

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

Centro Tecnológico

Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial

Aprimoramento de uma bancada de ensaios de desempenho de compressores herméticos visando reduzir incertezas de medição

Dissertação submetida à Universidade Federal de Santa Catarina para obtenção do Grau de Mestre em Metrologia

Autor: Eduardo Leseire Poletto

Orientador: Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng.

Florianópolis, 24 de fevereiro de 2006.

Aprimoramento de uma bancada de ensaios de desempenho de compressores herméticos visando reduzir incertezas de medição

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de “MESTRE EM METROLOGIA” e aprovada na sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial

Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng.

ORIENTADOR

Prof. Marco Antônio Martins Cavaco, Ph. D
COORDENADOR DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.Eng.

Prof. Cláudio Melo, Ph.D.

Prof. Hari Bruno Mohr, D.Sc.

Maikon Ronsani Borges, M.Eng.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos que contribuíram de qualquer maneira para este trabalho.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	3
SUMÁRIO	4
LISTA DE FIGURAS	7
LISTA DE TABELAS	9
LISTA DE TABELAS	9
RESUMO	10
ABSTRACT	11
1 INTRODUÇÃO	12
1.1 IMPORTÂNCIA DO ENSAIO DE COMPRESSORES	12
1.2 ELEMENTOS MOTIVADORES DESTA DISSERTAÇÃO	14
1.3 PROPOSTA DE TRABALHO	14
1.4 OBJETIVOS	14
1.5 MÉTODO DE ABORDAGEM	15
1.6 ESTRUTURA DO TRABALHO	16
2 TERMODINÂMICA E REFRIGERAÇÃO	17
2.1 INTRODUÇÃO À TERMODINÂMICA	17
2.1.1 <i>Estado e propriedades de uma substância</i>	17
2.1.2 <i>Grandezas termodinâmicas</i>	18
2.1.3 <i>Leis da termodinâmica</i>	18
2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	19
2.2.1 <i>Ciclos de refrigeração por compressão de vapor</i>	19
2.2.2 <i>Componentes dos sistemas de refrigeração</i>	21
3 ENSAIOS DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO	28
3.1 GENERALIDADES	28
3.2 PROCEDIMENTO PARA O ENSAIO DE COMPRESSORES	29
3.2.1 <i>Medidas necessárias para obtenção do resultado</i>	29
3.2.2 <i>Manutenção das condições básicas para o ensaio</i>	37
3.3 NORMAS	38
3.4 CONFIGURAÇÕES DE SISTEMAS DE MEDIÇÃO	39
3.4.1 <i>Método A - calorímetro de fluido secundário</i>	41
3.4.2 <i>Método B - calorímetro inundado</i>	43
3.4.3 <i>Método C - calorímetro a seco</i>	45
3.4.4 <i>Método D1 - fluxo de massa na linha de sucção</i>	46

3.4.5	<i>Método D2 - fluxo de massa na linha de descarga</i>	47
3.4.6	<i>Método F – fluxo de massa na fase líquida</i>	48
3.4.7	<i>Método G – Condensador</i>	49
3.4.8	<i>Método J – Resfriamento do vapor de refrigerante</i>	50
3.4.9	<i>Método K – Calorímetro na linha de descarga do compressor</i>	52
4	ANÁLISE PRÉVIA PARA DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE ENSAIOS DE COMPRESSORES	54
4.1	FONTES CRÍTICAS DE INCERTEZA DE MEDIÇÃO	54
4.1.1	<i>Pressão de sucção</i>	54
4.1.2	<i>Temperatura de sucção</i>	56
4.1.3	<i>Pressão de descarga</i>	57
4.1.4	<i>Vazão mássica</i>	59
4.1.5	<i>Controle</i>	61
4.2	SELEÇÃO DOS MÉTODOS PARA ANÁLISE EXPERIMENTAL	62
5	APERFEIÇOAMENTO DE UMA BANCADA EXISTENTE	66
5.1	ESTADO INICIAL DA BANCADA	66
5.2	MODIFICAÇÕES REALIZADAS	66
5.2.1	<i>Construção do calorímetro a seco</i>	67
5.2.2	<i>Construção de uma unidade condensadora instrumentada</i>	70
5.2.3	<i>Instalação do medidor de vazão mássica</i>	70
5.2.4	<i>Automação do controle do calorímetro</i>	70
5.2.5	<i>Automação do controle da pressão de sucção</i>	76
5.3	REPETITIVIDADE DA BANCADA	77
6	INCERTEZA DE MEDIÇÃO	79
6.1	GENERALIDADES	79
6.2	MÉTODOS DE AVALIAÇÃO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO	79
6.3	AVALIAÇÃO DA INCERTEZA PARA A BANCADA NO ESTADO INICIAL	80
6.3.1	<i>Medições de potência</i>	81
6.3.2	<i>Temperatura</i>	81
6.3.3	<i>Pressão</i>	82
6.3.4	<i>Incerteza da bancada</i>	82
6.4	AVALIAÇÃO DE INCERTEZAS PARA A BANCADA MODIFICADA	84
6.4.1	<i>Medições de potência</i>	84
6.4.2	<i>Temperatura</i>	87
6.4.3	<i>Fluxo de massa</i>	90
6.4.4	<i>Pressão</i>	90
6.4.5	<i>Fatores de perda</i>	92
6.4.6	<i>Incerteza da bancada modificada</i>	93

7	CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS	99
7.1	CONCLUSÕES	99
7.2	PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS	101
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	103

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor	20
Figura 2 – Compressor hermético	22
Figura 3 – Serpentina	22
Figura 4 – Trocador de placas	22
Figura 5 – Válvulas	24
Figura 6 – Válvula solenóide	24
Figura 7 – Válvula termostática	25
Figura 8 – Rotâmetro	33
Figura 9 – Medidor de deslocamento positivo	34
Figura 10 – Medidor de velocidade	34
Figura 11 – Medidor de vórtices	35
Figura 12 – Medidor Doppler	36
Figura 13 – Medidor por Coriolis	37
Figura 14 – Medição com calorímetro de fluido secundário	41
Figura 15 – Medição com calorímetro inundado	43
Figura 16 – Medição com calorímetro a seco	45
Figura 17 – Medição de fluxo de massa na sucção	47
Figura 18 – Medição do fluxo de massa na descarga	48
Figura 19 – Medição do fluxo de massa na fase líquida	48
Figura 20 – Medição do fluxo de massa pelo condensador	49
Figura 21 – Medição pela mistura de refrigerante	51
Figura 22 – Método do calorímetro na descarga	52
Figura 23 – Massa específica x pressão	55
Figura 24 – Massa específica x temperatura	57
Figura 25 – Entalpia de líquido saturado x pressão	59
Figura 26 – Circuito de ensaio proposto	65
Figura 27 – Calorímetro a seco (esquemático)	68
Figura 28 – Calorímetro a seco na bancada	69
Figura 29 – Região de operação do calorímetro	72

Figura 30 – Resultado do levantamento de parâmetros do modelo para pontos próximos ao de operação	73
Figura 31 – Resultado do levantamento de parâmetros do modelo para degraus de amplitudes maiores	74
Figura 32 – Determinação do ganho de velocidade	75
Figura 33 – Exemplos de determinação do atraso da planta	75
Figura 34 – Esquema da implementação da estratégia de controle	76
Figura 35 – Distribuição do fluxo de massa	84
Figura 36 – Distribuição da capacidade de refrigeração	84
Figura 37 – Distribuição do fluxo de massa pelo método C	94
Figura 38 – Distribuição da capacidade de refrigeração pelo método C	94
Figura 39 – Distribuição da capacidade de refrigeração pelo método F	94
Figura 40 – Distribuição da média das capacidades de refrigeração(métodos C e F)	95
Figura 41 – Distribuição do fluxo de massa pelo método G	95
Figura 42 – Distribuição da capacidade de refrigeração pelo método G	95
Figura 43 – Distribuição da média das capacidades de refrigeração (métodos C, F e G)	96

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características das tubulações	26
Tabela 2 – Requisitos das normas	38
Tabela 3 – Limites de variação	39
Tabela 4 – Combinações de métodos	39
Tabela 5 – Influência da variação de pressão de sucção	56
Tabela 6 – Influência da variação de temperatura	57
Tabela 7 – Influência da variação da pressão de descarga	59
Tabela 8 – Teste de repetitividade	77
Tabela 9 – Valores centrais da avaliação de incerteza	83
Tabela 10 – Incertezas de medição da bancada original	83
Tabela 11 – Faixa de medição da fonte CA	85
Tabela 12 – Faixa de medição da fonte CC	87
Tabela 13 – Incertezas consideradas na medição de pressão	92
Tabela 14 – Incertezas de medição da bancada modificada	93
Tabela 15 – Fontes da incerteza de medição	96

RESUMO

Ensaio de compressores fazem parte do dia-a-dia da indústria de refrigeração. Tem destaque dentre esses ensaios o de determinação de capacidade, consumo e coeficiente de performance. Tal ensaio é regido por normas relativamente antigas, que não prevêm o uso recursos emparelhados com o estado-da-arte em metrologia e em controle de processos. O cenário atual mostra ensaios altamente demorados, que em média chegam a superar quatro horas. Além disso, muitas vezes, as incertezas praticadas são bem maiores que as desejadas. Neste trabalho são analisadas as principais fontes de incerteza para diferentes configurações de ensaios previstos em normas. O aprimoramento de uma bancada visando reduzir incertezas de medição e melhorá-la operacionalmente é descrito. Tal aprimoramento implicou modificações no *hardware* e no *software* da bancada. Análises de incertezas empregando o método de Monte Carlo e análise de repetitividade dos ensaios são descritos. Resultados que comprovam a adequação das modificações promovidas são apresentados. Adicionalmente, caminhos são apontados para a realização de futuras ações no sentido de estabelecer melhorias adicionais.

ABSTRACT

Compressor testing is part of the refrigeration industry day-to-day activity. The test determining capacity, consumption and performance coefficient stands out amongst these. This test is ruled by relatively old standards that do not foresee the use of resources which are state-of-the-art in metrology and process control. The present picture is that of very slow tests that, on the average, take over four hours. Besides, frequently, in practice, the uncertainties are much higher than would be desirable. In this paper the main sources of uncertainty are analyzed for different test configurations foreseen in standards. It describes the process of enhancing a test bench with the objective of reducing uncertainties in measurement and improving it operationally. Such enhancement implied in changes in bench hardware and software. Uncertainty analysis employing the Monte Carlo method and the analysis of repetitivity of the tests are described. Results that show the adequacy of the proposed modifications are presented. Additionally ways are outlined to carry out future activities towards establishing additional improvements.

1 INTRODUÇÃO

1.1 IMPORTÂNCIA DO ENSAIO DE COMPRESSORES

Diversos setores da indústria têm grande importância e influência no cotidiano da sociedade. Exemplos desses: setor elétrico, petrolífero, transporte, refrigeração. É constantemente o contato das pessoas com sistemas de refrigeração. Os mais comuns em no cotidiano são os equipamentos condicionadores de ar e os para armazenamento de alimentos (*freezers* e refrigeradores), apesar de seu uso estar em muitas outras situações.

Sistemas de pequeno porte geralmente usam compressores herméticos. Característica marcante desse tipo de equipamento é o fato dele agrupar no mesmo dispositivo um compressor e um motor elétrico responsável pelo acionamento do compressor.

É razoável a hipótese de que cada residência ou estabelecimento comercial com acesso à energia elétrica possua pelo menos um compressor em seu interior, assim pode-se concluir que existe um grande mercado para o comércio de compressores. Esse mercado é disputado por grandes grupos empresariais. A evolução tecnológica, a globalização e movimentos ecológicos têm imposto crescentes exigências aos compressores herméticos. Como o mercado fica mais competitivo, prospera quem possui a solução que melhor atende ao consumidor. Para se chegar a uma posição de liderança no mercado é preciso inovar e evoluir, e ainda fazê-lo mais rápido que os concorrentes. Para se aprimorar ou desenvolver um produto é necessário investimento em pesquisa e desenvolvimento (P&D), bem como tempo para que os resultados possam ser evidenciados. Tanto na alteração de um produto quanto no seu projeto, é preciso acompanhar sua evolução para certificar que os objetivos estão sendo atingidos. Esse acompanhamento em geral requer medições. Tais medições fazem parte de ensaios específicos. Um desses é o ensaio de desempenho, onde são determinados capacidade de refrigeração, consumo e coeficiente de performance. Esse é o ensaio explorado neste trabalho.

O desenvolvimento de produtos apresenta condições de contorno que limitam o campo de ação dos projetistas. Essas limitações são impostas pelas mais diversas causas, como por exemplo: restrições orçamentárias, limitações legais e barreiras físicas. Há casos em que quanto mais próximo se chega de uma condição de contorno, menores ficam as melhorias possíveis para o produto. Esse é o caso dos sistemas de refrigeração, cujo melhor rendimento alcançável é o do ciclo de Carnot [1]. Nessa situação, quanto melhor o produto, melhor precisa ser o sistema usado para medi-lo. Caso isso não ocorra existe o risco dos projetistas não serem capazes de perceber se houve ou não melhoria no produto frente a uma modificação. Por isso, surge aqui um limite máximo para a incerteza de medição para o ensaio de avaliação do produto.

Embora em geral sejam toleráveis maiores valores, as incertezas de medição têm importância também no controle de qualidade ligado à produção. Os lotes de produtos são testados para certificação de que os compressores estão de acordo com as especificações. Nesse caso, quanto menores forem as incertezas do ensaio que medem suas características, menores serão os erros ao aceitar ou rejeitar um lote.

Preocupação adicional é a garantia de que uma medida no Brasil, ou em qualquer lugar, seja equivalente à outra medida realizada em qualquer parte do globo. Essa garantia é conseguida quando as medições são rastreáveis e os procedimentos usados em cada ensaio são equivalentes. Essa é a função das normas. Elas impõem condições de contorno comuns para os ensaios realizados em qualquer lugar, fazendo com que as diferentes medições sejam coerentes.

É necessário, então, que sejam seguidas as normas corretas para cada caso. Nos ensaios de desempenho de compressores de refrigeração as duas normas mais frequentemente utilizadas e aceitas pela indústria são a “ISO 917 - *Testing of refrigerant compressors*” [2] e a “ANSI/ASHRAE 23-2005: *Methods of Testing for Rating Positive Displacement Refrigerant compressors and Condensing Units*” [3]

1.2 ELEMENTOS MOTIVADORES DESTA DISSERTAÇÃO

Os equipamentos utilizados atualmente para ensaiar o desempenho de compressores de refrigeração, em geral, são dimensionados para atender às normas que regulamentam o ensaio. Para pesquisa e desenvolvimento, por exemplo: as incertezas desejadas podem ser muito menores que as especificadas nas normas comumente utilizadas. O uso da metrologia permite identificar e avaliar os pontos fracos da bancada de ensaios de maneira que os fatores responsáveis pelas maiores incertezas do sistema fiquem explícitos. Pode-se então substituir ou acrescentar novos equipamentos para suprir ou superar os obstáculos para uma mais baixa incerteza de medição.

Os ensaios são demorados, em média, duram quatro horas. A norma ISO 917 [2] é antiga e não prevê o uso das ferramentas de automação, empregadas atualmente nas mais diversas áreas, nem o uso de outras ferramentas, cujo estado tecnológico está mais avançado que o da época na qual a norma foi elaborada. Pode-se fazer uso desses mecanismos para reduzir o tempo de ensaio e também a influência do ser humano nas condições operacionais e nos resultados do ensaio.

1.3 PROPOSTA DE TRABALHO

Este trabalho se propôs a reduzir as incertezas de medição de uma bancada para ensaio de compressores herméticos de refrigeração e enquadrá-la nos requisitos das normas ISO 917 [2] e ANSI/ASHRAE 23/2005 [3]. Como objetivo secundário: melhorar operacionalmente a bancada por meio do aumento do nível de automação.

1.4 OBJETIVOS

Esta dissertação abrange um conjunto de assuntos que fazem parte de diferentes áreas do conhecimento. Essa diversidade proporciona a abordagem de diferentes temas com diversos níveis de aprofundamento. Para conduzir o andamento dos trabalhos foram adotados objetivos específicos de maneira a evitar o aprofundamento exagerado em algum assunto. São eles:

- preparar a infra-estrutura necessária para realizar o ensaio de compressores de refrigeração no Labmetro¹;
- montar uma bancada capaz de realizar o ensaio no Labmetro, por meio da adaptação de uma bancada usada por uma indústria;
- avaliar a incerteza de medição da bancada no estado inicial;
- apresentar propostas de melhoria para a bancada, implementá-las e testá-las;
- avaliar a nova incerteza de medição da bancada após o processo de melhoria;
- propor caminhos para o aprimoramento da bancada de ensaios.

1.5 MÉTODO DE ABORDAGEM

A forma de abordagem adotada neste trabalho foi a experimental precedida de avaliação teórica. A avaliação teórica foi especialmente dirigida aos procedimentos de ensaio, à instrumentação de medições e controle e às formas de avaliação de incerteza e de garantia de confiabilidade metrológica.

A atividade experimental foi o meio de comprovar as melhorias incorporadas à bancada de ensaios no âmbito desta dissertação. Na realização das atividades experimentais e na avaliação dos resultados foram empregados procedimentos identificados com o estado-da-arte em metrologia e confiabilidade metrológica. Houve preocupação em todas as etapas do trabalho com a calibração dos equipamentos utilizados, com a avaliação de incertezas por métodos padronizados e com a validação estatística, sempre que viável e pertinente.

Todos os trabalhos experimentais foram feitos com recursos disponibilizados pela Embraco – Empresa Brasileira de Compressores S.A. Também os compressores empregados foram cedidos pela mesma empresa. Para que os ensaios

¹ Labmetro – Laboratório de Metrologia e Automatização da Universidade Federal de Santa Catarina.

realizados espelhassem condições reais empregadas na indústria, houve participação ativa da empresa na definição das condições de ensaio.

1.6 ESTRUTURA DO TRABALHO

O capítulo 2 apresenta uma introdução teórica às grandezas da termodinâmica com enfoque voltado para os ciclos de refrigeração e principalmente para a realização de medições sobre o ciclo de refrigeração.

O capítulo 3 detalha o resultado a ser obtido com o ensaio do compressor. Caracteriza o ensaio e suas grandezas de interesse, apresenta os procedimentos e os modelos de montagens e exigências das normas ISO 917 [2] e ANSI/ASHRAE 23-1993 [3] são abordados e têm algumas de suas características apresentadas. Algumas das configurações são avaliadas e suas características analisadas. A partir dessa análise propostas de trabalho são enunciadas. O foco das propostas é a redução das incertezas associadas às diferentes montagens, à calibração e à garantia da qualidade da bancada para ensaiar os compressores.

O capítulo 4 aborda o desenvolvimento e o teste do proposto no capítulo anterior; dados de ensaios são apresentados e comparados. O desempenho dos processos é analisado, tendo como foco a incerteza de medição.

O capítulo 5 detalha as modificações realizadas sobre uma bancada de ensaio de compressores, no âmbito desta dissertação.

O capítulo 6 avalia a incerteza de medição do resultado gerado pela bancada. Isso é feito pelo método de Monte Carlo [4], [5]. Apresenta também as principais fontes de incerteza residuais após as modificações.

O capítulo 7 apresenta as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros na mesma linha de pesquisa.

2 TERMODINÂMICA E REFRIGERAÇÃO

2.1 INTRODUÇÃO À TERMODINÂMICA

A termodinâmica pode ser abordada por dois pontos de vista: o microscópico e o macroscópico. Sob o ponto de vista microscópico cada molécula do sistema é considerada para se modelar o sistema, resultado num sistema complexo e difícil de ser resolvido. Na abordagem macroscópica as preocupações estão voltadas apenas para o comportamento do conjunto, ou seja, para o efeito médio de diversas moléculas [1]. Neste trabalho só é usada a abordagem macroscópica da termodinâmica.

2.1.1 Estado e propriedades de uma substância

Toda substância pura pode existir sob várias formas (fases). Um bom exemplo é a água: se considerada uma massa de água na fase líquida, esta pode ser aquecida e se transformar em vapor, ou resfriada e tornar-se sólida. Uma fase é uma quantidade de matéria totalmente homogênea. Uma substância pode se apresentar, em um mesmo instante, em mais de uma fase. Em cada uma das fases a substância pode apresentar diversas pressões e temperaturas. A definição do estado de uma substância pode ser descrita por algumas propriedades macroscópicas da matéria, tais como: temperatura, pressão, massa específica, entalpia.

Uma definição importante é a de substância pura: é aquela cuja composição química é invariável e homogênea; pode existir em mais de uma fase, mas sempre com a mesma composição.

As propriedades termodinâmicas podem ser classificadas de duas formas: em grandezas que apresentam dependência da massa (extensiva), um exemplo: a própria massa, e as que são independentes dela (intensivas) como a pressão e a temperatura [1].

2.1.2 Grandezas termodinâmicas

A seguir são apresentadas algumas das grandezas que aparecem ao longo desta dissertação e têm grande importância para o entendimento do texto [1]:

Calor – é a forma de transferência energética através dos limites de um sistema para outro; decorre unicamente da diferença de temperatura entre os dois sistemas e a energia flui do sistema de maior temperatura para o de menor.

Energia – comumente definida como a capacidade de realizar um efeito, neste caso: trabalho ou troca de calor.

Energia interna – é a energia associada ao estado da substância principalmente em função de sua temperatura.

Entalpia – é uma combinação de propriedades termodinâmicas usadas com frequência cujo objetivo é simplificar a análise de problemas termodinâmicos. Seu valor é dado pela soma da energia interna com o produto da pressão pelo volume.

Massa específica – massa por unidade de volume.

Pressão – por definição é a razão entre a componente normal da força por unidade de área.

Temperatura – define o grau de agitação molecular e por consequência a energia disponível.

Trabalho – é uma medida da energia transferida pela aplicação de uma força ao longo de um deslocamento. Pode ser positivo ou negativo, positivo se a força atua na direção do deslocamento, caso contrário, negativa. O valor do trabalho é dado pela integral de linha do produto escalar entre força e deslocamento.

Volume específico – volume por unidade de massa, o inverso da massa específica.

2.1.3 Leis da termodinâmica

A “lei zero da termodinâmica” diz: quando dois corpos têm a mesma temperatura de um terceiro corpo, eles têm também a mesma temperatura [1].

A “primeira lei da termodinâmica”, para um sistema, relaciona a integral cíclica do calor proporcionalmente à integral cíclica do trabalho; a primeira lei

estabelece também, agora para uma mudança no estado do sistema, que o calor transferido entre o estado inicial e final é igual à diferença de energia entre o estado final e o inicial adicionado ao trabalho realizado entre o estado inicial e final [1].

A “segunda lei da termodinâmica”, pelo enunciado de Clausius, diz ser impossível construir um dispositivo cíclico e que não produza outros efeitos além da transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente [1].

2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Um sistema de refrigeração deve ser entendido como um conjunto de equipamentos operando de forma integrada, objetivando transferir calor de um ambiente a uma baixa temperatura para um ambiente submetido a uma temperatura maior. Opera de maneira contrária ao comportamento natural da transferência de calor e para isso, necessita de uma fonte externa de energia para realizar a troca de calor.

O campo de aplicação dos sistemas de refrigeração é vasto. São usados no condicionamento de ar (visando conforto), no armazenamento de alimentos (congelados ou não), no processamento de alimentos, na indústria química, na construção civil, no controle de processos etc. Devido a essa diversidade de aplicações para os sistemas de refrigeração, diversas são suas configurações, cada qual apresentando características capazes de suprir as necessidades de algum processo específico [6].

No projeto de um sistema de refrigeração existem requisitos. Essas necessidades normalmente impõem condições de contorno que influenciarão na arquitetura do sistema projetado. Como exemplos dessas características: rendimento, temperatura de evaporação, temperatura de condensação, potência, tamanho, custo etc.

2.2.1 Ciclos de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor pode ser caracterizado como um fluido, conhecido como refrigerante, passando por diversos processos e retornando ao ponto inicial, sendo que em uma das etapas do processo tem-se a

retirada de calor de um ambiente a baixa temperatura. Na figura 1 tem-se um esboço do ciclo de refrigeração.

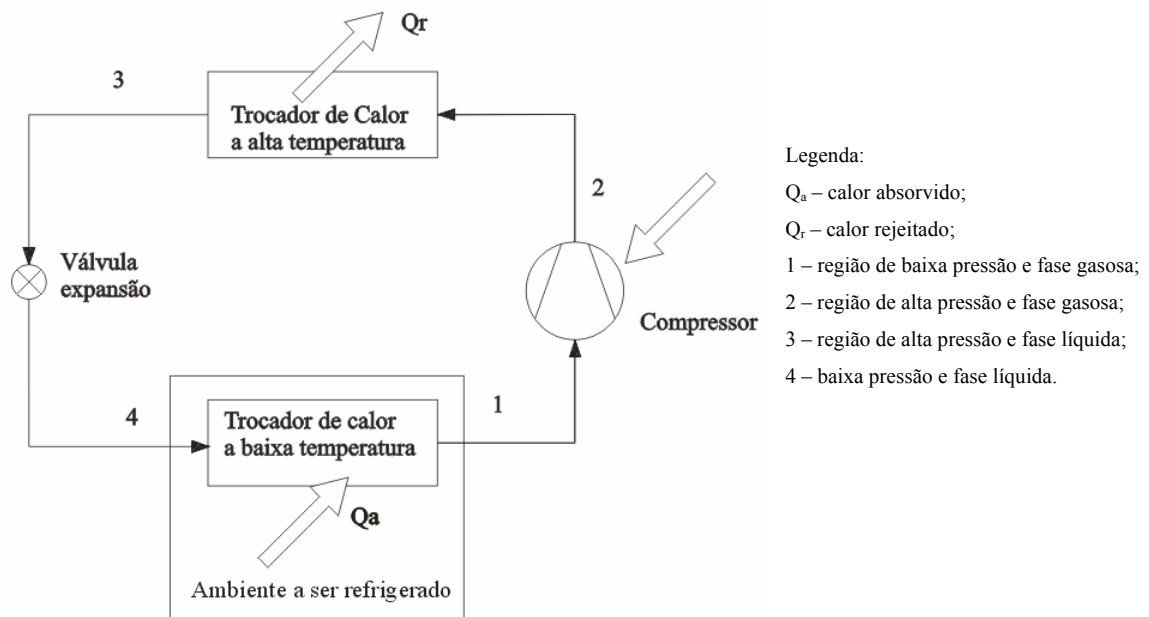


Figura 1 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O funcionamento do ciclo de refrigeração por compressão de vapor inicia com o vapor do refrigerante superaquecido e a baixa pressão entrando no compressor (1). No interior do compressor a pressão é elevada; então o refrigerante sob alta pressão chega ao condensador (2), no qual ocorre transferência de calor para um meio externo (Q_r), causando assim a condensação do refrigerante, que o deixa no estado de líquido sub-resfriado. O refrigerante deixa o condensador liquefeito e ainda sob alta pressão e a seguir chega ao dispositivo de expansão (3) na qual ocorre uma redução brusca de pressão, precisando apenas absorver calor de um meio externo para que evapore. Esse calor é fornecido no evaporador (4). A medida que o refrigerante passa através do evaporador o fluido atinge novamente o estado de vapor. Essa evaporação acontece devido a uma outra transferência de calor (Q_a), desta vez do meio para o evaporador. Por fim, o refrigerante retorna para o compressor e o ciclo é repetido continuamente.

