

## 2 Aparato experimental

Apresenta-se, neste capítulo, o aparato experimental para o ensaio de uma unidade de trigeriação. Descrevem-se os diferentes componentes, processos, características de operação e o procedimento experimental. Apresenta-se, também, a metodologia para a aquisição e o procedimento de processamento dos dados experimentais.

### 2.1. O sistema de trigeriação

A figura 6 mostra um diagrama esquemático do aparato experimental da unidade estudada, de geração combinada de calor, frio e potência elétrica (trigeriação).

O sistema é composto por um grupo moto-gerador da marca *Tramontini*®, modelo GT 7,5 kVA com motor originalmente Diesel, adaptado para operar como gás-Diesel (i.e., consumindo uma mistura de gás natural e óleo Diesel). Da energia elétrica produzida, parte é utilizada no acionamento de um painel elétrico (à base de lâmpadas e resistências elétricas), no qual se simula uma demanda (carga) elétrica hipotética, visando atingir as condições específicas de teste.

A outra parte da energia elétrica produzida é usada para acionar o compressor alternativo hermético da bomba de calor (ciclo de refrigeração por compressão de vapor do refrigerante HCFC-22, com evaporador e condensador operando com água).

Bombas de calor são dispositivos de conversão de energia capazes de produzir mais energia térmica do que realmente consomem como trabalho mecânico (Çengel e Boles, 1994). Tal é possível a partir da energia térmica que retiram da fonte fria de calor.

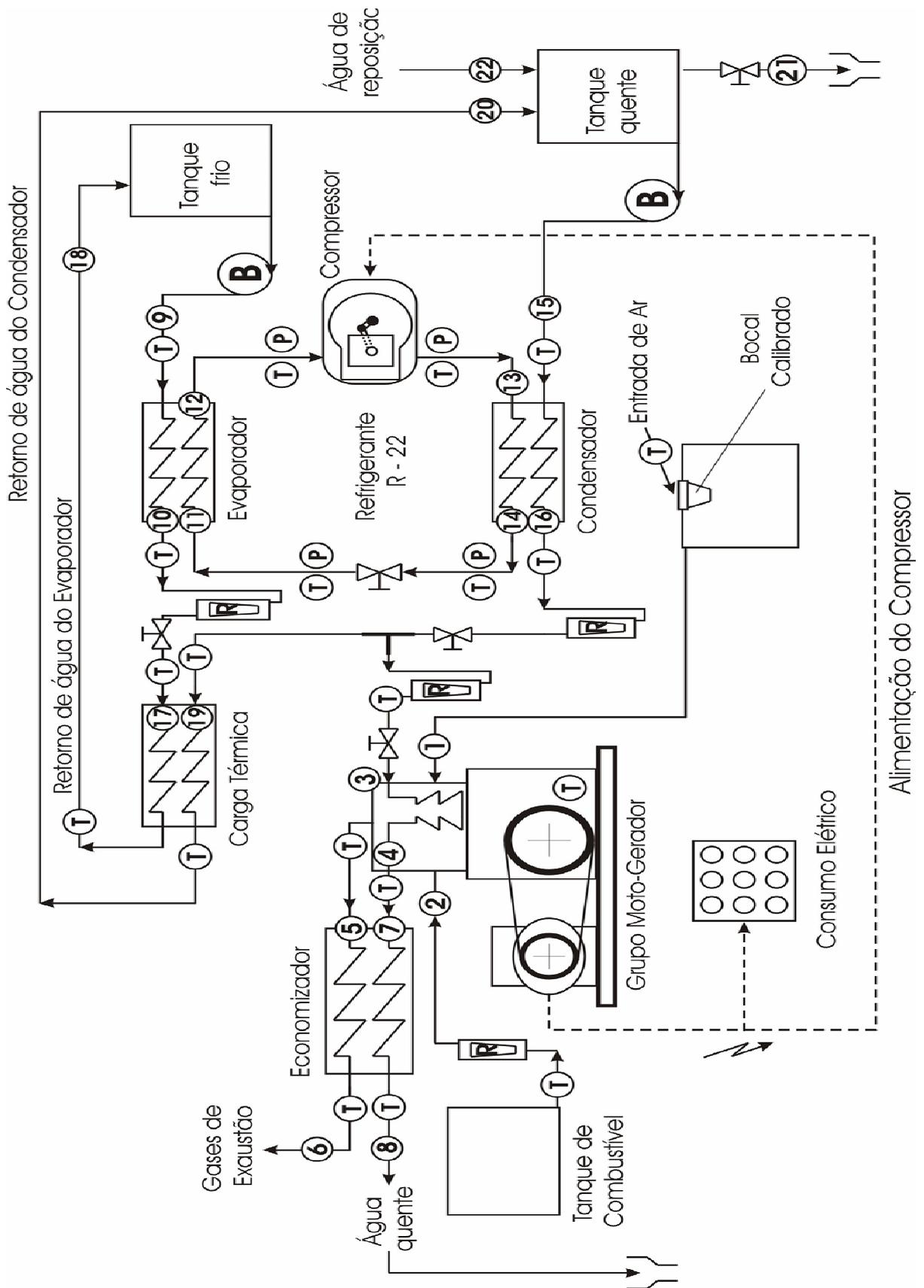


Figura 6 – Esquema da instalação experimental de trigerção

Frio é produzido no evaporador da bomba de calor, e energia térmica é obtida a partir da recuperação dos calores de rejeito do condensador da bomba de calor e dos sistemas de arrefecimento e de exaustão do motor.

A demanda de calor é atendida a partir da recuperação do calor de rejeito da seguinte forma: parte da água que sai aquecida do condensador da bomba de calor passa na camisa do motor arrefecendo-o. Posteriormente, passa no economizador onde, por sua vez, retira parte do calor contido nos gases de exaustão do motor.

Um sistema hidráulico, formado por dois circuitos de água, fornece os fluxos necessários a cada um dos componentes do sistema. Bombas centrífugas de  $\frac{1}{4}$  HP e 1 HP fazem circular a água resfriada no evaporador da bomba de calor e a água distribuída aos diferentes componentes visando a recuperação de calor, respectivamente.

