre o produto e o ar de resfriamento, estará sujeita à mudança de vazão de ar fornecida pelo exaustor. As variações de umidade relativa do ar serão desprezadas, ou seja, a umidade relativa do ar não afetará o processo de troca de calor.

Entende-se neste processo, a frequência de alimentação do motor elétrico do exaustor como a variável manipulada.

3.1 Caracterização do sistema físico experimental

O sistema físico que foi estudado é composto por uma câmara frigorífica, um sistema de resfriamento com ar forçado (que possui um ventilador centrífugo que trabalha como exaustor) e um sistema de refrigeração por compressão de vapor (R-22). A câmara se situa no Laboratório de Termodinâmica e Energia (LTE), localizado na Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas (FEAGRI/Unicamp). A câmara frigorífica possui 34,4 m³.

A estrutura da câmara frigorífica é do tipo modular, constituída de placas de poliuretano expandido e revestida de alumínio corrugado com o sistema de fixação das placas através de fechos ajustáveis. Suas dimensões externas são de 3950 mm (comprimento) x 2950 mm (largura) x 2950 mm (altura); dimensões internas de 3750 mm (comprimento) x 2750 mm (largura) x 2850 mm (altura); e porta com dobradiças de fechamento automático com sistema de mola de fechamento forçado, resistência anti-condensação e gaxeta magnética medidas (930 mm x 2000 mm). Possui também, um termostato eletrônico microprocessador *Every Controls*, modelo EC3-180.

3.1.1 Sistema de refrigeração

Unidade evaporadora:

- Fabricante: Macquay (Heatcraft do Brasil); Modelo: FBA -190; Capacidade frigorífica: 4.440 kcal.h⁻¹ à -10 °C; Temperatura de evaporação: -16 °C (variação de 6 °C); Número de ventiladores: 4 unidades de 1/25 HP (220 V); Degelo por resistências/total: 3.615 W (220 V); Dimensões: 2308 mm (comprimento) x 374 mm (largura) x 364mm (altura).

Unidade condensadora:

- Fabricante: Macquay (Heatcraft do Brasil); Refrigerante: R-22; Temperatura de condensação: -35 °C; Número de ventiladores: 2 peças de 1/15 HP (230 V; 0,65 A; TWE), marca EBM e modelo M4Q045-EF01-43, hélices de 300 mm de diâmetro (5 pás); Compressor: hermético Copeland de 1 HP, monofásico, modelo CREQ-0225-PFV-590, série 98B14639H 05785-005 G3P.

3.1.2 Sistema de resfriamento com ar forçado

O sistema de resfriamento com ar forçado está composto por um exaustor (marca Artcom e modelo EC4-TAR), com vazão de 2900 m³.h⁻¹, rotação nominal de 3485 rpm, frequência de 60 Hz, potência de 3,73 kW (5 cv), tensão de 220 V, corrente de 12,9 A, cos ϕ de 0,88 e peso de 32 kg. Este exaustor trabalha succionando o ar da câmara para o túnel de

resfriamento, o expelindo novamente à câmara por uma saída lateral. O sistema de resfriamento está instalado na câmara frigorífica do LTE.

Nos sistemas comerciais de resfriamento com ar forçado, os paletes contendo os produtos são cobertos por lonas para garantir que o ar entre pelas laterais das embalagens e escoe pelo leito de produtos, sendo então succionado e retornado ao evaporador, onde é resfriado. Neste trabalho, este sistema é muito semelhante ao comercial, contendo as mesmas características funcionais, e está descrito nos próximos tópicos.

3.2 Instrumentação do sistema de resfriamento

O sistema de resfriamento é um subsistema do sistema de refrigeração, ou seja, para que haja processo de resfriamento, todos os equipamentos do sistema de refrigeração (como o conjunto compressor/evaporador) devem estar em funcionamento, pois a temperatura do ar é regida pela potência frigorífica fornecida por este. O valor de *set-point*, no processo de resfriamento, é o mesmo estabelecido para o sistema de refrigeração. Desta forma, o sistema de resfriamento é responsável, apenas, por acelerar a perda de calor do produto.

Dentre os componentes do sistema experimental de resfriamento tiveram-se os sensores de temperatura, onde foram adotadas termoresistências de marca Sensym, do tipo Pt100, modelo TR106, com a conexão em três fios e dimensões de 2 mm de diâmetro por 30 mm de comprimento (com cabo em PVC). Estas termoresistências foram ligadas aos transmissores de temperatura, que têm a função de converter e linearizar o sinal do Pt100 em sinais de corrente padronizados de 4 a 20 mA. Os modelos destes transmissores utilizados dispensam o procedimento de calibração dos Pt100 (como informado pelo fabricante: sai de fábrica calibrado por padrões rastreados à Rede Brasileira de Calibração), e possuem as seguintes especificações: precisão total de 0,2% da faixa máxima para termoresistência, temperatura de operação de -40 a 85 °C, marca Sensym, tipo microprocessado, modelo TT100 com resolução da saída de 0,005 mA (15 bits), e tipo de sensor e faixa de temperatura programável via interface RS232.

São instrumentos do sistema de resfriamento com ar forçado: Pt100, transmissores de temperatura, transdutor de grandezas elétricas e inversor de frequência. Neste tópico será

descrita a especificação de todos os componentes do sistema de resfriamento experimental e suas ligações (Figura 12).

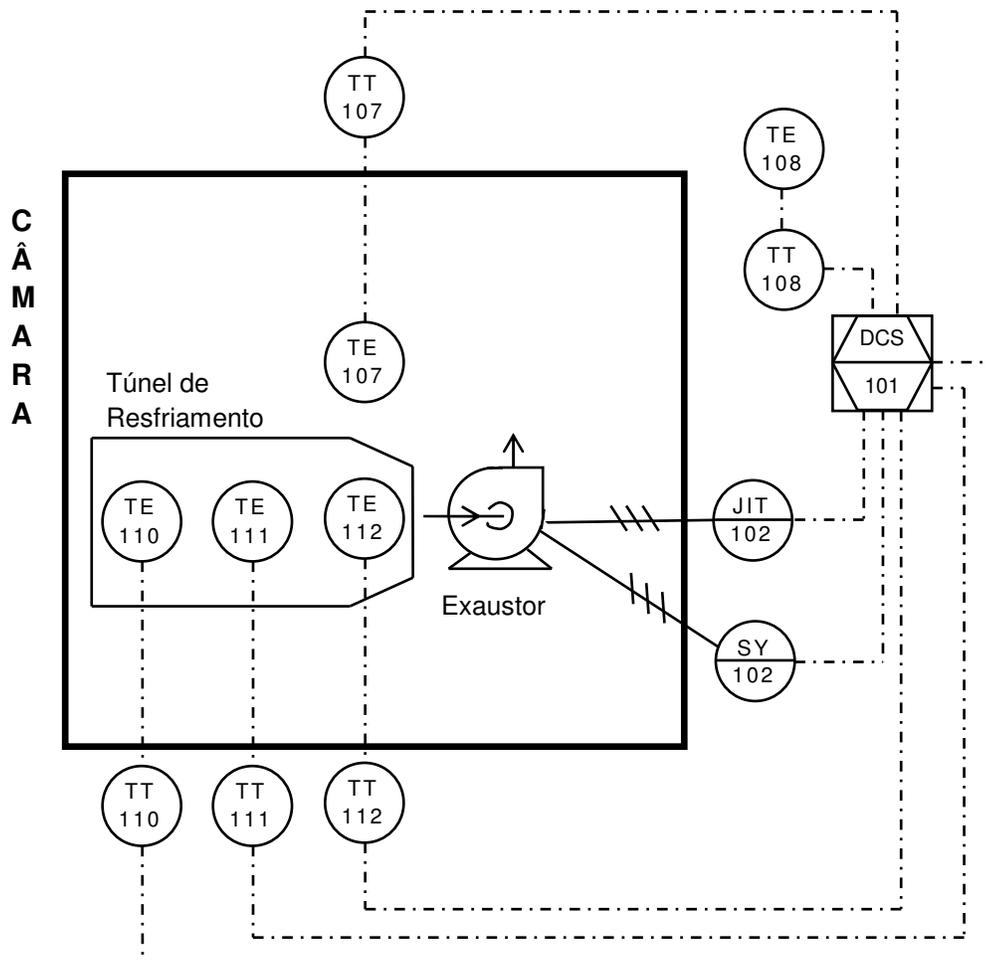


Figura 12. Fluxograma da instrumentação do sistema de resfriamento

A temperatura da esfera de gel instrumentada e do ar de entrada e saída do túnel de resfriamento foi medida pelos respectivos conjuntos Pt100 e transmissor de temperatura, TE-111 e TT-111, TE-110 e TT-110, e TE-112 e TT-112. Mediu-se a temperatura do ambiente externo à câmara da mesma forma, com objetivo de monitorar a temperatura externa ao sistema, conjunto TE-108 e TT-108.

O inversor de frequência, SY-102, foi o equipamento responsável pela variação da frequência da tensão de alimentação do motor elétrico do exaustor, conseqüentemente, alterando a rotação do mesmo, e suas especificações são: marca WEG, modelo CFW090006T2223ESZ, com tensão de alimentação de 220 - 230 V trifásico, entrada isolada com resolução de 8 bits, e linearidade com erro menor que 0,25%. (0 a 10 V). Este inversor foi

parametrizado nas seguintes configurações: carga de Torque variável, potência de 6,1 kVA, corrente nominal de saída de 16 A, corrente máxima de saída de 24 A, corrente nominal de entrada de 19,2 A, frequência de chaveamento de 5 kHz, motor máximo de 5 cv / 3,7 kW e potência dissipada nominal de 183 W.

O transdutor de grandezas elétricas, discretizado pelo elemento JIT-102, é de marca Kron, modelo MultK-05, precisão de 0,2% e com tensão de alimentação de 220 V, e tem como função retornar ao sistema dados elétricos sobre o motor do exaustor, tais como: tensão, corrente, potência ativa, potência reativa, potência aparente, fator de potência e consumo de energia. Este transdutor possui uma interface de comunicação do tipo RS485 (a 2 fios) de velocidade 9600, 19200, 38400 ou 57600bps (configurável); formato de dados 8N1, 8N2, 8E1, 8O1 (configurável); endereço 1 a 247 (configurável); protocolo Modbus-RTU e codificação das informações com ponto flutuante, padrão IEEE-754.

O computador do processo, DCS-101, tem a função de coletar os dados de todos os sensores de temperatura e do transdutor de grandezas elétricas, e paralelamente, armazená-los em arquivo e controlar o atuador, que neste caso foi o inversor de frequência (SY-102). Este computador se encontra na sala de controle localizada próxima à câmara.

Os elementos sensores e equipamentos são dispostos conforme a Figura 13. Como o elemento sensor TE-107, que junto ao transmissor de temperatura TT-107 medem a temperatura no centro da câmara, localizando-se exatamente acima do elemento TE-111. O TE-107 não foi representado na vista superior, mas é retratado no corte.

O inversor de frequência, de marca WEG e modelo CFW09, modula a frequência do sinal de alimentação do motor elétrico do exaustor. A placa de aquisição de dados recebe as informações dos elementos sensores de temperatura, e envia um sinal, ao inversor de frequência, proporcional à rotação desejada. O computador processa e armazena os dados de entrada e saída da placa de aquisição de dados (Figura 14).

O sistema de resfriamento compreende-se em duas partes independentes, são estas: o túnel de resfriamento (com as dimensões de 80 cm de comprimento por 66 cm de largura por 32 cm de altura, no final do túnel há um afunilamento de 28 cm de comprimento e largura final de 33 cm, esta é a parte acoplada ao exaustor; a base do túnel fica 60 cm elevada do piso da câmara por um suporte móvel); e o conjunto exaustor/motor elétrico, que, da mesma forma, possui um suporte móvel.

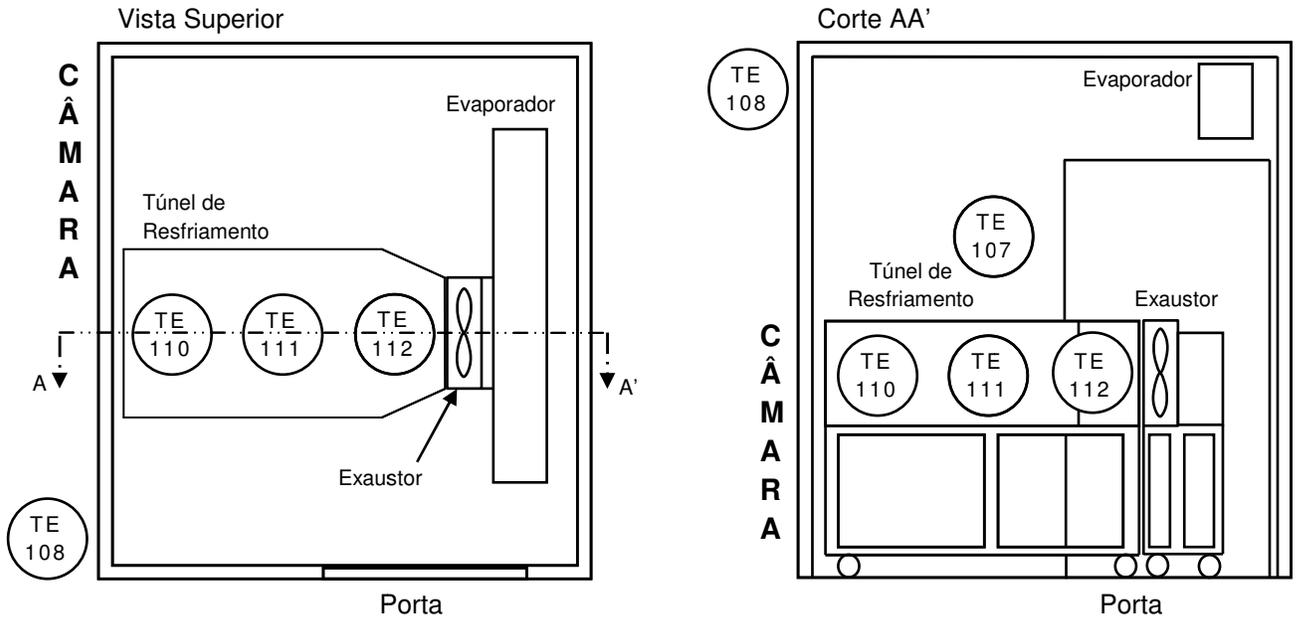


Figura 13. Posicionamento dos elementos sensores

Foram instalados sensores e equipamentos para se averiguar o comportamento do sistema de resfriamento com ar forçado. A Figura 14 representa o esquema do sistema de resfriamento. A esfera instrumentada, que é também denominada por produto neste trabalho, encontra-se no centro transversal e longitudinal da embalagem (Emb.) de produto, esta embalagem possui as dimensões de 50 cm (comprimento) x 30 cm (largura) x 25 cm (altura), comportando 70 esferas ao todo.