2.2.2 Componentes dos sistemas de refrigeração

Na prática são usados mais dispositivos além do compressor, evaporador, condensador e o dispositivo de expansão mencionado no exemplo simplificado do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Esses dispositivos complementares podem melhorar o desempenho dos sistemas de refrigeração. Exemplos desses: separador de óleo, filtro secador, reservatórios para armazenamento de refrigerante, entre outros. Os principais dispositivos empregados em sistemas de refrigeração estão descritos a seguir.

2.2.2.1 Compressor

Compressor é o dispositivo responsável pela injeção de energia necessária para que a troca de calor seja realizada. Ele o faz comprimindo o gás, levando-o de um estado de baixa para alta pressão (realiza trabalho sobre o gás).

Na refrigeração são utilizados praticamente todos os tipos de compressores: alternativos, rotativo (parafuso e de palhetas) e centrífugos [6]. Os compressores alternativos aparecem em concepções distintas, dentre elas os tipos aberto, semi-hermético e selado ou hermético (figura 2), são os mais comuns. No compressor aberto o eixo de acionamento passa através da carcaça e é acionado por um motor externo. Os compressores herméticos e semi-herméticos possuem, na mesma carcaça, o compressor e o motor de acionamento deixando que o refrigerante entre em contato com o enrolamento do motor, o resfriando; a diferença entre os dois consiste em que o semi-hermético permite a remoção do cabeçote, tornando acessíveis as válvulas e os pistões.

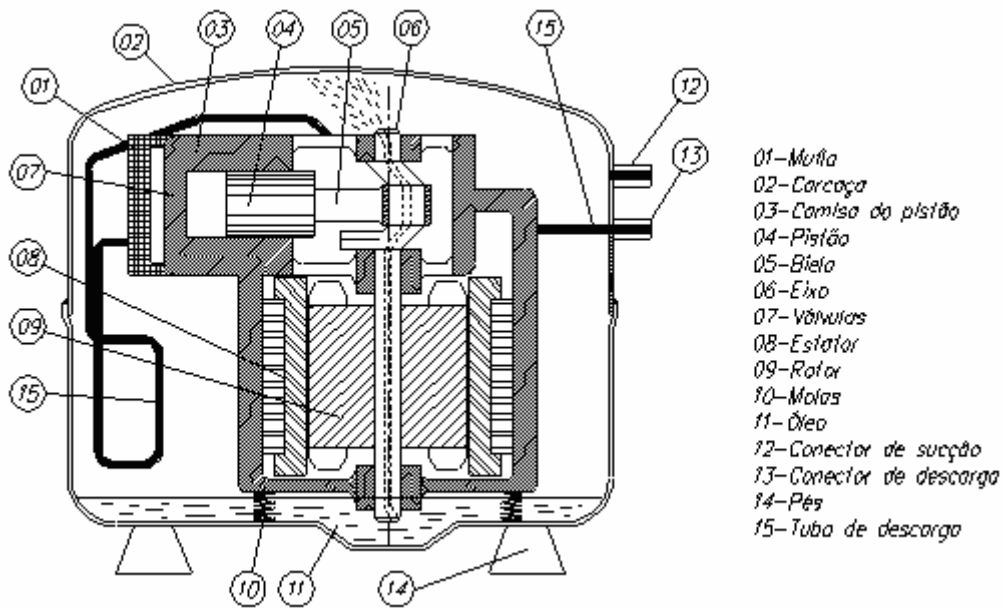


Figura 2 – Compressor hermético

2.2.2.2 Evaporador

Evaporador é a interface entre o sistema de refrigeração e o meio a ser resfriado (ar, água, salmouras etc.). É composto por uma câmara, tubo ou serpentina (figura 3) na qual o refrigerante evapora no interior. Nessa superfície que separa o refrigerante do meio a ser resfriado é interessante haver alta condutividade térmica para facilitar a troca de calor entre os meios. Por isso é comum que tenha uma seqüência de placas metálicas (figura 4) quando o meio a ser resfriado apresenta coeficiente de troca de calor por convecção, como o ar, reduzido [6].



Figura 3 – Serpentina

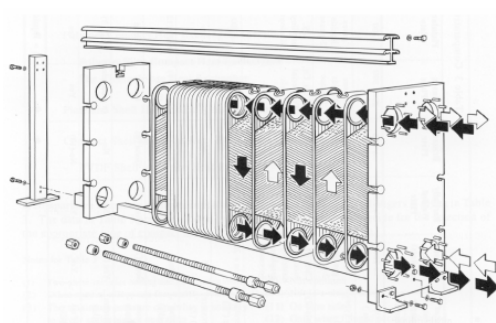


Figura 4 – Trocador de placas

2.2.2.3 Condensador

Condensador é a interface entre o sistema de refrigeração e o meio para o qual o calor é transferido. Três tipos de condensadores são encontrados mais freqüentemente: o resfriado a ar, o resfriado a água e o evaporativo; todos eles com constituição semelhante a dos evaporadores [6].

2.2.2.4 Válvulas

Válvulas são dispositivos para controle de vazão (figura 5). Elas podem atuar sobre o escoamento restringindo-o ou até mesmo bloqueando-o completamente. As válvulas de bloqueio operam totalmente abertas ou totalmente fechadas, enquanto as demais válvulas têm por objetivo modular a vazão de refrigerante em resposta a variações de parâmetros como pressão, temperatura, nível de líquido ou curso de um fuso. Existem muitos tipos de válvulas disponíveis no mercado, sendo mais usuais [6]:

- de bloqueio;
- de regulação de fluxo;
- de expansão.

A válvula de bloqueio opera somente nas condições de aberta ou fechada, sendo que na primeira condição ela deve introduzir uma perda de carga mínima e na segunda, bloquear totalmente o escoamento. As válvulas reguladoras de fluxo agem sobre o escoamento, controlando a vazão do fluido desde o fechamento até o fluxo máximo. A figura 5 mostra exemplos desses dois tipos de válvulas. Outro tipo comumente utilizado é a válvula solenóide, acionada por uma corrente elétrica (figura 6).

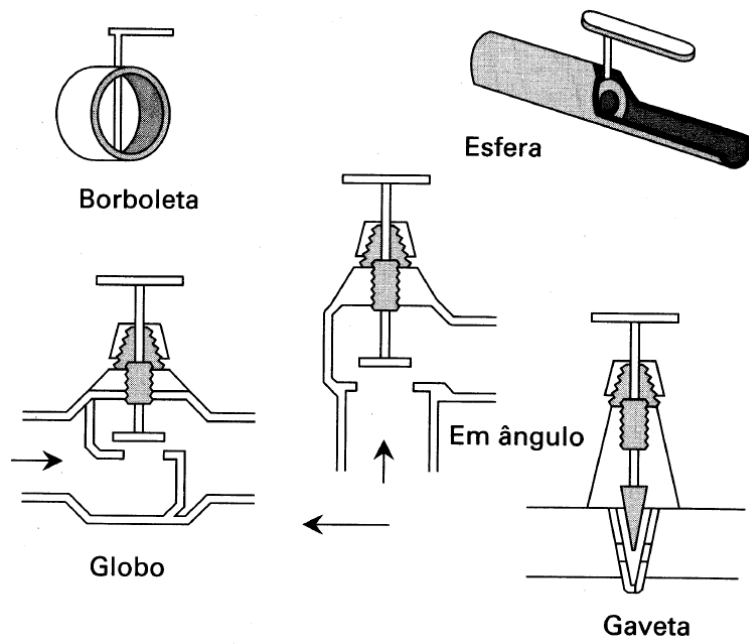


Figura 5 – Válvulas

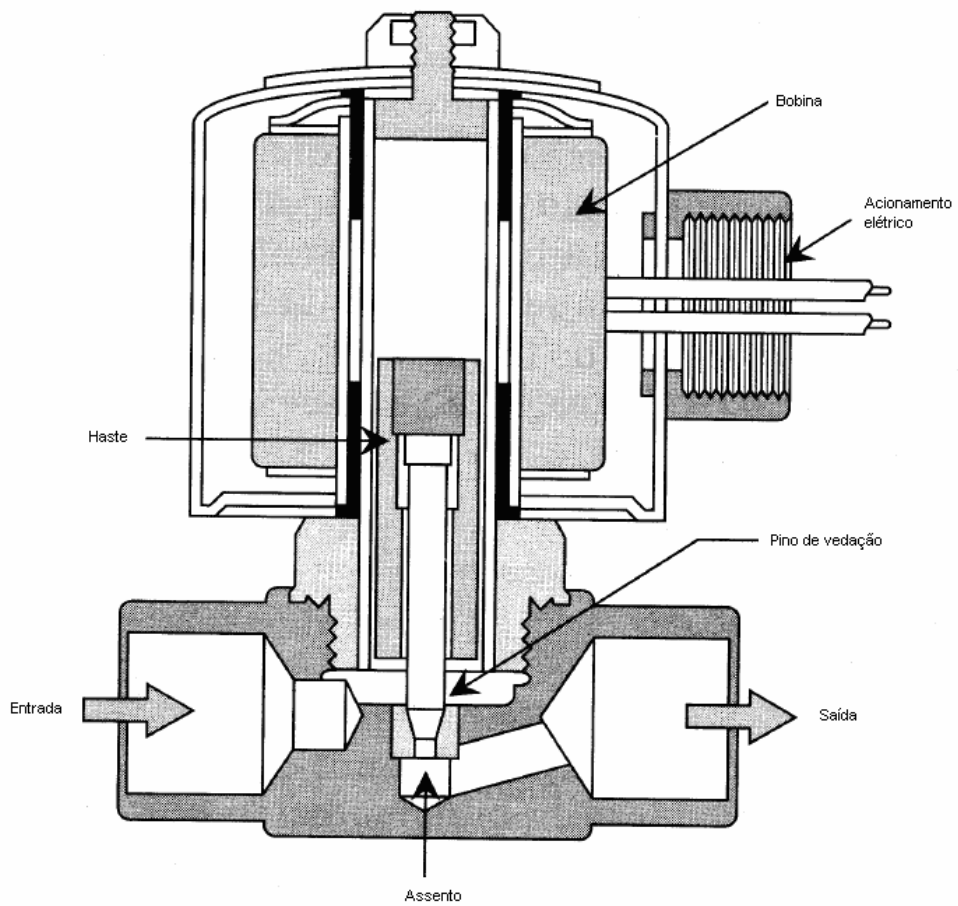


Figura 6 – Válvula solenóide

A válvula de expansão tem por objetivo regular a vazão de refrigerante e impor uma perda de carga maior ou menor ao sistema para que, a partir dela, a evaporação inicie. Existem diversas formas de construção dessas válvulas. As válvulas reguladoras de fluxo, que controlam a vazão obstruindo a passagem do refrigerante com um anteparo. As válvulas de expansão controladas por superaquecimento (termostática) controlam a vazão por meio de uma temperatura imposta a um bulbo cheio de refrigerante num estado de saturação (figura 7) [7].

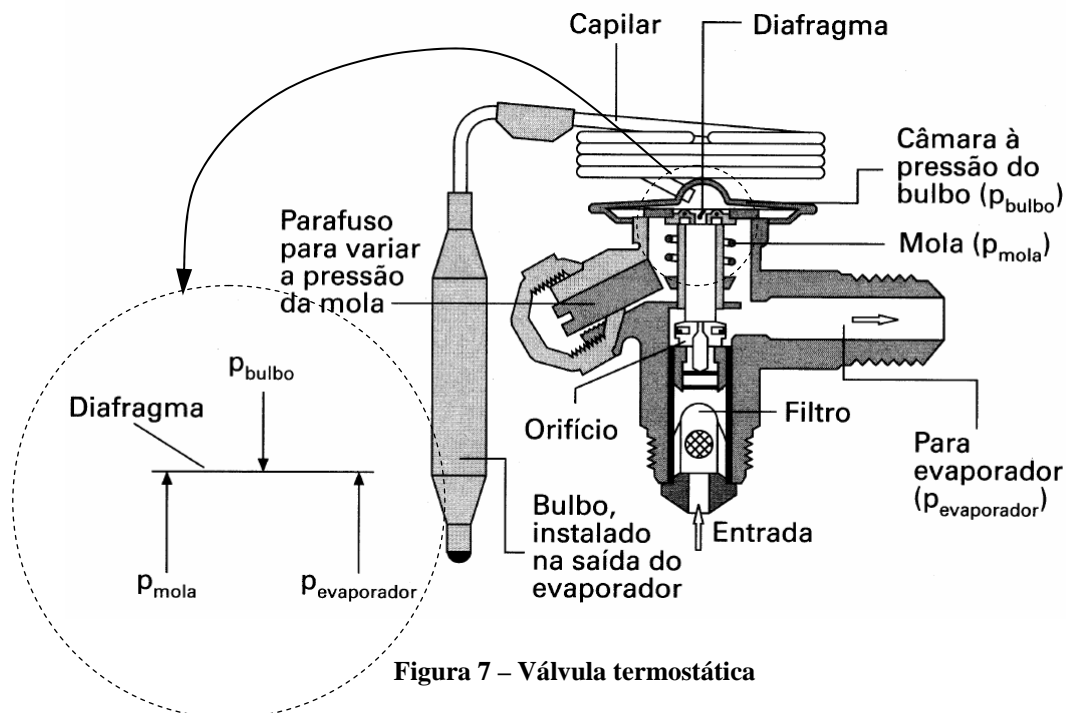


Figura 7 – Válvula termostática

2.2.2.5 Tubulação

Tubulações ou linhas de refrigerante são comuns a todos os sistemas de refrigeração. Sua função principal é o transporte do refrigerante através dos diversos componentes do sistema, apesar de algumas vezes transportar óleo. As linhas de refrigerante devem ser dimensionadas corretamente para que não interfiram na circulação de refrigerante, nem na de óleo, sob risco de comprometer o funcionamento do sistema.

A tabela 1 apresenta as características desejáveis para a tubulação de sistemas de refrigeração [6].

Tabela 1 – Características das tubulações

Características das tubulações			
Tipo de tubulação	Estado do refrigerante	Queda de pressão admitida	Observações
descarga do compressor	vapor	moderada	
linha de líquido	líquido	moderada	elevações devem ser limitadas
sucção do compressor	vapor	baixa, exceto para permitir o retorno de óleo	

2.2.2.6 Reservatório

Os reservatórios têm por objetivo compensar variações na produção e demanda de refrigerante líquido em condensadores e evaporadores, separar as fases líquida e gasosa (evitando que retorne refrigerante líquido ao compressor) ou, ainda, atenuar pulsações de pressão no sistema.

2.2.2.7 Separador de óleo

Ao sair do compressor, o refrigerante carrega consigo uma pequena porção de óleo. Em geral é interessante que esse óleo não circule pelo sistema. Para realizar essa tarefa, existe o separador de óleo [7]. Uma configuração comum para esse aparelho é uma câmara cujo interior é preenchido por um material poroso. Quando o refrigerante passa por esse obstáculo, o óleo carregado por ele fica retido e escorre para o fundo por ação da gravidade. Por fim o refrigerante é expelido por uma saída superior e o óleo por uma inferior.

2.2.2.8 Refrigerante

Refrigerante é a substância (ou mistura) que circula através do sistema de refrigeração. É a sua correta manipulação (compressão, descompressão e trocas de calor) que proporciona os efeitos de refrigeração e aquecimento.

Algumas características são desejáveis para um refrigerante: estabilidade química, não ser tóxico, não ser inflamável, possuir características termodinâmicas favoráveis, ser compatível com o óleo usado no motor, ser de fácil detecção, não

atacar o meio ambiente, ter baixo custo e não atacar os materiais do sistema de refrigeração.

Unindo esses conceitos e componentes pode-se montar uma infinidade de combinações de sistemas de refrigeração e de circuitos capazes de avaliar características do compressor.

3 ENSAIOS DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO

O compressor pode ser analisado de diversas formas, cada qual com suas peculiaridades e procedimentos. Este trabalho analisa o compressor segundo: capacidade, consumo e coeficiente de performance.

A capacidade é quantificada pelo produto do fluxo de massa e uma diferença de entalpias. O fluxo de massa é único. Já a diferença de entalpias pode ser tomada em diversos pontos do circuito de refrigeração. Dependendo do ponto considerado a capacidade pode representar o calor retirado no evaporador, o trabalho realizado pelo compressor, ou ainda, não ter significado físico algum. Os pontos escolhidos para medição da entalpia são, em geral, especificado por alguma norma.

Consumo, nesta dissertação, é a medida da potência absorvida pelo compressor dada uma condição de operação do compressor.

Coeficiente de performance (COP – *coefficient of performance*) é a razão da capacidade pelo consumo. É importante ter em mente que dependendo da base de entalpia utilizada para o cálculo da capacidade o COP (Coeficiente de performance) pode não significar a razão do calor trocado pelo sistema de refrigeração pela energia utilizada para se fazer essa troca de calor.

Ao se utilizar uma norma para guiar o ensaio do compressor, ela provavelmente irá fixar os pontos que devem ser utilizados.

3.1 GENERALIDADES

A capacidade de refrigeração do compressor (\dot{Q}_0), segundo a norma ISO 917 [2] (adotada para guiar os ensaios deste trabalho), é o produto da vazão mássica de refrigerante que passa através do compressor e a diferença entre a entalpia específica do refrigerante medida na entrada do compressor e entalpia de líquido saturado correspondente à pressão de saída do compressor, como mostra a equação 1. Vale lembrar que a capacidade definida pela norma não possui um significado físico, contudo é possível projetar um sistema de refrigeração, a partir dos dados apresentados nesse formato.

$$\phi_0 = q_{mf} \cdot (h_{g1} - h_{f1}) \quad (1)$$

Onde:

ϕ_0 – capacidade de refrigeração do compressor;

q_{mf} – fluxo de massa de refrigerante;

h_{g1} – entalpia na entrada do compressor;

h_{f1} – entalpia de líquido saturado referente à pressão de saída do compressor.

A potência consumida (P), chamada nesta dissertação de consumo, é a potência elétrica real na entrada do compressor [8]. É importante que todos os dispositivos auxiliares para o funcionamento do compressor estejam ligados a ele, como inversores de frequência, capacitores e relés para que sejam consideradas na medição do consumo a energia absorvida pelo compressor e por todos os seus dispositivos auxiliares.

O coeficiente de performance (COP) é a razão da capacidade de refrigeração e o consumo. É uma medida da eficiência do compressor na base de entalpia exigida pelo procedimento.

3.2 PROCEDIMENTO PARA O ENSAIO DE COMPRESSORES

Como mencionado no item 3.1, para se obter a capacidade de refrigeração são necessárias medições de vazão e entalpias. Para tal é preciso se dispor de equipamentos capazes de realizar as medições e manter o sistema de refrigeração (compressor e demais dispositivos do circuito de refrigeração) funcionando sob um regime de trabalho controlado. Esse controle implica utilizar ao longo do circuito de refrigeração, ou parte dele, instrumentação e controle adequados capazes de manter as condições necessárias para realização das medições.

3.2.1 Medidas necessárias para obtenção do resultado

Da definição de capacidade de refrigeração, sabe-se ser necessário conhecer os valores das entalpias especificadas em norma e a medida da vazão mássica de refrigerante para gerar o resultado do ensaio. Para poder quantificar os valores de entalpia ao longo do circuito é imprescindível se conhecer as características do

refrigerante utilizado. Além disso, é preciso conhecer os valores de duas propriedades do refrigerante no ponto de medição (é comum usar temperatura e pressão [1]). Tendo esses dados, as demais propriedades de interesse (entalpia) do refrigerante podem ser quantificadas.

Baseado nos requisitos para o cálculo da capacidade de refrigeração, conclui-se ser necessário medir: temperaturas, pressões e fluxo de massa para chegar-se a um resultado de medição.

As características do refrigerante são obtidas de tabelas e programas de computador (REFPROP 7.0 [9], EES [10]). As fontes de informação acerca da entalpia precisam ser confiáveis porque o erro apresentado por esses valores influenciará no resultado da medição. É interessante usar esses valores de uma fonte de referência com credibilidade, como REFPROP [9], do NIST².

3.2.1.1 Medição de temperatura

São conhecidas diversas maneiras de se medir temperatura. Todas vêm da observação de outra propriedade física que muda em algum elemento. Seis são os fenômenos familiares à engenharia: efeito seebeck (termopar), variação da resistência proporcional à temperatura (termorresistores e termistores), radiação infra-vermelha, dilatação linear nos sólidos, dilatação volumétrica nos líquidos e sistemas de troca de estado [11], [12].

Os termopares consistem em dois cabos, cada um é composto por um metal (ou liga de metais) diferente e unido em uma das extremidades ao outro. Variações de temperatura sobre a junção provocam uma variação na força eletromotriz entre os terminais não conectados do termopar. Logo, subindo a temperatura da junção tem-se uma elevação da tensão entre os terminais. Essa relação é, em geral, não linear [1], [6].

Os dispositivos cuja resistência varia com a temperatura estão divididos em duas categorias: os dispositivos metálicos, conhecidos como termorresistores e os

² National Institute of Standards and Technology

semicondutores, chamados termistores. Nos termorresistores, a mudança de temperatura causa uma mudança no metal que muda sua resistência. Os termistores mais usuais são do tipo NTC [13]. Devido a sua composição, apresentam uma queda exponencial na resistência, de forma não linear, com o aumento da temperatura [13], [14].

Os medidores de radiação infra-vermelho, caracterizados por realizar a medida sem contato captam e quantificam a radiação térmica emitida por um corpo. Com essas informações se chega à temperatura do corpo.

O princípio da dilatação dos sólidos é usado em dispositivos bimetálicos, nos quais os dois materiais são dispostos de maneira concorrente. A variação da temperatura faz com que os comprimentos de cada elemento variem de forma desigual, causando uma deflexão [14], [15].

Os sistemas de troca de estados medem o instante no qual uma determinada temperatura é atingida. Ocorre uma mudança de cor, fase ou qualquer outra característica. Nem sempre essas mudanças são reversíveis. Sendo assim, o aparelho só pode ser usado uma vez, exceto para os casos de mostradores de cristal líquido. Esse tipo de sensor apresenta uma resposta lenta, pois a mudança de estado pode levar alguns minutos para ocorrer [14].

A variação térmica pode também causar uma variação volumétrica em algum líquido confinado dentro de um volume, que deve permanecer constante, e da relação dos volumes, resulta a temperatura medida. Um exemplo típico é o termômetro de mercúrio [15].

3.2.1.2 Medição de pressão

As medições de pressão são feitas de maneira indireta, em geral usa-se um medidor diferencial de pressão. Os medidores de pressão são um caso especial do medidor diferencial de pressão no qual uma das pressões é conhecida de antemão.

São duas as formas mais comuns de se realizar medições de pressão: coluna em “U” e o sensor cuja deformação é proporcional à pressão. No caso de

manômetro a deformação é indicada pelo ponteiro, nos transdutores que utilizam ponte de Wheatstone são usados extensômetros para medir a deformação do sensor.

A coluna, no formato de “U” é preenchida parcialmente por um líquido conhecido. Em uma extremidade tem-se uma pressão conhecida, na outra a pressão a ser medida. É possível calcular essa pressão pela diferença do nível de líquido imposta no interior da coluna. Esses medidores apresentam algumas limitações quanto ao seu tamanho e ao líquido usado. Quanto maior a diferença entre as pressões a serem medidas, mais denso tem de ser o líquido, ou mais longa tem de ser a coluna. Com isso pode-se, facilmente, concluir pela inviabilidade de se fazer medições por esse método, sem mencionar a dificuldade da automação da medição [14].

Os medidores baseados em deformação são muito comuns no mercado. Alguns possuem um ponteiro que muda sua posição de acordo com a deformação do elemento sensor (manômetro), outros usam células de carga (dispositivo que transforma uma força para um sinal elétrico) [16]. Como a coluna, esses dispositivos medem a diferença entre duas pressões. O manômetro mede a diferença entre a pressão ambiente e a pressão medida, enquanto os transdutores baseados em célula de carga podem ter outra referência, ou medir pressão diferencial.

3.2.1.3 Medição de fluxo de massa

Fluxo de massa é a razão da medida de quantidade de massa que passa através de algum meio ou caminho, por um intervalo de tempo. Hoje se têm disponíveis no mercado diversos medidores de fluxo de massa com diversas características peculiares a cada método de medição. A escolha do método influencia em características como: exatidão, tamanho do equipamento, vida útil, perda de carga, estado do mensurando (líquido, gasoso ou uma mistura dos anteriores) etc.

Os medidores mais comuns calculam o fluxo de massa a partir da medida da velocidade do fluido ou de uma mudança na energia do mesmo. Contudo existem outros métodos. É importante mencionar que alguns dos métodos medem vazão

volumétrica, mas podem ser facilmente convertidos para vazão mássica desde que se possuam informações acerca do fluido a ser medido [12], [17], [18], [19].

3.2.1.3.1 Medidores de vazão volumétrica

Os medidores de pressão diferencial calculam o fluxo baseados na premissa de que a queda de pressão através do medidor é proporcional ao quadrado do fluxo. Esses medidores são compostos por dois elementos: um responsável por uma variação na energia cinética do fluido e outro capaz de medir a pressão diferencial entre as extremidades. Nessa categoria temos os medidores de placas de orifício, o tubo de Venturi e o tubo de Pitot [20].

Existem os medidores em “cotovelo” que operam segundo o princípio: quando um fluido viaja em um caminho circular, uma força centrífuga é exercida ao longo das bordas. Logo, quando o fluxo passa através de uma seção curva a força no interior do tubo é proporcional à densidade do fluido vezes o quadrado de sua velocidade e inversamente proporcional ao raio [21].

Os medidores do tipo rotâmetro (figura 8) sentem e medem as forças aplicadas pelo fluido sobre um anteparo suspenso no fluxo. A indicação direta do fluxo é dada pela força medida [21].

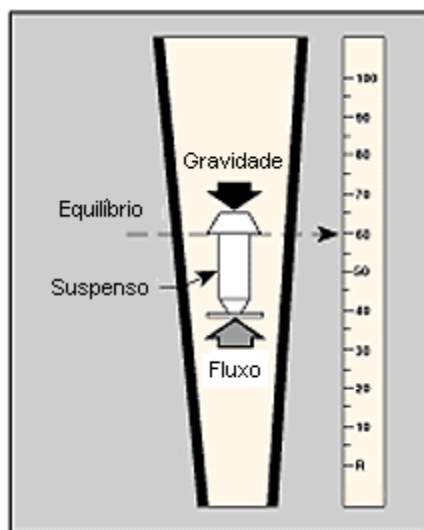


Figura 8 – Rotâmetro

Os medidores de deslocamento positivo (figura 9) são aparelhos capazes de acumular o fluido passante em uma câmara de tamanho conhecido e liberá-lo após

um ciclo. O resultado da medição provém da contagem do número de ciclos e do tamanho da câmara [21].