Cada circuito consta de um tanque de armazenamento (*tanque quente e tanque frio*, na figura 6) cuja função é garantir a estabilidade da temperatura da água para as diferentes condições de teste.

Dada a condição de equipamento de teste do sistema em questão, e pela inexistência de uma demanda real dos produtos energéticos do sistema, nas formas de água quente e fria, fez-se convergir os dois circuitos num trocador de calor (*carga térmica*, na figura 6). Este trocador de calor tem a função de garantir o retorno da água aos respectivos tanques de armazenamento, nas condições de temperatura necessárias aos testes.

Mais adiante serão descritos os sistemas de medição e abastecimento do combustível (óleo Diesel e gás natural), da água e do ar, assim como o aparato de monitoramento do sistema de aquisição de dados.

## 2.2. Descrição do sistema

Descreve-se o equipamento que forma parte principal da instalação experimental de trigeriação, objeto de estudo no presente trabalho.

### 2.2.1. O conjunto motor – gerador

A figura 7 mostra o conjunto motor-gerador usado como núcleo do presente trabalho. O referido conjunto é composto por um motor de combustão interna de quatro tempos, originalmente a óleo Diesel e convertido para gás – Diesel, monocilíndrico, horizontal, resfriado a água, da marca *Tramontini*®, modelo TR 18 R-PM. Suas principais qualidades são a construção compacta, operação segura, instalação simples e fácil manutenção, que o fazem apropriado ao projeto em estudo.



Figura 7 – Conjunto motor–gerador

A variedade de aplicações e extensão do uso deste motor foi um dos parâmetros levados em consideração na hora da escolha do motor que seria objeto de estudo. Entre os usos mais frequentemente dados a este tipo de motores, contam-se aplicações em agricultura (irrigação, drenagem, acionamento de descascadores, moedores, forrageiras), a geração de potência elétrica através do acionamento de pequenos geradores elétricos, o acionamento de pequenos barcos, compressores de ar, e eventualmente, o uso industrial em aplicações de refrigeração.

A potência nominal deste motor situa-se entre 8,9 e 11,2 *kW* para rotações entre 1800 e 2000 rpm, respectivamente. Possui um único cilindro, com diâmetro de 0,10 *m* e curso de 0,115 *m*, portanto, com uma cilindrada de 903  $\text{cm}^3$ . A forma de injeção do óleo Diesel é direta, por meio de uma bomba de acionamento centrífugo.

O sistema de arrefecimento do motor, originalmente formado por um tanque de acumulação, e baseado no princípio de circulação por convecção natural, foi adaptado para forçar a circulação de parte da água que provém do condensador da bomba de calor (circuito hidráulico de recuperação de calor), pela camisa do motor, recuperando assim o calor de rejeito do mesmo.

O sistema de partida é elétrico, alimentado por uma bateria automotiva de 12 *V* e 5 *Ah* (60 *W*).

Um sistema de injeção de gás natural veicular (*GNV*), representado esquematicamente na figura 8, foi adaptado ao motor, para efeito dos testes de substituição de óleo Diesel por gás natural.

Este sistema é formado por um cilindro de aço com capacidade nominal para 14  $\text{m}^3$  normais de *GNV*, da marca CILBRÁS (White Martins Gases Industriais do Nordeste S.A.), de aplicação veicular, testado e registrado pelos órgãos competentes para a realização do presente trabalho.

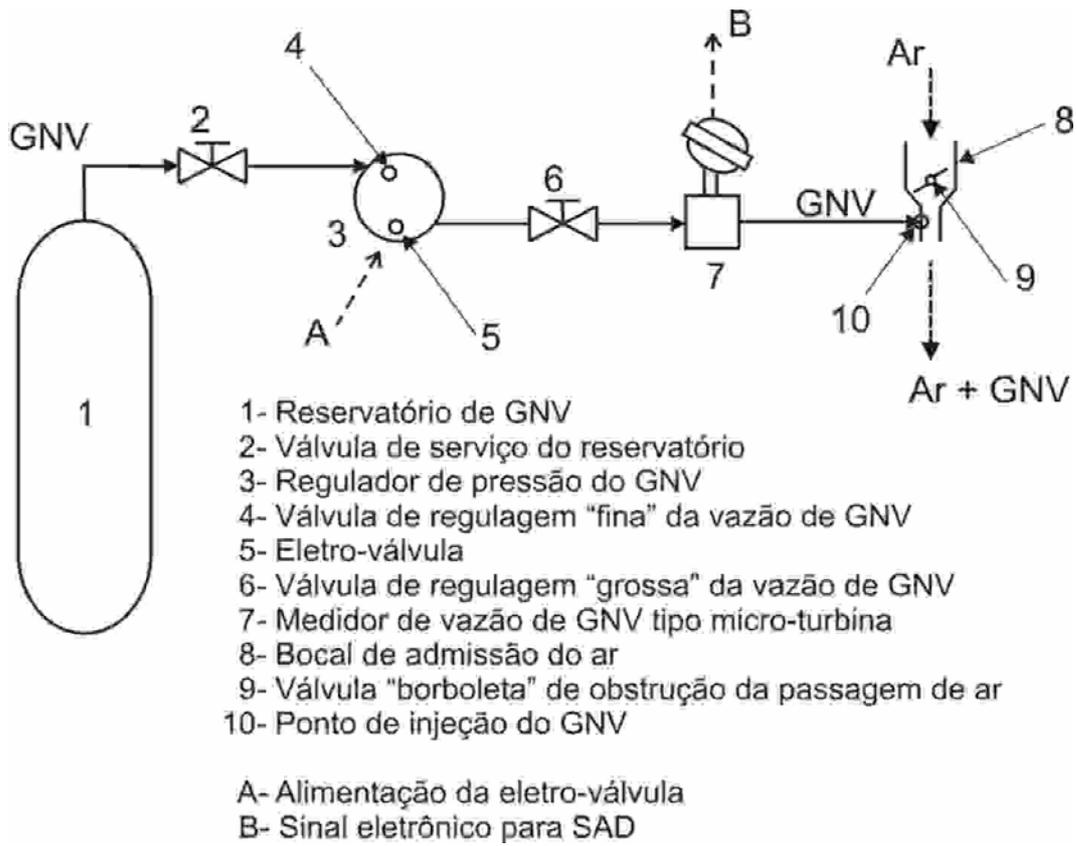


Figura 8 – Esquema do sistema de subministro, medição da vazão volumétrica e injeção do GNV



Figura 9 – Regulador de pressão do GNV

Um redutor de pressão de gás eletro-assistido (figura 9), também de aplicação automotiva, da marca BRC, tipo ME, modelo 100KW, permite o controle da vazão de *GNV*, através de duas válvulas de regulagem de fluxo, uma de ajuste grosso e outra para o ajuste fino ou *marcha lenta*, combinadas com a ação de uma eletro-válvula.