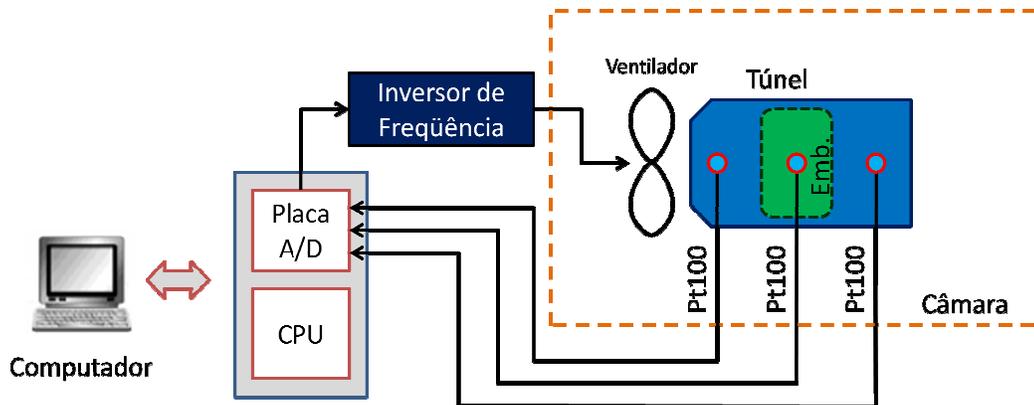


Figura 14. Esquema do sistema de ar forçado

O túnel de resfriamento é acoplado ao exaustor que aspira o ar da câmara para o túnel, como ilustra a Figura 15.

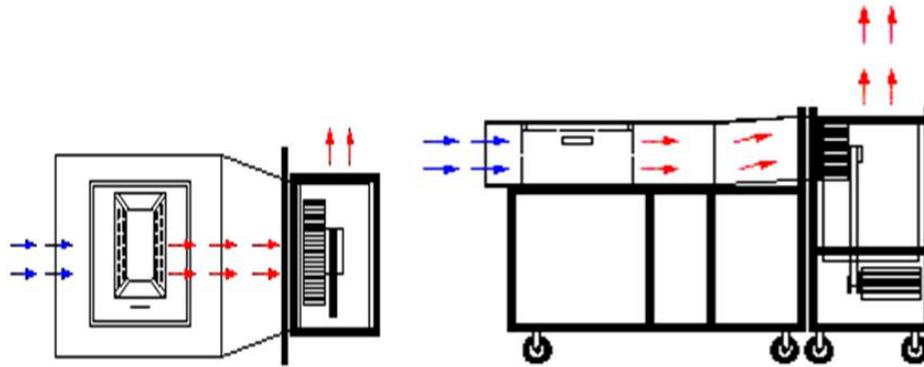


Figura 15. Montagem experimental do sistema de ar forçado

O sistema de resfriamento está instalado no interior câmara frigorífica do LTE, como demonstra a Figura 16a, onde o túnel de resfriamento está acoplado ao exaustor. A Figura 16b mostra a sala de controle da câmara frigorífica e de seu sistema de ar forçado, nesta sala se encontram os quadros de ligações, a placa de aquisição de dados e o computador onde está instalado o aplicativo de supervisão.



(a)

(b)

Figura 16. (a) Sistema de resfriamento com ar forçado (b) Computador da sala de controle

A Figura 17a representa o quadro central do sistema de aquisição de dados e controle, este está localizado na sala de controle, e tem a função de centralizar todos os sinais do sistema e direcioná-los para a placa de aquisição de sinais que por sua vez está conectada ao microcomputador dos sistemas. O quadro que contém os transmissores de temperatura agrupa todas as conexões entre os elementos sensores, os respectivos transmissores de temperatura e o quadro de aquisição de sinais (Figura 17b). O inversor de frequência e o transdutor de

grandezas elétricas do sistema de resfriamento, logo abaixo ao quadro onde se encontram estes do sistema de refrigeração (Figura 17c).



(a)

(b)



(c)

Figura 17. (a) Quadro central dos sinais para controle e aquisição de dados (b) Quadro dos transmissores de temperatura (c) Inversor de Frequência e transdutor de grandezas elétricas do sistema de resfriamento

3.2.1 Protocolo Modbus RTU

A interligação do transdutor de grandezas elétricas juntamente com o computador da sala de controle foi realizada através do protocolo de comunicação Modbus RTU, possuindo

codificação das informações no formato de ponto flutuante, padrão IEEE-754. O transdutor de grandezas elétricas coleta amostras de tensão e corrente das três fases que alimentam o inversor de frequência, interpreta os dados e os envia ao computador.

Modbus é um protocolo de transferência de mensagens da camada de aplicação, localizado no nível sete do modelo de referência OSI, que provê a comunicação no modo mestre/escravo entre dispositivos conectados em diferentes tipos de redes e barramentos. Modbus é um protocolo do tipo requisição/resposta e oferece serviços especificados por códigos de funções. É definida uma estrutura de mensagens composta por bytes, a qual os dispositivos são capazes de reconhecer, independentemente do tipo de rede utilizada. Durante o processo de comunicação, o Modbus determina como cada dispositivo:

- identifica seu próprio endereço na rede;
- reconhece se uma mensagem é endereçada a ele;
- determina qual o tipo de ação a ser executada;
- obtém as informações necessárias para a execução da ação.

No caso de ser necessário devolver uma resposta ao comando recebido, o dispositivo elabora uma mensagem e a envia, ou indica que ocorreu um erro no processo de comunicação. Neste trabalho foi utilizada a Verificação Cíclica de Redundância (CRC) como resposta ao comando recebido, para se denotar a ocorrência de erros.

3.2.2 Instrumentação da esfera

Para a determinação do tempo de resfriamento, foram utilizadas esferas plásticas, de 70 mm de diâmetro e composição de polietileno (Figura 18b), distribuídas em um leito uniforme e instrumentadas com um sensor de temperatura tipo Pt100 inserido no centro geométrico da mesma. A esfera instrumentada foi previamente preparada, sendo esta preenchida por um gel resultado da mistura de água e um composto à base de extrato algas (Agar Agar, pó seco solubilizado em água quente na concentração de 1,5%), método bastante utilizado na área de pesquisa para simular frutos, como a laranja (VISSOTTO et al., 1999; DELELE et al., 2009). Este método busca eliminar as perturbações provocadas no comportamento da temperatura, quando os experimentos são realizados com frutas e hortaliças, devidas às variações da carga térmica, a distribuição no leito, a não homogeneidade

das dimensões dos produtos, a variabilidade das propriedades térmicas, a influência do ponto de maturação e do calor de respiração. Fixando as condições experimentais e evitando a variabilidade provocada pelos fatores acima citados, o tempo de resfriamento será apenas função da distribuição de ar dentro do leito, e no túnel de resfriamento; além de permitir a repetibilidade e reprodutibilidade dos dados experimentais obtidos. Para cada condição de funcionamento do exaustor, com diferentes taxas de ar, foi determinado o tempo de resfriamento.

Primeiramente, utilizou-se um termopar para medir o valor da temperatura do produto (esfera de gel), como representado na Figura 18a, mas a resposta deste instrumento se mostrou lenta, pouco precisa e exata. Desta forma, o termopar foi substituído por um Pt100 (Figura 18b). Foi monitorada e medida a temperatura do produto submetido ao processo de resfriamento, usando para tanto um leito com uma esfera instrumentada; o restante da embalagem foi preenchido por esferas não instrumentadas, conforme a Figura 18c.

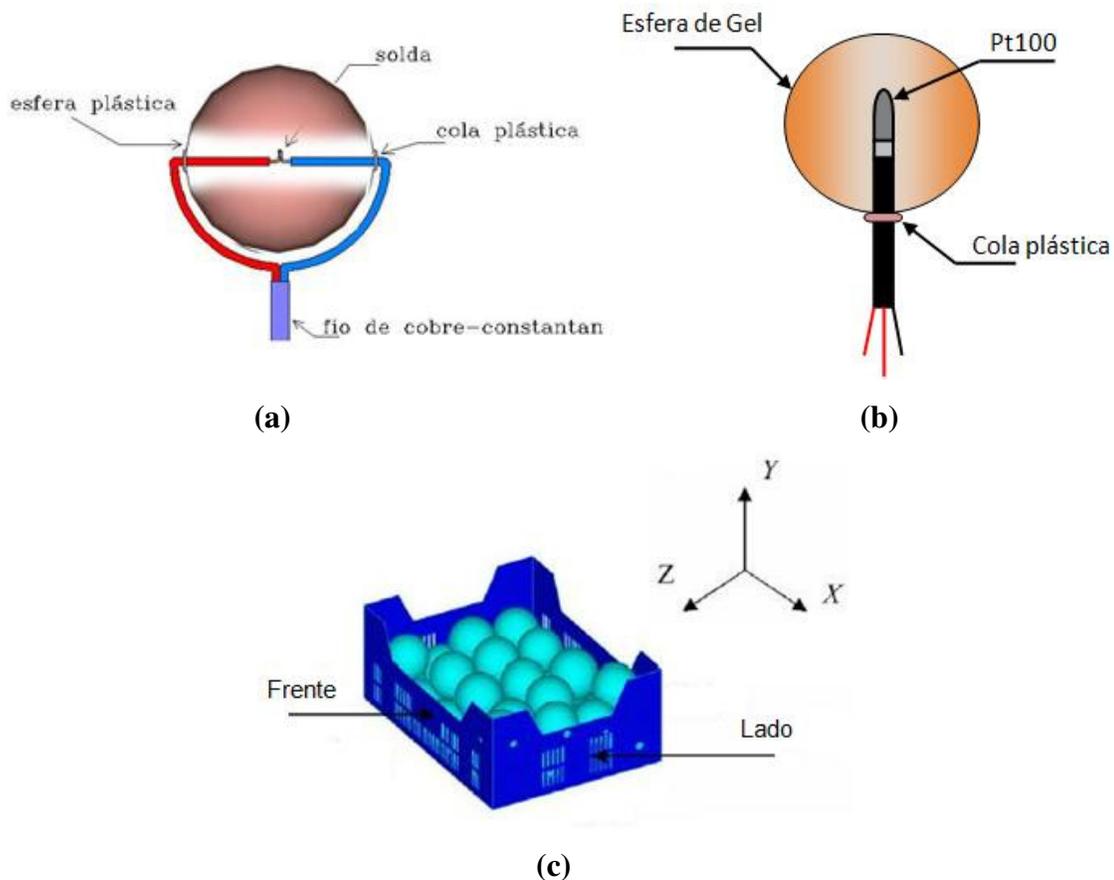


Figura 18. (a) Esfera instrumentada com termopar (b) Esfera instrumentada com Pt100 (c) Embalagem com o produto (DELELE et al., 2009)

A Figura 19a apresenta a esfera de gel instrumentada com o elemento sensor Pt100 em seu centro, a esfera é de plástico, o gel à base de algas e o Pt100 (que possui o menor comprimento de bainha, para aumentar a precisão).

O produto na embalagem e a posição onde os elementos sensores, do ar de entrada e de saída do túnel, são fixos. Para que as esferas não saiam da caixa quando a vazão de ar for muito elevada, foi colocada uma rede sobre a caixa (Figura 19b).



(a)

(b)

Figura 19. (a) Esfera instrumentada (b) Embalagem de produto

3.3 Cálculo da taxa de resfriamento

O tempo de meio resfriamento é o tempo necessário para reduzir pela metade a diferença entre a temperatura inicial do produto e a temperatura do meio de resfriamento. Já o tempo de sete oitavos do resfriamento é o tempo necessário para reduzir a 1/8 a diferença entre a temperatura inicial do produto e a temperatura do meio de resfriamento.

O tempo de resfriamento pode ser determinado também, calculando-se a chamada Taxa Adimensional de Temperatura (TAT), e este é definido como a relação que existe entre a diferença entre a temperatura do produto num determinado ponto interno (T), e a temperatura do meio refrigerado (T_A), dividido pela diferença entre a temperatura inicial do sólido (T_i), e o meio de resfriamento. O tempo de meio resfriamento (Equação 3.1) e o tempo dos sete oitavos do resfriamento (Equação 3.2) será atingido quando esta relação for igual a 0,5 e 0,125; respectivamente (ASHRAE, 1994):

$$TAT_{1/2} = \frac{T - T_A}{T_i - T_A} = 0,50 \quad (3.1)$$

$$TAT_{7/8} = \frac{T - T_A}{T_i - T_A} = 0,125 \quad (3.2)$$

3.4 Cálculo da vazão de ar para diferentes quantidades de produto

Deve-se aplicar uma vazão de ar de 0,001 a 0,006 m³.s⁻¹ por kg de produto a resfriar. Com o valor da vazão de ar para cada condição, foi aplicada a Lei dos Ventiladores para o cálculo da rotação do eixo do motor para cada nova vazão, através da Equação 3.3:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (3.3)$$

Onde: Q₁ é a vazão de ar nominal (m³.s⁻¹); Q₂ é a vazão de ar para cada nova condição (m³.s⁻¹); N₁ é a rotação nominal (rpm) e N₂ é a rotação para cada nova condição (rpm).

A rotação do exaustor é diretamente proporcional à frequência do sinal de alimentação do motor elétrico do mesmo (Tabela 2).