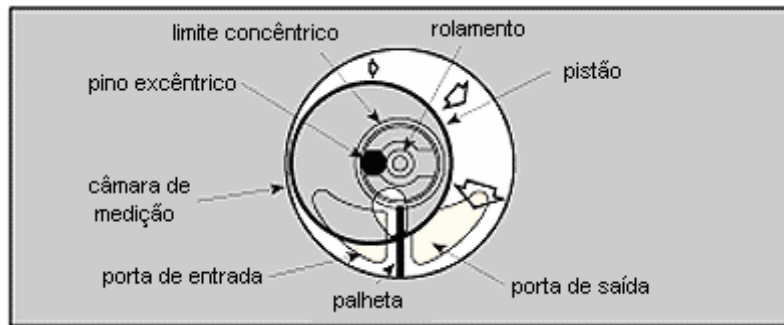


Figura 9 – Medidor de deslocamento positivo

Os medidores de velocidade (figura 10) relacionam linearmente a vazão volumétrica com a velocidade. Normalmente apresentam um limite inferior para operação e possuem partes móveis. Nessa categoria estão os medidores do tipo turbina [21].

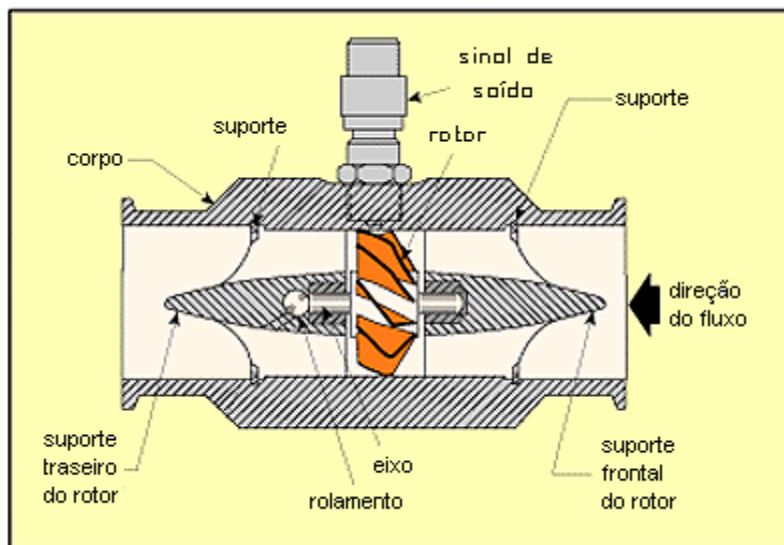


Figura 10 – Medidor de velocidade

Os medidores de vórtices (figura 11) fazem uso do fenômeno natural que ocorre quando, sob determinadas condições, algo flui em torno de um anteparo causando vórtices. A frequência de surgimento dos vórtices é proporcional à velocidade do fluido passante [21].

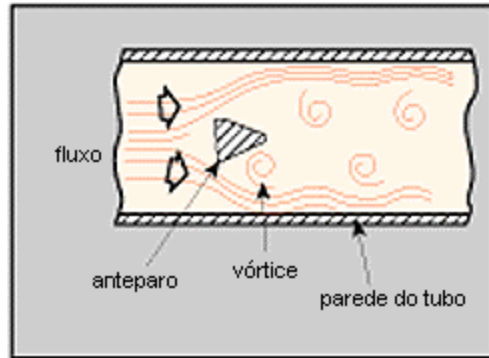


Figura 11 – Medidor de vórtices

Medidores eletromagnéticos operam segundo a lei de Faraday [22] da indução eletromagnética: uma tensão é induzida a um condutor quando percorrido por um campo magnético. O fluido precisa ser condutor de eletricidade, pois ele faz o papel do condutor e o campo magnético é criado por enrolamentos energizados fora do tubo que o fluido atravessa. A tensão gerada é proporcional ao fluxo que percorre o sensor e é medida por dois eletrodos colocados nas extremidades do tubo [21].

Medidores ultra-sônicos podem ser divididos em duas categorias: medidores Doppler e medidores por tempo-de-viagem (trânsito) [21].

O medidor Doppler (figura 12) quantifica o deslocamento de frequência causado pelo escoamento do fluido. Dois transdutores são colocados em um dos lados do tubo. Um sinal, cuja frequência é conhecida, é aplicado ao mensurando. Sólidos, bolhas, ou qualquer descontinuidade no fluido, fazem com que o pulso seja refletido para o receptor e por causa da movimentação do fluido o deslocamento na frequência ocorre. O deslocamento em frequência do pulso é proporcional à velocidade do fluido.

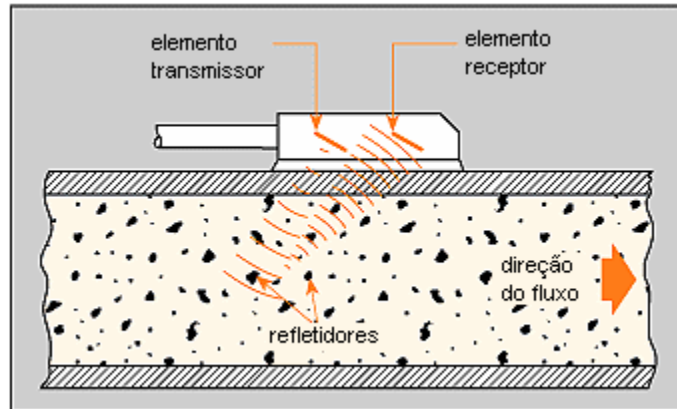


Figura 12 – Medidor Doppler

O medidor de trânsito possui um transdutor montado em cada extremidade do tubo. A configuração é tal que as ondas sonoras viajando pelo interior do dispositivo estão a 45° em relação à direção do fluxo. A velocidade do sinal percorrendo o interior do tubo aumenta ou diminui de acordo com a direção da transmissão e a velocidade do fluido sob medição. Uma relação temporal proporcional ao fluxo a ser medido pode ser obtida transmitindo um sinal, alternadamente, nas duas direções.

3.2.1.3.2 Medidores de fluxo de massa

O medidor por Coriolis (figura 13) é composto por um tubo. Tem como característica importante não ser influenciado pela densidade, pressão ou viscosidade do fluido. Normalmente tem formato de “U”, sendo capaz de vibrar em sua frequência natural devido a um dispositivo magnético localizado na dobra do tubo. A vibração é de pequena amplitude e frequência de aproximadamente 80 Hz [23].

A medida que o fluido atravessa o tubo, ele é forçado a acompanhar seu movimento vertical. Quando o tubo está se movendo para cima, durante meio período, a corrente de fluido no medidor resiste ao movimento com uma força para baixo sobre o tubo. Como o fluido foi forçado um pouco para cima, ao sair do medidor é novamente forçado a voltar para posição anterior (um pouco abaixo) puxando o tubo para cima, causando uma torção no tubo. Quando o tubo se move para baixo, na segunda metade do período, ele sofre a torção, mas no sentido

oposto. Quantificando essa torção pode-se chegar ao fluxo de massa, visto que são proporcionais [21], [23].

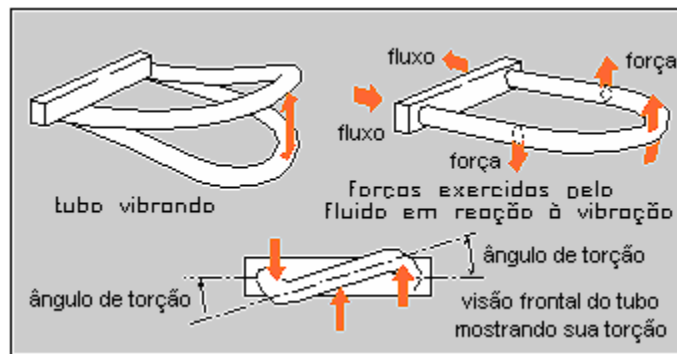


Figura 13 – Medidor por Coriolis

Pode-se medir fluxo de massa por meio da medição da temperatura do fluido. Como no medidor por Coriolis, o valor medido independe da densidade, pressão ou viscosidade do fluido. Esses medidores usam um elemento aquecido isolado do caminho percorrido pelo fluido. O fluxo faz com que calor seja removido do sensor. O taxa de calor trocado é diretamente proporcional ao fluxo de massa [21].

3.2.1.4 Medição de potência

Essa medida sempre será realizada sobre o compressor e, eventualmente, será feita sobre outro dispositivo como o calorímetro. É comum o uso de um wattímetro para fazer tal medição [8].

3.2.2 Manutenção das condições básicas para o ensaio

No ensaio têm-se três tipos de variáveis: as livres, as limitadas a uma faixa e as com limite de variação. As variáveis livres são simplesmente monitoradas. As variáveis limitadas a uma faixa devem permanecer dentro de limites estipulados em norma centradas em um valor definido. As variáveis com limite de variação não podem assumir qualquer valor, contudo não podem derivar muito do valor original; algumas vezes esse tipo de variável é limitada em termos absolutos em outras, relativos. Existe um tempo de ensaio, definido a priori, que varia de acordo com a norma ou procedimento usado. Durante esse tempo cada variável deve respeitar seus limites (quando aplicável) sob pena de invalidar o ensaio.

3.3 NORMAS

Entre as normas existentes para o ensaio de compressores, duas foram escolhidas para guiar o trabalho: ISO 917 [2] e ASHRAE 23-2005 [3]. Ambas as normas mencionam as possíveis montagens que podem ser usadas para testar os compressores, as tolerâncias a respeito das incertezas permitidas para os transdutores utilizados e, em alguns casos, faixas nas quais uma determinada variável deve permanecer confinada durante o ensaio do compressor.

Uma exigência comum das duas normas é que a medida de vazão deve ser realizada duas vezes, simultaneamente e por sistemas de medição independentes (método X e método Y), para que no final do ensaio os resultados possam ser comparados e aceitos ou rejeitados. A norma ASHRAE 23-2005 permite que os métodos empregados no ensaio sejam o mesmo desde que operem independentemente, enquanto a ISO 917 exige que os métodos sejam diferentes.

Relacionado aos transdutores a serem utilizados na bancada de ensaio de compressores, cada norma impõe alguns requisitos a serem cumpridos. A norma ASHRAE 23-2005 especifica os medidores em função de seu erro máximo enquanto a norma ISO 917, de seu desvio padrão. Esses valores foram transcritos das respectivas normas e estão listados na tabela 2.

Tabela 2 – Requisitos das normas

	ISO 917	ASHRAE 23-2005
grandeza	desvio padrão	erro máximo
diferença de temperaturas		±1,0% da diferença
temperatura de fluido ou água em calorímetros ou condensadores	0,06 K	±0,3 K
demais temperaturas	0,3 K	±0,3 K
pressão de sucção	1.0%	±1,0% do valor medido
demais pressões	2.0%	±1,0% do valor medido
fluxo de massa (fase líquida)	1.0%	±1,0% do valor medido
fluxo de massa (fase gasosa)	2.0%	±1,0% do valor medido
potência elétrica	1.0%	±1,0% do valor medido
tempo	0.1%	±0,5% do intervalo

Relacionado ao funcionamento da bancada na qual o ensaio do compressor é realizado, as normas especificam faixas nas quais cada variável deve permanecer confinada. A tabela 3 fornece os valores retirados das respectivas normas.

Tabela 3 – Limites de variação

norma	ISO 917	ASHRAE 23-2005
grandeza	limites de operação	
tensão de alimentação	±3,0% do valor especificado	±1,0% do valor especificado
freqüência de alimentação	±1,0% do valor especificado	
pressão de sucção	±1,0% do valor especificado	±1,0% do valor especificado
pressão de descarga	±1,0% do valor especificado	±1,0% do valor especificado
demais pressões	±1,0% do valor especificado	
temperatura de sucção		±1,0 K
temperatura ambiente do compressor		±4,0 K
demais temperaturas	±3,0 K	±3,0 K
número mínimo de medidas	4	3
tempo de teste	1 h	
volume específico do refrigerante na sucção	±2,0% do valor especificado	
flutuações nas potências entregues ao calorímetro ou ao condensador não devem variar a capacidade do compressor mais que	±1,0%	
perdas em calorímetros ou condensadores	5 % da capacidade	

3.4 CONFIGURAÇÕES DE SISTEMAS DE MEDIÇÃO

Tem-se diversas montagens possíveis capazes de realizar o ensaio de um compressor de refrigeração. O que as diferencia é o método usado para medir o fluxo de massa de refrigerante. As medições de pressão e temperatura, apesar de sempre presentes, influenciam muito pouco sobre a configuração do sistema de medição porque são pontuais e não têm influência alguma sobre qual será o caminho percorrido pelo refrigerante.

Entre os métodos apresentados, alguns deles podem coexistir, ou seja, é viável fazer mais de uma medição ao mesmo tempo. Contudo, existem alguns métodos que não podem ser implementados simultaneamente a outros, como mostrado na tabela 4:

Tabela 4 – Combinações de métodos

Método primário	Métodos permitidos
A	D1, D2, F, G, K
B	D1, D2, F, G, K
C	D1, D2, F, G, K
D1	A, B, C, D2, F, G, J, K
D2	A, B, C, D1, F, J
F	A, B, C, D1, D2, J, K
G	A, B, C, D1, F, J
J	D1, D2, F, G, K
K	A, B, C, D1, F, J

Onde:

método A – balanço de energia no calorímetro de fluido secundário;

método B – balanço de energia no calorímetro inundado;

método C – balanço de energia no calorímetro a seco;

métodos D1 e D2 – medição de fluxo de massa na fase gasosa;

método F – medição de fluxo de massa na fase líquida;

método G – balanço de energia no condensador;

método J – balanço de energia na mistura do refrigerante condensado ao não condensado;

método K – balanço de energia no calorímetro na linha de descarga.

Em todos os métodos são necessários alguns dispositivos capazes de manipular as condições de contorno do ensaio em torno do compressor: pressões de entrada e saída, bem como a temperatura de entrada do refrigerante no compressor. Existem diversas maneiras de controlar os parâmetros em questão, sendo as formas mais comuns o uso de válvulas e o controle da troca de calor no condensador.

3.4.1 Método A - calorímetro de fluido secundário

Nesse método é usado um dispositivo inserido após o condensador, capaz de controlar a vazão de refrigerante no sistema e também medir o fluxo de massa que passa através dele; o conjunto foi chamado de calorímetro. A evaporação do refrigerante ocorre em seu interior dentro de uma serpentina ou câmara que separa o refrigerante do fluido secundário (figura 14).

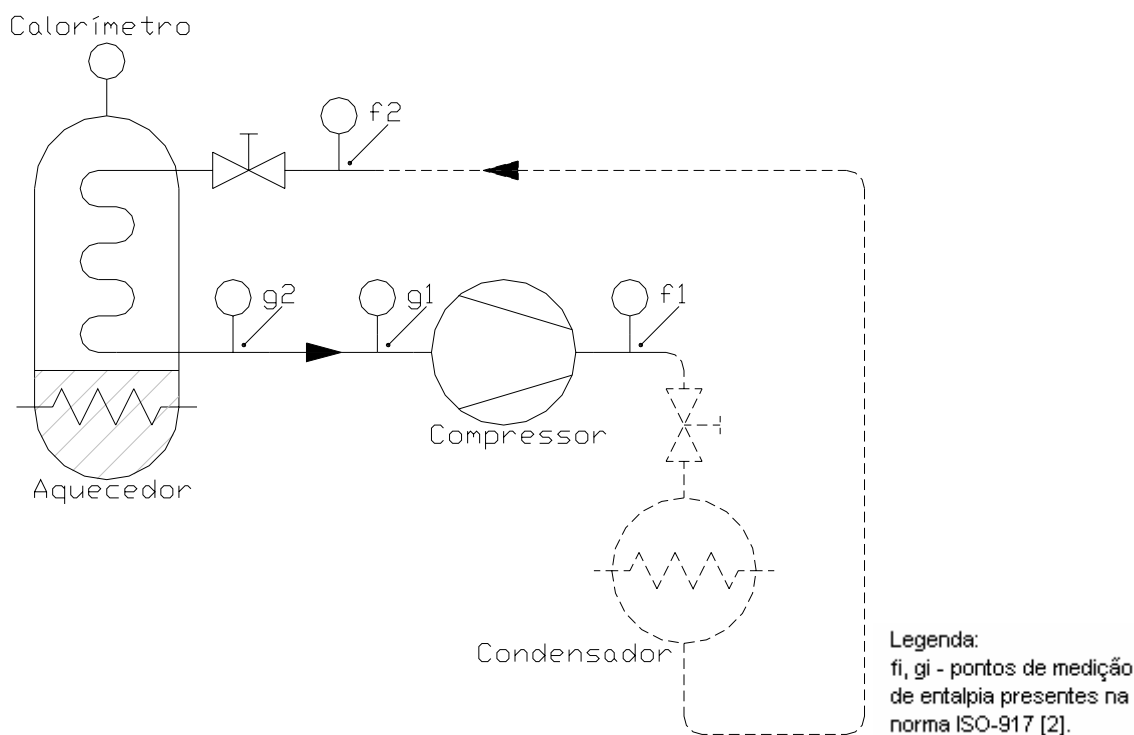


Figura 14 – Medição com calorímetro de fluido secundário

A medida do fluxo de massa é obtida pelo balanço da energia no interior do calorímetro e, para o cálculo ser possível, é necessário estabilizar as pressões e temperaturas em torno do calorímetro e a temperatura interna do calorímetro deve ser mantida constante. O valor medido vem da razão entre a potência injetada no interior do calorímetro e a diferença das entalpias de saída e entrada do calorímetro.

O dispositivo é composto por:

- um vaso de pressão com isolamento térmica;
- uma serpentina, ou dispositivo semelhante, no qual ocorre a evaporação do refrigerante (evaporador);

- c) um sistema de aquecimento - normalmente são usados resistores ou então um trocador de calor no qual circula algum fluido a um temperatura elevada em relação à temperatura interna do calorímetro;
- d) alguma substância para preencher o interior do vaso de pressão que fique num estado de saturação apresentando as fases líquida e gasosa simultaneamente;
- e) uma válvula de expansão capaz de controlar o fluxo de refrigerante;
- f) medidores de pressão e de temperatura.

O evaporador fica suspenso na parte superior do calorímetro, o aquecedor está localizado em sua base e coberto pelo fluido secundário na fase líquida (disposição que facilita a troca de calor). O fluxo refrigerante é controlado pela válvula de expansão, que libera o refrigerante para evaporar dentro da serpentina, devendo ficar o mais próximo possível do calorímetro e com isolamento térmica a partir de sua saída. As perdas do calorímetro devem ser conhecidas para que sejam compensadas durante os cálculos.

O cálculo do fluxo de massa é dado pela equação 2:

$$q_{mf} = \frac{\phi_h + F_l \cdot (T_a - T_s)}{h_{g2} - h_{f2}} \quad (2)$$

Onde:

q_{mf} – fluxo de massa de refrigerante;

ϕ_h – potência entregue;

F_l – fator de perda do calorímetro;

T_a – temperatura ambiente do calorímetro;

T_s – temperatura do fluido secundário;

h_{g2} – entalpia na saída do calorímetro;

h_{f2} – entalpia na entrada do calorímetro.

Caso seja usado aquecimento por circulação de líquido, a potência entregue é calculada pela equação 3:

$$\phi_h = c \cdot (t_1 - t_2) \cdot q_{ml} \quad (3)$$

Onde:

ϕ_h – potência entregue;

c – calor específico do fluido utilizado;

T_1 – temperatura de entrada do fluido;

T_2 – temperatura de saída do fluido;

q_{ml} – vazão mássica de fluido.

3.4.2 Método B - calorímetro inundado

Como no método do calorímetro secundário (item 3.4.1), o calorímetro é colocado após o condensador e tem as mesmas funções, contudo não se tem dispositivo específico para fazer a evaporação do refrigerante. Ela ocorre em todo interior do calorímetro (figura 15).

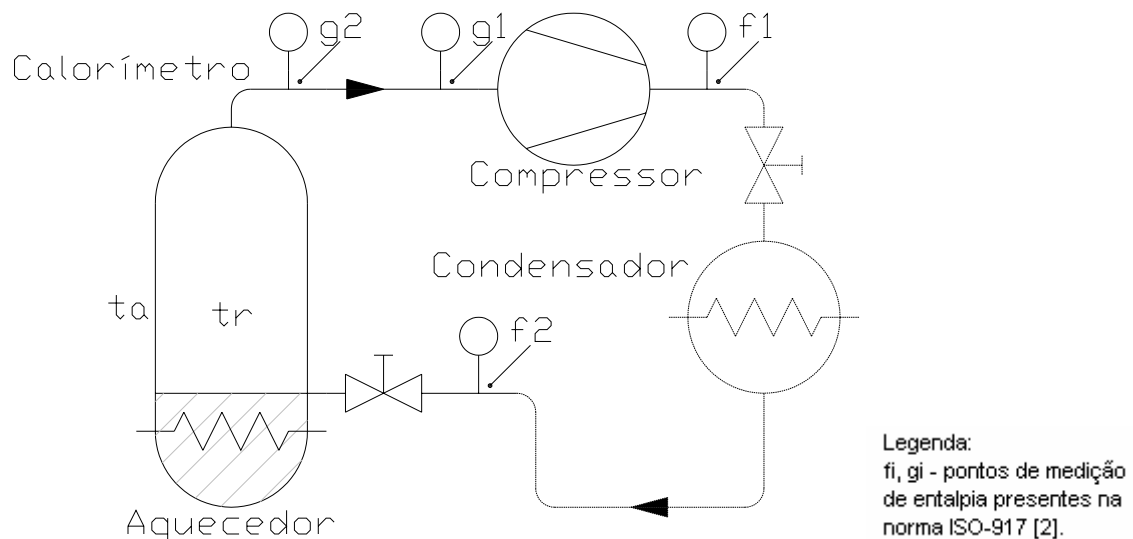


Figura 15 – Medição com calorímetro inundado

A medida do fluxo de massa, também é obtida pelo balanço da energia no interior do calorímetro e, requisitos de estabilidade são estabelecidos para as pressões e temperaturas em torno do calorímetro.

O dispositivo é composto por:

- um vaso de pressão com isolamento térmica;

- b) um sistema de aquecimento – normalmente são usados resistores ou então um trocador de calor no qual circula algum fluido a uma temperatura elevada em relação a temperatura interna do calorímetro;
- c) uma válvula de expansão capaz de controlar o fluxo de refrigerante;
- d) medidores de pressão e de temperatura.

O refrigerante é liberado da válvula de expansão diretamente para o interior do calorímetro. Neste ponto ele entra em contato com a superfície aquecida da fonte de calor e a evaporação se completa. O fluxo de refrigerante é controlado pela válvula de expansão, devendo ficar o mais próximo do calorímetro possível e com isolamento térmica a partir da sua saída. As perdas do calorímetro devem ser conhecidas para que sejam compensadas durante os cálculos.

O cálculo do fluxo de massa é dado pela equação 4:

$$q_{mf} = \frac{\phi_h + F_l \cdot (T_a - T_r)}{h_{g2} - h_{f2}} \quad (4)$$

Onde:

q_{mf} – fluxo de massa de refrigerante;

ϕ_h – potência entregue;

F_l – fator de perda do calorímetro;

T_a – temperatura ambiente do calorímetro;

T_r – temperatura média de saturação do refrigerante;

h_{g2} – entalpia na saída do calorímetro;

h_{f2} – entalpia na entrada do calorímetro.

Caso seja usado aquecimento por circulação de líquido, a potência entregue é calculada pela equação 5:

$$\phi_h = c \cdot (T_1 - T_2) \cdot q_{ml} \quad (5)$$

Onde:

ϕ_h – potência entregue;

c – calor específico do fluido utilizado;

T_1 – temperatura de entrada do fluido;

T_2 – temperatura de saída do fluido;
 q_{ml} – vazão mássica de fluido.

3.4.3 Método C - calorímetro a seco

Usado na mesma posição, e com a mesma função dos métodos 3.4.1 e 3.4.2, o calorímetro a seco (figura 16) evapora o refrigerante dentro de uma serpentina ou câmara que deve estar em contato e permitir uma boa troca de calor com o dispositivo aquecedor (resistores ou trocador de calor com fluido aquecido).

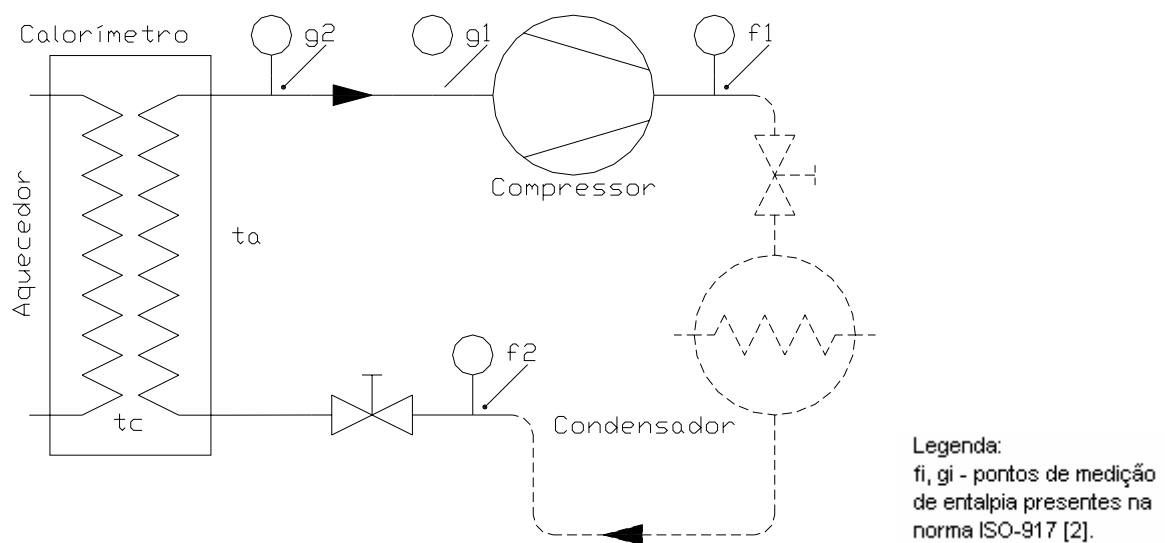


Figura 16 – Medição com calorímetro a seco

A medida do fluxo de massa também é obtida pelo balanço da energia no interior do calorímetro. É necessária a estabilidade para as pressões e temperaturas em torno do calorímetro (como no método B).

O dispositivo é composto por:

- uma serpentina, ou dispositivo semelhante, no qual ocorre a evaporação do refrigerante (evaporador);
- um sistema de aquecimento – normalmente são usados resistores ou então um trocador de calor no qual circula algum fluido a uma temperatura elevada em relação à temperatura interna do calorímetro;
- uma válvula de expansão capaz de controlar o fluxo de refrigerante;
- medidores de pressão e de temperatura.

O refrigerante é liberado da válvula de expansão para o interior da serpentina, a qual está em contato com a fonte de calor, iniciando a evaporação. O fluxo de refrigerante é controlado pela válvula de expansão, devendo ficar o mais próximo do calorímetro possível e com isolamento térmica a partir de sua saída. As perdas do calorímetro devem ser conhecidas para que sejam compensadas durante os cálculos.