Em motores automotivos, as válvulas de ajuste são reguladas de tal forma que a razão entre as vazões mássicas de óleo Diesel e *GNV* se mantenha constante para toda a faixa de potência (Mansour et al., 2001), o que é garantido pela ação posterior, durante a operação, da eletro-válvula.

No estudo apresentado, onde a potência do motor convertido é baixa quando comparada com a capacidade do redutor de pressão do gás, a regulagem da vazão do *GNV* é feita, unicamente, através da válvula de regulagem de fluxo de ajuste fino, mantendo a eletro-válvula ligada só com fins de desbloquear a passagem de gás.

O regulador de pressão do *GNV* é alimentado pela mesma bateria elétrica que alimenta o sistema de partida do motor e consta de um circuito de aquecimento do gás que aproveita a própria água de arrefecimento do motor.

Pelo fato de a vazão de água quente utilizada para esse fim ser muito pequena, optou-se por desconsiderar essa parcela de calor nas análises de eficiência do sistema (i.e., balanço de energia e contabilidade de exergia).

O óleo Diesel é fornecido por um sistema de bombeamento que possui uma bomba centrífuga da marca TEXIUS, de 1/16 *HP* de potência, cuja função é fazer fluir o combustível através dos dois medidores de vazão mássica por *efeito Coriolis*, mantendo a linha de alimentação de óleo Diesel do motor sempre cheia, permitindo o retorno do excedente de óleo Diesel ao tanque de armazenamento, como representado na figura 10.

Outra modificação efetuada sobre o motor, para efeito dos testes, foi a montagem de uma válvula de tipo borboleta, para obstrução da entrada de ar ao

motor. Para este fim, foi adaptada uma peça comercialmente disponível no mercado automotivo.



Figura 10 – Sistema de alimentação e medição da vazão do óleo Diesel

Comprovou-se que, para uma dada posição da borboleta (i.e., para cada grau de obstrução da entrada do ar), a vazão de ar varia muito pouco em função da potência, dadas as características e condições de operação (i.e., velocidade de rotação quase constante) do motor.

O gerador elétrico é da marca *Kohlbach*®, modelo GR-GCR, do Tipo *Compound*, monofásico, 110/200 Volts, 60 Hz, com potência nominal de 7,5 kVA. A voltagem é controlada em função da velocidade de rotação do rotor.

O acoplamento entre o motor e o gerador é realizado através de uma transmissão por polias e correias do tipo trapezoidal, em número de três. As correias são da marca *Rexon*®, modelo B-65. A tensão das correias é mantida e controlada seguindo as instruções do fabricante (deslocamento equivalente à altura da correia sob uma força de 4 kgf/HP de potência transmitida, aplicada normalmente na correia no centro geométrico da transmissão).

### 2.2.2.

#### O economizador (recuperador) de calor dos gases de exaustão

A figura 11 mostra o trocador de calor utilizado como economizador ou recuperador de calor dos gases de exaustão do motor.



Figura 11 – O economizador

Este componente foi construído a partir de uma serpentina industrial usada habitualmente em aplicações de refrigeração na indústria de alimentos. A referida serpentina está formada por 22 tubos de cobre, dispostos de forma alternada em duas fileiras. O diâmetro externo dos tubos é de  $0,015\text{ m}$  e seu comprimento de  $0,650\text{ m}$ . A superfície externa dos tubos é estendida mediante a aplicação de aletas contínuas de alumínio de  $0,5\text{ mm}$  de espessura, em número de  $108\text{ aletas/m}$ , com superfície corrugada, uniformemente distribuídas ao longo do tubo.

Na figura 12 se mostram as principais dimensões e configuração da serpentina.

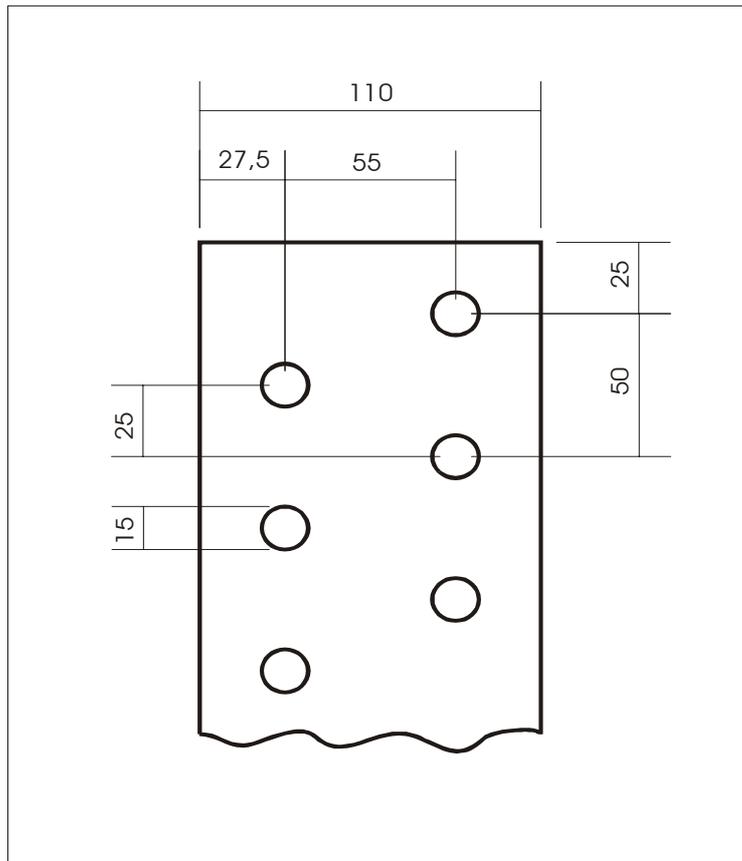


Figura 12 – Características geométricas da serpentina

Como se pode apreciar nas figuras 11 e 13, foram construídos e montados dois coletores (admissão e descarga) para garantir a uniforme distribuição dos gases de exaustão quentes por sobre a superfície da serpentina e sua posterior coleta, para serem expulsos à atmosfera.