Tabela 2. Vazão de ar e rotação do exaustor

	Frequência (Hz)			
	30	40	50	60
Rotação (rpm)	1800	2400	3000	3600
Vazão de ar (m ³ .h ⁻¹)	1450	1933	2417	2900

3.5 Consumo de energia

Para medir o consumo de energia elétrica, foi instalado transdutor de grandezas elétricas da marca Kron e modelo MultK-05, o qual monitora e envia as leituras dos valores de tensão, corrente, frequência, potência ativa trifásica, potência aparente trifásica, fator potência trifásico; este transdutor tem a capacidade de medir várias outras grandezas elétricas, mas

neste trabalho apenas serão monitoradas estas anteriormente indicadas. Os dados são coletados e armazenados em arquivos de planilhas para a posterior elaboração e interpretação de gráficos e tabelas. Deve-se ressaltar que o consumo de energia elétrica é diretamente proporcional à potência ativa trifásica consumida pelo motor elétrico do exaustor.

Através deste medidor poderá ser monitorado e determinado o consumo de energia elétrica do sistema para as diferentes condições de operação. Foram comparados os valores de consumo de energia com o sistema operando com o motor do exaustor em rotação nominal, em níveis de rotação, com a aplicação do controlador clássico e com a implementação do controlador IMC.

3.6 Simulação e projeto do controlador

A arquitetura do controlador aplicado a sistemas dinâmicos não lineares variantes no tempo, aplicado a processos de resfriamento com ar forçado, foi desenvolvida a partir da metodologia apresentada neste tópico. Sistemas dinâmicos não lineares variantes no tempo são aqueles nos quais as funções de transferência dos blocos mudam ao longo do tempo.

Foi utilizado a ferramenta computacional Simulink®, que funciona sob a plataforma do MatLab®, para simular e estudar o comportamento dinâmico do processo de resfriamento, bem como as prováveis programações do controle. Os parâmetros que foram variados (dados de entrada) foram representados por modelos matemáticos empíricos que descrevem, em equações diferenciais, o comportamento dinâmico do processo de resfriamento. O processamento dos dados de entrada foi descrito buscando a sintonia do controlador que atenda os objetivos estabelecidos. A ferramenta computacional Simulink® é um recurso útil para simulação e modelagem matemática, permitindo realizar estudos no domínio contínuo do tempo, da frequência, de Laplace e no domínio discreto do tempo (transformada Z). Em uma interface gráfica pode-se construir um diagrama de blocos no qual se desenvolve procedimentos que realizam as operações matemáticas requeridas para a solução do modelo.

O comportamento da temperatura do produto (°C) em função do tempo (s) resulta na curva de resfriamento do processo, onde foi analisado o tempo de resfriamento para uma condição pré-estabelecida de temperatura inicial do produto, velocidade do ar e quantidade de

produto. Para isto, foram utilizados os blocos do Simulink® referentes ao controlador e à inserção das funções de transferência que representam o processo de resfriamento.

Foi simulado o modelo do processo em malha aberta e o modelo do sistema em malha fechada, como representado na Figura 20 e Figura 21. Os dados de saída foram enviados para o *Workspace* do MatLab® para posterior análise no Excel/Microsoft Office®. Para o modelo em malha aberta, a entrada é um degrau de 0 a 60 Hz na frequência de alimentação do motor elétrico (para representar o processo em seu funcionamento nominal), e a variável de saída é a curva de resfriamento do produto. Para o sistema em malha fechada, a entrada é o *set-point* da temperatura de produto (neste caso, 5 °C), e as variáveis de saída são a frequência do sinal de alimentação do motor elétrico de exaustor, a potência consumida pelo mesmo, o sinal erro e a curva de resfriamento do produto. O ganho do processo (K), a constante de tempo (τ) e o tempo morto (θ) são os mesmos para ambos.

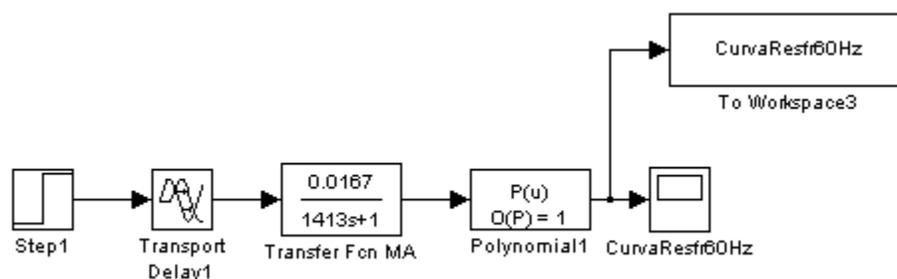


Figura 20. Diagrama de blocos para modelo em malha aberta

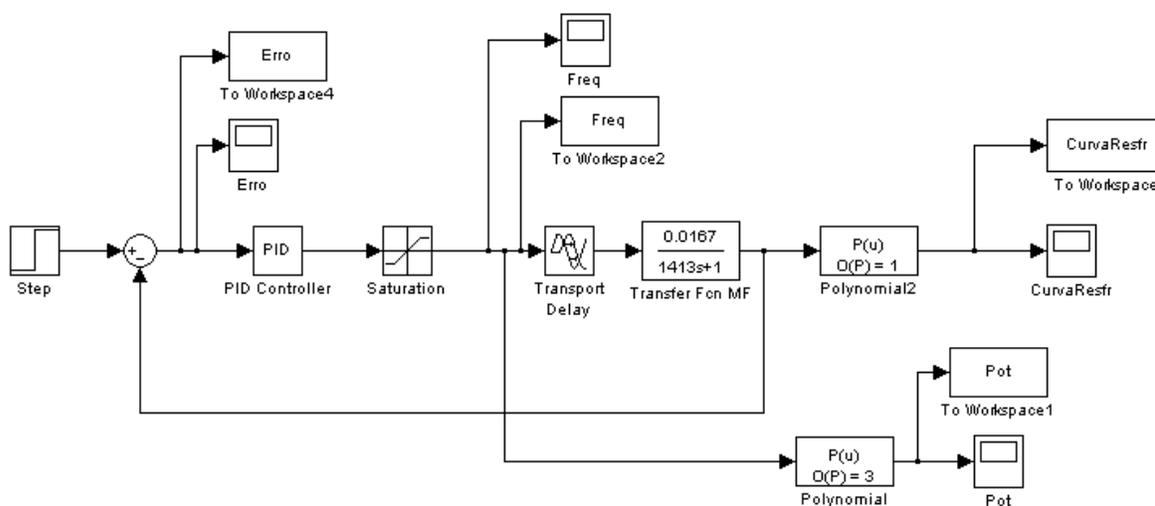


Figura 21. Diagrama em blocos para o sistema em malha fechada

Para a identificação do sistema, a sintonia do controlador PID e a análise de desempenho dos controladores foram utilizadas as teorias explanadas no tópico 2.6.1 da Fundamentação Teórica.

Após a identificação dos parâmetros do sistema, foi feita a sintonia do controlador PID pela estrutura de controle IMC (baseada no método clássico). Por se tratar de um sistema dinâmico no regime transitório, métodos clássicos de controle não se adequam, todavia, há uma aproximação de um método avançado de sintonia controlador denominado de IMC para um método clássico, e este método foi utilizado neste trabalho.

Para o método de sintonia IMC foi projetado o controlador PI e PID, entretanto, primeiramente se calculou a constante de tempo do filtro de primeira ordem (λ) da forma descrita abaixo:

1. Estipula-se uma faixa de operação da variável manipulada do sistema. Frequência do sinal de alimentação do motor elétrico de 30 a 60 Hz;
2. Utilizam-se os parâmetros K (ganho do processo), τ (constante de tempo) e θ (tempo morto) do sistema em seu nível máximo para determinar a função de transferência da planta. Nível máximo, sistema operando a 60 Hz. O método de identificação dos parâmetros do sistema utilizado foi proposto por Sundaresan & Krishnaswamy (1977);
3. Define-se o K_p (ganho proporcional) do controlador com o valor da diferença entre o nível máximo e o nível mínimo do sistema. Sistema operando de 30 a 60 Hz, portanto $K_p = 30$;
4. Calcula-se o λ para o K_p determinado utilizando a Tabela 1. Verifica-se se o λ está dentro do valor recomendado;
5. Calcula-se, com a Tabela 1, τ_i (tempo integral) e τ_d (tempo derivativo), para posteriormente obter todos os ganhos do controlador.

As respostas serão apresentadas e analisadas no tópico de Resultados e Discussões, onde se representam as tabelas e gráficos de todos os procedimentos.

Quanto à análise comparativa dos desempenhos dos controladores, os métodos ISE, IAE e ITAE, não foram adequados para o caso em questão, pois o sistema está em regime transitório, resultando com que estes índices assumam valores muito elevados e não caracterizem o erro. O sistema não se trata de um controle servo (seguir um *set-point*) ou de um controle regulatório (atender às variações de carga).

3.7 Implementação do controlador ao processo de resfriamento

A supervisão e a implementação do controlador do sistema foram feitos através do aplicativo LabVIEW®, que foi desenvolvido permitindo a supervisão do sistema de resfriamento em tempo real, assim como a monitoração da variação de temperatura dentro da câmara, além de permitir a interface com o inversor de frequência, para manipular a velocidade de rotação do exaustor do sistema de ar forçado (Figura 22).

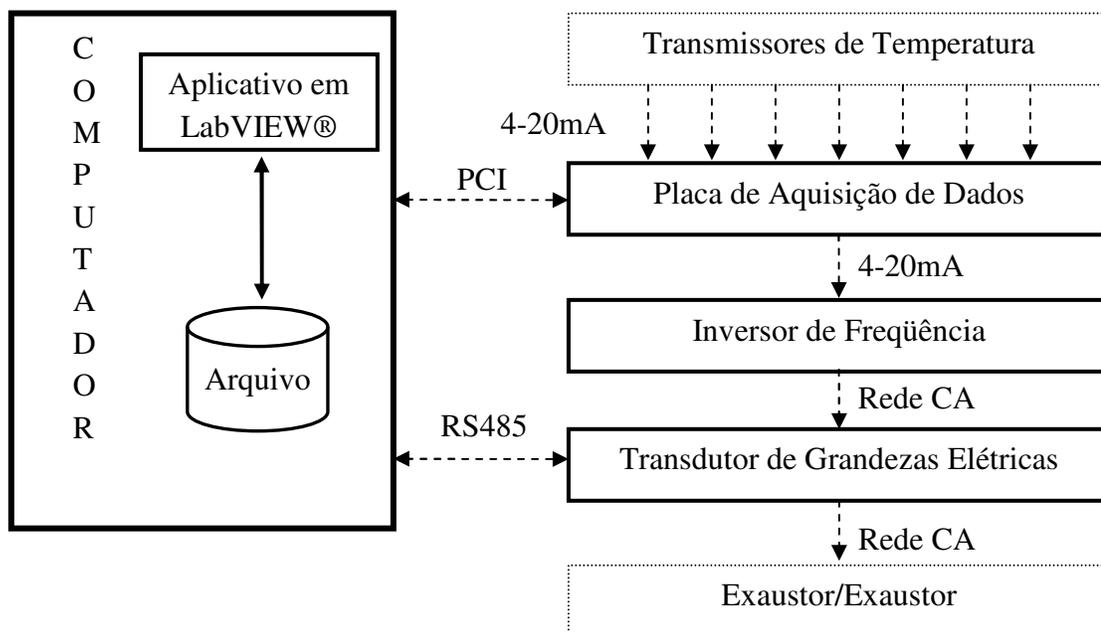


Figura 22. Sistema de Computacional

O aplicativo LabVIEW® (National Instruments) se baseia em duas interfaces: uma é denominada VI (*Virtual Instruments*) e se destina à interface gráfica com o usuário. A outra, denominada *Diagram* (diagrama), permite a realização de conexões de *hardware* e processamento matemático de informações. São disponíveis rotinas de aquisição e processamento de sinais, funções lógicas e matemáticas, sistemas de controle, banco de dados, bem como, diversos módulos, denominados *toolkits*, que englobam diversas funções específicas. O LabVIEW® é um ambiente gráfico de desenvolvimento que permite a implementação de aplicativos. Essa linguagem se caracteriza por ser gráfica e pela facilidade de acesso aos dispositivos de *hardware*.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste tópico retratam-se os resultados obtidos nos ensaios realizados com o sistema de resfriamento com ar forçado. Primeiramente, apresenta-se o levantamento das características deste processo de resfriamento, seguido pela identificação dos parâmetros do sistema dinâmico e, a partir destes, efetua-se as simulações computacionais, das quais os controladores projetados são implementadas ao processo.

Realizaram-se ensaios para a identificação do modelo matemático empírico do processo de resfriamento com ar forçado, foram efetuadas triplicatas para cada nível de frequência do sinal de alimentação do motor elétrico do exaustor; tais experimentos foram realizados em datas aleatórias, decorrência de um planejamento experimental prévio. Como os gráficos dos dados obtidos são semelhantes, apresentam-se somente alguns gráficos modelos e valores finais médios, resultados dos experimentos executados, estes os valores numéricos dos parâmetros comensurados são dispostos em tabelas para cada nível experimental.

4.1 Aplicativo de supervisão

A Figura 23 e a Figura 25 exibem as interfaces, do LabView®, para supervisão do processo de resfriamento com ar forçado e do processo de refrigeração, respectivamente. A Figura 24 e a Figura 26 mostram o monitoramento, em tempo real, de variáveis importantes de ambos os processos.

A Figura 27 apresenta parte do diagrama de programação em LabVIEW® desenvolvido para a aquisição de dados e a implementação do controlador PID/IMC. Ao lado esquerdo, desta mesma figura, apresenta-se todo o diagrama de programação, que inclui a parte da interface com os transmissores de temperatura, transdutores de grandezas elétricas, inversores de frequência; a parte da decifração do protocolo ModBus RTU; a parte do armazenamento dos dados; e a interpolações de valores.