O cálculo do fluxo de massa é dado pela equação 6:

$$q_{mf} = \frac{\phi_h + F_l \cdot (T_a - T_c)}{h_{g2} - h_{f2}} \quad (6)$$

Onde:

q_{mf} – fluxo de massa de refrigerante;

ϕ_h – potência entregue;

F_l – fator de perda do calorímetro;

T_a – temperatura ambiente do calorímetro;

T_c – temperatura média da superfície interna ;

h_{g2} – entalpia na saída do calorímetro;

h_{f2} – entalpia na entrada do calorímetro.

Caso seja usado aquecimento por circulação de líquido, a potência entregue é calculada pela equação 7:

$$\phi_h = c \cdot (T_1 - T_2) \cdot q_{ml} \quad (7)$$

Onde:

ϕ_h – potência entregue;

c – calor específico do fluido utilizado;

T_1 – temperatura de entrada do fluido;

T_2 – temperatura de saída do fluido;

q_{ml} – vazão mássica de fluido.

3.4.4 Método D1 - fluxo de massa na linha de sucção

Este método consiste no uso de um medidor de vazão mássica na fase gasosa. O medidor fica posicionado próximo da sucção do compressor. Essa

configuração permite que o ensaio seja feito sem que ocorra mudança de estado do refrigerante (figura 17). Contudo, nada impede que seja usada em um circuito tradicional de refrigeração.

É importante garantir a não formação de líquido no interior do medidor de vazão mássica, bem como evitar a circulação excessiva de óleo. Para realizar isso podem ser usados dispositivos auxiliares como separadores de óleo e aquecedores. Problema que pode ocorrer é a pulsação do fluxo interno do medidor por estar perto do compressor. Para amenizar esses efeitos pode-se usar um reservatório cuja função é atenuar a pulsação no fluxo de refrigerante e também na pressão de sucção.

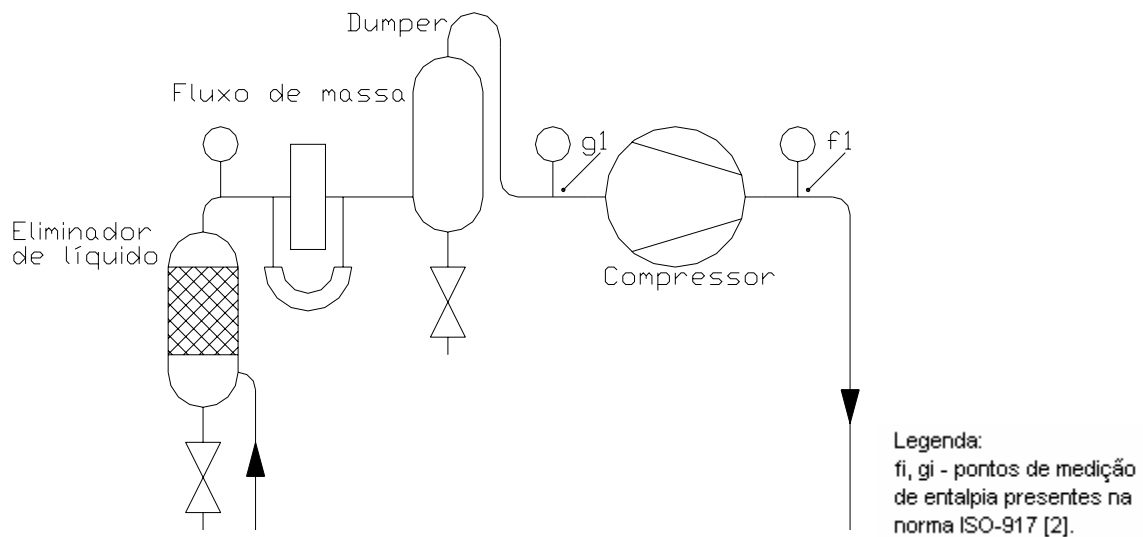


Figura 17 – Medição de fluxo de massa na sucção

3.4.5 Método D2 - fluxo de massa na linha de descarga

Esse método é praticamente idêntico ao D1. A única diferença é a posição do medidor de vazão, como visto na figura 18; aqui valem as mesmas considerações do método D1.

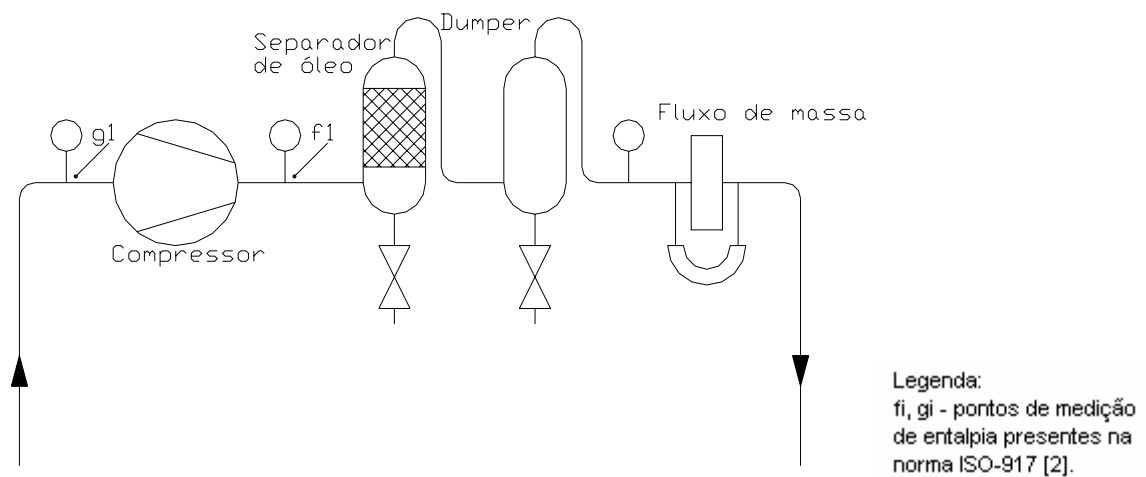


Figura 18 – Medição do fluxo de massa na descarga

3.4.6 Método F – fluxo de massa na fase líquida

Semelhante aos métodos D1 e D2, o fluxo de massa é medido diretamente com um transdutor apropriado. Neste método a vazão é medida na fase líquida (figura 19). Portanto é necessário garantir que nenhuma bolha será formada (refrigerante num estado de sub-resfriamento) durante a medição [2].

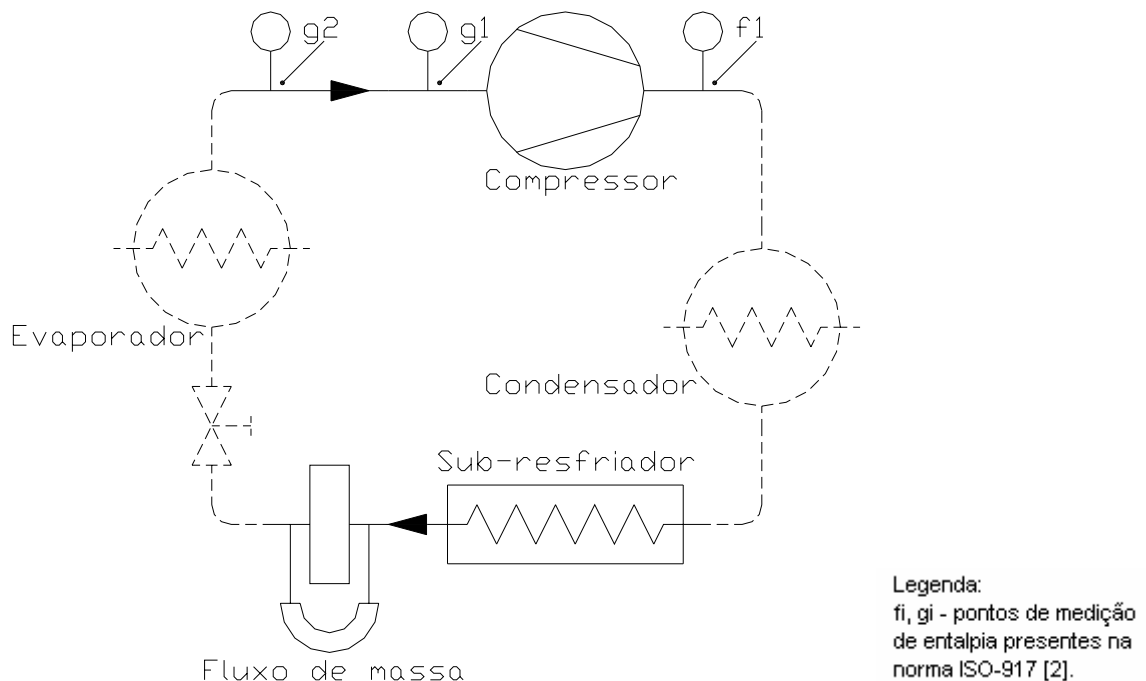


Figura 19 – Medição do fluxo de massa na fase líquida

3.4.7 Método G – Condensador

Neste método a vazão de refrigerante é calculada por meio do balanço de energia no condensador (figura 20). Pelo condensador passam o refrigerante e um outro fluido, sendo que deve haver uma resistência térmica baixa entre os dois meios para facilitar a troca de calor entre eles. O condensador deve ser isolado para diminuir as trocas térmicas com o meio ambiente.

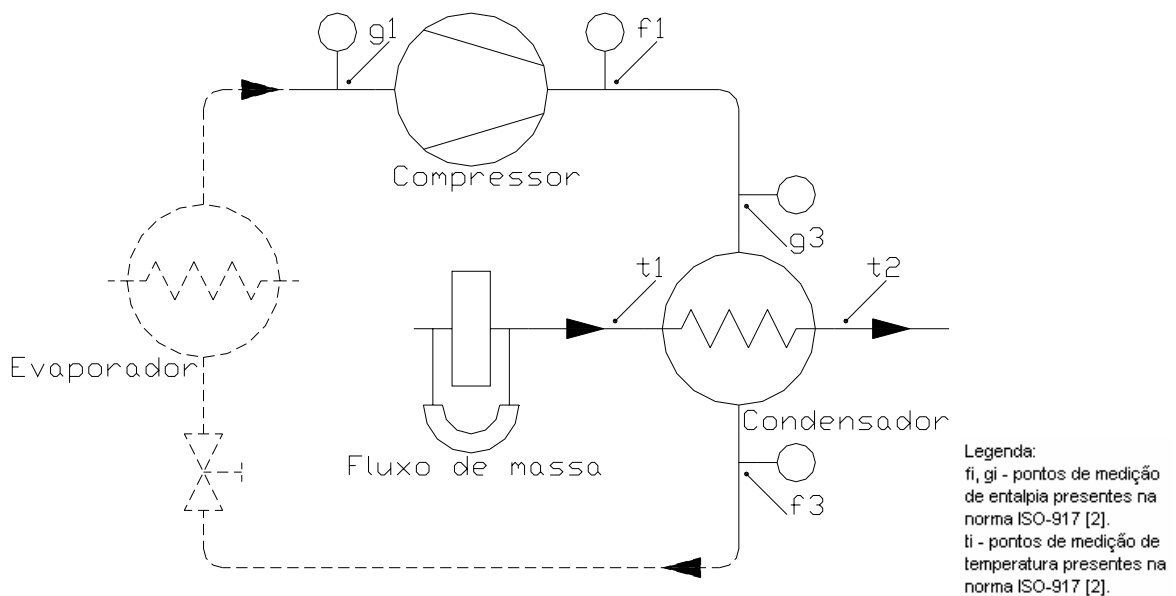


Figura 20 – Medição do fluxo de massa pelo condensador

Fazem parte do medidor:

- trocador de calor;
- isolação térmica;
- medidores de pressão e temperatura;
- medidor de vazão.

O valor medido é dado pela razão da energia cedida pelo fluido que absorve o calor do refrigerante pela diferença de entalpias em torno do condensador. A energia é calculada a partir da vazão do fluido, seu calor específico e da diferença entre sua temperatura de entrada e saída. Conhecendo-se o fator de perdas do medidor, essas podem ser compensadas.

O cálculo do fluxo de massa é dado pela equação 8:

$$q_{mf} = \frac{c \cdot (T_2 - T_1) \cdot q_{mc} + F_1 \cdot (T_r - T_a)}{h_{g3} - h_{f3}} \quad (8)$$

Onde:

q_{mf} – fluxo de massa de refrigerante;

c – calor específico do fluido utilizado;

t_1 – temperatura de entrada do fluido;

t_2 – temperatura de saída do fluido;

q_{mc} – vazão mássica de fluido;

F_1 – fator de perda do condensador;

T_r – temperatura média de saturação do refrigerante;

T_a – temperatura ambiente do condensador;

T_{g3} – entalpia na entrada do condensador;

T_{f3} – entalpia na saída do condensador.

3.4.8 Método J – Resfriamento do vapor de refrigerante

Este método (figura 21) condensa apenas parte do refrigerante circulado pelo sistema. A outra passa por uma válvula que causa uma queda de pressão e segue para um resfriador. No resfriador as duas porções são misturadas e a parte que havia sido condensada evapora, baixando a temperatura da que não sofreu condensação. A parcela que sofreu troca de estado é medida por um transdutor de vazão mássica (mesma configuração do método F) e o cálculo da vazão mássica de refrigerante é feito com essas informações.

O controle da pressão de saída do compressor é feito com a válvula entre a descarga e o condensador e também pela temperatura e fluxo de refrigerante através do condensador. A pressão na entrada do compressor e seu superaquecimento são controlados pelas válvulas colocadas na entrada do resfriador.

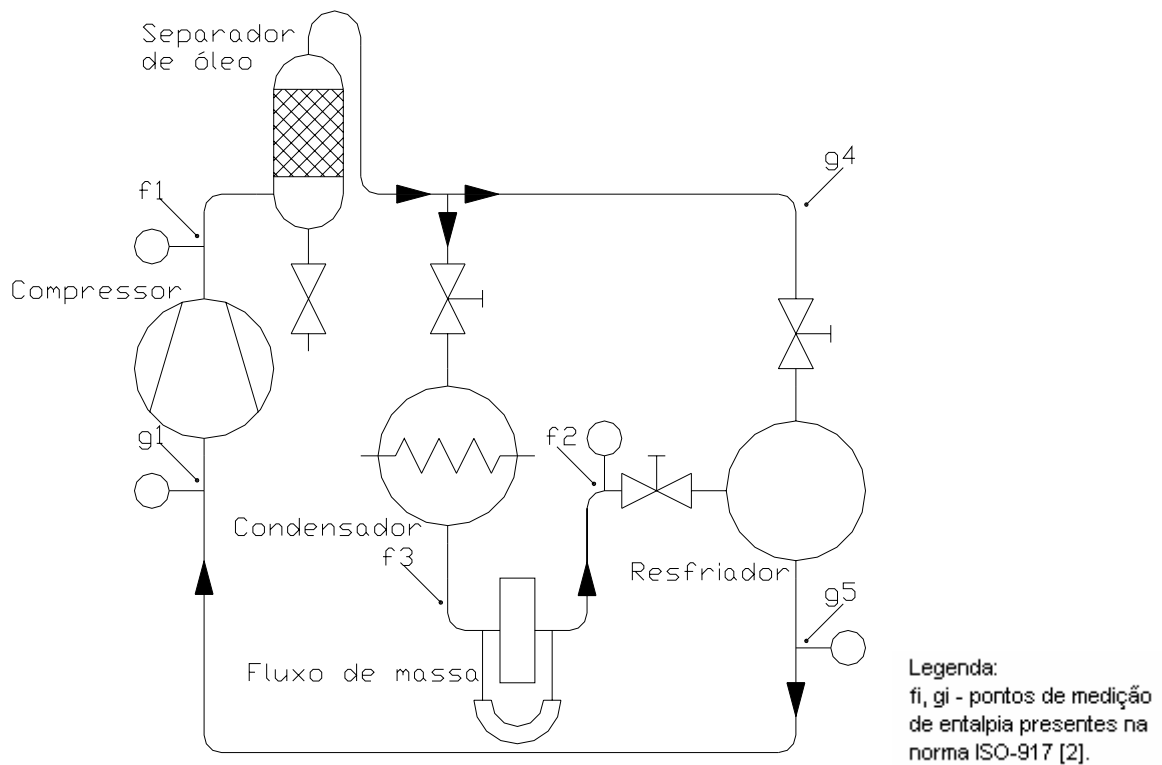


Figura 21 – Medição pela mistura de refrigerante

O dispositivo é composto por:

- a) medidor de fluxo de massa;
- b) condensador;
- c) câmara para misturas o refrigerante (resfriador);
- d) válvulas;
- e) transdutores de pressão e temperatura.

A razão de refrigerante condensado pela de não-condensado é inversamente proporcional à variação da entalpia específica da mistura dos dois fluxos no resfriador. A medida do fluxo de massa é dada pela equação 9:

$$q_{mf} = q_{ml} \left[1 + \frac{(h_{g5} - h_{f2}) - \frac{F_l}{q_{ml}} \cdot (T_a - T_r)}{(h_{g4} - h_{g5})} \right] \quad (9)$$

Onde:

q_{mf} – fluxo de massa de refrigerante;

q_{ml} – fluxo de massa de refrigerante líquido;

h_{g5} – entalpia específica do vapor de refrigerante frio entrando no resfriador;
 h_{f2} – entalpia específica do refrigerante líquido entrando na válvula de expansão;

F_1 – fator de perdas;

T_a – temperatura ambiente;

T_r – temperatura média de saturação do refrigerante;

h_{g4} – entalpia específica do vapor de refrigerante entrando no resfriador.

3.4.9 Método K – Calorímetro na linha de descarga do compressor

Um trocador de calor isolado (calorímetro) é inserido na linha de descarga do sistema e por ele passa todo o refrigerante que circula pela tubulação. Por ele é circulado um fluido capaz de resfriar (ou aquecer) o refrigerante na fase gasosa. Aquecimento elétrico pode ser usado (figura 22). A temperatura mais baixa no calorímetro deve ficar acima da temperatura de condensação do refrigerante para que em nenhum momento ela ocorra [2].

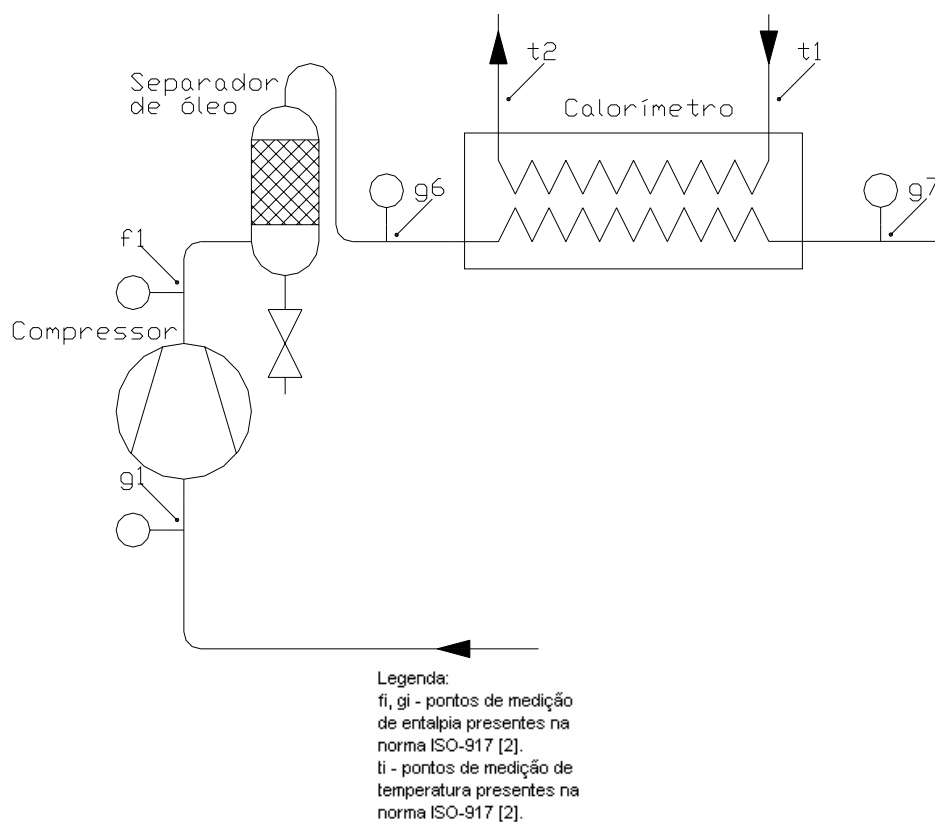


Figura 22 – Método do calorímetro na descarga

O dispositivo é composto por:

- a) calorímetro;
- b) sistema para resfriar e/ou aquecer o refrigerante;
- c) transdutores de pressão e temperatura.

De maneira semelhante aos métodos A, B e C, o fluxo de massa de refrigerante é calculado pela razão da quantidade de calor trocado no interior do calorímetro pela diferença de entalpias entre a entrada e a saída do calorímetro. Contudo nessa configuração não ocorre mudança de estado no interior do calorímetro.

O fluxo de massa de refrigerante é dado pela equação 10:

$$q_{mf} = \frac{\phi_h + F_l \cdot (T_c - T_a)}{(h_{g6} - h_{g7})} \quad (10)$$

Onde:

q_{mf} – fluxo de massa de refrigerante;

ϕ_h – potência entregue ou retirada;

F_l – fator de perda do calorímetro;

T_c – temperatura ambiente do calorímetro;

T_a – temperatura do fluido secundário;

h_{g6} – entalpia na entrada do calorímetro;

h_{f7} – entalpia na saída do calorímetro.

Caso seja usado aquecimento por circulação de líquido aplica-se a equação

11:

$$\phi_h = c \cdot (T_1 - T_2) \cdot q_{ml} \quad (11)$$

Onde:

ϕ_h – potência entregue;

c – calor específico do fluido utilizado;

T_1 – temperatura de entrada do fluido;

T_2 – temperatura de saída do fluido;

q_{ml} – vazão mássica de fluido.

4 ANÁLISE PRÉVIA PARA DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE ENSAIOS DE COMPRESSORES

Este capítulo apresenta informações sobre o estado inicial da bancada de ensaios. Baseada nos modelos da norma ISO 917, propõe caminhos que levem a uma incerteza de medição menor. Faz isso discutindo os pontos fortes e fracos de cada modelo proposto. Discute qualitativamente as formas mais comuns de se montar a bancada de ensaios e registra as decisões que motivaram os trabalhos experimentais desta dissertação. Ao final sugere uma configuração para comprovação prática das decisões aqui tomadas.

4.1 FONTES CRÍTICAS DE INCERTEZA DE MEDIÇÃO

4.1.1 Pressão de sucção

Da indústria foram obtidas informações delatando a notória influência de algumas variáveis sobre o resultado do ensaio, sendo a mais importante delas, a pressão de sucção. Esse fenômeno é explicado facilmente, dado que a capacidade do compressor é proporcional ao fluxo de massa imposto por ele sob as condições de ensaio. Variando a pressão de sucção, a massa específica também varia (equação 12). Como o compressor continua executando o mesmo número de ciclos de compressão, a volume constante, por um determinado período de tempo, varia também a vazão mássica através do compressor (não necessariamente de maneira linear). Considerando uma configuração ideal de compressor (sem volume morto) pode-se dizer que o fluxo de massa é:

$$q_{mf} = V_c \cdot \rho \cdot f_c \quad (12)$$

Onde:

q_{mf} – fluxo de massa de refrigerante;

V_c – volume da câmara do compressor;

ρ – massa específica do refrigerante;

f_c – frequência do motor.

A figura 23 e a tabela 5 mostram a variação da massa específica do refrigerante (R134a) [24] em função de uma variação de pressão. A influência dessa aproximação é visualizada na tabela 5. Tomando-se a linha central como referência, pode-se ver que para variações pequenas (menores que 1 %) a não linearidade é desprezível. Por se tratar de uma variação pequena (1 % em torno do valor central de 1 bar, que é o limite para a aplicação) as curvas se assemelham a retas. Sabe-se do comportamento não linear do refrigerante, contudo esse foi considerado linear, por se tratarem de pequenas variações.

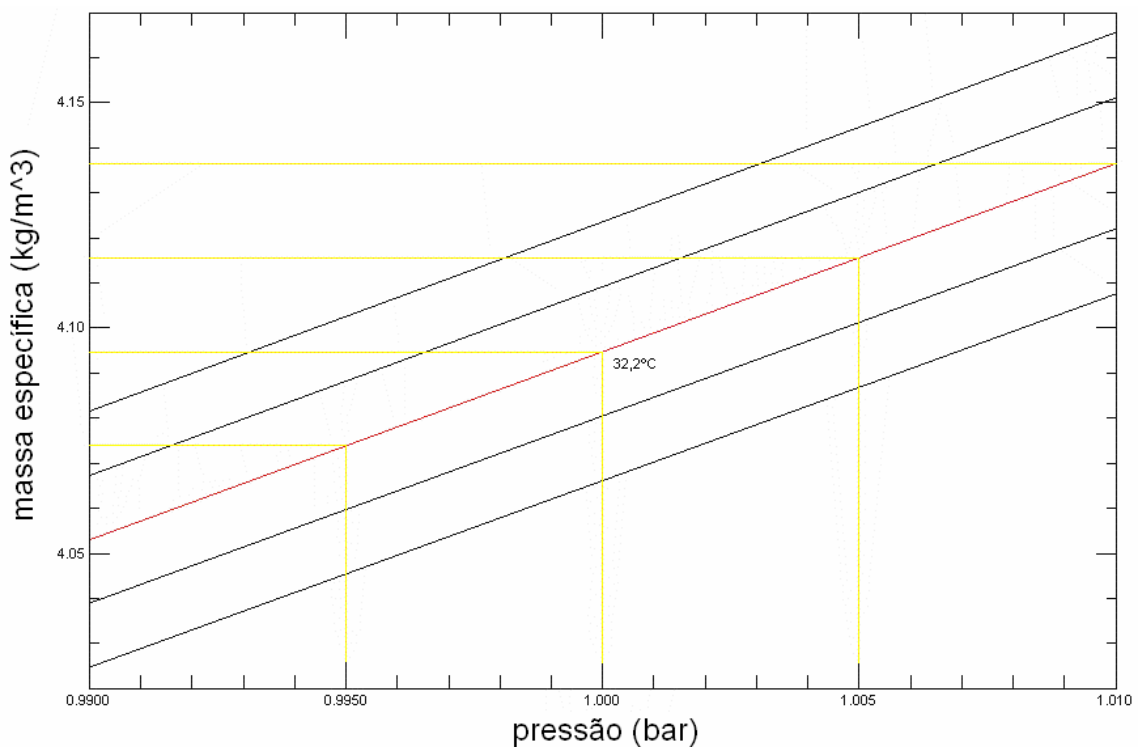


Figura 23 – Massa específica x pressão

Tabela 5 – Influência da variação de pressão de sucção

temperatura de 32,2 °C					
pressão (bar)	massa específica (kg/m ³)	volume específico (m ³ /kg)	variação da pressão	variação da massa específica	variação do volume específico
0,5	2,0281	0,4931	-50,00%	-50,47%	101,90%
0,9	3,6782	0,2719	-10,00%	-10,17%	11,32%
0,990	4,053	0,2467	-1,00%	-1,02%	1,03%
0,995	4,0738	0,2455	-0,50%	-0,51%	0,51%
1,000	4,0947	0,2442	0,00%	0,00%	0,00%
1,005	4,1156	0,2430	0,50%	0,51%	-0,51%
1,010	4,1364	0,2418	1,00%	1,02%	-1,01%
1,100	4,5128	0,2216	10,00%	10,21%	-9,26%
1,500	6,202	0,1612	50,00%	51,46%	-33,98%

Relacionando os dados da tabela 5 com as equações 1 e 12 fica nítida a influência da pressão de sucção sobre a capacidade de refrigeração. Esse comportamento se repete com as incertezas. Incertezas elevadas na medição da pressão de sucção implicam incertezas elevadas na medição de capacidade de refrigeração.