A tabela 1 mostra as principais características geométricas e físicas dos tubos utilizados e da serpentina em questão.  $S_T$  é a distância entre os tubos de uma mesma fileira,  $S_L$  a distância entre as fileiras e  $S_D$  a menor distância entre tubos de fileiras adjacentes.



Figura 13 – Posicionamento do economizador, na descarga do motor

<b>TUBO DE COBRE (Tabela Y)</b>		
<b>S</b>	1,0	mm
<b>D<sub>ext</sub></b>	15,0	mm
<b>D<sub>int</sub></b>	13,0	mm
<b>D<sub>m</sub></b>	14,0	mm
<b>Áreas Transversais</b>		
<b>A<sub>int</sub></b>	132,73	mm <sup>2</sup>
<b>A<sub>metal</sub></b>	43,98	mm <sup>2</sup>
<b>A<sub>superfície</sub></b>	0,094	m <sup>2</sup> /m
<b>K</b>	172,00	W/m <sup>2</sup> K
<b>1 suporte / m – quando circulando água</b>		
<b>S<sub>T</sub></b>	50,00	mm
<b>S<sub>L</sub></b>	55,00	mm
<b>D</b>	15,00	mm
<b>S<sub>D</sub></b>	60,42	mm

Tabela 1 – Características do tubo de cobre e parâmetros geométricos da serpentina

Toda a superfície do economizador foi devidamente isolada termicamente mediante a utilização de mantas de lã de vidro e, posteriormente, foi instalado diretamente na descarga dos gases de exaustão do motor, como ilustrado através da figura 13. O coletor de exaustão do motor foi, da mesma forma, isolado termicamente.

### 2.2.3. A bomba de calor

A figura 14 mostra a bomba de calor utilizada no presente trabalho. A mesma foi montada especificamente com fins de estudo em função dos requerimentos do projeto aqui apresentado. É formada pelos seguintes componentes:

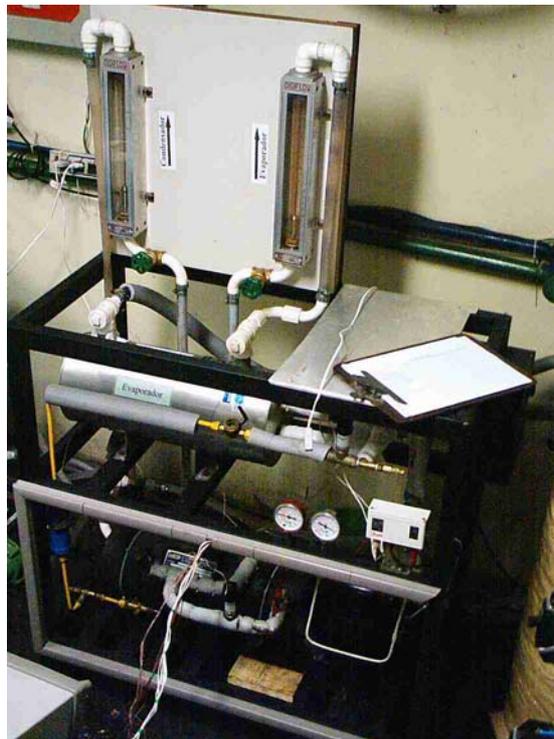


Figura 14 – Bomba de calor instrumentada para experiência

1. Compressor: da marca *Tecumseh*®, Modelo AJ5519E (AJA5519EXD, na nova denominação), hermético, alternativo, um pistão, alimentação de 208/230 Volts AC, 60 Hz, monofásico, com capacidade frigorífica nominal máxima de 5,65 kW e capacidade frigorífica de 3,6 kW, quando operando a uma temperatura de evaporação de 0°C. O fluido refrigerante usado na bomba de calor é o R-22 *DuPont*®.

2. Evaporador: da marca *EVACON*®, modelo EV-1,5, do tipo *tubo e carcaça*, com superfície de troca de calor de  $1,12\ m^2$ , e capacidade de refrigeração nominal de  $5,2\ kW$ .
3. Condensador: da marca *EVACON*®, modelo CFA-2, do tipo *tubo e carcaça*, com superfície de troca de calor de  $1,44\ m^2$ , e capacidade de refrigeração nominal de  $8,4\ kW$ .
4. Dispositivo de Expansão: válvula termostática (grau de superaquecimento constante) da marca *Danfoss*®.
5. Presostato: para limitar as pressões de sucção e descarga do compressor a 50 e 220 *psig*, respectivamente, da marca *Danfoss*®.
6. Visor de líquido: da marca *Fligor*®.
7. Filtro de umidade: da marca *Danfoss*®.
8. Sistema hidráulico e trocador de calor auxiliar.

O sistema hidráulico da bomba de calor, detalhado na figura 15, cumpre a função de fornecer e garantir a circulação da água no condensador e no evaporador nas condições de teste. O referido sistema é dividido em duas partes, atendendo cada uma às condições de teste do componente (evaporador ou condensador) em questão. Cada uma destas partes consta de um tanque de armazenamento de água, uma bomba hidráulica centrífuga de  $\frac{1}{4}\ HP$  de potência, e conjuntos de válvulas que garantem o direcionamento dos fluxos de acordo com as necessidades específicas para proporcionar a estabilidade das condições de teste.