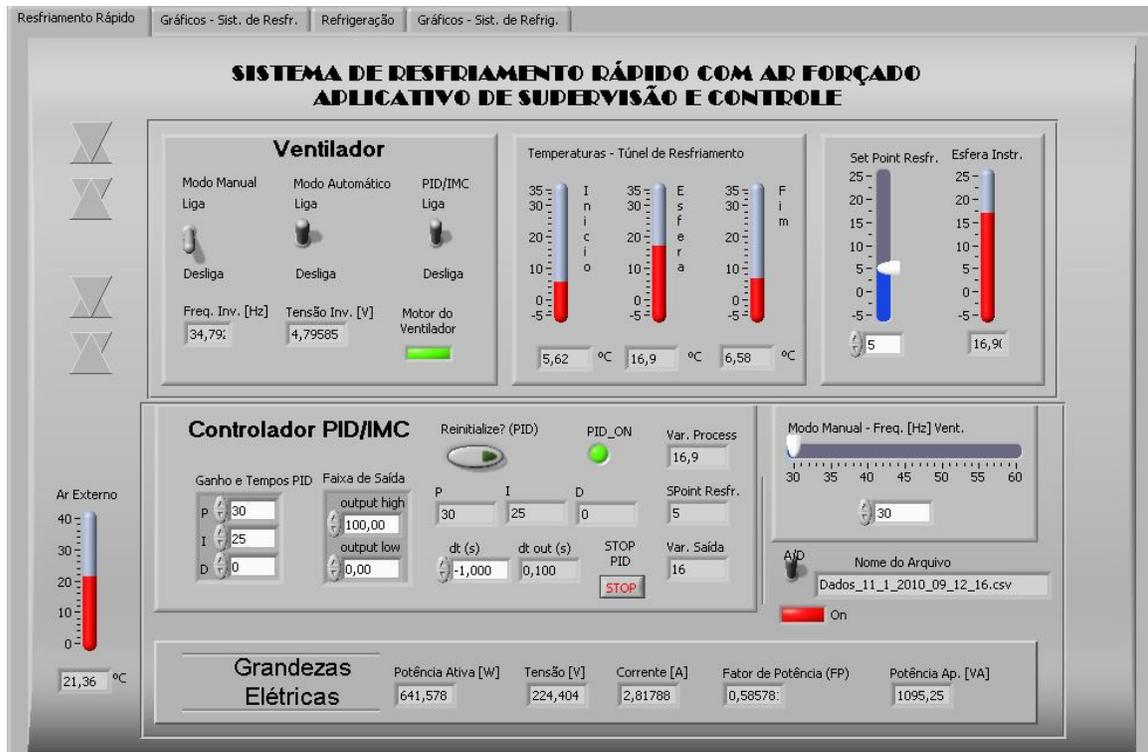


Figura 23. Interface do processo de resfriamento

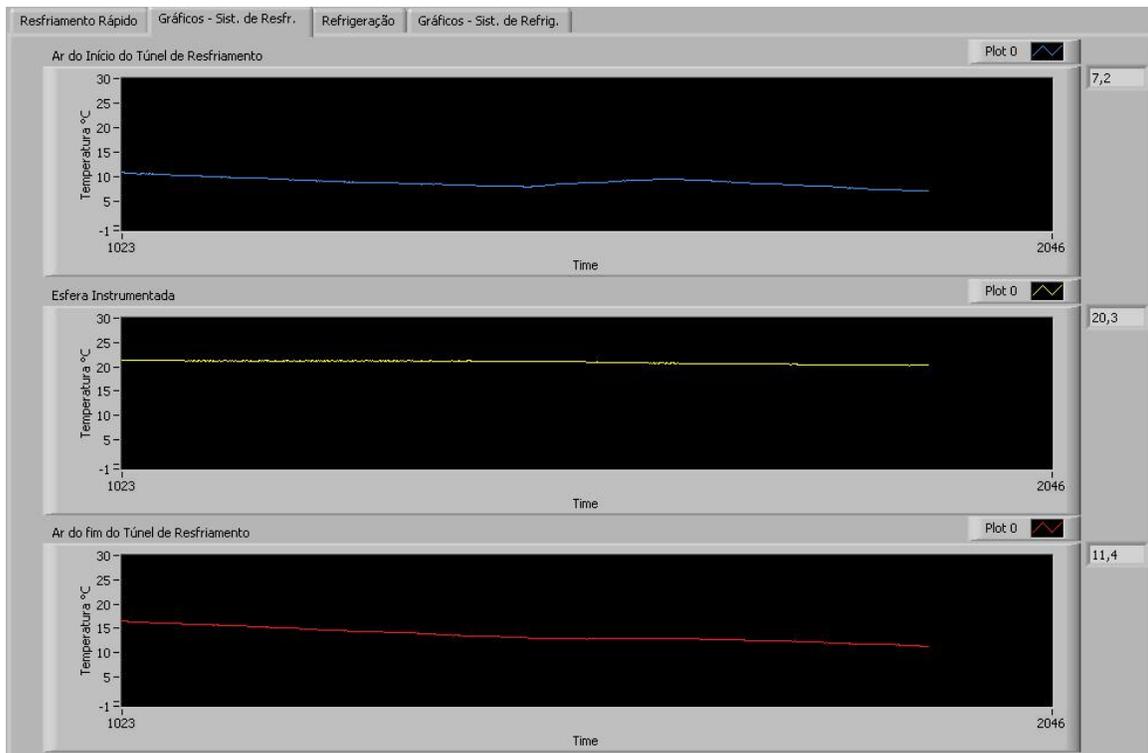


Figura 24. Monitoramento do processo de resfriamento

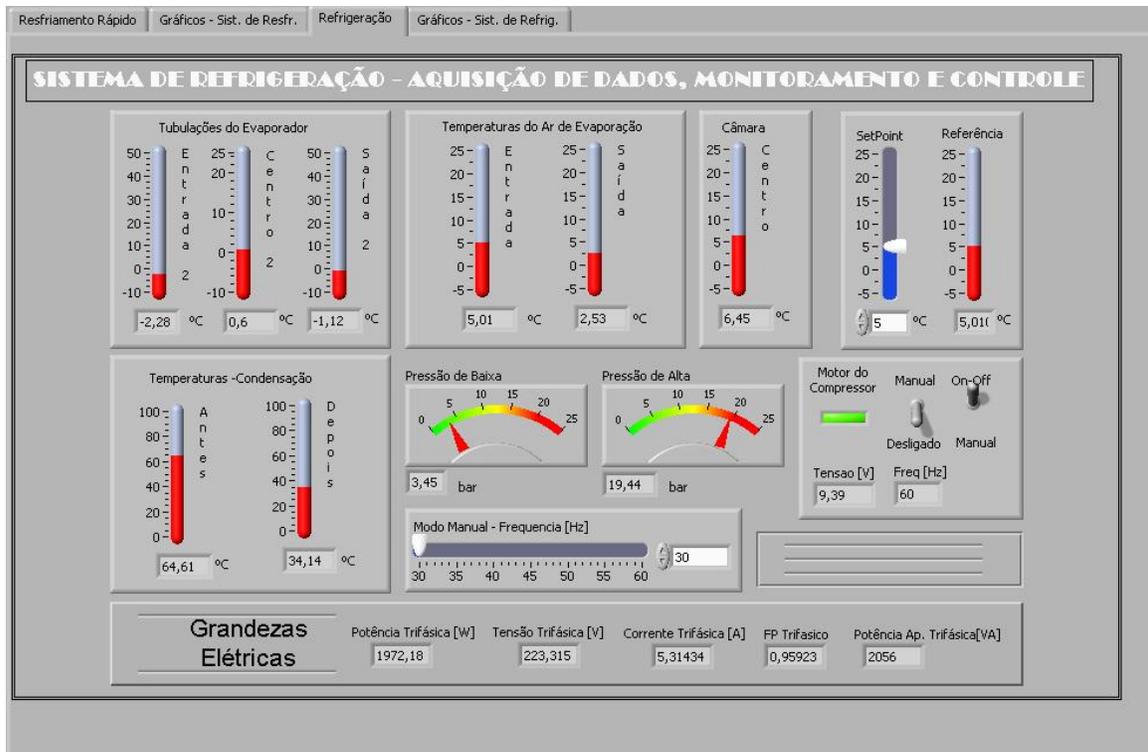


Figura 25. Interface para o processo de refrigeração

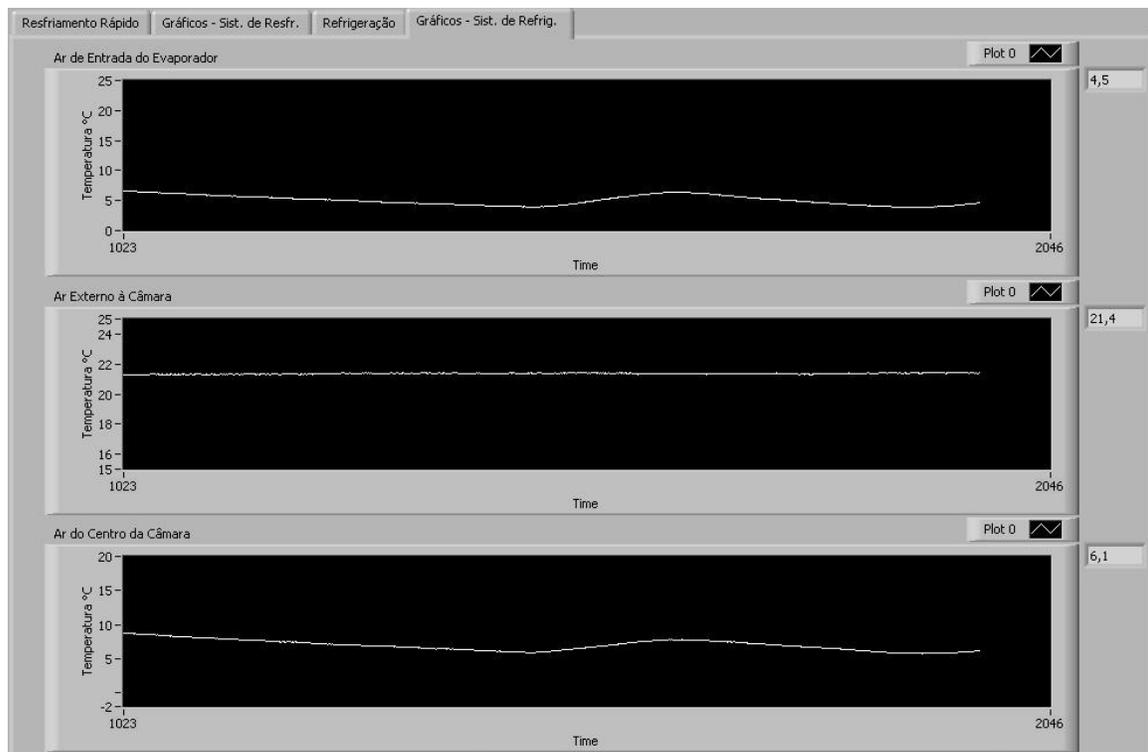


Figura 26. Monitoramento do processo de resfriamento

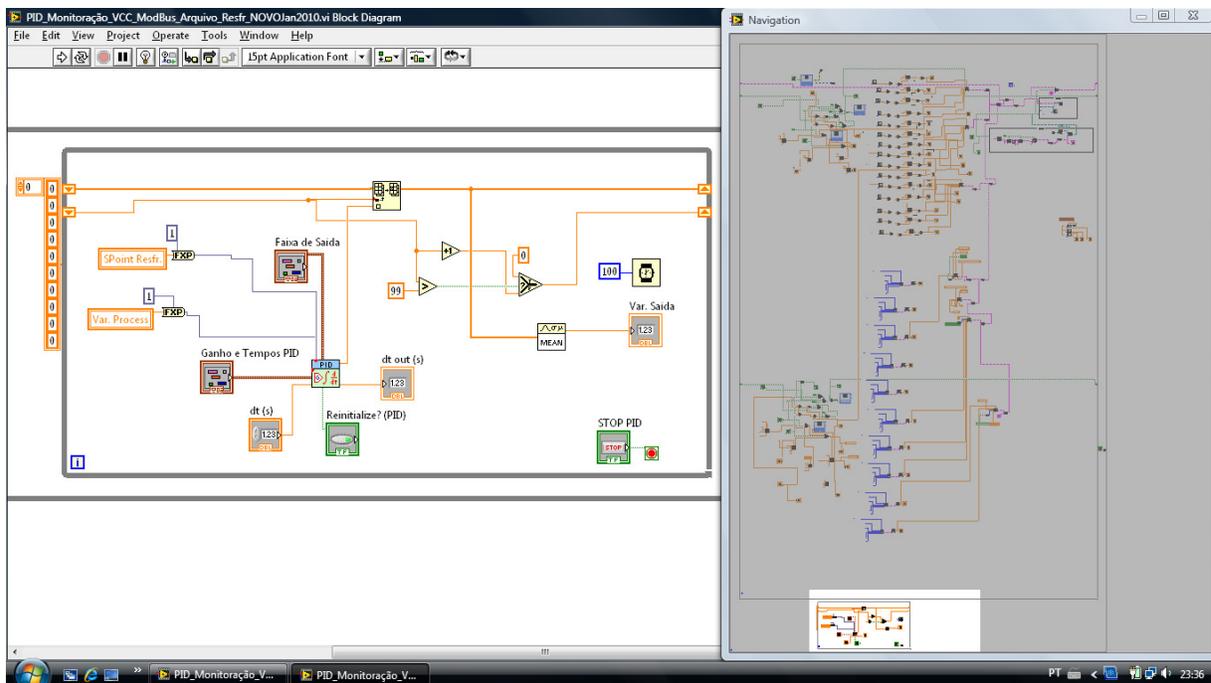


Figura 27. Diagrama de programação

O aplicativo de supervisão, desenvolvido em LabView8.5®, foi instalado no computador da sala de controle. Este computador possui uma placa de aquisição de dados recebe as informações de todos os sensores e transdutores, e atua no inversor de frequência. Os dados foram coletados e armazenados em arquivos para posterior análise realizada. A placa de aquisição de dados utilizada, neste trabalho, foi a modelo NI6221 com o acessório CB-68LP, e suas especificações técnicas são: Fabricante - National Instruments; Modelo - NI 6112; Tipo de barramento – PCI; 16 Entradas analógicas; Resolução das entradas analógicas de 16 bits; 2 Saídas Analógicas; Resolução das saídas analógicas de 16 bits; *Range* de saída de $\pm 10V$; 24 Saídas digitais.