As incertezas da pressão de sucção foram separadas conforme sua origem: sistema de medição e sistema de controle. As referentes ao sistema de medição dizem respeito ao transdutor utilizado, sistema de aquisição de sinais, calibração etc. As incertezas oriundas do sistema de controle retratam as imperfeições do controle, em outras palavras, o desvio do valor desejado causado por um controle que não seja perfeito.

O erro sistemático em regime permanente do sistema de controle [25] faz com que o sistema trabalhe fora do ponto de operação desejado. Pode ocorrer uma situação na qual o controle consiga manter o valor médio desejado, mas em regime oscilatório. Caso isso ocorra o erro médio tenderia a zero; sendo assim, devido ao comportamento praticamente linear da massa específica do refrigerante o erro devido ao controle seria desprezível.

4.1.2 Temperatura de sucção

A temperatura de sucção age de maneira semelhante à pressão de sucção sobre a massa específica do refrigerante. O comportamento pode ser visto na figura

24 e na tabela 6. As mesmas conclusões citadas a respeito da pressão de sucção são válidas para a temperatura de sucção.

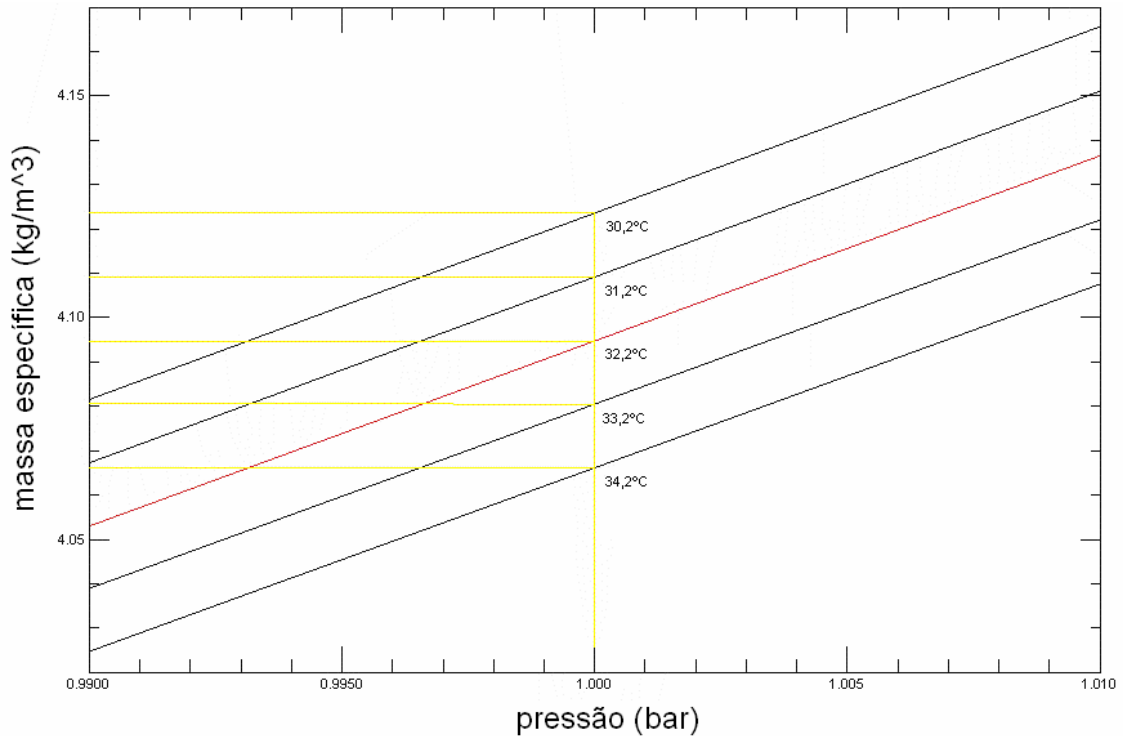


Figura 24 – Massa específica x temperatura

Tabela 6 – Influência da variação de temperatura

pressão de 1 bar						
temperatura (°C)	temperatura (K)	massa específica (kg/m ³)	volume específico (m ³ /kg)	variação da temperatura	variação da massa específica	variação do volume específico
2,2	275,35	4,5822	0,2182	-9,82%	11,91%	-10,64%
22,2	295,35	4,244	0,2356	-3,27%	3,65%	-3,52%
30,2	303,35	4,1236	0,2425	-0,65%	0,71%	-0,70%
31,2	304,35	4,1091	0,2434	-0,33%	0,35%	-0,35%
32,2	305,35	4,0947	0,2442	0,00%	0,00%	0,00%
33,2	306,35	4,0804	0,2451	0,33%	-0,35%	0,35%
34,2	307,35	4,0662	0,2459	0,65%	-0,70%	0,70%
42,2	315,35	3,9565	0,2527	3,27%	-3,38%	3,49%
62,2	335,35	3,7079	0,2697	9,82%	-9,45%	10,43%

4.1.3 Pressão de descarga

O resultado do ensaio é menos sensível à pressão de descarga que à pressão de sucção (testado experimentalmente), isso porque o fluxo de massa imposto pelo compressor é muito sensível à massa específica do refrigerante na sucção. Resta

uma influência relativa à diferença entre as pressões de sucção e descarga do compressor. Essa diferença de pressões afeta a abertura e fechamento das válvulas do compressor e sua influência dependerá das características construtivas de cada compressor.

Com base na observação experimental acerca da influência da pressão de descarga sobre o fluxo de massa puderam ser desconsideradas as incertezas relativas ao sistema de controle da pressão de descarga. Isso porque dentro de toda faixa na qual a variável permanece enquanto controlada suas variações são representam variações desprezíveis sobre o resultado. Assim o único efeito da incerteza da medição da pressão de descarga sobre o ensaio aparece no valor da entalpia de líquido saturado equivalente à pressão de descarga do compressor, como visto na equação 1. Esse valor aparece no cálculo da capacidade de refrigeração do compressor. Nota-se, conforme a figura 25 e a tabela 7, que a variação da entalpia é praticamente cinco vezes menor que a variação da pressão de descarga em termos percentuais, comprovando que o resultado do ensaio é menos sensível a essa variável que à pressão de sucção, cuja relação é de praticamente 1:1.

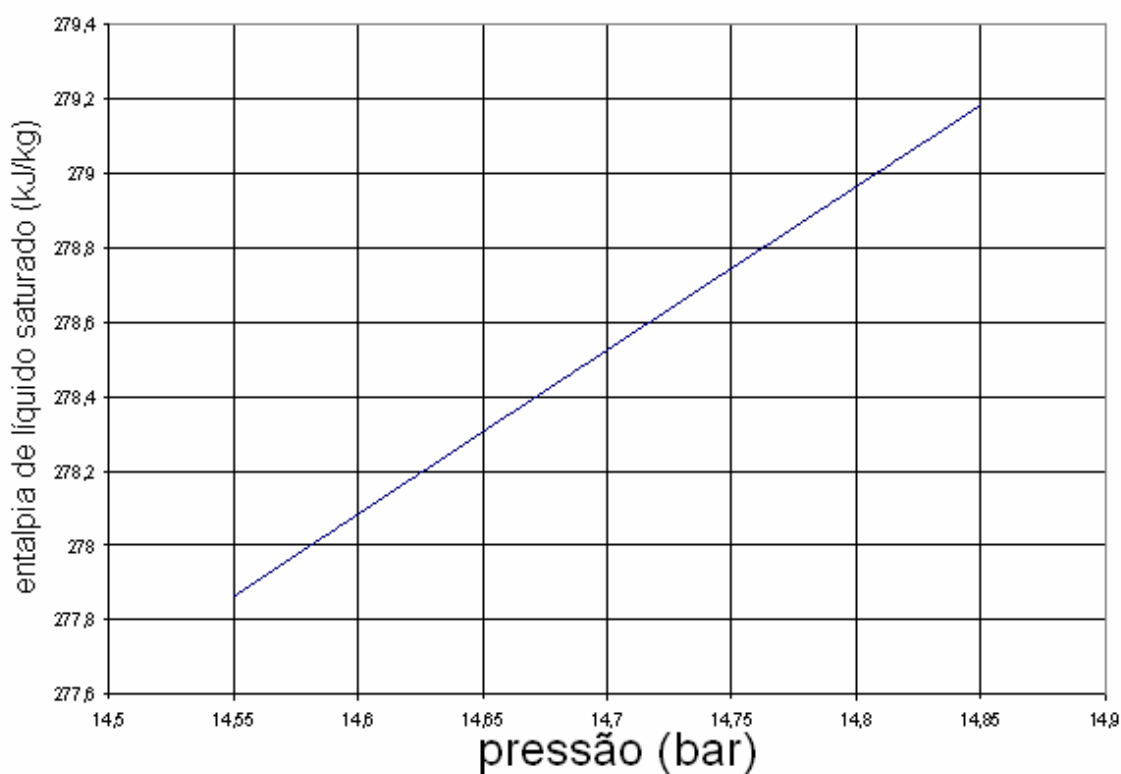


Figura 25 – Entalpia de líquido saturado x pressão

Tabela 7 – Influência da variação da pressão de descarga

Pressão (bar)	temperatura (°C)	temperatura (K)	entalpia de líquido saturado (kg/kJ)	variação da pressão	variação da temperatura	variação da entalpia
7.43	28.754	301.904	239.93	-49.45%	-7.83%	-13.86%
13.228	50.148	323.298	271.85	-10.00%	-1.30%	-2.39%
14.551	53.989	327.139	277.87	-1.00%	-0.13%	-0.23%
14.698	54.399	327.549	278.52	0.00%	0.00%	0.00%
14.885	54.917	328.067	279.34	1.27%	0.16%	0.29%
16.168	58.342	331.492	284.82	10.00%	1.20%	2.26%
22.047	71.826	344.976	307.47	50.00%	5.32%	10.39%

4.1.4 Vazão mássica

A medida do fluxo de massa influencia diretamente o resultado. Por norma [2] a medida de vazão mássica deve ser realizada duas vezes, de maneira simultânea e por métodos diferentes. Seu valor multiplica diretamente a diferença de entalpias que fornece o resultado do ensaio (capacidade de refrigeração do compressor),

portanto a incerteza dessa medida aparece combinada diretamente ao restante das variáveis que compõem o resultado da medição.

Os métodos D1, D2 e F utilizam medidores diretos de vazão (descritos em 3.2.1.3). Nesses a incerteza de medição é a especificada pelo fabricante associada às incertezas do sistema de aquisição de sinais, quando aplicável. Os demais medidores: A, B, C, G, J e K (métodos indiretos de medição) utilizam medidores de pressão, temperatura e transferência de energia associados de maneira a tornar possível o cálculo do fluxo de massa a partir do balanço de energia em uma parte sistema de refrigeração. Para avaliar a incerteza dessas medidas é preciso contabilizar as influências das incertezas das medidas de entalpia, temperatura e potência segundo as equações apresentadas no capítulo 3.

Os métodos A, B, C e K utilizam algum dispositivo aquecedor. O aquecimento pode ser dar de duas formas: aquecimento elétrico ou pela circulação de fluido aquecido [2], [3]. Usando aquecimento pela dissipação de energia elétrica sobre uma carga resistiva (efeito Joule [8]) sua incerteza será proporcional à incerteza da medida de energia consumida. Já quando é usado aquecimento pela circulação de fluido aquecido, a incerteza virá das incertezas das medidas de diferença de temperatura (entrada e saída) do fluido, sua vazão e do calor específico do fluido. Nota-se que para o caso de aquecimento por meio do uso de fluido aquecido, existem mais variáveis envolvidas. Além disso, depende da medição de vazão (em geral, baixas vazões) e da medição da diferença de temperatura, sendo que essa diferença pode ser pequena ao ponto de se tornar difícil medi-la com a exatidão adequada.

O método G, semelhante aos do parágrafo anterior, difere basicamente porque usa um sistema de resfriamento ao invés de aquecimento por estar retirando calor do sistema no condensador. Em geral, usa-se circulação de fluido a uma temperatura baixa o suficiente para trocar calor com o sistema. Assim, apresenta as mesmas dificuldades das montagens que utiliza aquecimento por meio de circulação de fluido aquecido.

O método J utiliza no cálculo do fluxo de massa de refrigerante total duas diferenças de entalpia e uma medida de vazão mássica de parte do refrigerante. A corrente de refrigerante é separada em duas e, por meio do controle dos fluxos, é controlada a temperatura no ponto em que os fluxos se reencontram. Essa configuração pode ser interessante para medir compressores cuja vazão seja elevada, mas como o objetivo deste trabalho é ensaiar compressores herméticos (pequena vazão de refrigerante) seu uso seria inadequado por causa da maior complexidade da montagem.

4.1.5 Controle

Diversas estratégias de controle foram utilizadas para tornar possível o ensaio, divididas em manuais e automatizadas. O sistema pode acrescentar um erro à variável controlada. Devido ao erro em regime permanente do sistema de controle, existe um desvio do resultado, que foi tratado como uma incerteza [25]. É recomendável usar controladores capazes de fazer o desvio do valor desejado para uma variável controlada ser praticamente zero, usando para isso características de integração sobre o sinal de erro do controle.

O controlador escolhido não fez com que a variável em questão atingisse exatamente o valor desejado. Ele, na verdade, fez a variável oscilar em torno do valor central. Essa oscilação pode ser tão pequena a ponto de ser desprezível, mas também pode ser significativa. Ora ela fará a variável estar acima do valor desejado, ora abaixo compensando de certa forma o resultado do ensaio e trazendo o valor médio da variável mais próximo do valor desejado. Caso o sistema seja linear, a influência do controle desaparece quando o valor médio é atingido, o que não é verdade para sistemas não lineares. Este trabalho trata de um sistema não linear, mas que foi considerado linear para pequenas variações com base nas informações das tabelas 5, 6 e 7 nos valores limites para as variações durante o teste contidos na tabela 3.

4.2 SELEÇÃO DOS MÉTODOS PARA ANÁLISE EXPERIMENTAL

Seria interessante testar todos os métodos identificados anteriormente, porém é inviável por questão de tempo e de limitações orçamentárias. Por isso alguns métodos foram deixados de lado.

As normas ISO 917 e ASHRAE 23-2005 exigem dois métodos de medição simultâneos. Isso obrigou a testar pelo menos dois métodos. Para fornecer um resultado ainda melhor, um terceiro método foi incluído na bancada.

Existe uma única restrição para a escolha das montagens experimentais: não podem coexistir os métodos A, B, C e J (ver tabela 4). Essa limitação existe porque todos esses métodos utilizam a parte do circuito na qual ocorre a evaporação, parcial ou não, do refrigerante e como o fenômeno só ocorre uma vez ao longo do circuito pode-se optar por apenas um deles.

Na indústria, métodos que utilizam calorímetros são os mais empregados. O motivo do emprego desse método é histórico, pois quando as primeiras bancadas foram feitas esses modelos apresentavam os melhores resultados. Por causa do seu uso freqüente ficou decidido o uso de um método baseado em calorímetro. Também foi decidido que, por causa da sua complexidade, o método J seria descartado. Caso fosse utilizado exigiria uma adaptação maior da bancada visto que já havia um calorímetro de fluido secundário instalado.

A próxima escolha foi pelo uso de um método de vazão direta, pois as conclusões acerca de um deles valem para os outros, sendo que esses métodos possuem apenas diferenças na arquitetura do circuito e não no método de medir.

Para o terceiro método restaram as configurações: G (condensador) e a K (calorímetro na descarga).

Das opções de calorímetros: A (fluido secundário), B (evaporação direta) e C (a seco) foram comparadas suas características.

Do ponto de vista da segurança o método A é o mais perigoso. Consiste num vaso de pressão com um trocador de calor em seu interior, nos outros dois métodos essa situação não ocorre.

Analisando a resistência à troca de calor, todos podem ser igualmente bons se usada isolamento adequada, contudo o método A tende possuir a menor resistência térmica, pois muito provavelmente use uma estrutura metálica (vaso de pressão) em seu interior.

Analisando do ponto de vista do controle da temperatura, o método A necessita que a temperatura interna do calorímetro seja mantida constante. Em seu espaço interno existem: um evaporador, um aquecedor e um meio favorável à troca de calor; esse meio consiste em algum fluido em condições de saturação e é ele que realiza a troca de calor entre evaporador e aquecedor. Os métodos B e C combinam o evaporador a um trocador de calor com aquecedor, e a troca entre eles se dá por condução direta visto que estão em contato. Assim, o método A apresenta uma inércia térmica maior, devido ao fluido secundário e, por esse motivo, o sistema apresenta uma resposta mais lenta da temperatura em relação à potência entregue ao sistema, tornando o controle mais fácil de ser realizado.

A perda térmica no decorrer do ensaio é proporcional ao fator de perda e a diferença de temperatura interna e ambiente do calorímetro. No método A, a temperatura interna é praticamente homogênea, fato que facilita a compensação das perdas térmicas sobre o resultado do ensaio. Nos métodos B e C existe um gradiente de temperatura no interior, pois ao sair da válvula de expansão o refrigerante, líquido e a baixa pressão, começa a evaporar mudando de estado a uma temperatura constante até que não exista mais fase líquida. A partir deste ponto o vapor começa a aumentar sua temperatura até atingir a temperatura desejada na saída do calorímetro (gás superaquecido). Por causa do gradiente em questão fica difícil estimar a temperatura interna média do calorímetro com objetivo de compensar suas perdas.

A temperatura interna para o método A e a temperatura de saída do calorímetro para os métodos B e C são os indicadores de estabilidade dos calorímetros. Para que essas variáveis sejam mantidas estáveis é necessário um sistema de controle. Esse sistema pode deixar um erro, ou desvio, devido a suas imperfeições durante o ensaio de maneira que a temperatura média da variável em

questão se afaste um pouco do valor desejado, causando um erro no final do ensaio. O erro é proporcional ao produto da diferença de temperatura média inicial e final do calorímetro pelo calor específico do conjunto que compõe o calorímetro. E o calor específico é muito maior no caso A em relação aos demais devido à grande massa de fluido secundário no interior do calorímetro.

Baseado nos motivos acima, o método C foi escolhido como um dos métodos a serem montados na nova bancada. É mais seguro que o método A, mais fácil de construir que os métodos A e B (não necessita de câmara de expansão; um conjunto de espiras já basta). O controle, apesar de mais complexo que o usado no calorímetro de fluido secundário, é também, facilmente implementável. Apresenta também um erro menor em relação à diferença de temperatura entre o início e fim do ensaio. O inconveniente desta escolha é a forma de medir a temperatura interna média usada na compensação das perdas térmicas, por não ser homogênea.

Dos métodos de medição de vazão direta foi escolhido o F aos D1 e D2. A escolha se deve ao fato de que o medidor de vazão mássica disponível para execução de ensaios apresentava incertezas menores quando utilizado para medir fase líquida.

Para o terceiro método restaram as escolhas entre o G e o K (a escolha do método C exclui os métodos A, B e J). Como foi proposto usar apenas um método de medir vazão diretamente, foram excluídos os métodos D1 e D2. Optou-se então pelo método G, visto que teria que se usar um condensador de qualquer maneira, ao passo que se fosse optado pelo método K seria necessário construir um outro calorímetro.

A figura 26 ilustra o modelo projetado para realização das análises experimentais.

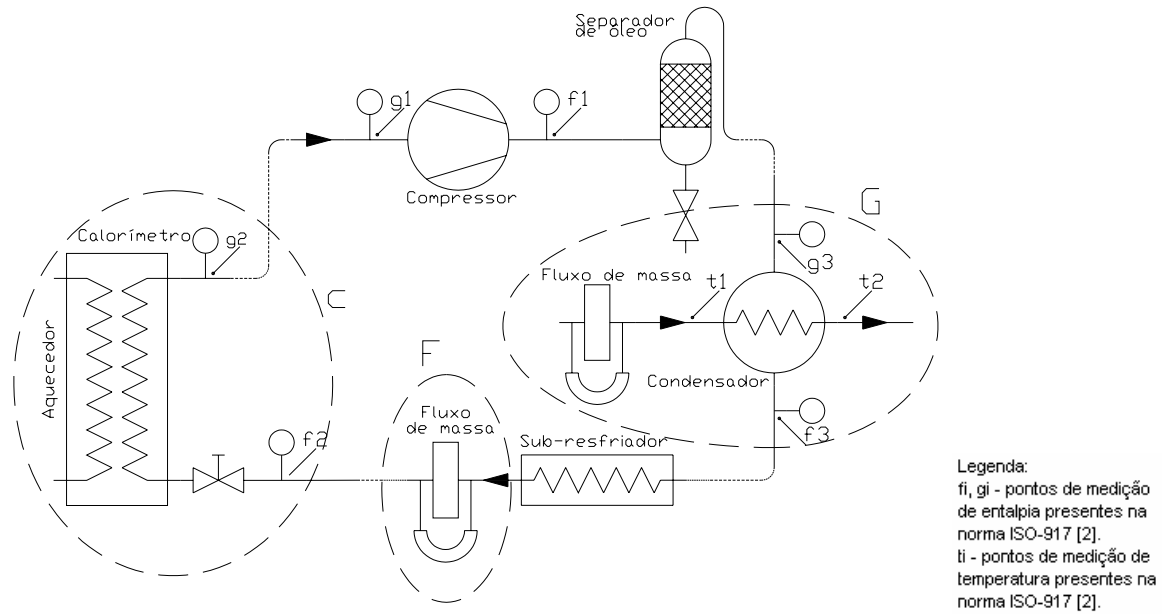


Figura 26 – Circuito de ensaio proposto

5 APERFEIÇOAMENTO DE UMA BANCADA EXISTENTE

Este capítulo apresenta a parte experimental do trabalho proposta no capítulo quatro.

5.1 ESTADO INICIAL DA BANCADA

Partiu-se de um calorímetro de fluido secundário precariamente automatizado. Havia controladores industriais [27], [28] para ler e atuar sobre as diversas variáveis.

O controle da pressão de sucção era freqüentemente desabilitado, pois o sistema respondia de forma insatisfatória no modo automático (desviava mais de 1 % do valor especificado para o ensaio); quando isso ocorria o operador agia diretamente sobre a válvula.

O controle da temperatura interna do calorímetro era manual e por causa disso demorava a estabilizar. Era muito dependente da perícia do operador.

Havia apenas duas medições de pressão: na entrada e na saída do compressor. Faltavam as medições na entrada e saída do calorímetro, que eram assumidos como sendo os valores em torno do compressor, visto que as perdas na tubulação eram desprezadas. Somente um método de medição estava implementado.

5.2 MODIFICAÇÕES REALIZADAS

As modificações visaram a reduzir as maiores fontes de incertezas. Procurou-se, também, por meio de controle adequado, atuar sobre as variáveis mais instáveis, proporcionando-lhes um comportamento estável, com variações bem menores do que as permitidas pelas normas [2], [3].

Os aperfeiçoamentos foram os seguintes:

Construção de um calorímetro a seco, com instrumentação adequada para medir o fluxo de massa de refrigerante e cujo aquecimento se dá por meio de resistores cuja energia é fornecida por uma fonte DC ajustável a ser especificada.

Construção de uma unidade condensadora, com instrumentação adequada para medir o fluxo de massa de refrigerante. A troca de calor no condensador é feita

com circulação de água resfriada proveniente de uma fonte a uma temperatura constante.

Instalação de um medidor de vazão mássica após o condensador.

Automação do controle da fonte DC responsável pelo fornecimento de energia ao calorímetro. Esse deveria ser capaz de rejeitar perturbações, estabilizar a temperatura de saída do calorímetro e fazer com que, no regime permanente, a variação de potência da fonte fosse menor que 1 % do valor nominal (respeitando os valores permitidos em norma [2], [3]).

Automação do controle da pressão de sucção, com um sistema capaz de rejeitar perturbações e apresentar erro desprezível sobre o valor médio da variável ao final do ensaio.

5.2.1 Construção do calorímetro a seco

Foi montado um trocador de calor em formato de serpentina. Sobre ela um resistor longo foi fixado de maneira a cobri-la. Uma válvula de expansão foi conectada à serpentina. Essa válvula foi desenvolvida no âmbito deste trabalho. O acionamento dessa foi feito por um sistema eletro-pneumático e o controle por um computador com interface feita através de placas de aquisição de sinais.

Em torno desse conjunto foi colocada uma superfície metálica a fim de forçar uma superfície isotérmica para ser usada na quantificação das perdas e do fator de perdas do calorímetro. O núcleo foi isolado termicamente e acomodado em uma carcaça apropriada, finalizando assim o calorímetro (ver figura 27).

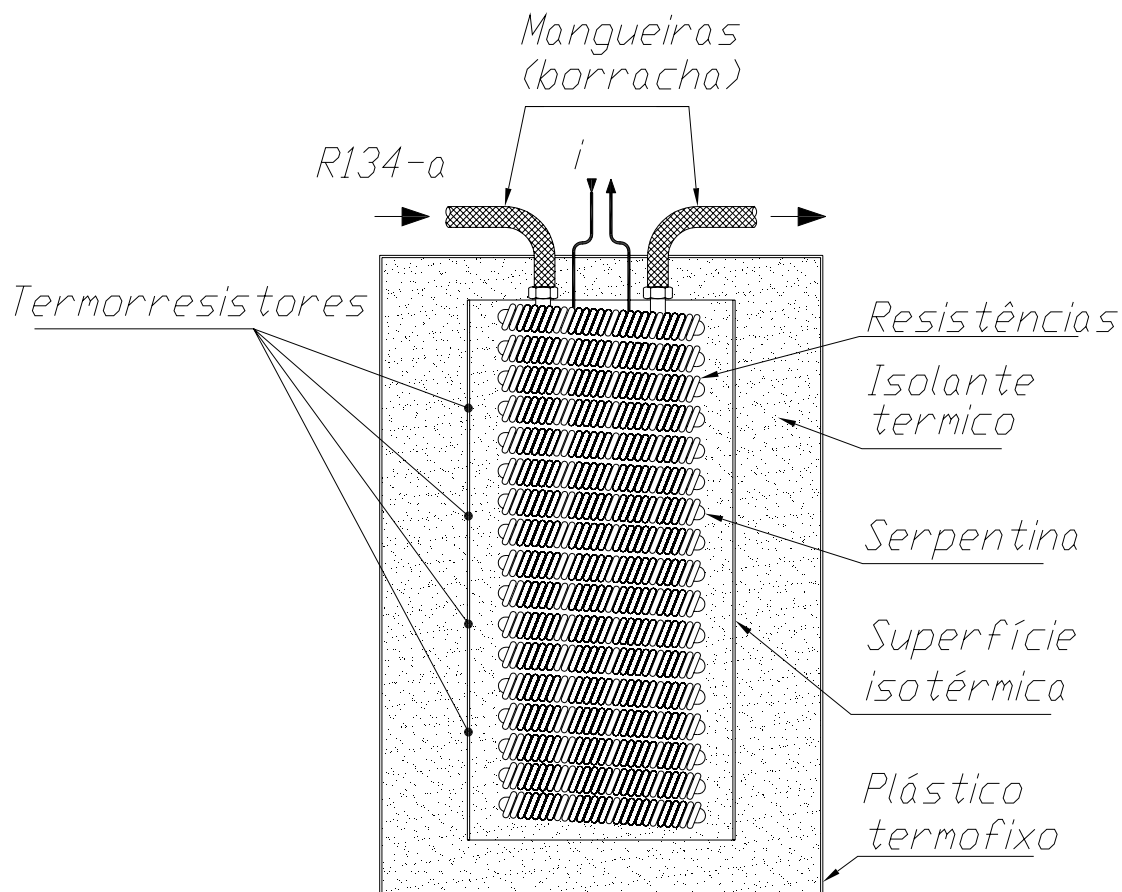


Figura 27 – Calorímetro a seco (esquemático)

Sensores do tipo Pt-100 foram fixados junto à entrada, à saída e à superfície interna para monitorar suas temperaturas. Junto aos transdutores de temperatura da entrada e saída do calorímetro foram instalados transdutores de pressão. Assim, a medida de entalpia junto ao calorímetro se tornou possível.