Estes dois subsistemas convergem para um trocador de calor auxiliar que cumpre com as funções de aquecer a água resfriada no evaporador (i.e., faz o papel de carga térmica) aproveitando o calor de parte da água que vem aquecida do condensador, resfriando esta de forma que cada um dos fluxos se encontra, à

saída do trocador de calor auxiliar, em condições de voltar ao respectivo tanque de armazenamento.

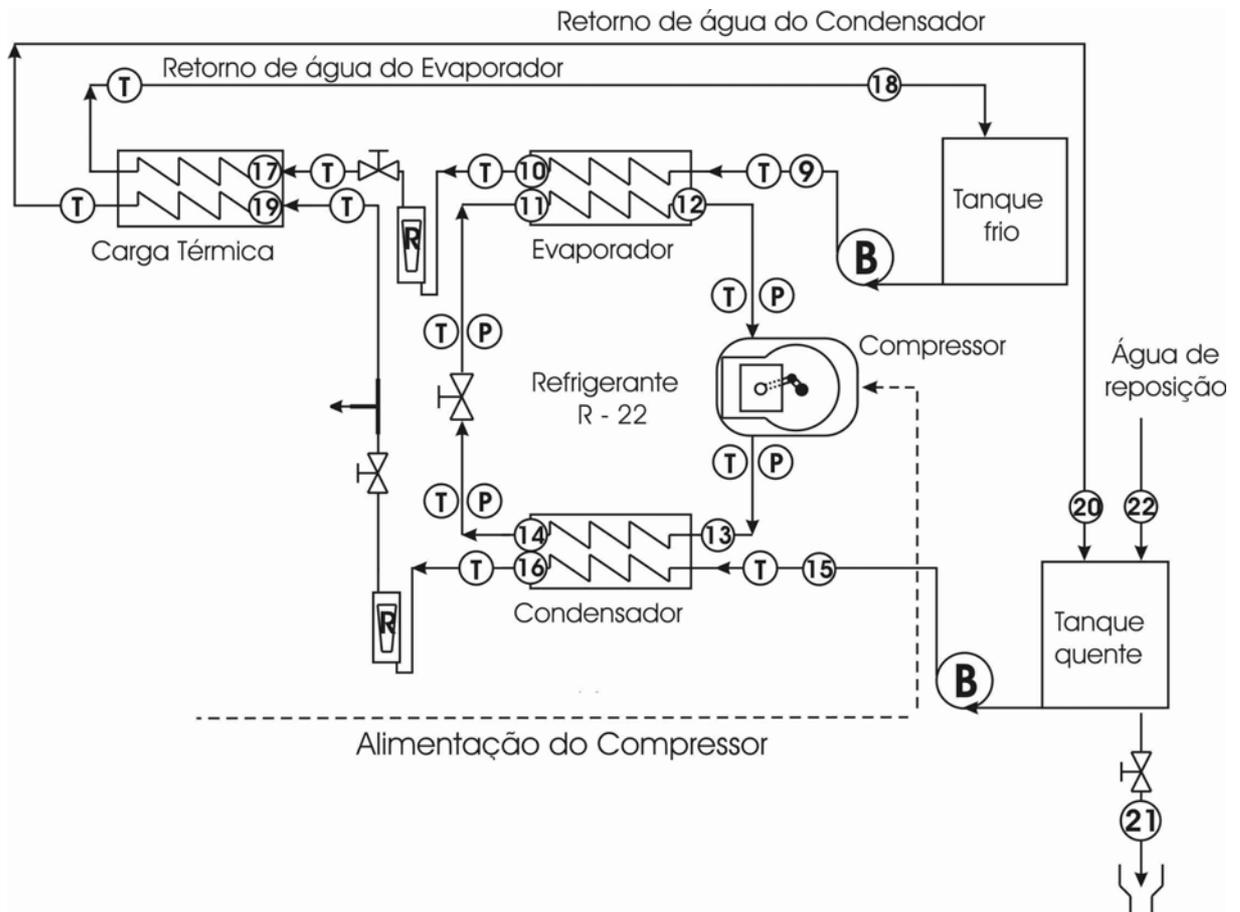


Figura 15 – Detalhamento esquemático da seção do sistema de trigação, correspondente à bomba de calor

Com este tipo de montagem garantem-se as condições de teste, e por outro lado, não se afeta o estudo realizado já que, como instalação puramente experimental, tanto a bomba de calor quanto o sistema de recuperação de calor, não atendem a demandas (ou processos) específicos, sendo, somente, de nosso interesse, as condições de entrada e saída da água dos diferentes componentes. Ou dito de outra forma: o uso conferido à água quente e à água fria não forma parte da presente análise.

#### 2.2.4.

#### O painel de simulação e controle da carga elétrica

Um painel elétrico foi construído com o intuito de simular, de forma controlada, um consumo de energia elétrica. O painel consta de cinco seções de lâmpadas incandescentes de 100 e 200 *Watts* (220 *Volts*), das quais quatro seções somam 1,0 *kW* cada uma e a quinta, 0,5 *kW*. Além das lâmpadas, o painel consta, também, de duas resistências elétricas de 1,5 *kW* (220 *Volts*) cada uma totalizando 7,5 *kW*, equivalentes à potência nominal do gerador elétrico.

O painel consta, também, de indicadores da potência elétrica consumida pela instalação, da corrente elétrica, da voltagem e da velocidade de rotação do motor. Posicionou-se nele, igualmente, o disjuntor de acionamento (partida elétrica) do compressor da bomba de calor.



Figura 16 – Painel de controle e simulação de carga elétrica

Como mostrado na Figura 16, o acionamento das seções de lâmpadas e resistências elétricas é independente. Esse tipo de compartilhamento possibilita a modulação da carga para as condições de teste requeridas.

### **2.2.5. Tubulações**

Todas as instalações hidráulicas (tubulações, uniões, etc.) foram montadas na medida de 0,5 polegada, em PVC. Mangueiras flexíveis foram utilizadas nos casos de trajetos mais sinuosos. Sempre que possível, deu-se prioridade às uniões rosqueadas.