4.2 Ensaio para o levantamento das características do processo

4.2.1 Exaustor desligado

Os gráficos, da Figura 28 e Figura 29, representam o comportamento da curva de resfriamento do produto ao longo do processo, com o sistema de resfriamento desligado, ou seja, com o exaustor desligado, o produto se resfia de forma lenta. Estes dados foram

coletados no dia 16 de outubro de 2009, na parte da manhã, no qual a média da temperatura ambiente era de $18,9 \pm 0,45$ °C. Nota-se que a curva de resfriamento se aproxima à função exponencial $y = 1,13e^{-0,01x}$, com $R^2 = 0,99$.

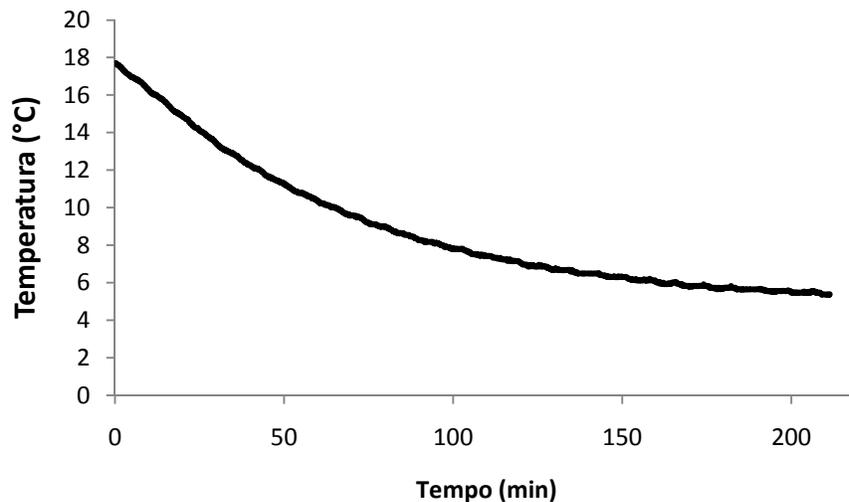


Figura 28. Curva de resfriamento com exaustor desligado

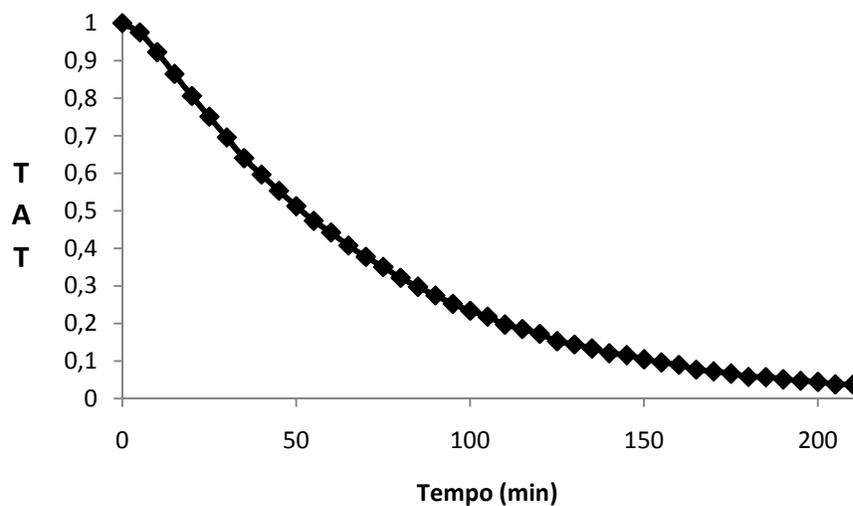


Figura 29. Taxa adimensional de temperatura (exaustor desligado)

Normalizou-se a curva de resfriamento do produto pela relação da taxa adimensional de temperatura (Figura 29). Nota-se a semelhança desta curva com a curva de resfriamento da temperatura no centro da laranja (Figura 6), apresentada no tópico de Fundamentação Teórica.

Na Tabela 3 encontram-se o resumo dos dados referentes aos ensaios com o sistema de resfriamento desligado, desta forma, apresentam-se apenas os valores da temperatura do ar externo, para cada repetição da triplicata, e seu valor adotado; por sua vez, os valores das grandezas elétricas são nulos, valores de potência consumida, corrente e consumo de energia.

Tabela 3. Dados dos ensaios com o exaustor desligado

Repetições - R		Temperatura do Ar Externo (°C)
R1	Média	18,9
	Desvio Padrão	0,5
R2	Média	18,5
	Desvio Padrão	0,2
R3	Média	19,3
	Desvio Padrão	0,1
Média Geral		18,9

Os tempos de resfriamento têm seus valores exibidos na Tabela 4, na qual dois tempos relevantes são atingidos.

O tempo de meio resfriamento é alcançado quando a taxa adimensional de temperatura (TAT) atinge o valor de 0,5, e o tempo de sete oitavos de resfriamento é quando TAT equivale a 0,125, e quando este valor é atingido, o sistema de resfriamento poderá ser desligado. Neste caso, o sistema de resfriamento estava desligado em todo processo, pois pretendia-se avaliar o resfriamento natural do produto (esfera de gel instrumentada).

Tabela 4. Tempo de resfriamento com o exaustor desligado

Repetições - R	Tempo de 1/2 de Resfriamento (min)	Tempo de 7/8 de Resfriamento (min)
R1	51,62	138,45
R2	59,47	143,73
R3	48,72	135,13
Média	53,3	139,1
Desvio Padrão	5,6	4,3

Analisando-se os dados da Tabela 4, pode-se concluir que, com o sistema de resfriamento com ar forçado desligado, leva-se em torno de duas horas e vinte minutos (2h 20min) para o produto se resfriar, atingindo a temperatura de sete oitavos de resfriamento determinada.

4.2.2 Exaustor em modos de operação

O comportamento da curva de resfriamento do produto ao longo do processo, em que o sistema de resfriamento funciona com o exaustor alimentado por um sinal de 30 Hz de frequência, é apresentado na Figura 30 e na Figura 31.

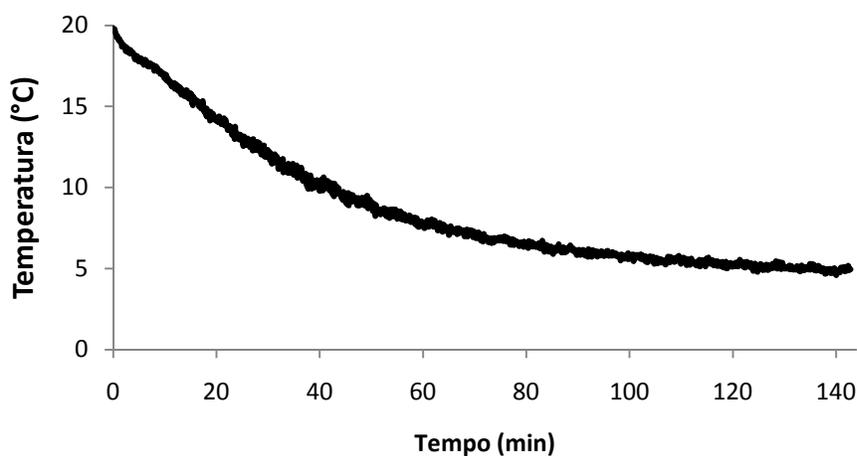


Figura 30. Curva de resfriamento com o exaustor a 30 Hz

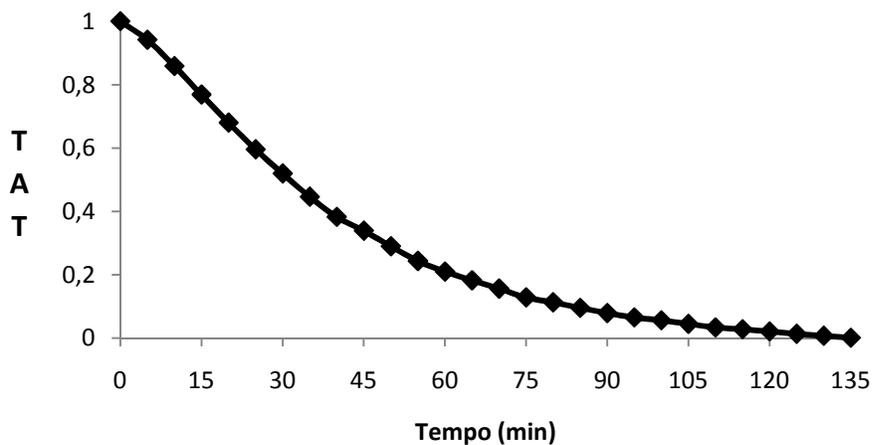


Figura 31. Taxa adimensional de temperatura com o exaustor a 30 Hz

Com o sistema de resfriamento ligado com o exaustor a 30 Hz, resulta-se em uma rotação teórica de 1800 rpm. Neste caso, a curva de resfriamento aproxima-se à curva exponencial $y = 1,65e^{-0,03x}$, apresentando um $R^2 = 0,92$. Nota-se a semelhança desta curva com a curva de resfriamento da temperatura no centro da laranja (Figura 6), apresentada no tópico de Fundamentação Teórica. Este ensaio foi realizado no dia 06 de novembro de 2009, no período da manhã, no qual a média da temperatura ambiente era de $20,5 \pm 0,21$ °C.

Para os outros níveis de frequência de alimentação do motor elétrico do exaustor (são estes, 40, 50 e 60 Hz), o comportamento dos dados obtidos é análogo ao comportamento a 30 Hz. Portanto, nas tabelas a seguir (Tabela 5 à Tabela 12), estão expressos os dados retirados dos gráficos de cada repetição de cada nível.

Tabela 5. Dados dos ensaios com o exaustor a 30 Hz

Repetições - R	Temperatura do Ar		Potência		Energia
	Externo (°C)		Consumida (W)	Corrente (A)	Consumida (kWh)
R1	Média	20,5	447,04	1,71	0,56
	Desvio Padrão	0,2	6,98	0,45	0,01
R2	Média	19,4	464,53	2,03	0,58
	Desvio Padrão	0,4	7,04	0,40	0,01
R3	Média	20,1	448,41	1,82	0,56
	Desvio Padrão	0,1	5,32	0,50	0,01
Média Geral		20,0	453,32	1,85	0,57

Tabela 6. Tempo de resfriamento com o exaustor a 30 Hz

Repetições - R	Tempo de 1/2 de Resfriamento (min)	Tempo de 7/8 do Resfriamento (min)
	R1	31,34
R2	29,47	65,04
R3	32,89	85,24
Média	31,23	75,48
Desvio Padrão	1,71	10,12

Tabela 7. Dados dos ensaios com o exaustor a 40 Hz

Repetições - R		Temperatura do Ar Externo (°C)	Potência Consumida (W)	Corrente (A)	Energia Consumida (kWh)
R1	Média	22,2	837,72	3,68	0,91
	Desvio Padrão	0,5	12,39	0,30	0,01
R2	Média	23,4	828,20	3,49	0,90
	Desvio Padrão	0,6	10,22	0,35	0,01
R3	Média	19,7	872,54	3,88	0,95
	Desvio Padrão	0,1	13,57	0,29	0,01
Média Geral		21,8	846,15	3,68	0,92

Tabela 8. Tempo de resfriamento com o exaustor a 40 Hz

Repetições - R	Tempo de 1/2 de Resfriamento (min)	Tempo de 7/8 do Resfriamento (min)
R1	28,84	66,11
R2	31,28	67,76
R3	27,94	61,28
Média	29,36	65,05
Desvio Padrão	1,73	3,37

Tabela 9. Dados dos ensaios com o exaustor a 50 Hz

Repetições - R		Temperatura do Ar Externo (°C)	Potência Consumida (W)	Corrente (A)	Energia Consumida (kWh)
R1	Média	20,7	1497,98	6,20	1,52
	Desvio Padrão	0,4	25,73	0,15	0,03
R2	Média	22,9	1465,83	5,87	1,49
	Desvio Padrão	0,6	12,65	0,16	0,01
R3	Média	21,7	1474,60	6,12	1,50
	Desvio Padrão	0,3	21,46	0,18	0,02
Média Geral		21,8	1479,47	6,06	1,50

Tabela 10. Tempo de resfriamento com o exaustor a 50 Hz

Repetições - R	Tempo de 1/2 de Resfriamento (min)	Tempo de 7/8 do Resfriamento (min)
R1	25,55	59,85
R2	27,31	63,29
R3	24,48	59,98
Média	25,78	61,04
Desvio Padrão	1,43	1,95

Tabela 11. Dados dos ensaios com o exaustor a 60 Hz

Repetições - R	Temperatura do Ar	Potência	Energia	
	Externo (°C)	Consumida (W)	Corrente (A)	Consumida (kWh)
R1	Média	2528,87	9,85	2,44
	Desvio Padrão	45,77	0,13	0,04
R2	Média	2454,87	9,60	2,37
	Desvio Padrão	18,06	0,23	0,02
R3	Média	2494,97	9,65	2,41
	Desvio Padrão	13,29	0,29	0,01
Média Geral	20,7	2492,90	9,70	2,41

Tabela 12. Tempo de resfriamento com o exaustor a 60 Hz

Repetições - R	Tempo de 1/2 de Resfriamento (min)	Tempo de 7/8 do Resfriamento (min)
R1	26,19	55,00
R2	28,00	62,00
R3	27,02	56,51
Média	27,07	57,83
Desvio Padrão	0,91	3,68

Compete-se, novamente, afirmar que o sistema de resfriamento deve estar em funcionamento até que o produto atinja a temperatura referente à do tempo de sete oitavos de resfriamento, de outro modo, até que a taxa adimensional de temperatura do produto equivalha a 0,125. Após o desligamento do sistema de resfriamento, permanece faltando uma pequena diferença de temperatura para que o produto alcance a sua temperatura de armazenamento, e

este restante do calor é retirado no próprio processo de armazenamento do produto, pelo sistema de refrigeração.