Com a mudança do calorímetro de fluido secundário para o calorímetro a seco, surgiu um problema que não existia até então: as perdas térmicas. No calorímetro de fluido secundário o fator de perdas era de $1,5 \text{ W/}^\circ\text{C}$, mas a temperatura interna era homogênea e a temperatura ao seu redor também era homogênea e controlada para ser a igual à temperatura interna. Por causa da igualdade nas temperaturas, as perdas tornavam-se desprezíveis. No calorímetro a seco, a temperatura interna passou a ser livre e a temperatura de saída passou a ser o parâmetro controlado e também o indicativo da estabilidade; dessa forma as perdas térmicas deixaram de ser desprezíveis porque a temperatura superficial interna

passou a ser diferente da temperatura em torno do calorímetro, contudo o fator de perda baixou para $0,5 \text{ W/}^\circ\text{C}$ deixando as perdas menores que 5 % da capacidade (limite estabelecido ISO 917) para uma diferença de quase 10°C entre as temperaturas interna e externa do calorímetro (que foi o valor obtido na prática).

Dessa montagem foram obtidos resultados animadores em relação à estabilidade e tempo de resposta. Seu formato final pode ser visto na figura 28.

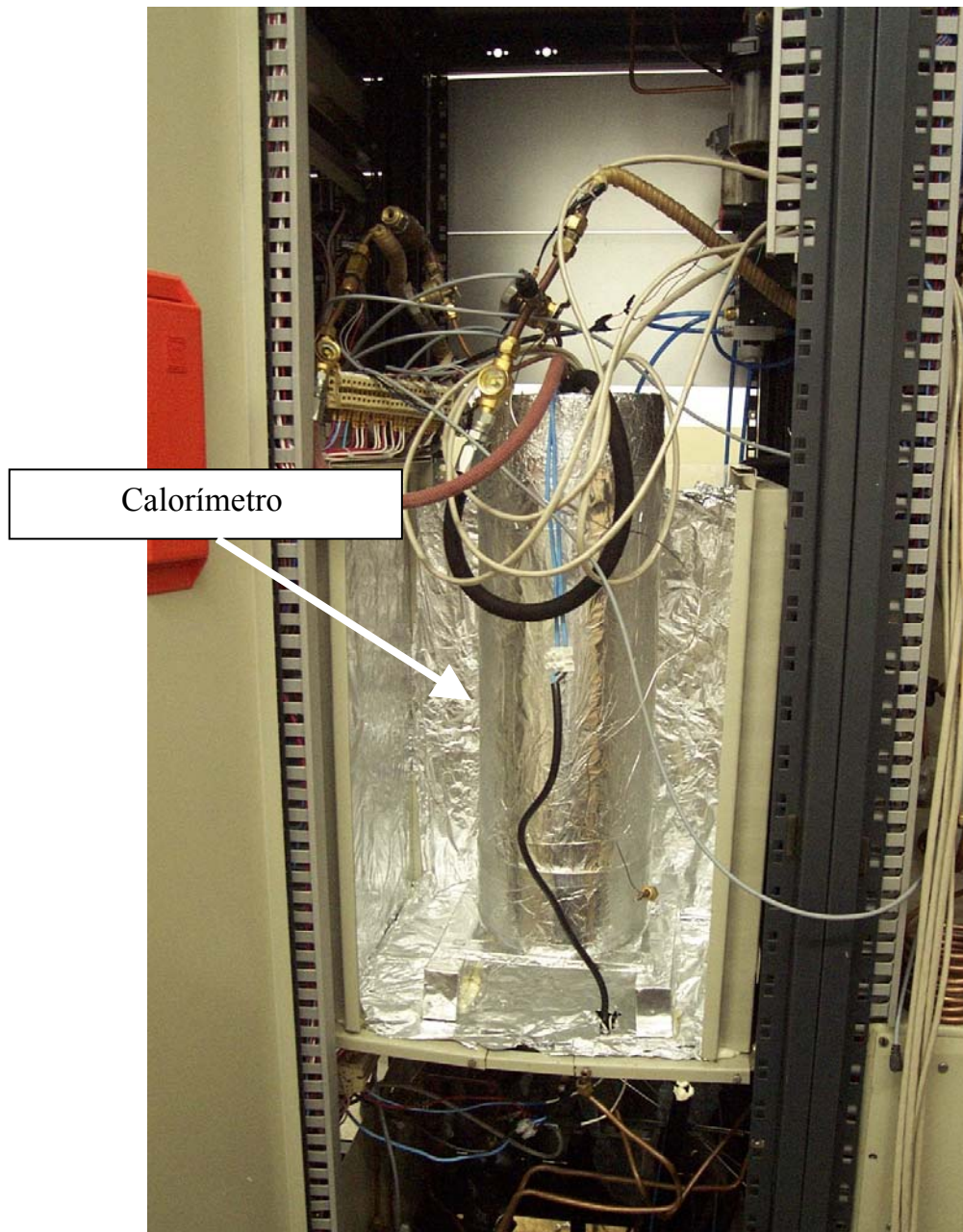


Figura 28 – Calorímetro a seco na bancada

5.2.2 Construção de uma unidade condensadora instrumentada

Já havia um conjunto de condensadores na bancada inicial, contudo sua função era apenas a de rejeitar de calor para o ambiente. Nenhuma medida era feita sobre o condensador. Transdutores de pressão e temperatura foram instalados nas extremidades das tubulações pelas quais flui o refrigerante e também junto à entrada e à saída da tubulação percorrida pela água. Nessa ainda foi inserido um outro medidor de fluxo de massa do mesmo modelo do usado para o método F.

A estrutura toda foi montada dentro de uma caixa de madeira e os espaços em torno dos equipamentos foram preenchidos com lã de vidro com intuito de se obter um bom isolamento térmico.

5.2.3 Instalação do medidor de vazão mássica

Para a implantação do método F foi especificado um medidor de vazão mássica para inserção no circuito de refrigeração. A exigência das normas [2], [3] é de 1% para a incerteza da medição. O modelo escolhido usa o princípio de Coriolis (atualmente apresentam as menores incertezas do mercado) e sua incerteza é de 0,1% do valor medido, dez vezes melhor que o exigido nas normas.

Esse medidor pode operar na fase líquida ou gasosa, contudo não permite que exista uma mistura bifásica em seu interior, sob pena de apresentar grandes erros de medição. Como foi escolhido instalar o medidor na fase líquida foi necessário tomar providências para garantir que todo o refrigerante permanecesse líquido. Para tal a pressão do refrigerante, no ponto de medição, foi elevada até um patamar no qual o refrigerante estaria líquido mesmo a uma temperatura superior a do ambiente em 10 °C. Usou-se também, tubulação transparente para confirmação visual do estado do refrigerante.

5.2.4 Automação do controle do calorímetro

O problema consiste em levar a temperatura de saída do calorímetro a um valor determinado e mantê-la o mais próximo possível desse valor independente de perturbações externas. Não há um requisito fixo de tempo de acomodação, porém deve-se encontrar uma relação satisfatória entre velocidade de resposta e

estabilidade em regime permanente. Além disso, o sinal de controle deve permanecer o mais estável possível em regime permanente.

Quantitativamente, a temperatura de saída do calorímetro não deve variar mais de 0,6 °C em regime permanente ou a potência dissipada nos resistores de aquecimento não devem variar mais que 1%, restrições impostas pela norma ISO 917 [2]. A indicação de qual restrição utilizar depende do tipo de alimentação utilizada (contínua ou pulsada); neste trabalho as duas restrições foram adotadas simultaneamente. O tempo de estabilização deve ser o menor possível desde que sejam cumpridos, com certa margem de segurança [30], os requisitos anteriores. Um intervalo de tempo considerado bom para a acomodação é de dez a quinze minutos, bem menor que o transitório térmico do compressor.

Existe também a limitação dos valores de pico de potência e temperatura. A potência é limitada tanto pela saturação do atuador (de alimentação dos resistores) quanto pela potência máxima que pode ser dissipada nos resistores. A temperatura deve ser limitada de maneira a não danificar o equipamento.

Para efeitos de modelagem para projeto da malha de controle, o calorímetro pode ser aproximado por um trocador de calor sem perdas. A potência trocada com o ambiente é bastante pequena se comparada com a magnitude da potência injetada pela fonte. O fator de perda determinado para o calorímetro atual foi de aproximadamente 0,5 W/°C. Como a temperatura ambiente é mantida em 23 °C, a diferença de temperatura entre a média do interior do calorímetro e o ambiente externo raramente ultrapassa 20 °C, o que implica uma potência trocada de cerca de 10 W, ou seja, muito menor que algumas centenas de watts que podem ser injetados pela fonte no sistema.

A temperatura no interior de um calorímetro num dado instante é função da temperatura inicial no interior do calorímetro, da temperatura ambiente, do fator de perda e do calor adicionado ao longo do tempo. Assim, o modelo matemático do trocador pode ser representado pela equação 13:

$$T = \int_{T_0}^T (K_v \cdot \Delta Q - FP \cdot \Delta T) dt + T_0 \quad (13)$$

Onde:

T – temperatura de saída do calorímetro;

K_v – ganho de velocidade;

ΔQ – calor injetado no calorímetro menos calor retirado do calorímetro;

FP – fator de perdas do calorímetro;

ΔT – diferença entre a temperatura externa e interna do calorímetro;

T_0 – temperatura inicial da saída do calorímetro;

t – tempo.

O desenvolvimento de tal modelo, com as devidas linearizações, leva a um sistema de primeira ordem. Todavia, para o caso do calorímetro em questão a parcela associada ao fator de perda é bastante pequena se comparada à primeira parcela. Dessa forma, o sistema terá que operar em temperaturas elevadíssimas para que a diferença de temperatura entre o interior do calorímetro e o ambiente seja grande o suficiente para que as perdas compensem o calor injetado pelas resistências. Como na prática essa temperatura nunca é atingida, o sistema não alcançará uma condição de equilíbrio térmico e sempre operará na região inicial da curva do sistema de primeira ordem (figura 29).

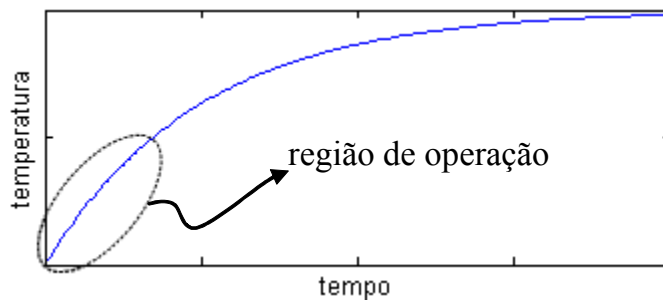


Figura 29 – Região de operação do calorímetro

De posse do modelo matemático, foram realizados ensaios para verificar a validade do mesmo e para determinar seus parâmetros livres. Para verificar a validade do modelo, o sistema foi levado a uma condição de temperatura praticamente estável e então foi aplicado um degrau de potência. O comportamento

da temperatura foi monitorado no aquecimento e no resfriamento. Em ambos, o sistema se pareceu com um integrador com atraso.

Cuidados precisaram ser tomados para assegurar a validade dos dados levantados. O primeiro cuidado tomado foi realizar os ensaios o mais próximo possível do ponto de operação. Deve-se tomar esse cuidado devido ao fato de as propriedades do refrigerante variarem em função da condição atual do sistema. Como o interesse de um ensaio é levar o sistema a um ponto de operação determinado, o ideal é saber os parâmetros do sistema quando opera nesse ponto específico. Outro cuidado a ser tomado é o de não aplicar degraus de potência muito pequenos, de forma que perdas no calorímetro e ruídos de medição possam influenciar em demasia no resultado. Assim, devem-se aplicar degraus pequenos de potência, mas não tão pequenos a ponto de o resultado poder ser influenciado por perdas e ruídos. A figura 30 e a figura 31 ilustram a resposta do sistema a um degrau e a uma seqüência deles.

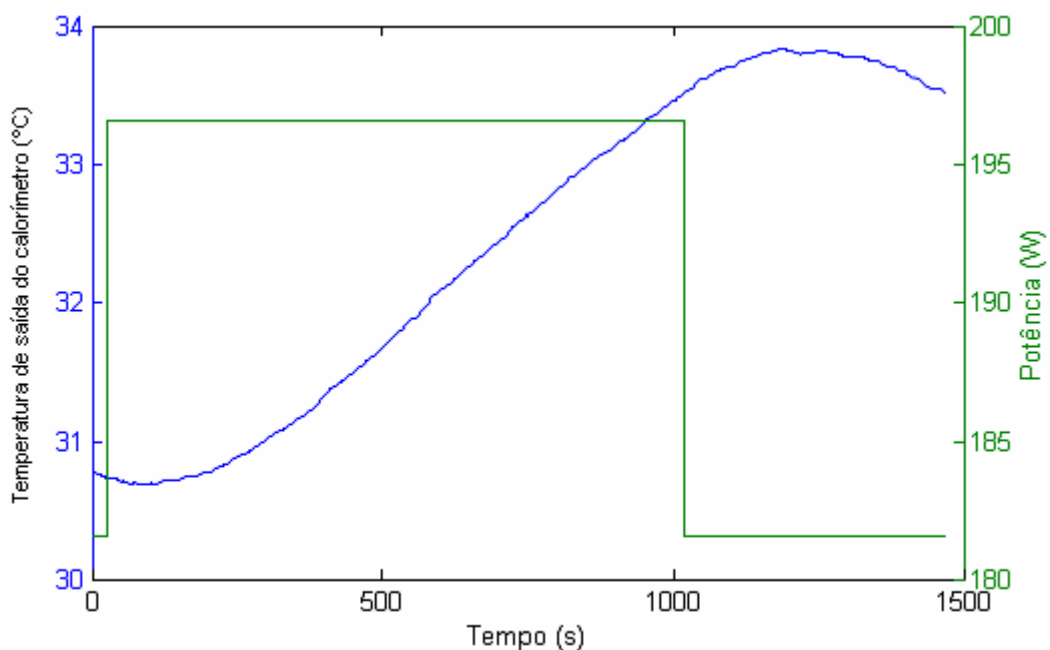


Figura 30 – Resultado do levantamento de parâmetros do modelo para pontos próximos ao de operação

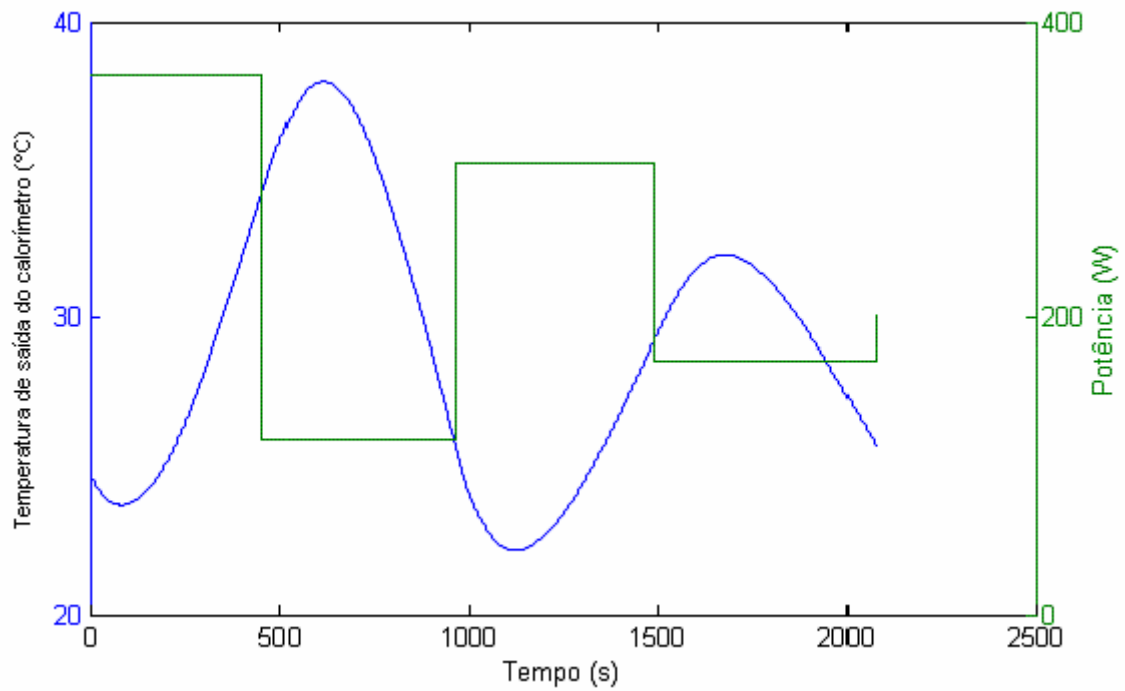


Figura 31 – Resultado do levantamento de parâmetros do modelo para degraus de amplitudes maiores

A figura 32 mostra os dados utilizados no levantamento do ganho de velocidade da planta, segundo a equação 14.

$$K_v = \frac{\Delta T}{\Delta Pot \cdot \Delta t} \quad (14)$$

Onde:

K_v – ganho de velocidade;

ΔT – diferença de temperatura;

ΔPot – variação de potência;

Δt – intervalo de tempo.

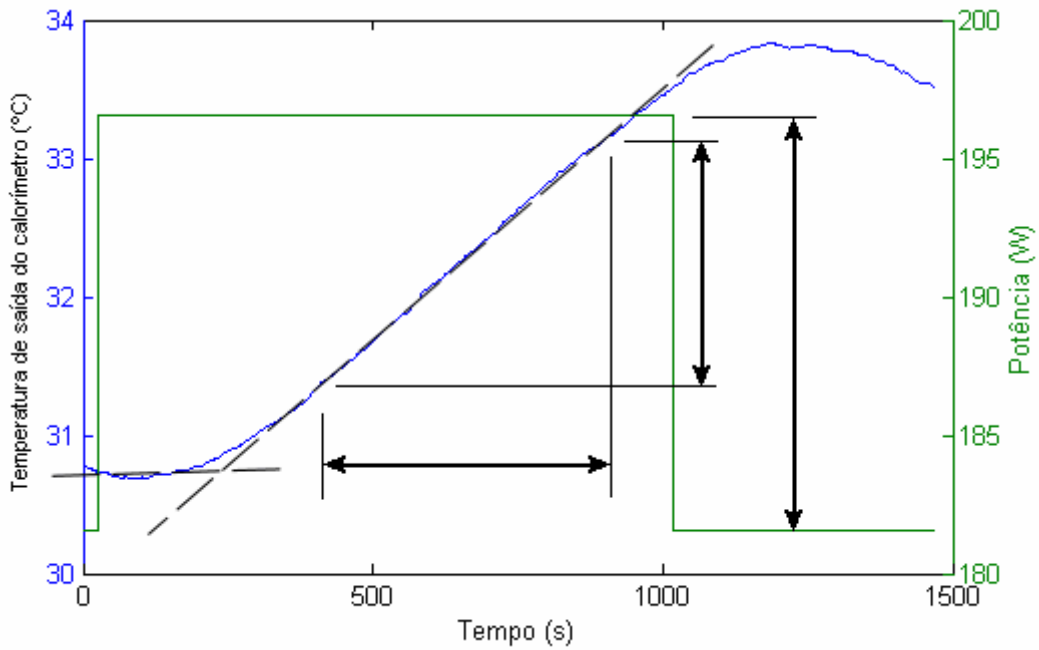


Figura 32 – Determinação do ganho de velocidade

O atraso (L) é definido como o tempo medido entre o degrau de potência e o momento de inversão do sentido de crescimento da temperatura decorrente desse degrau (figura 33). Caso se inicie um ensaio com a temperatura estabilizada, pode-se empregar outra técnica para definição do atraso. Aproxima-se por uma reta o comportamento do integrador e verifica-se o ponto de cruzamento dessa reta com a reta que passa pela temperatura estável do início do ensaio. Esse procedimento é representado de forma esquemática também na figura 33.

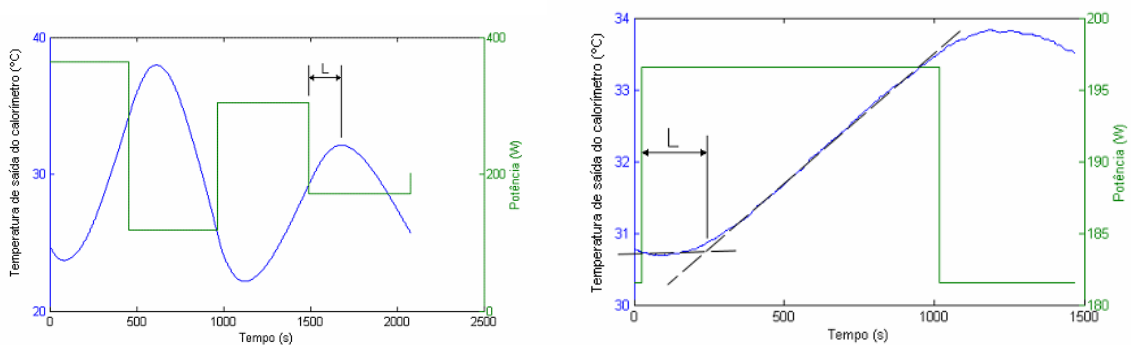


Figura 33 – Exemplos de determinação do atraso da planta

Com os parâmetros da planta conhecidos usa-se a teoria de controle para projetar um controlador de maneira a satisfazer as exigências do projeto. Devido ao atraso

considerável do sistema foi usado um controlador que utiliza compensação do atraso, denominado preditor de Smith [29]. Essa estrutura de controle utiliza um modelo da planta para prever o comportamento esperado do sistema caso não existisse atraso de transporte. Com isso, consegue-se antecipar o provável comportamento que o sistema apresentará em um tempo igual ao atraso de transporte. Com base nessa previsão, o controlador pode ser projetado para estabilizar a dinâmica do processo, como se não existisse atraso. Para mais detalhes acerca do emprego do preditor de Smith sugere-se consulta à referência [31].

A configuração do sistema usado pode ser visualizada na figura 35 e com ela a estabilidade foi alcançada, em média, num intervalo de trinta minutos.

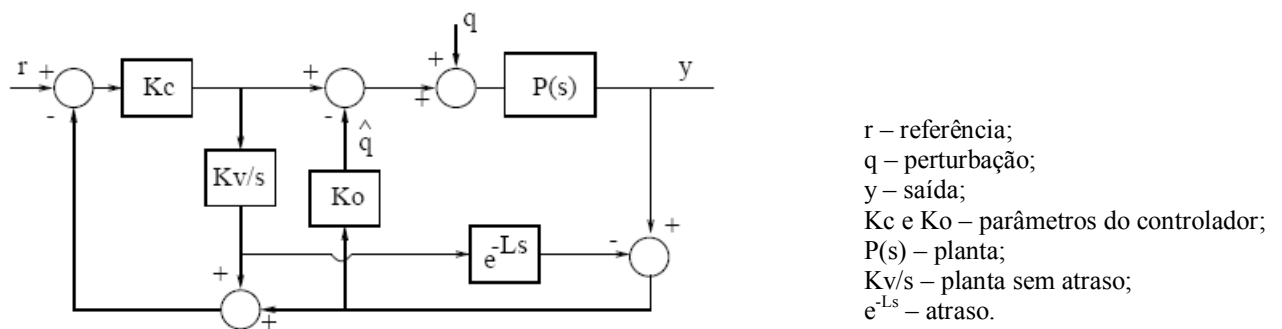


Figura 34 – Esquema da implementação da estratégia de controle

5.2.5 Automação do controle da pressão de sucção

O problema consiste em levar a pressão de sucção do compressor a um valor determinado e mantê-la o mais próximo possível desse valor apesar de perturbações externas. Não há um requisito fixo de tempo de acomodação, porém deve-se encontrar uma relação satisfatória entre velocidade de resposta e estabilidade em regime permanente. Além disso, o tempo de resposta deve ser muito inferior ao tempo de resposta do controle de temperatura de saída do trocador, visto que o controle da temperatura foi projetado para operar com pressão praticamente constante.

Em termos quantitativos, a pressão de sucção não deve variar mais de 1% em regime permanente [2]. Um ensaio só é terminado quando todas as variáveis de interesse, dentre elas a temperatura de saída do calorímetro, permanecem dentro de certos limites por um período determinado de tempo (tipicamente igual a uma hora).

O tempo de estabilização deve ser da ordem de meio minuto se as demais variáveis permanecerem constantes, pois a temperatura de saída do calorímetro é muito sensível a esta variável e caso a pressão de sucção não esteja estável o controle do calorímetro é prejudicado.

A modelagem da planta resultou em um sistema de segunda ordem, visto que a dinâmica dos sinais elétricos é desprezível se comparada com a dos sinais pneumáticos. Desse modelo de segunda ordem, pode ainda ser deduzida uma aproximação de primeira ordem, que considera apenas a dinâmica da válvula. Com base na aproximação o controlador foi projetado pelo lugar das raízes [25], [26].

5.3 REPETITIVIDADE DA BANCADA

Com a bancada de ensaios operacional, uma bateria de ensaios sobre o mesmo corpo de prova foi realizada. O objetivo foi quantificar a repetitividade do sistema bem como de cada método de medição individual.

A tabela 8 apresenta os resultados de cada método individualmente, de sua média e da média dos métodos C e F. Ao lado da coluna na qual o valor medido é apresentada a dispersão daquele valor em relação à média. Na base da tabela tem-se a média dos valores e os respectivos desvios padrão e erros máximos.