Na bomba de calor foi utilizado material específico de aplicações em refrigeração, i.e., tubulações de cobre em correspondência com as bitolas de entrada e saída dos diferentes componentes da instalação. Deu-se prioridade às uniões soldadas, mas também usou-se das uniões rosqueadas tipo “*flare*”, dependendo das necessidades da instrumentação, fundamentalmente.

Para a condução do óleo Diesel usou-se mangueiras de borracha flexível resistentes à ação do óleo e outros produtos orgânicos. Para a condução do *GNV* usou-se uma tubulação de aço inoxidável com diâmetro externo de 6 *mm* e espessura de 1 *mm*.

### **2.2.6. Isolamento térmico**

Na bancada de refrigeração utilizou-se, como material isolante, poliuretano expandido de baixa massa específica, nas linhas de refrigerante, no condensador e nas mangueiras de condução da água do evaporador e do condensador. O evaporador foi isolado de fábrica, também com poliuretano expandido.

Já na seção correspondente ao grupo moto-gerador, de modo a minimizar as perdas de calor, isolou-se o tanque de circulação da água de arrefecimento do motor, assim como a área exterior da camisa do pistão e o coletor dos gases de exaustão. Para isso foi utilizada manta (feltro) de lã de vidro, com espessura de 0,025 *m*, massa específica de 12,0  $kg/m^3$  e coeficiente de condutividade térmica de 0,045  $W/mK$ . Graças a seu baixo coeficiente de condutividade térmica e à flexibilidade que permite seu uso, a lã de vidro é amplamente utilizada como

isolante térmico de equipamentos industriais, dutos de ar condicionado, caldeiras, fornos, tubulações, telhados, suportando temperaturas de até 450°C.

Também se isolou o duto dos gases de exaustão e toda a superfície exterior do recuperador de calor dos gases (economizador). O procedimento de isolamento baseou-se na colocação de várias camadas de fibra de vidro até que se conseguisse temperaturas superficiais na ordem de 35 a 40°C.

### **2.3. Instrumentação da instalação experimental de trigeriação**

Detalham-se, na presente seção, as grandezas medidas em cada um dos componentes do sistema de trigeriação. Ressaltam-se, igualmente, as características mais relevantes da instrumentação e do equipamento utilizado para tal.

#### **2.3.1. Instrumentação do motor**

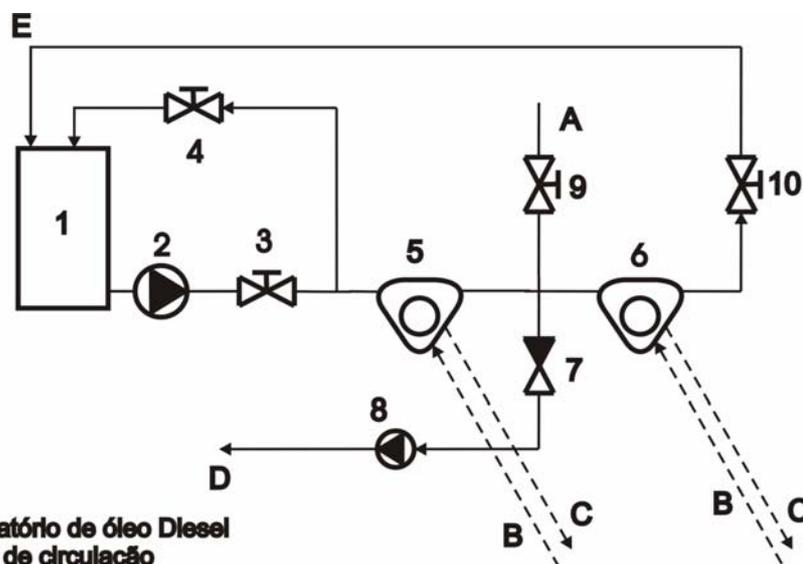
A vazão de ar,  $\dot{m}_a$ , é medida mediante o uso de um sistema *GO-POWER M-5000*, como mostrado na figura 17, que consiste de um tanque amortecedor de pulsações com um bocal calibrado (*ASME*), no qual a vazão de ar que passa através do sistema pode ser calculada em função da diferença de pressão entre o interior do tanque e a atmosférica, com precisão de 5% na escala de 10 a 3400 *lbm/h* (0,0013 a 0,43 *kg/s*).

A diferença de pressão entre o interior do tanque e o ambiente é medida manualmente com um manômetro de coluna de líquido inclinada, da marca *DWYER INSTRUMENTS INC.*, com escala de 3,0 polegadas e fundo de escala de 0,02 polegada. O manômetro possui regulagem de nível e ajuste do zero móvel. O bocal calibrado usado foi o de menor bitola ajustável ao sistema, ou seja, o de 0,5 polegada de diâmetro interno, que fornece condições para a medição de vazões de ar entre 10 e 40 *lbm/h* (0,0013 e 0,0052 *kg/s*).

Para efetuar-se a medição da vazão de óleo Diesel,  $\dot{m}_{f,D}$ , usa-se de um sistema de circulação e medição. O referido sistema é composto por um tanque de armazenamento, uma bomba de recirculação de óleo Diesel e dois medidores de fluxo mássico por *efeito Coriolis* instalados em série.



Figura 17 – Sistema GO-POWER M-5000 para medição da vazão de ar no motor



- 1- Reservatório de óleo Diesel
- 2- Bomba de circulação
- 3- Válvula de serviço
- 4- Válvula para controle do retorno e pulga
- 5, 6 - Sensores de vazão por efeito "Coriolis"
- 7- Válvula de retenção
- 8- Bomba de Injeção do motor
- 9- Válvula de purga
- 10- Válvula de controle do retorno

- A- purga de Ar
- B - Alimentação do sensor
- C- Sinal do sensor
- D- Óleo Diesel ao motor
- E- Retorno de óleo Diesel ao reservatório

Figura 18 – Representação esquemática do sistema de medição e injeção do óleo Diesel

Os instrumentos medidores de vazão *Elite*® da Micro Motion, Inc., modelos CMF010 e CMF025, de alta precisão e resposta imediata, usados na medição da vazão de óleo Diesel, constam de um sensor remoto, onde se aplica o *Efeito Coriolis*, através do qual circula o fluido a ser medido. O sensor se encontra ligado eletronicamente a um transmissor (decodificador) que processa o sinal do sensor e o transforma numa corrente de 4 a 20 mA, que pode ser lida por qualquer instrumento do tipo amperímetro. O transmissor é alimentado por uma fonte de 20 VDC.