Em vista disso, e analisando-se os dados da Tabela 5 à Tabela 12, ou Tabela 13 (resumo dos dados, valores médios), pode-se constatar que, quando se compara a operação do sistema de resfriamento com o exaustor alimentado por um sinal de 30Hz e de 60Hz, pouco se varia o tempo de meio resfriamento, sendo que, para o sistema a 60Hz, o tempo de meio resfriamento é apenas 4 minutos inferior ao do sistema a 30Hz. No entanto, quanto ao tempo de sete oitavos de resfriamento, para o sistema a 60Hz, este é 19,5 minutos inferior, isto implica que o resfriamento do produto dura 19,5 minutos a menos quando o exaustor opera a 60Hz, confrontando com o sistema a 30Hz. Contudo, o consumo de energia do sistema com o exaustor a 60Hz é 4,23 vezes maior que o do sistema operando a 30Hz, valores em média.

Desta forma, em suma, equiparando-se o sistema funcionado a 30Hz com o mesmo a 60Hz, há uma redução de 23% no tempo de resfriamento e um aumento de 323% no consumo de energia, do primeiro para o segundo. Os outros níveis de frequência apresentam os valores intermediários. Ainda, quando se equipara os valores de tempo de sete oitavos de resfriamento entre o processo de resfriamento com o exaustor desligado com o processo com o exaustor a 30Hz e a 60Hz, encontra-se uma redução de 46,1% e 58,6%, respectivamente.

Tabela 13. Resumo dos valores adotados para cada modo de operação

Frequência (Hz)	Temperatura do Ar Externo (°C)	Potência Consumida (W)	Corrente (A)	Energia Consumida (kWh)	Tempo de 1/2 de Resfriamento (min)	Tempo de 7/8 do Resfriamento (min)
30	20,0	453,00	1,85	0,57	31	75,5
40	21,8	846,15	3,70	0,92	29	65
50	21,8	1480,00	6,05	1,50	26	61
60	20,7	2492,90	9,70	2,41	27	58

4.2.3 Potência consumida

A potência elétrica do exaustor é função do cubo da frequência, como descrito na Equação 4.1:

$$P = 0,0233f^3 - 1,5901f^2 + 64,484f - 678,47, \text{ com } R^2 = 100 \quad (4.1)$$

Onde: P é o valor da potência consumida (W) e f é o valor a frequência de alimentação do exaustor (Hz). Esta função é uma estimativa que diz respeito à regressão numérica dos dados coletados nos experimentos de levantamento das características do processo de resfriamento condicionado a níveis de frequência de 30, 40, 50 e 60 Hz. Portanto, quanto maior a frequência aplicada, maior a potência elétrica demandada pelo exaustor. A potência elétrica do exaustor, por sua vez, é diretamente relacionada ao consumo de energia elétrica, pois o consumo de energia elétrica é igual à integral da curva de potência elétrica no tempo (área sob a curva).

4.3 Identificação dos parâmetros do sistema

Da Tabela 14 à Tabela 17 são apresentados os valores de ganho do processo (K), tempo morto (θ) e constante de tempo (τ), para cada nível de frequência de alimentação do motor elétrico do exaustor. Foi utilizado o método de identificação proposto por Sundaresan & Krishnaswamy, que está descrito no tópico 2.1.6 da Fundamentação Teórica.

Tabela 14. Parâmetros do sistema a 30 Hz

Repetições - R	K	τ (s)	θ (s)
R1	-0,0333	1999,4	465,7
R2	-0,0333	1625,7	578,3
R3	-0,0333	2226,1	456,7
Média	-0,0333	1950,4	500,2
Desvio Padrão	0,0000	303,2	67,7

Tabela 15. Parâmetros do sistema a 40 Hz

Repetições - R	K	τ (s)	θ (s)
R1	-0,0250	1631,7	570,7
R2	-0,0250	2139,9	428,3
R3	-0,0250	1538,2	557,3
Média	-0,0250	1770,0	518,8
Desvio Padrão	0,0000	323,8	78,6

Tabela 16. Parâmetros do sistema a 50 Hz

Repetições - R	K	τ (s)	θ (s)
R1	-0,0200	1521,4	475,6
R2	-0,0200	1587,8	521,3
R3	-0,0200	1538,2	423,5
Média	-0,0200	1549,1	473,5
Desvio Padrão	0,0000	34,5	48,9

Tabela 17. Parâmetros do sistema a 60 Hz

Repetições - R	K	τ (s)	θ (s)
R1	-0,0167	1335,1	587,6
R2	-0,0167	1545,2	562,6
R3	-0,0167	1358,7	622,1
Média	-0,0167	1413,0	590,8
Desvio Padrão	0,0000	115,1	29,8

4.4 Projeto do controlador PID - Sintonia IMC

Foi projetado o controlador PI e o controlador PID com sintonia IMC, com os métodos já descritos em tópicos anteriores. Para o controlador PI/IMC, os melhores valores de ganhos encontrados são: K_p é igual a 30 e K_i é igual a 0,0212. Para o controlador PID/IMC, os melhores valores de ganhos encontrados são: K_p é igual a 40, K_i é igual a 0,0234 e K_d é igual a 9775,60. Para o controlador PI/IMC o $TAT_{1/2}$ igual a 36 minutos e um $TAT_{7/8}$ igual a 83 minutos; o consumo de energia foi de 2,54 kWh. Para o controlador PID/IMC o $TAT_{1/2}$ igual a 32 minutos e um $TAT_{7/8}$ igual a 88 minutos; o consumo de energia foi de 2,56 kWh.

Como o sistema é dinâmico buscou-se esta aproximação do método IMC, para sintonia do controlador PID, visando adequar o sinal de controle para obter-se a apropriada relação entre tempo de resfriamento e consumo de energia elétrica. Para tanto, a função de transferência não representa o comportamento dinâmico do sistema às variáveis frequências de alimentação do exaustor, portanto os valores de tempo de resfriamento e consumo de energia elétrica são superestimados neste modelo.

A Figura 32 representa a resposta simulada de frequência e a saída do sistema simulado ao degrau de temperatura (curva de resfriamento). A resposta da potência é função da resposta da frequência simulada (Equação 4.1).

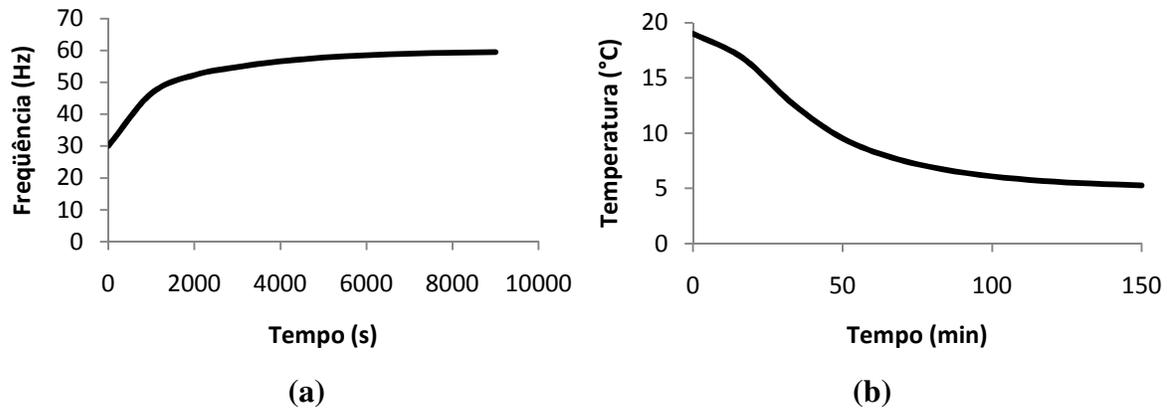


Figura 32. (a) Resposta da frequência e (b) da curva de resfriamento para PI/IMC (simulação)

A Figura 33 apresenta a resposta simulada de frequência e a saída do sistema simulado ao degrau de temperatura (curva de resfriamento). A resposta da potência é função da resposta da frequência simulada (Equação 4.1).

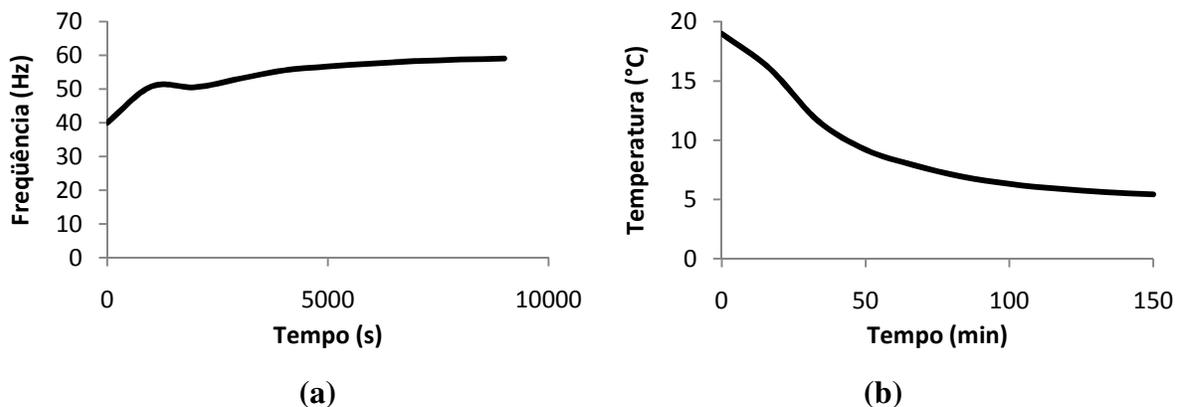


Figura 33. (a) Resposta da frequência e (b) curva de resfriamento para PID/IMC (simulação)

4.5 Implementação do controlador

4.5.1 Implementação do controlador PI/IMC

O gráfico da Figura 34 representa o comportamento da curva de resfriamento do produto e da frequência do sinal elétrico de alimentação do exaustor ao longo do processo,

com o sistema de resfriamento operando com o controlador PI/IMC projetado (este apresentou o melhor resultado e seus ganhos calculados foram de K_p igual a 30 e K_i igual a 0,0212). Estes dados foram coletados, em triplicata, no dia 30 de dezembro de 2009 (período da manhã), no qual a média da temperatura ambiente era de $22,7 \pm 0,27$ °C.

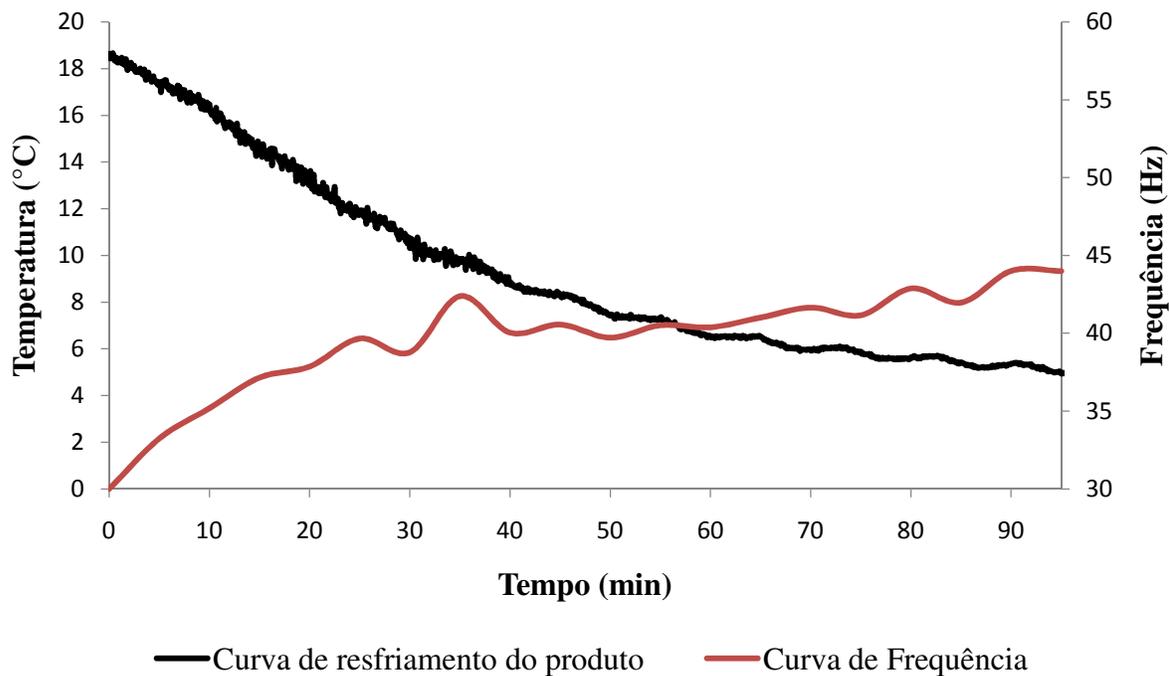


Figura 34. Curva de resfriamento e frequência para PI/IMC

As curvas apresentadas na Figura 34 e Figura 35, ambas com o sistema de resfriamento operando com o controlador PI/IMC projetado, são concernentes aos dados coletados e armazenados (em tabelas) pelo aplicativo de supervisão, que faz a aquisição em intervalos de um segundo, ou seja, a cada segundo coleta-se os dados de temperatura da esfera instrumentada, e de frequência e potência elétrica do exaustor (processo em tempo real). A Figura 35 refere-se à taxa adimensional de temperatura que representa a normalização da curva de resfriamento, e à aproximação a uma curva exponencial, $y = 1,51e^{-0,04x}$ (com $R^2 = 0,97$), que caracteriza o processo de resfriamento.