Tabela 8 – Teste de repetitividade

Ensaio	Capacidade (W)									
	Método						3 Métodos		2 métodos	
	Calorímetro	F. de massa		Condensador		Média	Média	F. de m.		
Ensaio 1	192,4	1,74%	193,8	1,03%	201,3	-2,77%	195,8	193,1	-0,36%	
Ensaio 2	192,8	-0,85%	193,6	-1,27%	187,1	2,12%	191,2	193,2	-0,21%	
Ensaio 3	192,9	-0,64%	193,5	-0,92%	188,7	1,56%	191,7	193,2	-0,14%	
Ensaio 4	192,9	-0,60%	193,5	-0,88%	188,9	1,48%	191,8	193,2	-0,14%	
Ensaio 5	193,7	-0,58%	193,6	-0,50%	190,5	1,09%	192,6	193,7	0,04%	
Ensaio 6	193,4	1,74%	195,1	0,88%	202,0	-2,62%	196,8	194,3	-0,43%	
Ensaio 7	194,0	1,90%	195,2	1,30%	204,1	-3,20%	197,7	194,6	-0,30%	
Ensaio 8	194,3	0,33%	195,6	-0,33%	195,0	0,00%	195,0	195,0	-0,33%	
Ensaio 9	194,4	0,87%	195,0	0,57%	198,9	-1,44%	196,1	194,7	-0,15%	
Ensaio 10	191,4	-2,99%	193,7	-4,21%	172,5	7,19%	185,9	192,5	-0,59%	
Ensaio 11	194,1	-2,18%	194,3	-2,32%	181,4	4,49%	189,9	194,2	-0,07%	
Ensaio 12	193,4	-0,49%	193,9	-0,78%	190,0	1,27%	192,4	193,6	-0,14%	
Ensaio 13	195,8	0,91%	194,2	1,74%	202,8	-2,65%	197,6	195,0	0,42%	
Ensaio 14	195,6	0,50%	194,2	1,21%	200,0	-1,71%	196,6	194,9	0,36%	
Ensaio 15	195,3	0,28%	194,1	0,87%	198,1	-1,15%	195,8	194,7	0,30%	
Ensaio 16	195,6	-0,11%	194,3	0,54%	196,2	-0,44%	195,4	194,9	0,33%	
Ensaio 17	192,8	-0,87%	193,2	-1,09%	187,4	1,95%	191,1	193,0	-0,11%	
Ensaio 18	195,6	1,90%	194,8	2,32%	207,8	-4,22%	199,4	195,2	0,21%	
Média	193,9		194,2		193,6		193,9	194,1		
Desvio Padrão	1,3		0,7		8,7		3,3	0,8		
Erro Máximo	2,51	2,99%	1,41	4,21%	21,10	7,19%	8,04	1,51	0,59%	

Pode-se perceber que as médias dos dezoito ensaios são muito próximas, mas cada método apresenta uma dispersão maior ou menor em torno da média. Essa dispersão é quantificada pelo desvio padrão. Nota-se que a menor delas é a obtida pelo fluxo de massa, a seguir vem a do calorímetro e por último, e bem maior que as demais, o método do condensador. Como o desvio padrão é maior que o desvio da média dos métodos, pode-se inferir que predomina o erro aleatório ao sistemático no resultado de cada medição.

É importante deixar claro que não foi usado um padrão de compressor, por ele não existir, para comparar os resultados obtidos na bancada. Dessa forma não houve como fazer uma análise experimental para avaliar os erros sistemáticos presentes.

6 INCERTEZA DE MEDIÇÃO

6.1 GENERALIDADES

As medidas de interesse para o cálculo de capacidade de refrigeração, consumo e coeficiente de performance do compressor devem ser tomadas após a passagem dos transitórios de operação do compressor e dos instrumentos de medição (bancada de testes). Para isso aguardou-se a estabilização das diversas variáveis dentro das respectivas faixas especificadas nas normas. Só após a estabilização, os valores foram usados para calcular os resultados desejados. Assim, as medidas tomadas ao longo do ensaio foram consideradas várias medidas de mensurandos estáticos. Essa abordagem permite considerar as diversas medidas de um mensurando como uma medida, formada pela média de diversas medidas conseguidas no decorrer do ensaio, reduzindo o efeito das incertezas de cunho aleatório [32], [33].

A seguir estão apresentadas as incertezas inerentes aos instrumentos das bancadas, antes e depois das modificações, para que seja possível uma comparação entre as incertezas da situação inicial e da situação final do trabalho. A nomenclatura utilizada é a do Vocabulário Internacional de Termos Fundamentais e Gerais de Metrologia [34].

6.2 MÉTODOS DE AVALIAÇÃO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Dois métodos foram usados para se chegar às incertezas de medição: o método das derivadas parciais, citado no ISO GUM [32] e o método de Monte Carlo conforme o complemento ao ISO GUM, que trata de métodos numéricos para propagação de distribuições [4].

As avaliações pelo método de Monte Carlo utilizaram duzentos e cinquenta mil iterações, restrição imposta pelo tempo utilizado no cálculo.

É comum aparecer na avaliação de incerteza parcelas que dependem da faixa de medição utilizada e do valor medido. Quando variam as condições de operação do compressor ou seu modelo os valores de variáveis como fluxo de massa,

consumo e potência entregue ao calorímetro mudam e, por conseguinte, as respectivas incertezas mudam. É importante ter em mente que se a bancada trabalhar em outra condição a incerteza pode aumentar ou diminuir. Por isso, é recomendável fazer uma avaliação de incertezas para cada condição específica.

As incertezas avaliadas para a bancada de ensaios de compressores antes e depois das melhorias foram realizadas para apenas uma condição de operação do compressor. Foi escolhida uma condição muito usada pela indústria na qual a pressões de entrada e saída do compressor equivalem às pressões de saturação do refrigerante para as temperaturas de $-23,3^{\circ}\text{C}$ e $+54,4^{\circ}\text{C}$.

A condição de operação do compressor é mais significativa para a composição da incerteza do que o modelo do compressor. O modelo do compressor e as condições de operação que serviriam de base para avaliação de incertezas foram estabelecidas pela empresa.

6.3 AVALIAÇÃO DA INCERTEZA PARA A BANCADA NO ESTADO INICIAL

Nessa bancada todos os sistemas de medição eram compostos por um transdutor e uma unidade de tratamento de sinais ligada a um computador. Essa configuração proporcionava robustez ao sistema visto que cada unidade de tratamento de sinais era capaz de trabalhar com sinais de tensão e corrente em diversas faixas e ainda atuar sobre a bancada em função do comportamento da grandeza medida (controlador). Essas características tornavam fácil a manutenção e modificação do painel, mas nem sempre essa configuração era a melhor opção quanto à incerteza e quanto ao controle empregado.

O sinal era adquirido pelo transdutor e passado para a unidade de tratamento, responsável por digitalizar o sinal e, algumas vezes, realizar o controle de determinada variável. Por fim os dados eram enviados digitalmente ao computador (RS485 e RS232) que manipulava os valores de maneira a obter o resultado do ensaio.

Os valores utilizados para avaliar a incerteza das medições foram retirados de catálogos fornecidos por fabricantes.

6.3.1 Medições de potência

Na bancada de ensaio de compressores antes das modificações, tanto a potência entregue ao compressor (consumo) quanto a entregue ao calorímetro (capacidade) eram feitas utilizando tensão alternada, por isso os dois sistemas de medição eram muito semelhantes.

As medições de potência eram realizadas por um conjunto de equipamentos (transdutor [35] e unidade de aquisição de sinais [27]) cuja incerteza pode ser representada pela equação 15:

$$u(P) = \sqrt{(0,0022 \cdot V_{medido})^2 + (0,0025 \cdot FM)^2} \quad (15)$$

Onde:

$u(P)$ – incerteza de medição da potência;

V_{medido} – valor medido;

FM – faixa de medição.

A faixa de medição varia: é de 0 a 1000 W para o calorímetro e para compressores alimentados com 220 V e de 0 a 500 W para compressores alimentados com 110 V.

6.3.2 Temperatura

As medições de temperatura usavam termorresistores do tipo Pt-100. A aquisição do sinal era feita em unidades de tratamento de sinal [27]. De acordo com o fabricante, a incerteza de medição do equipamento era de aproximadamente 1 °C, retratada na equação 16:

$$u(T) = \sqrt{1 + (0,001 \cdot V_{medido})^2} \quad (16)$$

Onde:

$u(T)$ – incerteza da medição de temperatura;

V_{medido} – valor medido.

6.3.3 Pressão

Com a mesma arquitetura dos anteriores, o sistema de medição de pressão apresentava a incerteza conforme a equação 17.

$$u(p) = \sqrt{(0,0029 \cdot V_{medido})^2 + (0,0018 \cdot FM)^2 + u(controle)^2} \quad (17)$$

Onde:

$u(p)$ – incerteza da medição de potência;

V_{medido} – valor medido;

FM – faixa de medição;

$u(controle)$ – incerteza causada pelo sistema controle.

Na equação 17 aparece o termo referente à incerteza do controle da pressão. Seja ele feito de maneira automatizada ou não, o controle tem por objetivo rejeitar perturbações e manter o valor da variável confinada dentro de uma faixa determinada. No painel havia dois pontos nos quais a pressão era controlada: sucção e descarga. Na descarga o controle era automatizado, enquanto na sucção era manual.

O controle manual é suscetível ao erro do operador, por isso existia um erro de característica sistemática, considerando um ensaio, ou aleatória se levando em conta diversos ensaios. Com a intenção de representar esse erro na incerteza do painel foi inserida uma parcela referente ao controle. Essa parcela foi estimada com base na diferença entre valores obtidos no ensaio e os valores especificados para diversos operadores. O erro introduzido pelo controle manual foi, em média, próximo de 1/3 da faixa compreendida entre os limites de controle inferior e superior aceitáveis para o ensaio. Já o controle da pressão de descarga apresentava desvio da média desprezível devido a características integrais do controle e ao longo tempo de ensaio [25].

6.3.4 Incerteza da bancada

Análise de Monte Carlo foi realizada para a condição apresentada na tabela 9, por ser de uso comum pela indústria. Essa condição usa as pressões de sucção e

descarga equivalente às pressões de saturação em $-23,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $+54,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ respectivamente. O refrigerante foi o R134a [24], [35].

As incertezas foram representadas por distribuições retangulares cuja amplitude foi definida pela incerteza padrão [32], baseada nas incertezas dos instrumentos empregados. As incertezas desses instrumentos foram apresentadas nos itens 6.3.1, 6.3.2 e 6.3.3. Os dados provêm dos respectivos fabricantes dos sistemas de medição utilizados.

Tabela 9 – Valores centrais da avaliação de incerteza

Variável	Valor	Unidade
fator de perda do calorímetro	1,5	W/ $^{\circ}\text{C}$
fluxo de massa de refrigerante	1,3493	g/s
potência entregue ao calorímetro	250	W
potência entregue ao compressor	140	W
pressão de descarga	14,698	bar
pressão de sucção	1,148	bar
temperatura ambiente do calorímetro	32,2	$^{\circ}\text{C}$
temperatura de entrada do calorímetro	32,2	$^{\circ}\text{C}$
temperatura de saída do calorímetro	32,2	$^{\circ}\text{C}$
temperatura superfície interna do calorímetro	32,2	$^{\circ}\text{C}$

A incerteza de medição é apresentada na tabela 10. Nela podem ser vistos os valores centrais de cada variável, seus limites inferior e superior (quando avaliação por Monte Carlo) e sua incerteza (quando avaliação por propagação de incertezas). As variáveis cuja avaliação se deu por Monte Carlo podem ser visualizadas na forma de histograma nas figuras 35, 36 e 37.

Tabela 10 – Incertezas de medição da bancada original

Variável	Valor central	Incerteza	Incerteza %	Nível de confiança	Unidade
fluxo de massa	1,347	0,025	1,9%	95%	g/s
capacidade de refrigeração do compressor	205,124	4,6	2,2%	95%	W
consumo	140,000	1,3	0,9%	95%	W
COP - compressor	1,5	0,046	3,2%	95%	

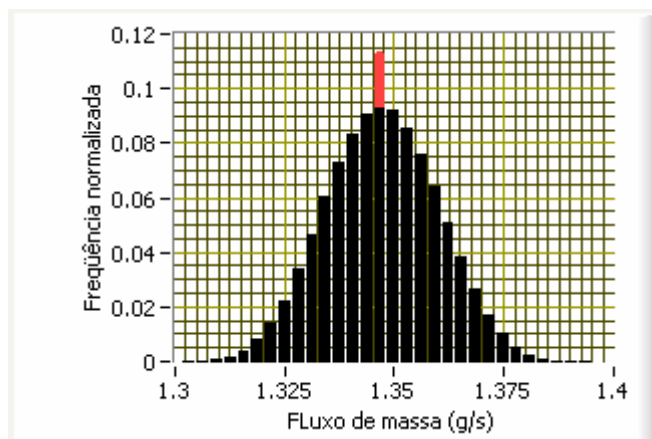


Figura 35 – Distribuição do fluxo de massa

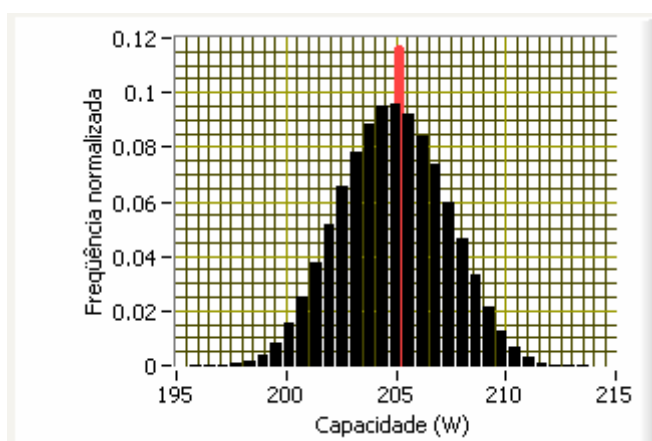


Figura 36 – Distribuição da capacidade de refrigeração

6.4 AVALIAÇÃO DE INCERTEZAS PARA A BANCADA MODIFICADA

Como o foco deste trabalho é a redução de incertezas de medição, priorizou-se o comportamento metrológico de cada sistema de medição em detrimento da facilidade de manutenção. Assim, os sistemas de medição não são mais tão padronizados, como na bancada original; eles foram escolhidos individualmente para suprir os requisitos específicos de cada medição.

6.4.1 Medições de potência

A alimentação do calorímetro passou a ser feita com tensão contínua por meio de uma fonte CC. O compressor deixou de ser alimentado pela rede elétrica e

passou a ser alimentado por uma fonte CA (corrente alternada) de potência, cujo objetivo é eliminar as influências das distorções da rede elétrica sobre o motor do compressor.

Ambas as fontes possuem dispositivos acoplados capazes de medir grandezas elétricas, portanto dessas fontes provém as incertezas inerentes às medidas elétricas. Para melhorar o desempenho das fontes, cada uma trabalha num circuito realimentado de controle, dessa forma é possível corrigir o sinal fornecido quando esse ficar diferente do valor desejado.

6.4.1.1 Fonte CA

Foi utilizado um modelo de fonte CA disponível no mercado. O fabricante desse equipamento repassa as informações relativas às incertezas de medição de maneira combinada na forma de equações. Nessas equações estão inseridas todas as parcelas que contribuem significativamente para a composição da incerteza de medição. Nelas estão embutidos os efeitos da temperatura, não-linearidade, histerese, repetitividade, deriva com o tempo, variação da carga etc.

A tabela 11 apresenta as faixas de medição, da fonte CA [36], para as grandezas: tensão, corrente e potência.

Tabela 11 – Faixa de medição da fonte CA

grandezas	faixa de medição
tensão	300 V
corrente	6,5 A
potência	750 VA

As incertezas da fonte CA aparecem nas equações 18 até 23, como são fornecidas por seu fabricante.

$$ripple = 0,001 \cdot FM \quad (18)$$

$$u(V_{RMS}^{DC}) = 0,05 \cdot V_{medido} + 0,15 \quad (19)$$

$$u(V_{RMS}^{AC}) = 0,03 \cdot V_{medido} + 0,1 \quad (20)$$

$$u(I_{RMS}) = 0,05 \cdot I_{medido} + 0,01 \quad (21)$$

$$u(P) = 0,001 \cdot P_{medido} + 0,3 + 0,012 \cdot V_{medido} \quad (22)$$

$$u(f) = 0,0001 \cdot f_{medido} + 0,01 \quad (23)$$

Onde:

μ – incerteza;

V – tensão;

I – corrente.

P – potência;

f – frequência.

As equações 24 a 28 apresentam as incertezas combinadas ao *ripple* de cada variável medida.

$$u(V^{DC}_{RMS}) = \sqrt{(0,0005 \cdot V_{medido} + 0,15)^2 + \left(\frac{10^{-3} \cdot FM}{\sqrt{n}}\right)^2} \quad (24)$$

$$u(V^{AC}_{RMS}) = \sqrt{(0,0003 \cdot V_{medido} + 0,1)^2 + \left(\frac{10^{-3} \cdot FM}{\sqrt{n}}\right)^2} \quad (25)$$

$$u(I_{RMS}) = \sqrt{(0,0005 \cdot I_{medido} + 0,0015)^2 + \left(\frac{10^{-3} \cdot FM}{\sqrt{n}}\right)^2} \quad (26)$$

$$u(P) = \sqrt{(0,001 \cdot P_{medido} + 0,3 + 0,001 \cdot V_{medido})^2 + \left(2 \cdot \frac{10^{-3} \cdot FM}{\sqrt{n}}\right)^2} \quad (27)$$

$$u(f) = 0,0001 \cdot f_{medido} + 0,01 \quad (28)$$

Onde:

μ – incerteza;

V – tensão;

I – corrente.

P – potência;

FM – faixa de medição;

f – frequência.

6.4.1.2 Fonte CC

A tabela 12 apresenta as faixas de medição, da fonte CC (corrente contínua) [37], para as grandezas: tensão, corrente e potência.

Tabela 12 – Faixa de medição da fonte CC

grandeza	faixa de medição
tensão	200 V
corrente	17 A
potência	1200 W

As incertezas da fonte CC aparecem nas equações 29 e (30), como são fornecidas por seu fabricante.

$$\mu(V) = 0,0008 \cdot V_{medido} + 0,8 \quad (29)$$

$$\mu(I) = 0,0036 \cdot I_{medido} + 0,015 \quad (30)$$

$$\mu(P) = \frac{\mu(V)}{V_{medido}} + \frac{\mu(I)}{I_{medido}} \quad (31)$$

Onde:

μ – incerteza;

V – tensão;

I – corrente.

P – potência.

6.4.2 Temperatura

Foram usados, para medir temperatura, termorresistores (Pt-100) em conjunto com uma unidade de aquisição de sinais [27]. O mesmo sistema que vinha sendo utilizado anteriormente. Sabia-se que as características metrológicas dos medidores de temperatura não satisfaziam todas as exigências. As incertezas de medição fornecidas pelo fabricante eram ligeiramente maiores que o permitido. Como não se possuía outro sistema de medição melhor foi feita uma avaliação de incerteza tipo A [38] e a calibração dos transdutores; assim os transdutores foram

usados logo após a calibração e os valores das incertezas foram levantados estatisticamente a partir de ensaios.

Devido a maior parte das medições serem feitas na temperatura de 32,2 °C a maior parte das comparações com o padrão foram feitas nesse ponto; das treze medições, cinco foram feitas nessa temperatura.

Para cada sistema de medição de temperatura foram quantificadas as incertezas referentes à repetitividade, linearidade e incerteza do padrão. Como o processo de calibração de temperatura é demorado, não é possível fazer um número muito grande de medições, fato que aumenta um pouco a incerteza por causa da restrição de graus de liberdade da avaliação estatística das incertezas [32], [38], [39] [40].

A deriva temporal dos sistemas de medição não pode ser avaliada porque isso exigiria acompanhamento das características dos medidores durante um período de tempo que inviabilizaria o trabalho. A deriva térmica também não foi quantificada por dificuldades práticas e porque demandariam muito tempo. Para que esses efeitos não fossem simplesmente ignorados, foi utilizado um fator multiplicativo na avaliação das incertezas de medição. O objetivo desse fator foi contemplar as incertezas das derivas térmica e temporal dos equipamentos bem como o fato do número reduzido de medições. Sabe-se que esse valor não é exato, mas como os medidores foram utilizados logo após a calibração esse valor tem grandes chances de não estar subestimado. Fica como sugestão reavaliar esse valor após calibrações periódicas para que se chegue a um valor mais exato sobre a deriva temporal dos instrumentos e, também, realizar ensaios para quantificar sua deriva térmica.

Incetezas avaliadas em °C (equações 32 a 42):

$$u(T^{sucção}) = 1,5 \cdot \sqrt{0,19^2 + \left(\frac{0,33}{\sqrt{n}}\right)^2} \quad (32)$$

$$u(T^{entrada_do_calorímetro}) = 1,5 \cdot \sqrt{0,09^2 + \left(\frac{0,06}{\sqrt{n}}\right)^2} \quad (33)$$

$$u(T^{descarga}) = 1,5 \cdot \sqrt{0,20^2 + \left(\frac{0,18}{\sqrt{n}}\right)^2} \quad (34)$$

$$u(T^{ambiente_do_calorimetro}) = 1,5 \cdot \sqrt{0,06^2 + \left(\frac{0,04}{\sqrt{n}}\right)^2} \quad (35)$$

$$u(T^{saída_do_calorimetro}) = 1,5 \cdot \sqrt{0,20^2 + \left(\frac{0,23}{\sqrt{n}}\right)^2} \quad (36)$$

$$u(T^{superficial_do_calorimetro}) = 1,5 \cdot \sqrt{0,08^2 + \left(\frac{0,05}{\sqrt{n}}\right)^2} \quad (37)$$

$$u(T^{entrada_de_água_do_condensador}) = 1,5 \cdot \sqrt{0,43^2 + \left(\frac{0,34}{\sqrt{n}}\right)^2} \quad (38)$$

$$u(T^{saída_de_água_do_condensador}) = 1,5 \cdot \sqrt{0,21^2 + \left(\frac{0,23}{\sqrt{n}}\right)^2} \quad (39)$$

$$u(T^{entrada_de_refrigerante_do_condensador}) = 1,5 \cdot \sqrt{0,22^2 + \left(\frac{0,17}{\sqrt{n}}\right)^2} \quad (40)$$

$$u(T^{entrada_de_refrigerante_do_condensador}) = 1,5 \cdot \sqrt{0,22^2 + \left(\frac{0,17}{\sqrt{n}}\right)^2} \quad (41)$$

(42)

$$u(T^{saída_de_água_do_condensador}) = 1,5 \cdot \sqrt{0,53^2 + \left(\frac{0,38}{\sqrt{n}}\right)^2}$$

Onde:

μ – incerteza;

T – temperatura;

n – tamanho da amostra.

6.4.3 Fluxo de massa

Foi usado um medidor de vazão mássica que possui certificado de calibração garantindo que o mesmo opera segundo as características apresentadas no manual do fabricante. Esse documento mostra o resultado de medição para medidas feitas a 10%, 50% e 100% da faixa de medição do equipamento e em todas elas o erro máximo observado foi menor que a metade do especificado pelo fabricante.

Existe um procedimento para ajustar o zero do medidor de vazão. Esse procedimento foi executado a cada ensaio.

Incerteza fornecida pelo fabricante (equação 43):

$$\mu(fm) = \pm 0,001 \cdot \text{valor}_{\text{medido}} \quad (43)$$

Onde:

μ - incerteza;

fm – fluxo de massa.

Esse valor contempla todas as incertezas de medição (influência da temperatura, tempo etc) exceto o erro de zero que é ajustado a cada ensaio.

6.4.4 Pressão

Para medir pressão foram utilizados transdutores baseados numa ponte de Wheatstone e um elemento sensor de deformação [41], [42]. A alimentação dos transdutores foi de 10 V e sua saída, de 100 mV. Para fazer as medidas das pressões se fez necessário montar diversos dispositivos eletrônicos para tratar o sinal a ser adquirido por uma placa de aquisição de sinais. Nessa etapa foram projetados e construídos amplificadores de instrumentação, fontes de alimentação e filtros.

Fez-se necessária uma fonte de alimentação extremamente estável e exata para os transdutores de pressão, visto que a variação dessas tensões implica variações no sinal de medição de maneira proporcional. Essa fonte utilizou como referência o circuito integrado REF102 da Texas Instruments [43]. A etapa amplificadora foi construída para que os níveis dos sinais medidos fossem ajustados para a faixa de 0 V a 10 V. O circuito deveria ter uma impedância de entrada alta

(maior que 10 k Ω) e uma impedância de saída baixa de maneira a tornar insignificante sua influência sobre a incerteza da medida de pressão. Para atender os requisitos, a etapa amplificadora foi baseada no INA110 da Texas Instruments [44].

O filtro foi utilizado para garantir que não haveria erros provenientes do efeito de *aliasing*, tanto na frequência como na amplitude de sinal, durante sua aquisição pela placa [45], [46], [47], [48], [49], [50].

A faixa de temperatura de trabalho foi definida entre os valores de 15°C e 35°C. O intervalo de tempo para o qual os dados devem permanecer válidos é de 180 dias a partir da data de calibração. Esses dados foram definidos para se obter uma incerteza baixa, pois nos dois casos a incerteza aumenta conforme aumenta o intervalo de tempo ou a faixa de temperatura de trabalho.

As fontes de incerteza consideradas na avaliação são apresentadas na tabela 13. A calibração dos sistemas de medição foi feita em conjunto, e uma correção linear é aplicada a cada medida. Com isso pode-se, praticamente, eliminar a maior parcela de erro residual que é o erro de zero das diversas etapas do processo. A incerteza do erro de zero advinda da calibração é bem menor do que o erro de zero.

Tabela 13 – Incertezas consideradas na medição de pressão

Fonte de alimentação do transdutor	
deriva térmica (20 °C)	±0,02 %
deriva temporal (180 dias)	±0,018 %
Transdutor de pressão	
erro combinado	±0,04 %
estabilidade anual	±0,10 %
efeitos da temperatura (0°C a 50°C)	±0,30 %
Amplificador de instrumentação (G = 100):	
deriva térmica do ganho (20°C)	±0,08 %
não-linearidade	±0,02 %
deriva térmica do offset na entrada (20°C)	±0,12 %
ruído em tensão na entrada (0,1 a 10) Hz	±0,00015 %
ruído em tensão na saída	±0,0001 %
ruído em corrente na entrada (Zin = 40 kΩ)	±8e-10 %
Filtro (6ª ordem, fc = 150 Hz):	
deriva térmica do offset (20°C)	±0,002 %
ruído em tensão na entrada	±3e-6 %
ruído em corrente na entrada (Zin = 50 kΩ)	±2e-7 %
Placa de aquisição de sinais	
resolução	±0,001%
erro combinado	±0,0015%
não-linearidade diferencial	±0,0015%
erro máximo	±0,0031%

Incerteza avaliada (equação 44):

$$u(p) = \left(0,00353 + \frac{0,0001}{\sqrt{n}} \right) \cdot FM \quad (44)$$

Onde:

$\mu(p)$ – incerteza de medição da pressão;

FM – faixa de medição;

n – tamanho da amostra.

6.4.5 Fatores de perda

Os fatores de perda foram obtidos conforme procedimento contido na norma ISO 917 [2]. As incertezas dos fatores de perda foram avaliadas pelo método das derivadas parciais segundo [1], [32].