No caso em estudo usaram-se dois medidores de vazão. O primeiro (modelo CMF010), calibrado numa faixa de 0 a 2,0 kg/min, mede a vazão que sai do tanque de armazenamento. Parte desse óleo é consumido pelo motor e o restante, excedente, passa através do sensor do segundo medidor (modelo CMF025), calibrado numa faixa de 0 a 2,5 kg/min, que mede a vazão de óleo que retorna ao tanque. Ou seja, o consumo de combustível do motor é medido de forma diferencial entre as leituras dos dois instrumentos. O procedimento adotado foi motivado pela disponibilidade destes dois sensores no laboratório, os quais possuem boa precisão e baixa incerteza de medição.

Como a vazão de óleo Diesel a ser medida é muito pequena, quando comparada à faixa de medição (menos do 10%) dos instrumentos, optou-se pela montagem apresentada na figura 18. Com essa instalação se garante uma incerteza baixa na medição do consumo de óleo Diesel do motor.

A vazão de gás natural veicular (GNV),  $\dot{m}_{f,GNV}$ , consumido nos testes de substituição GNV-Diesel, é medida através de um transdutor de vazão tipo turbina. Este sensor é da série SVT da *Contech*, modelo SVTG 1/2" e sua instalação é representada na figura 19.

Esse instrumento é alimentado por uma fonte de corrente direta de 20 V. A resposta do sensor vem dada na forma de corrente direta (DC), na faixa de 4 a 20 mA, correspondentes a vazões entre 0 e 7,2 m<sup>3</sup>/hora.

As vazões medidas são referentes às condições normais (temperatura de 25°C e pressão de 1  $kgf/cm^2$ ) e, na calibração do instrumento, se considera um fator de compressibilidade de 0,997. Por esta razão, posteriormente, na redução dos dados, leva-se em consideração o efeito da temperatura sobre a massa específica do GNV para realizar a devida correção.



Figura 19 – Medidor de vazão do GNV tipo turbina acoplado ao regulador de pressão do gás

O funcionamento deste sensor baseia-se numa turbina acoplada diretamente na tubulação por onde escoar o fluido. O rotor da turbina, quando acionado pelo fluido, adquire uma velocidade de rotação proporcional à vazão volumétrica do mesmo. Sensores eletromagnéticos determinam a velocidade de rotação do rotor da turbina. O sensor possui uma linearidade de  $\pm 1\%$  na faixa de trabalho utilizada, uma repetibilidade de  $\pm 0,3\%$  e pode operar a temperaturas entre -20 e 120 °C. Todas as recomendações e exigências do fabricante foram levadas em consideração na hora de se fazer a montagem e instalação deste equipamento.

Um último parâmetro controlado é a velocidade de rotação do motor. Essa grandeza é medida através do uso de um medidor da marca *LUTRON*® com incerteza de  $\pm(0,05\% + 1rpm)$ , ou seja  $\pm 2rpm$ .

O medidor baseia-se num sensor eletromagnético posicionado de forma tal que seu campo magnético se altera toda vez que um elemento ferroso soldado ao volante do motor o atravessa. A alteração do campo magnético é detectada por um sistema eletrônico que faz a conversão de frequência e a transfere para um painel digital, com fundo de escala de 1 rpm, posicionado no painel de controle e simulação da carga elétrica.

### **2.3.2. Medição de temperatura**

As temperaturas dos fluidos de trabalho (refrigerante, água, combustível, gases de exaustão), nos diferentes pontos de interesse para a análise do sistema (i.e., à entrada e saída de cada componente), são medidas com termopares *OMEGA* dos tipos K e T.

Os termopares geram um sinal em  $\mu V$ , proporcional à temperatura do fluido onde se encontra submerso. O sinal é lido por um sistema de aquisição de dados capaz de realizar a leitura e o processamento desta, gerando uma curva de temperatura em função do tempo para cada um dos sensores. Estimou-se a incerteza na medição das temperaturas em  $0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , seguindo-se a recomendação do fabricante.

Para corrigir uma possível influência da temperatura interna dos módulos de aquisição na medida de temperatura dos termopares, recomenda-se o uso de uma referência externa ao módulo (cada módulo possui uma referência própria).

No caso apresentado usou-se como referência um PTR-100, o qual mede a temperatura do módulo. O PTR-100 é formado por uma resistência de  $100\ \Omega$  que, alimentada por uma fonte de  $20\text{ V}$ , varia linearmente em função da temperatura. Essa resistência é, geralmente, inserida num tubo de aço com proteção cerâmica. O PTR-100 usado no presente trabalho é da marca ECIL, com tubo de proteção de aço com diâmetro de  $5\text{ mm}$ , comprimento de  $0,05\text{ m}$  e proteção cerâmica.

### 2.3.3. Medição de pressão

Por se considerarem relevantes ao desenvolvimento do presente estudo, realizam-se medições de pressão do refrigerante na bancada de refrigeração. Estas medições são feitas à entrada dos quatro componentes mais importantes do sistema: o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador.

Usam-se, para tal, transdutores de pressão da marca *WIKA*®, do tipo S-10. Estes são transdutores de pressão para aplicações gerais (versão standard). Os transdutores de pressão *WIKA* constam de um diafragma deformável instrumentado, que, alimentado por uma fonte de corrente direta de 20 V, gera uma corrente proporcional à deformação provocada pela pressão que sobre ele atua.

### 2.3.4. Medição da potência elétrica

No sistema experimental apresentado tem-se como relevante a medição da potência elétrica fornecida à instalação pelo gerador. De igual importância é a medição da potência elétrica consumida pelo compressor da bomba de calor.