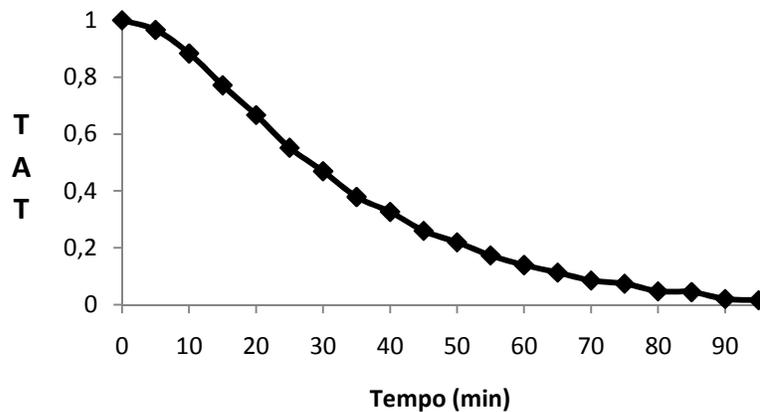


Figura 35. Taxa adimensional de temperatura para PI/IMC

Constatou-se uma redução do consumo de energia elétrica quando o sistema opera com o controlador PI/IMC implementado, comparando ao sistema em seu funcionamento nominal (Figura 36).

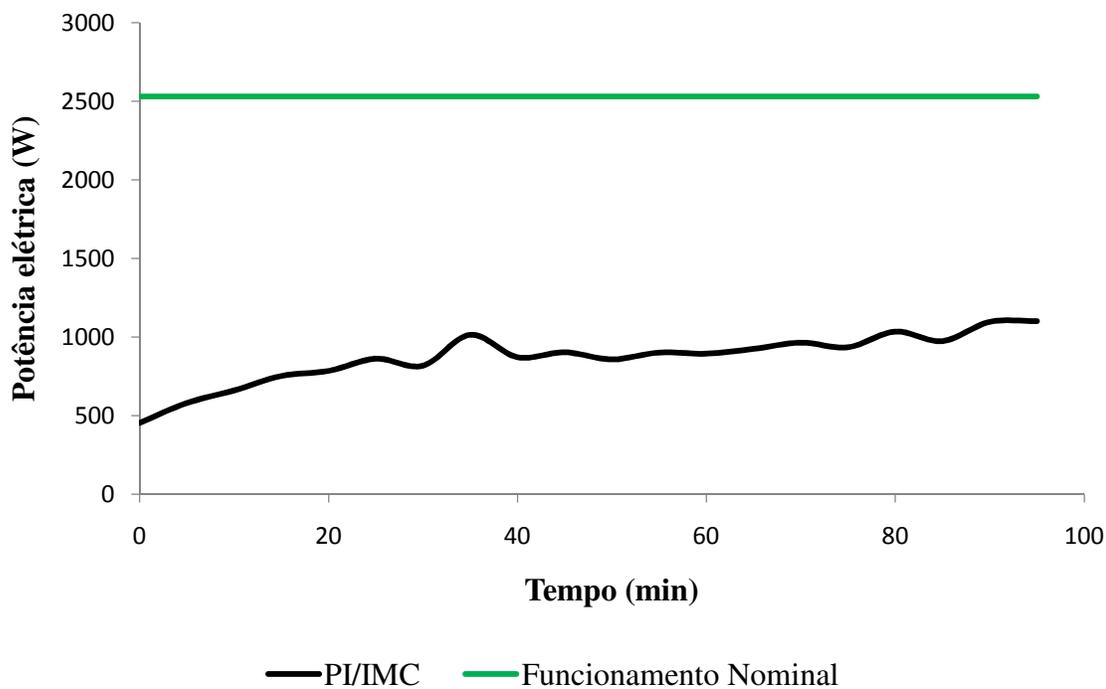


Figura 36. Comparação da potência em funcionamento nominal e com o controlador PI/IMC

Para o sistema de resfriamento operando com o controlador PI/IMC projetado, das três repetições, a média de $TAT_{1/2}$ é igual a 28 minutos, a média de $TAT_{7/8}$ é igual a 63

minutos e a média de consumo de energia elétrica é igual a 0,87 kWh. O tempo de resfriamento é igual ao $TAT_{7/8}$, 63 minutos.

4.5.2 Implementação do controlador PID/IMC

O gráfico da Figura 37 representa o comportamento da curva de resfriamento do produto e da frequência do sinal elétrico de alimentação do exaustor ao longo do processo, com o sistema de resfriamento operando com o controlador PID/IMC projetado (seus ganhos calculados foram de K_p é igual a 40, K_i é igual a 0,0234 e K_d é igual a 9775,60). Estes dados foram coletados, em triplicata, no dia 30 de dezembro de 2009 (período da tarde), no qual a média da temperatura ambiente era de $22,1 \pm 0,16$ °C.

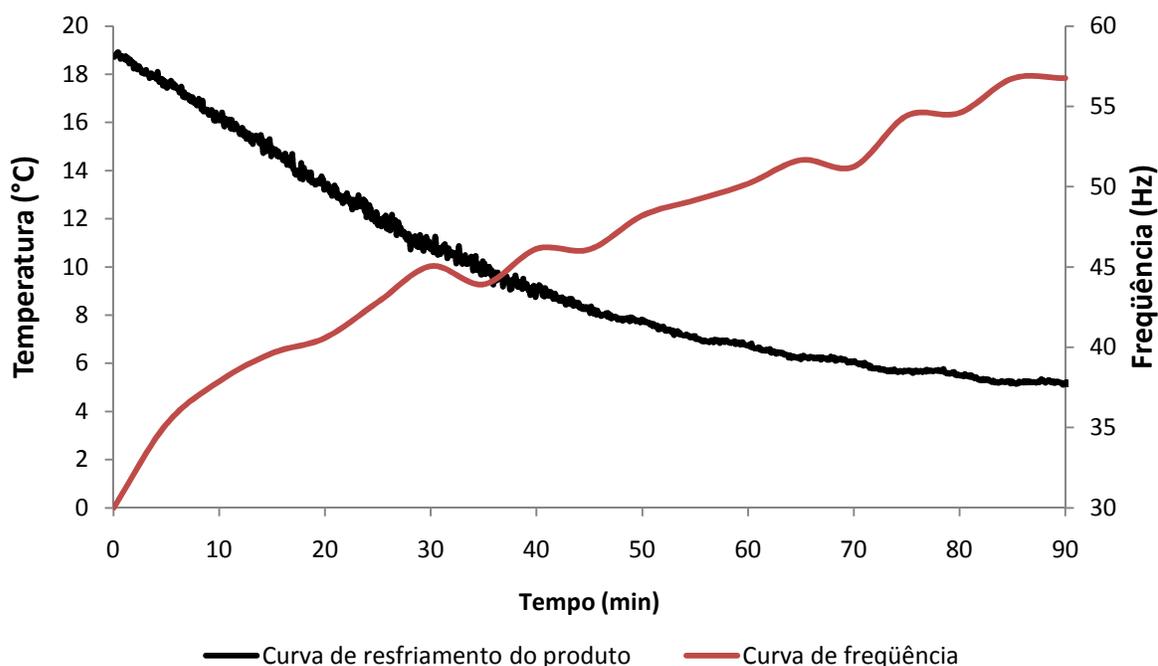


Figura 37. Curva de resfriamento e frequência para PID/IMC

As curvas apresentadas na Figura 37 e Figura 38 são concernentes aos dados coletados e armazenados (em tabelas) pelo aplicativo de supervisão, com o sistema de resfriamento operando com o controlador PID/IMC projetado. A Figura 38 refere-se à taxa adimensional de temperatura que representa a normalização da curva de resfriamento, e à aproximação a uma curva exponencial, $y = 1,54e^{-0,04x}$ (com $R^2 = 0,96$), que caracteriza o processo de resfriamento.

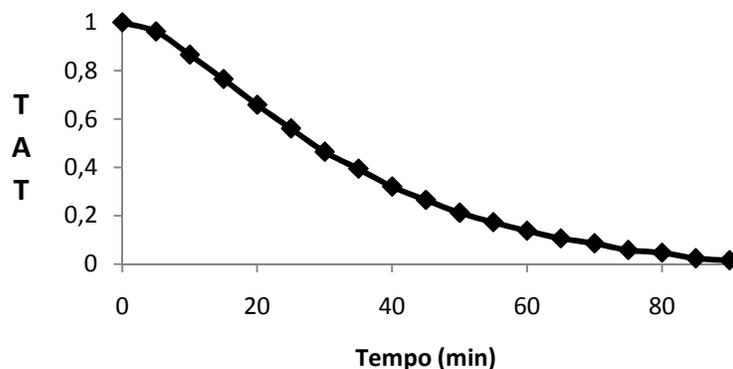


Figura 38. Taxa adimensional de temperatura para PID/IMC

Constatou-se uma redução do consumo de energia elétrica quando o sistema opera com o controlador PID/IMC implementado, comparando ao sistema em seu funcionamento nominal (Figura 39).

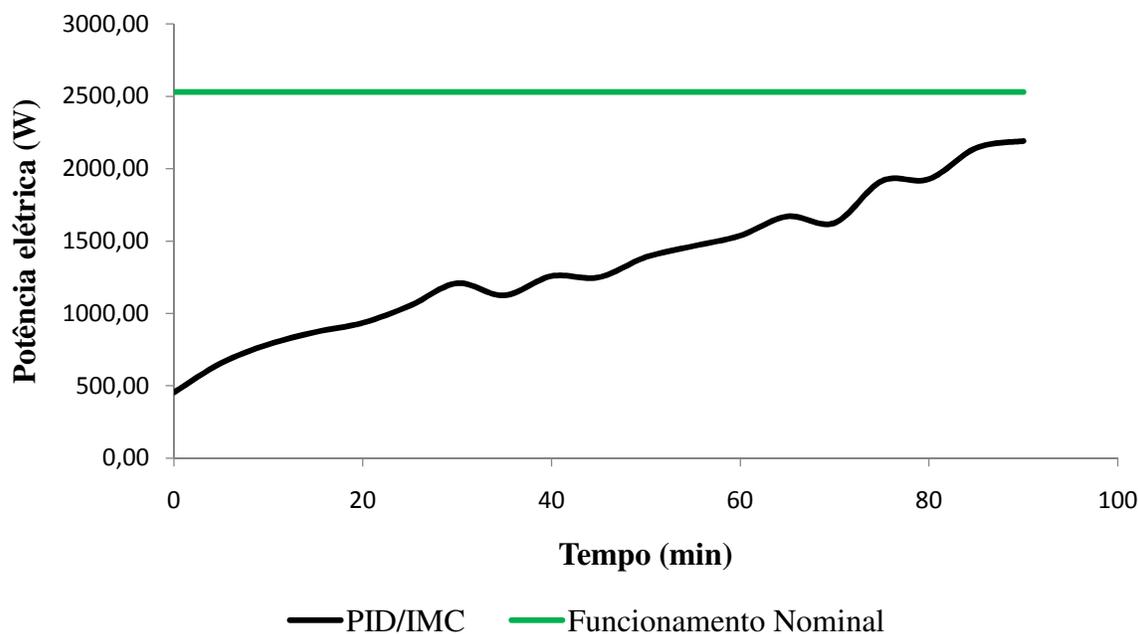


Figura 39. Comparação da potência em funcionamento nominal e com o controlador PID/IMC

Para o sistema de resfriamento operando com o controlador PID/IMC projetado, das três repetições, a média de $TAT_{1/2}$ é igual a 28 minutos, a média de $TAT_{7/8}$ é igual a 62 minutos e a média de consumo de energia elétrica é de 1,18 kWh. O tempo de resfriamento é igual ao $TAT_{7/8}$, 62 minutos.

4.6 Considerações finais sobre os resultados obtidos

A Tabela 18 apresenta os valores da média das três repetições dos experimentos para o sistema em seu funcionamento nominal e para o sistema operando com o controlador PI/IMC implementado.

Constatou-se que, a redução do consumo de energia elétrica, é possível mantendo-se adequada relação com o tempo de resfriamento. Ou seja, quando o sistema funciona na condição de operação nominal, o consumo equivalente é de 2,41 kWh, para resfriar o produto, desde uma temperatura inicial de 19 até 6,75 °C (referente ao $TAT_{7/8}$, para o ar de resfriamento a 5 °C), em 58 minutos. Logo, quando foi implantado o controlador PI/IMC, o consumo foi de 0,87 kWh e o tempo de resfriamento de 63 minutos (nas mesmas condições iniciais e finais de temperatura da esfera e de meio de resfriamento). Esta redução no consumo de energia elétrica, em torno de 64%, apenas provocou um aumento no tempo de resfriamento de cinco minutos (em torno de 8% de aumento), o que é um valor que não afetaria a qualidade dos produtos, porém, em termos de consumo de energia justificaria plenamente o uso desta tecnologia.

Tabela 18. Funcionamento do sistema de resfriamento

	Nominal	PI/IMC	PID/IMC
Temperatura ambiente externo (°C)	20,7	22,7	22,1
Consumo de energia elétrica (kWh)	2,41	0,87	1,18
Tempo de 1/2 resfriamento (min)	27	28	28
Tempo de 7/8 de resfriamento (min)	58	63	62

Adotou-se, como tempo de resfriamento do produto, o tempo de sete oitavos de resfriamento ($TAT_{7/8}$), com o ar de resfriamento à temperatura de 5 °C; como é feito comercialmente em processos de resfriamento de produtos hortícolas (frutas e hortaliças). O tempo de meio resfriamento ($TAT_{1/2}$) poderia ser adotado da mesma forma, mas neste caso optou-se pelo $TAT_{7/8}$, pois se visava estudar o processo de forma abrangente.

5 CONCLUSÃO

O desenvolvimento do controlador clássico PID, utilizando o método de sintonia IMC mostrou-se adequado para a aplicação em processos de resfriamento com ar forçado. Portanto, recomenda-se o uso desta tecnologia, com base nos resultados obtidos da relação do consumo de energia elétrica e tempo de resfriamento dos produtos.

O sistema supervisório desenvolvido pode ser utilizado, tanto para o monitoramento do processo, quanto no estudo dinâmico do resfriamento de produtos, assim como pode ser utilizado para a implementação de diversas estratégias de controle.