Pode-se perceber a grande diferença entre o fator de perda do calorímetro e do condensador. Essa diferença ocorreu porque durante a calibração foram usados dois métodos diferentes para trocar calor com os sistemas. No caso do calorímetro foram usados resistores de aquecimento e uma fonte de alimentação com medidor de potência de boa qualidade. No condensador a troca foi realizada pela circulação de fluido, que foi quantificada por meio de uma medição de vazão e de uma diferença de temperaturas. A segunda apresentou uma incerteza elevada tornando o resultado ruim.

Incerteza avaliada do fator de perda do calorímetro:

$$u(F.P.) = 0,03 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Incerteza avaliada fator de perda do condensador:

$$u(F.P.) = 1,69 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

6.4.6 Incerteza da bancada modificada

Para tornar possível a comparação das incertezas da bancada antes e depois das modificações, a avaliação das incertezas de medição foi feita nas mesmas condições da tabela 9. As incertezas dos sistemas de medição utilizados foram as apresentadas nos itens 6.4.1 a 6.4.5.

A tabela 14 apresenta o resultado da análise por Monte Carlo, segundo [32], [4].

Tabela 14 – Incertezas de medição da bancada modificada

Variável	Valor central	Incerteza	Incerteza %	Nível de confiança	Unidade
fluxo de massa (calorímetro)	1,348	0,012	0,9%	95%	g/s
capacidade de refrigeração (calorímetro)	204,806	2,1	1,0%	95%	W
fluxo de massa (medidor de vazão)	1,348	0,001	0,1%	95%	g/s
capacidade de refrigeração do compressor (medidor de vazão)	204,806	0,94	0,5%	95%	W
média da capacidade de refrigeração (métodos C e F)	204,806	1,4	0,7%	95%	g/s
fluxo de massa (condensador)	1,348	0,088	6,5%	95%	g/s
capacidade de refrigeração do compressor (condensador)	204,806	13,4	6,5%	95%	W
média da capacidade de refrigeração (métodos C, F e G)	204,806	4,7	2,3%	95%	g/s
consumo	140,000	0,58	0,4%	95%	W
COP - compressor (média dos métodos C e F)	1,5	0,016	1,1%	95%	
COP - compressor (média dos métodos C, F e G)	1,5	0,039	2,7%	95%	

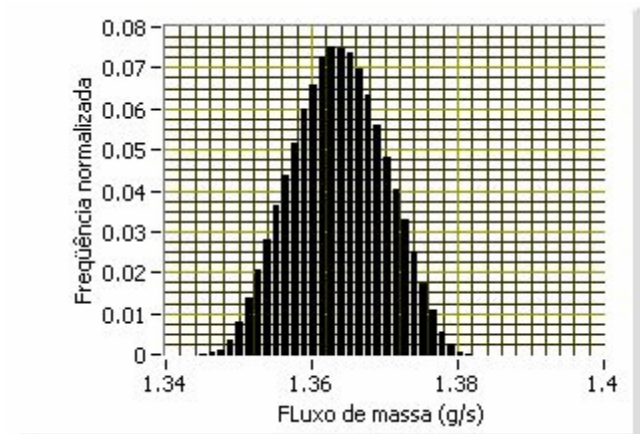


Figura 37 – Distribuição do fluxo de massa pelo método C

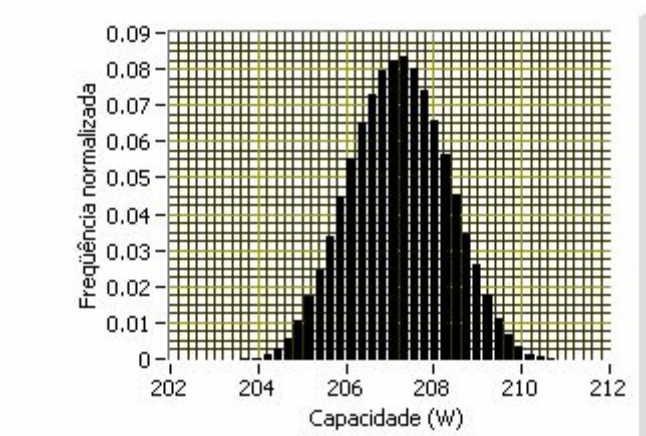


Figura 38 – Distribuição da capacidade de refrigeração pelo método C

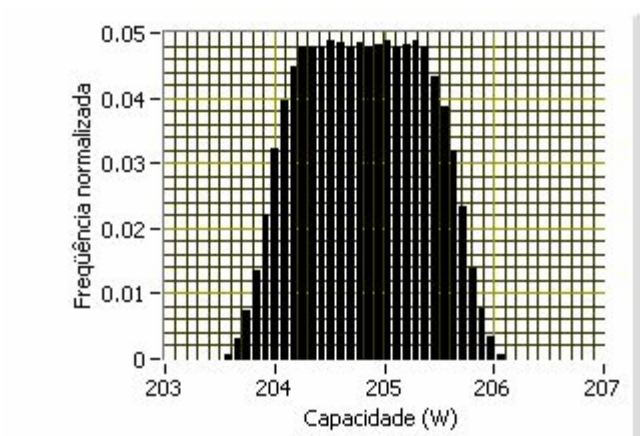


Figura 39 – Distribuição da capacidade de refrigeração pelo método F

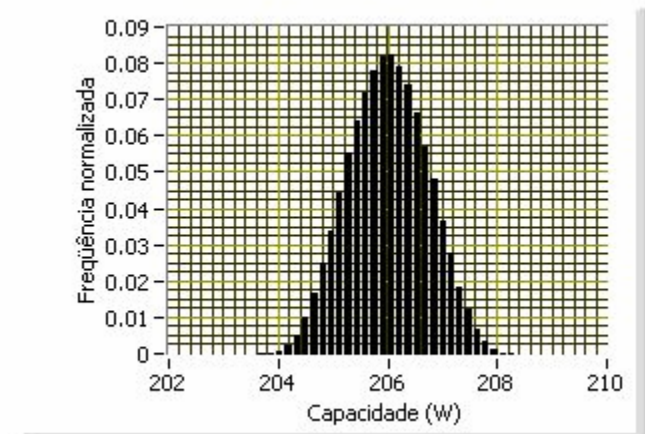


Figura 40 – Distribuição da média das capacidades de refrigeração (métodos C e F)

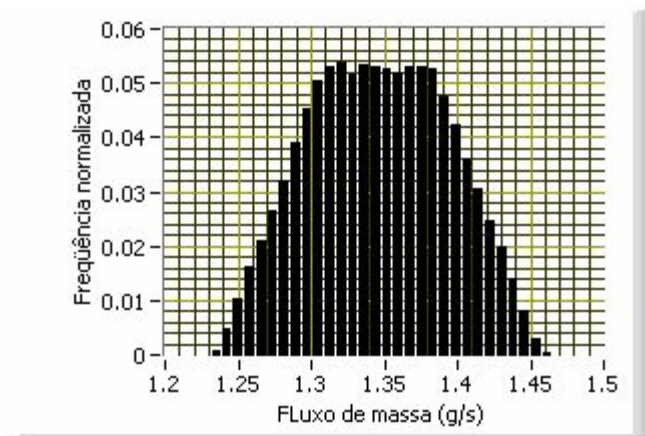


Figura 41 – Distribuição do fluxo de massa pelo método G

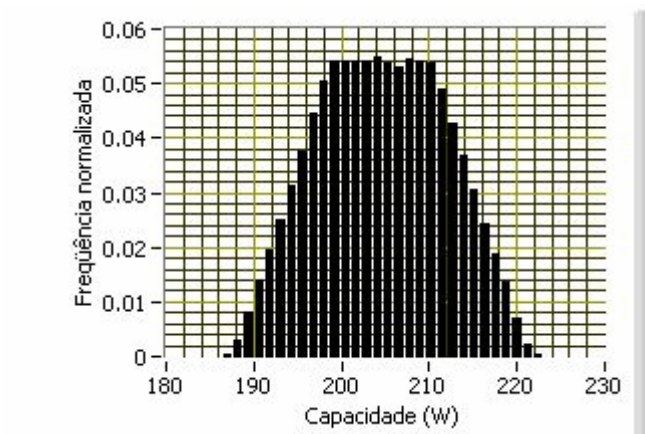


Figura 42 – Distribuição da capacidade de refrigeração pelo método G

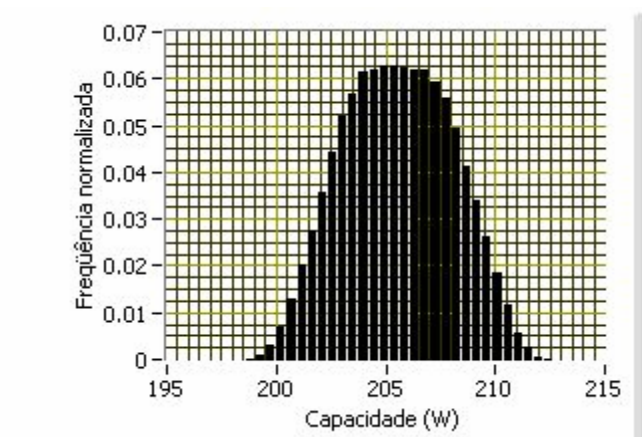


Figura 43 – Distribuição da média das capacidades de refrigeração (métodos C, F e G)

Das incertezas apresentadas pode-se, ainda, identificar e quantificar as variáveis das quais elas se originam. Os valores poder ser visualizados na tabela 15.

Tabela 15 – Fontes da incerteza de medição

Método de medição	C+F		G		C		F	
Capacidade de refrigeração	205 W							
fator de perdas (calorímetro)	0,14	5,7%			0,0%	0,28	7,7%	0,0%
fator de perdas (condensador)		0,0%	0,28	1,4%		0,0%		0,0%
fluxo de massa (água)		0,0%	0,20	1,0%		0,0%		0,0%
fluxo de massa (refrigerante)	0,10	4,1%			0,0%		0,20	16,0%
potência CC (calorímetro)	0,86	34,9%			0,0%	1,70	46,8%	0,0%
pressão de entrada do calorímetro	0,0005	0,0%			0,0%	0,001	0,0%	0,0%
pressão de entrada do condensador		0,0%	0,18	0,9%		0,0%		0,0%
pressão de saída do calorímetro	0,005	0,2%			0,0%	0,009	0,2%	0,0%
pressão de saída do condensador		0,0%	0,0005	0,0%		0,0%		0,0%
pressão de sucção	0,85	34,5%	0,85	4,3%	0,85	23,4%	0,85	68,0%
temperatura ambiente do calorímetro	0,03	1,2%			0,0%	0,05	1,4%	0,0%
temperatura ambiente do condensador		0,0%	1,10	5,6%		0,0%		0,0%
temperatura da sucção	0,20	8,1%	0,20	1,0%	0,20	5,5%	0,20	16,0%
temperatura de entrada da água		0,0%	11,00	56,2%		0,0%		0,0%
temperatura de entrada do calorímetro	0,11	4,5%			0,0%	0,21	5,8%	0,0%
temperatura de entrada do condensador		0,0%	0,30	1,5%		0,0%		0,0%
temperatura de saída da água		0,0%	5,20	26,6%		0,0%		0,0%
temperatura de saída do calorímetro	0,14	5,7%			0,0%	0,28	7,7%	0,0%
temperatura de saída do condensador		0,0%	0,26	1,3%		0,0%		0,0%
temperatura superficial do calorímetro	0,03	1,2%			0,0%	0,05	1,4%	0,0%
	2,47	100,0%	19,57	100,0%	3,83	100,0%	1,25	100,0%
COP	1,5							
capacidade de refrigeração	1,24	58,6%	13,6	93,9%	2,7	75,5%	0,2	18,6%
consumo	0,6	41,4%	0,6	6,1%	0,6	24,5%	0,6	81,4%

A medição do fluxo de massa utilizando o calorímetro apresentou uma melhora significativa. A incerteza da medição de vazão mássica foi reduzida de 1,9% para 0,9%. Essa melhoria foi obtida por causa da redução das incertezas nos instrumentos utilizados para medir pressão no calorímetro e a potência dissipada

nos resistores de aquecimento. Mesmo após as melhorias, essas variáveis continuam sendo responsáveis pela maior contribuição para a incerteza de medição conforme a tabela 15.

O método F apresentou as menores incertezas de medição. Isso ocorreu porque hoje existem à disposição medidores de vazão mássica de boa qualidade e a preços acessíveis, muitas vezes capazes de proporcionar medições cujas incertezas são da ordem de 0,1% do valor medido. O bom desempenho desse método encoraja o uso dos métodos de medir vazão na fase gasosa, pois o procedimento de medição é o mesmo. As únicas diferenças são a posição do medidor no sistema e a nova incerteza imposta pelo novo medidor, lembrando que em geral as incertezas proporcionadas por medidores de vazão são maiores ao se medir em fase gasosa. Para esse método, a maior contribuição para incerteza de medição vem da incerteza de medição da pressão de sucção, como mostra a tabela 15.

O método G, na configuração utilizada neste trabalho, não proporcionou um resultado aceitável. As incertezas de medição para a condição avaliada (evaporação em $-23,3^{\circ}\text{C}$ e condensação em $+54,4^{\circ}\text{C}$) ficaram acima de 6%, muito acima do que havia no início do trabalho. A utilização do método pelo balanço de energia no condensador não precisa ser descartado por esse resultado negativo, pois o problema que fez com que a incerteza de medição ficasse tão elevado foi identificado. O problema ocorreu porque a medida da diferença de temperatura do fluido responsável pela troca de calor no interior do condensador, como mostrado na equação 8, foi realizada por um sistema cuja incerteza é de aproximadamente $0,7^{\circ}\text{C}$ e como era usado para medir diferença que variava de 2°C até algo próximo de 5°C , a incerteza da medição ficou muito alta. Reduzindo a incerteza dessa medida, o método irá proporcionar bons resultados.

A confiabilidade do resultado da medição depende da confiabilidade de todas as medições que compõe o processo de obtenção do resultado. Por isso é preciso observar atentamente as características de cada um desses equipamentos. Deve-se calibrar com a frequência necessária cada sistema de medição e respeitar suas condições de funcionamento (temperatura, umidade, aterramento etc). A calibração

é uma forma de se verificar quando os equipamentos deixam de funcionar dentro das especificações. Em certos casos a calibração é usada para fazer o ajuste do equipamento. Quando isso ocorre é recomendável fazer verificações entre calibrações sucessivas, para garantir o correto funcionamento do sistema de medição ao longo do tempo.

7 CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

7.1 CONCLUSÕES

Os objetivos propostos foram alcançados. Foi preparada a infra-estrutura e foi operacionalizada no Labmetro uma bancada disponibilizada pela Embraco. A execução de ensaios selecionados foi importante para a criação das propostas de ação, que apesar de não cobrirem todas as possibilidades, indicaram para caminhos promissores.

A avaliação da incerteza de medição da bancada em seu estado inicial foi quantificada por simulação numérica. Esse tipo de avaliação é adequado para tratar sistemas cujo comportamento não é linear. Chegou-se a uma incerteza de medição de 3,2 % para o COP, 2,2 % para a capacidade de refrigeração. A variável que exercia maior influência sobre a incerteza de medição era a pressão de sucção. Havia outra variável cuja influência sobre a incerteza se aproximava a da pressão de sucção: a potência entregue ao calorímetro. Essa variável era medida no início da faixa de medição e, por isso, apresentava uma incerteza elevada.

As incertezas de medição da bancada modificada foram: 1,1 % para o COP, 0,7 % para a capacidade de refrigeração. Esses valores de incerteza representam a incerteza da média dos valores medidos pelos métodos C (calorímetro a seco) e F (medidor de vazão na fase líquida). O método G (balanço de energia no condensador) apresentou uma incerteza elevada e por causa disso não foi explorado em detalhes neste trabalho. Para as três grandezas comuns – consumo, capacidade e COP – houve uma redução significativa das incertezas de medição, como almejado. A redução das incertezas ocorreu de maneira geral por três motivos: os sistemas de medição passaram a operar próximos do final da faixa; os transdutores de pressão e potência foram substituídos por modelos melhores; foi instalado medidor de vazão mássica com boa exatidão. De maneira geral as incertezas foram reduzidas para um terço das praticadas anteriormente.

Se a análise de incerteza fosse feita em diferentes condições de operação, diferentes valores seriam encontrados. A relação entre os valores de incerteza antes e depois de feitas as modificações seria também diferente, mas sempre indicando menores incertezas na bancada modificada.

Com relação aos métodos empregados, o método C, calorímetro a seco, apresentou uma melhoria significativa no resultado dos ensaios. A incerteza da medição de vazão mássica foi reduzida de 1,9% para 1,3%. Essa melhoria foi obtida com a redução das incertezas nas medições de pressão no calorímetro e de potência dissipada nos resistores de aquecimento. O calorímetro ficou mais barato e, por deixar de ser um vaso de pressão, mais seguro. O fator de perda foi reduzido a um terço, contudo as perdas aumentaram porque a diferença entre a temperatura interna e externa do calorímetro aumentou. É importante ressaltar que a melhora na qualidade da medição não se deve a troca do calorímetro (método A pelo método C), mas sim pela melhora feita na instrumentação. O método F, medidor de fluxo de massa na fase líquida, apresentou as menores incertezas de medição. É fácil e prático de ser implementado porque usa um medidor de vazão direta ao contrário dos que utilizam um conjunto de dispositivos para se chegar à mesma medição. O método G, balanço de energia no condensador, foi o pior utilizado. As incertezas de medição foram muito maiores do que o esperado, contudo a fonte do problema foi identificada (medição da diferença de temperaturas de água, ou qualquer outro fluido usado, através da unidade condensadora) e, se sanada, o método pode ser utilizado.

A automação dos controles da pressão de sucção e do calorímetro reduziu o tempo de execução dos ensaios e a influência do operador sobre o ensaio. No caso da pressão de sucção, reduziu o erro do controle sobre o resultado final do ensaio. É recomendável automatizar todo o processo para retirar o efeito do operador sobre o resultado da medição.

7.2 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

As análises teóricas e, principalmente, os experimentos realizados no âmbito deste trabalho apontaram uma série de caminhos promissores no sentido da melhoria operacional e metrológica da bancada. Muitos desses caminhos, no entanto, não puderam ser devidamente explorados. Em função disso, são apresentados na seqüência sugestões de temas a explorar em futuros desenvolvimentos e pesquisas dentro da linha deste trabalho.

- Desenvolvimento de um procedimento para fazer o compressor atingir regime permanente de funcionamento em menor tempo. Usar dispositivos alternativos para acelerar o transitório e também submeter o compressor a um regime mais severo de funcionamento durante o transitório térmico inicial.
- Desenvolvimento de procedimentos para reduzir o tempo de ensaio sem prejudicar, ou comprometer seu resultado (sem acrescentar incertezas de medição ao processo).
- Desenvolvimento de um compressor de refrigeração padrão, capaz de ser usado na calibração das bancadas de ensaios de compressores.
- Desenvolvimento de uma bancada de ensaio de compressores totalmente automatizado com incerteza de medição baixa o suficiente para que sirva de padrão para as demais bancadas de ensaio.
- Avaliar os efeitos de uma rede elétrica não ideal (forma de onda não senoidal) sobre funcionamento do compressor de refrigeração.
- Aprimoramento das técnicas para o controle e medição de pressão durante o transiente.
- Aprimoramento das técnicas para o controle e medição de temperatura em calorímetros.
- Desenvolvimento de uma válvula para controlar fluxo gasoso utilizando como atuador um cristal piezo-elétrico para controlar o

orifício da válvula de expansão, com intuito de melhorar a resposta dinâmica da válvula e a sensibilidade.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] VAN WYLEN, Gordon John; SONNTAG, Richard Edwin. *Fundamentos da termodinâmica clássica*. 4. ed. São Paulo: E. Blucher, c1995.

[2] ISO – INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. *ISO 917: Testing of refrigerant compressors*. 2. ed. Switzerland, 1989.

[3] ASHRAE STANDARD. ANSI/ASHRAE 23-2005: *Methods of Testing for Rating Positive Displacement Refrigerant compressors and Condensing Units*. Atlanta, EUA, 2005.

[4] ISO GUM Suppl. 1 – *Guide to expression of uncertainty in measurement (GUM) – Supplement 1: Numerical methods for propagation of distributions*. 2004.

[5] SOBOL, J. O *Método de Monte Carlo*. Editora Mir Moscou, 1972.

[6] STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. *Refrigeração Industrial*. 2ª edição. São Paulo: Editora Edgard Blücher LTDA, 2002.

[7] SPORLAN. *Thermostatic Expansion Valves*. Washington, EUA, 2001.

[8] NILSSON, James William; RIEDEL, Susan A. *Circuitos elétricos*. 5. ed. - Rio de Janeiro: LTC, c1999.

[9] REFPROP *Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database*. Version 7.0. Nist.

[10] *EES Engineering Equation Solver*. Version 6.596. F-Chart Software, 2002.

[11] OMEGA ENGINEERING. *The temperature handbook*. v. 29. Stanford: Omega Press, 1995.

[12] LEWIS, C. W. *Make the most of more-precise temperature measurements*. *Chemical Engineering*, May 1998.

[13] HECKMANN, J. R.; FLESCH, C. A. *Minimização de incertezas em circuitos de linearização de transdutores através de algoritmos*

genéticos. In: *III SEMETRO – Seminário Internacional de Metrologia Elétrica. Anais em CDROM. Rio de Janeiro, 15 a 17 set. 1998.*

[14] **BENEDICT, Robert P.** *Fundamentals of temperature, pressure, and flow measurements.* 2nd ed. New York: J. Wiley, c1977.

[15] **BAKER, H. Dean; RYDER, E. A; BAKER, N. H.** **Temperature measurement in engineering.** Stamford: Omega, c1975.

[16] **ASHRAE STANDARD. ANSI/ASHRAE 41.3-1989: Standard Method For Pressure Measurement.** Atlanta, 1989.

[17] **ASHRAE STANDARD. ANSI/ASHRAE 41.9-2000: Calorimeter Test Methods for Mass Flow Measurements of Volatile Refrigerants.** Atlanta, 2000.

[18] **ASHRAE STANDARD. ANSI/ASHRAE 41.10-2003: Flowmeter Test Methods for Mass Flow Measurement of Volatile Refrigerants.** Atlanta, 2003.

[19] **ENDRESS. Flow Measurement.** Disponível em: <http://www.endress.com>>. Acesso em 20 de outubro de 2005.

[20] **FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T.** **Introdução à mecânica dos fluidos.** 4. ed. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, c1995.

[21] **OMEGA. Liquid Flowmeters.** Disponível em: <<http://www.omega.com/techref/flowcontrol.html>>. Acesso em 20 de setembro de 2004.

[22] **BASTOS, João Pedro Assumpção.** **Eletromagnetismo e cálculo de campos.** Florianópolis: Ed. da UFSC, 1989.

[23] **MICRO MOTION. Model RFT9739, Field-Mount Transmitter, Instruction Manual,** 2000.

[24] **DUPONT. DuPont Refrigerant Products.** Disponível em: <<http://www.dupont.com/suva/emea/products/suva134a.html>>. Acesso em 2 de abril de 2005.

[25] **OGATA, Katsuhiko.** **Engenharia de Controle Moderno. 4ª edição.** Editora Pearson, Brasil2003.

[26] FRANKLIN, Gene F.; POWELL, J. David; EMAMI-NAEINI, Abbas. **Feedback control of dynamic systems**. 4th ed. New Jersey Prentice Hall, 2002. 910p.

[27] EUROTHERM. **2216e, 2208e and 2204e General Purpose PID Temperature Controllers**. Disponível em: <http://www.eurotherm.com/products/controllers/2200e_spec.htm>. Acesso em 20 de novembro de 2005.

[28] EUROTHERM. **2416 Programmable Temperature and Process Controller** Disponível em: <http://www.eurotherm.com/products/controllers/2416_spec.htm>. Acesso em 20 de novembro de 2005.

[29] SMITH, O. J. M. *Closed control of loops with dead time*. *Chemical Engineering Progress*, New York, n. 53, p. 217-219, May 1957.

[30] ISO – INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 1662, Refrigerating plants – Safety requirements**.

[31] TORRICO, B. C. *Universidade Federal de Santa Catarina. Controladores discretos de dois graus de liberdade para processos com atraso de transporte*. Florianópolis, 2003. 99 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica.

[32] INMETRO. **Guia para a Expressão da Incerteza de Medição**. Terceira Edição Brasileira. 2003.

[33] ISO – INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. *Accuracy (trueness and precision) of measurement methods and results – Part 2: Basic method for the determination of repeatability and reproducibility of a standard measurement method*. ISO 5725-2. Genève (Switzerland), 1994b. 41p.

[34] INMETRO – INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL. **Vocabulário internacional de termos fundamentais e gerais de metrologia – Versão Brasileira do**

"Vocabulary of basic and general terms in metrology" publicado em 1993 pela ISO/IEC/OIML/BIPM. Rio de Janeiro: INMETRO, mar. 1995.

[35] YOKOGAWA – *Manual dos Transdutores e Conversores série 2280 A*. 1997.

[36] AGILENT TECHNOLOGIES. **Operating Manual, Model 6811B, 6812B, and 6813B AC Power Solutions** – 1998.

[37] AGILENT TECHNOLOGIES. **Operating Manual, Model 6030A, 6031A, 6032A, 6033A, 6035A, and 6038A System DC Autoranging Power Supply** – 1992

[38] ALBERTAZZI, Armando; **METROLOGIA – Parte I**. Florianópolis, 2001.

[39] ASHRAE STANDARD. ANSI/ASHRAE 41.1-1993 (RA 91): **Standard Method for Temperature Measurement**. Atlanta, EUA, 1986.

[40] JOHNSON, Richard A. *Miller and Freund's Probability and Statistics for Engineers*. New Jersey: Prentice Hall: 1994.

[41] AMBROSIUS, Edgar E.; FELLOWS, Robert D.; BRICKMAN, Arthur D. **Mechanical Measurement and Instrumentation**. Editora 1966 Ronald Press Company.

[42] ASHRAE STANDARD. ANSI/ASHRAE 41.3-1989: **Standard Method for Pressure Measurement**. Atlanta, 1989

[43] TEXAS INSTRUMENTES. REF102: *10V Precision Voltage Reference (Rev. A)*.

[44] TEXAS INSTRUMENTES. INA110: *Fast-Settling FET-Input Instrumentation Amp (Rev. A)*.

[45] IFEACHOR, Emmanuel C.; JERVIS, Barrie W. **Digital Signal Processing: A Practical Approach**. Addison-Wesley Publishing Company.

[46] CHEN, W. K. **The circuit and filters handbook**. New York: CRC Press, 1995.

[47] FLESCHE, C. A. *Metrologia. Apostila da disciplina Metrologia e Eletrônica para Experimentação do Programa de Pós-graduação em*

Engenharia Mecânica da UFSC. Florianópolis: Laboratório de Metrologia e Automação da UFSC, 2002.

[48] NASH, E. ***Errors and error budget analysis in instrumentation amplifier application.*** AN-539 Application Note. Norwood: Analog Devices, Aug. 1999. 6p.

[49] PARVIS M. ***Using a-priori information to enhance measurement accuracy.*** *Measurement. Elsevier Science B. V.*, n.12, p.237-249, 1994.

[50] PUTTEN, A. D. O. V. ***Electronic measurement systems. Theory & Practice.*** 2. ed. Bristol: Institute of Physics Publishing, 1996.