O controlador PI/IMC pode ser implementado diretamente em alguns modelos comerciais de inversores de frequência, sem a necessidade de compra de um computador ou Controlador Lógico Programável, podendo tornar-se interessante, do ponto de vista econômico, o investimento nesta tecnologia, prévia análise de viabilidade.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVAREZ, G.; TRYSTAM, G. Designer of a new strategy for the control of the refrigeration process: fruit and vegetables conditioned in a pallet. **Food Control**, Guilford, v.6, n.6, p.347-55, 1995.

ANSARI, F. A.; CHARAN, V.; VARMA, V. K. Heat and mass transfer analysis in air-cooling of spherical food produces. **Revue Internationale du Froid**, v. 7, n. 3, p. 194–197, 1984.

ANSARI, F. A.; AFAQ, A. Precooling of cylindrical food products. **International Journal of Refrigeration**, v. 9, n. 5, p.161-163, 1986.

ARIFIN, B. B.; CHAU, K. V. Cooling of strawberries in cartons with new vent hole designs. **ASHRAE Transactions**, v. 94, p. 1415-1426, 1988.

ASHRAE. **Systems and applications:** Methods of precooling of fruits, vegetables and flowers. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, Cap. 10, p. 1-10, 1994.

ÅSTRÖM, K. J.; HÄGGLUND, T. The Future of PID Control. **Control Engineering Practice**, v. 9, p. 1163-1175, 2001.

BAIRD, C. D.; CHAU, K. V.; GAFFNEY, J. J. An engineering/economic model for evaluating forced-air cooling systems for fruits and vegetables. **Refrigeration Science and Technology**, Institute International of Refrigeration, França, p. 259-266, 1985.

BAIRD, C. D.; GAFFNEY, J. J. An numerical procedure for calculating heat transfer in bulk loads of fruits or vegetables. **ASHRAE Transactions**, v. 82, n. 2, p. 525. 1976.

BAIRD, C. D.; GAFFNEY, J. J.; TALBOT, M. T. Design criteria for efficient and cost effective forced-air cooling systems for fruits and vegetables. **ASHRAE Transactions**, v. 94, p. 1434-1453, 1988.

BECKER, B. R.; FRICKE, B. A. Heat transfer coefficients for forced-air cooling and freezing of selected foods. **International Journal of Refrigeration** 27, p. 540–551, 2004.

BRACKMANN, A.; LUNARDI, R.; DONAZZOLO, J. Frigoconservação e controle de podridões em laranja ‘valência’. **Ciência Rural**, Santa Maria, v. 29, n. 2, p. 247-251, 1999.

BROSNAN, T.; WEN, S. D. Precooling techniques and applications for horticultural products- a review. **International Journal of Refrigeration**, v. 24, p.154-170, 2001.

CHITARRA, A. B. **Armazenamento de frutos e hortaliças por refrigeração**. Lavras, FAEPE, 58 p., 1999.

CLELAND, D. J.; EARLE, R. L. Freezing time prediction for foods - a simplified procedure. **International Journal of Refrigeration**, v. 5, n. 3, p. 134- 140, 1982.

DELELE, M. A.; SCHENK, A.; TIJSKENS, E.; RAMON, H.; NICOLAÏ, B. M.; VERBOVEN, P. Optimization of the humidification of cold stores by pressurized water atomizers based on a multiscale CFD model. **Journal of Food Engineering**, Vol. 91, p. 228–239, 2009.

DINCER, I.; GENÇELI, F. Determination of surface heat transfer coefficients from measured temperature data for spherical and cylindrical bodies during cooling. **Heat and Mass Transfer**, v. 30, p. 215-220, 1995.

FERRUA, M. J.; SINGH, R. P. Modeling the forced-air cooling process of fresh strawberry packages, Part I: Numerical model. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 32, p. 335-348, 2009a.

FERRUA, M. J.; SINGH, R. P. Modeling the forced-air cooling process of fresh strawberry packages, Part II: Experimental validation of the flow model. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 32, p. 349-358, 2009b.

FERRUA, M. J.; SINGH, R. P. Modeling the forced-air cooling process of fresh strawberry packages, Part III: Experimental validation of the energy model. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 32, p. 359-368, 2009c.

FRASER, H.; OTTEN, L. Predicting $7/8$ cooling times for peaches by comparing heat transfer modelling and field measurement methods. **American Society of Agricultural Engineers** (ASAE), 10 p., Paper no. 92-6016, 1992.

GAFFNEY, J. J.; BAIRD, C. D. Factors affecting the costs of forced-air cooling of fruits and vegetables. **ASHRAE Journal**, vol. 33, no1, p. 40-48, 1991.

GARCIA, C. E.; MORARI, M. Internal model control, **Ind. Eng. Chem. Process Des.**, 21, p. 308-323, 1982.

GARCIA, C.; MORARI, M. Internal model control – Design procedure for multivariable systems. **Ind. Eng. Chem. Process Des.**, 24, p. 472-484, 1985a.

GARCIA, C.; MORARI, M. Internal model control - Multivariable control law computation and tuning guidelines. **Ind Eng. Chem Process Des.**, 24, p. 484-494, 1985b.

GHISALBERTI, L.; KONDJOYAN, A. Convective heat transfer coefficients between air flow and a short cylinder. Effect of air velocity and turbulence. Effect of body shape, dimensions and position in the flow. **Journal of Food Engineering**, 42, p. 33–44, 1999.

HALL, E. G. Precooling and container shipping of citrus fruits. **Food Research Quality**, Florida, v.32, n.1, p.1-10, 1972.

HAYAKAWA, K.; SUCCAR, J. Heat transfer and moisture loss of spherical fresh produce. **Journal of Food Science**, v. 47, p. 596- 605, 1982.

KADER, A. A. **Postharvest technology of horticultural crops**. Division of Agriculture and Natural Resources, Davis, University of California, 3 ed., 295 p., n. 3311, 2002.

KONDJOYAN, A.; DAUDIN, J. D. Determination of transfer coefficients by psychrometry. **International Journal of Heat and Mass Transfer** 36, p. 1807–1818, 1993.

KONDJOYAN, A.; ROUAUD, O.; MCCANN, M.S.; HAVET, M.; FOSTER, A.; SWAIN, M.; DAUDIN, J.D. Modelling coupled heat-water transfers during a decontamination treatment of the surface of solid food products by a jet of hot air. I - Sensitivity analysis of the model and first validations of product surface temperature under constant air temperature conditions. **Journal of Food Engineering** 76, p. 53–62, 2006.

KUITCHÉ, A.; DAUDIN, J. D.; LÉTANG, G. Modelling of temperature and weight loss kinetics during meat chilling for time-variable conditions using an analytical based method. I - The model and its sensitivity to certain parameters. **Journal of Food Engineering**, Vol. 28, p. 55–94, 1996.

LE PAGE, JEAN-FRANÇOIS; CHEVARIN, CYRIL; KONDJOYAN, ALAIN; DAUDIN, JEAN-DOMINIQUE; MIRADE, PIERRE-SYLVAIN. Development of an approximate empirical-CFD model estimating coupled heat and water transfers of stacked food products placed in airflow. **Journal of Food Engineering**, Vol. 92, p. 208–216, 2009.

LIMA, A. G. B.; NEBRA, S. A. Influência de parâmetros geométricos na cinética de secagem de elipsóides sólidos. In: **Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados (ENEMP)**, 26, vol. 1, pp. 195-202, 1997.

LIMA, A. G. B.; NEBRA, S. A. Formulação utilizando o método de volumes finitos para problemas de difusão de massa transiente em corpos elipsoidais axi-simétricos. In: **Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados (ENEMP)**, 26, 1998.

MIRADE, P. S.; ROUGIER, T.; KONDJOYAN, A.; DAUDIN, J. D.; PICQUE, D.; CORRIEU, G. Caractérisation expérimentale de l'aéraulique d'un hâloir de fromagerie et des échanges air-produits. **Lait** 84, 483–500, 2004.

MIRADE, P. S. Computational Fluid Dynamics (CFD) modelling applied to the ripening of fermented food products: basics and advances. **Trends in Food Science & Technology** 19, p. 472–481, 2008.

NORTON, T.; SUN, D. W. Computational fluid dynamics (CFD) – an effective and efficient design and analysis tool for the food industry: a review. **Trends in Food Science and Technology** 17, p. 600–620, 2006.

NOVY, M.; KIECKBUSH, T. G. Equações para o cálculo do tempo de resfriamento em leitos de frutas esféricas. **Revista Ciência e Tecnologia de Alimentos**, São Paulo, n.6, p.1-16, 1986.

OGUNNAIKE, B. A.; RAY, W. H. Nonlinear systems. **Process dynamics, modeling and control**. New York, p.311-329, 1994.

PHAM, Q. T.; TRUJILLO, F. J.; MCPHAIL, N. Finite element model for beef chilling using CFD-generated heat transfer coefficients. **International Journal of Refrigeration**. 32, p. 102–113, 2009.

PIROZZI, D. C. Z.; AMENDOLA, M. Modelagem matemática e simulação numérica do resfriamento rápido de morango com ar forçado. **Engenharia Agrícola**. Vol. 25, no.1, Jaboticabal, Jan./Apr. 2005.

PROCEL, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. Disponível em: <http://www.eletrobras.com/elb/procel/main.asp>. Consulta *on-line* em Novembro de 2006.

PROCEL, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. **Indústria- Eficiência Energética Industrial: Motor Elétrico**. Guia Avançado. Editora PROCEL, 170 p., 2004.

QUEIROZ, M. R.; NEBRA, S. A. Abordagem teórica e experimental do encolhimento na secagem de bananas. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA. 31., 2002, Salvador. **Anais...** Salvador: Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, 2002. 1 CD ROM.

SCOTT, G.; RICHARDSON, P. The application of computational fluid dynamics in the food industry. **Trends in Food Science and Technology**, 8, p. 119–124, 1997.

SILVA JÚNIOR, A. N. **Eficiência energética em sistemas de aeração de silos de armazenagem de grãos, utilizando inversores de frequência**. Tese (Doutorado em Agronomia/Energia na Agricultura). Faculdade de Ciências Agrônômicas. Universidade Estadual Paulista, Botucatu, 132p., 2004.

SMALE, N. J.; MOUREH, J.; CORTELLA, G. A review of numerical models of airflow in refrigerated food applications. **International Journal of Refrigeration**, 29, p. 911–930, 2006.

SMITH R. E.; BENNETT, A. H. Mass-average temperature of fruits and vegetables during transient cooling. **Transactions of the ASAE**, p. 249, 1965.

SOYGUDER, SERVET; KARAKOSE, MEHMET; ALLI, HASAN. Design and simulation of self-tuning PID-type fuzzy adaptive control for an expert HVAC system. **Expert Systems with Applications**, 36, p. 4566–4573, 2009.

SUNDARESAN, K. R.; KRISHNASWAMY, P. R. Estimation of time delay time constant parameters in time, frequency, and Laplace domains. **Can. J. Chem. Eng.**, 56, pp. 257, 1977.

TALBOT, M. T., CHAU, K. V. **Precooling strawberries**. Institute of Food and Agricultural Sciences. University of Florida, Florida, v.1, n.94, 8 p., 1991.

TERUEL, M. B.; CORTEZ, L.; LEAL, P.; NEVES, L. FILHO. Resfriamento de banana-prata com ar forçado. **Rev. Bras. Frutic.**, Jaboticabal - SP, v. 24, n. 1, p. 142-146, abril 2002.

TERUEL, M. B.; CORTEZ, L.; NEVES, L. FILHO. Estudo comparativo do resfriamento de laranja valência, em três sistemas de resfriamento. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v.5, n.3, p.481-486, 2001.

TERUEL, M. B.; GUENTER, T.; CORTEZ, L.; LIMA, A. G. B. Numerical Simulation of Forced-Air Cooling of Beds of Fruits with Different Geometries. **Acta Horticulturae**, Bélgica, v. 3, p. 1645-1652, 2005.

TERUEL M., B. J.; SILVEIRA, P.; MARQUES, F.; CAPPELLI, N. Interface homem-máquina para controle de processos de resfriamento com ar forçado visando à economia de energia. **Revista Brasileira Ciência Rural**, Santa Maria, v.38, n.3, p.705-710, 2008.

TRELEA, I. C.; ALVAREZ, G.; TRYSTRAM, G. Nonlinear predictive optimal control of a batch refrigeration process. **Journal of Food Process Engineering**, v.21, n.1, p.1-32, 1998.

TURCO, J. E. P.; FERREIRA, L. F. S. A.; FURLAN, R. L. Consumo e custo de energia elétrica em equipamentos utilizados em galpão de frangos de corte. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**. Campina Grande, PB, v.6, n.3, p.519-522, 2002.

VERBOVEN, P.; FLICK, D.; NICOLAÏ, B.M.; ALVAREZ, G. Modelling transport phenomena in refrigerated food bulks, packages and stacks: basics and advances. **International Journal of Refrigeration** 29, p. 985–997, 2006.

VISOTTO, F. Z.; KIECKBUSCH, T. G.; NEVES FO. L. C. Pré-resfriamento de frutas e hortaliças com ar forçado. **Boletim da Sociedade Brasileira de Ciência e Tecnologia de Alimentos**, v. 33, p. 106-114, 1999.

WANG, L.; SUN, D. W. Recent developments in numerical modelling of heating and cooling processes in the food industry – a review. **Trends in Food Science and Technology** 14, p. 408–423, 2003.

XIA, B.; SUN, D. W. Applications of computational fluid dynamics (CFD) in the food industry: a review. **Computers and Electronics in Agriculture** 34, p. 5–24, 2002.

XING, Y. Z.; XU, Z. L.; ZHANG, S. J.; CONG, P. X.; CHENG, Q.; WU, X. B. Implementation of Smith-Fuzzy-Expert-PID algorithm for low temperatura environment simulation test system. **Bingong Xuebao/Acta Armamentarii**, Vol. 29, Ed. 12, December, p. 1522-1526, 2008.

YEH, T. J.; CHEN, YUN-JIH; HWANG, WEI-YANG; LIN, JIN-LONG. Incorporating fan control into air-conditioning systems to improve energy efficiency and transient response. **Applied Thermal Engineering**, volume 29, ed. 10, p. 1955-1964, 2009.