No caso do compressor, a potência elétrica,  $P_{CP}$ , é calculada segundo a equação:

$$P_{CP} = V_{CP} I_{CP} \cos(\varphi) \quad (2.1)$$

A voltagem,  $V_{CP}$ , no compressor é medida manualmente mediante o uso de um multímetro digital, da marca HP, modelo 973A. este instrumento apresenta fundo de escala de 0,1 V. Já a corrente,  $I_{CP}$ , é medida com uma pinça amperimétrica (*clamp meter*), da marca *LIGHTEX*®, modelo LT 266 com fundo de escala de 0,1 A.

O termo correspondente ao *Fator de Potência*,  $\cos(\varphi)$ , foi calculado a partir da expressão acima, medindo-se a potência consumida pelo compressor mediante o uso de um wattímetro digital calibrado, da marca *TIF Instruments Inc.* Modelo *Tif – 2000A*, com precisão de 10 W na escala de 0 – 9 kW e de 100 W na escala de 0 – 100 kW. Determinou-se que existe pouca variação no valor deste termo para diferentes condições de operação da bancada de refrigeração, situando-se o mesmo em, aproximadamente, 0,9.

No caso do painel de simulação e controle da carga elétrica, a expressão (2.2) permite o cálculo da potência,  $P_{CE}$ , consumida pela carga, de acordo com:

$$P_{CE} = V_{CE} I_{CE} - P_{CP} \quad (2.2)$$

sendo  $V_{CE}$  a voltagem e  $I_{CE}$ , a corrente produzida pelo gerador elétrico.

### 2.3.5. Aquisição de dados

A aquisição dos dados realiza-se por meio de um sistema (DAS) *HP Agilent 34970–A*. Este instrumento é conectado, através de uma porta serial, a um computador pessoal com processador Pentium<sup>®</sup> 4 e velocidade de processamento de 1,8 GHz.

O DAS consta de três módulos (ou placas) de aquisição, cada um com 22 canais multiplexados. Cada placa possui capacidade para leituras de corrente, voltagem, temperatura (termopares, PTR, etc.) e frequência.

O controle e a leitura dos parâmetros são efetuados através de uma interface gráfica que permite a especificação das características dos sensores utilizados, da taxa de aquisição, dos parâmetros de comunicação PC-DAS e do monitoramento, através de gráficos e tabelas de leitura, dos diferentes parâmetros envolvidos na operação do sistema.

A taxa de aquisição foi fixada, por limitação do sistema, em uma leitura a cada 30 segundos. Foram lidos, armazenados e processados os principais parâmetros de desempenho e operação do sistema testado, o que inclui:

- 26 canais de temperatura (termopares dos tipos K e T e um PTR-100);
- 5 canais de pressão (leitura em *mV*);
- 3 canais de vazão de óleo Diesel (leitura em *mV*);
- 1 canal de vazão de gás natural veicular (leitura em *mV*).

Além da saída gráfica, o sistema permite a criação de arquivos do tipo “.txt”. A vantagem deste tipo de saída reside no fato de os arquivos poderem ser lidos com ajuda de qualquer processador de dados do tipo planilha, como o Excel, dentre outros, sem limitação de plataforma.

No presente trabalho realizou-se o pós-processamento dos dados mediante o uso do Microsoft® Excel 2002 SP3 pela facilidade que oferece de se tratar dos grandes volumes de dados gerados através da implementação de “macros”. Estas macros são pequenos programas que executam funções determinadas sobre os dados que se encontram na planilha especificada.

As macros se mostram muito úteis, frequentemente, quando se trata da realização de ações repetitivas, cíclicas ou freqüentes, onde poucos ou nenhum parâmetro varia. Apresentam, por outro lado, o problema da necessidade de atualização (manutenção do software) dependendo de mudanças no padrão de aquisição dos dados, o que pode ser causado pelo acréscimo ou subtração de canais de leitura, que façam mudar o padrão da planilha de processamento na região coberta pela macro. O apêndice A.1 lista e explica a função das macros implementadas no presente trabalho.

### 2.3.6. Procedimento experimental

Para a realização dos testes foi necessário seguir uma seqüência de operação assim como uma série de medidas de segurança, as quais são numeradas como segue:

- 1) Antes de se iniciar qualquer teste, tem que se ligar com antecedência de ao menos 30 minutos a bomba de circulação de óleo Diesel e os transmissores dos sinais de vazão de óleo Diesel, conforme operação indicada pelo fabricante destes sensores.
- 2) Liga-se a fonte que alimenta os sensores de pressão da bomba de calor, o PTR-100 e o sensor de vazão de GNV, assim como o exaustor de ar do laboratório, a fonte de alimentação do sensor de velocidade do motor e o ventilador das resistências elétricas do painel de carga.
- 3) Ligam-se os terminais do motor aos pólos da bateria de partida.
- 4) Ligam-se o computador e o sistema de aquisição de dados e ativa-se a interface de comunicação, abrindo-se uma nova seção de aquisição. A taxa de aquisição foi fixada em duas aquisições por minuto.
- 5) Ligam-se as bombas de circulação dos subsistemas hidráulicos e estabelecem-se as vazões de água estipuladas para o teste planejado, em cada um dos componentes.
- 6) Colocam-se os protetores de ouvido e dá-se partida ao motor, em vazio e em baixa rotação (1400 *rpm*), deixando-o aquecer-se por 10 a 15 minutos.
- 7) Acelera-se, já com parte da carga elétrica definida no painel, até atingir a voltagem programada para o teste, geralmente de 220 V.

- 8) Estabelece-se a carga elétrica desejada para a realização do teste.
  - a) Quando parte da carga elétrica é destinada à alimentação da bomba de calor, deixa-se aquecer o motor por mais 10 ou 15 minutos na carga programada.
  - b) Reduz-se a potência do painel de carga para um valor entre 1,8 e 2,2 kW.
  - c) Liga-se a bomba de calor.
  - d) Ajusta-se a potência no painel de carga para o valor programado para o teste.
- 9) Deixa-se o motor (e, eventualmente, a bomba de calor) atingir o regime permanente.

Durante a realização dos testes, monitora-se a estabilidade e anotam-se os valores dos seguintes parâmetros:

- a) Velocidade de rotação do motor.
- b) Vazão de água no evaporador e no condensador da bomba de calor, e no sistema de recuperação de calor.
- c) Voltagem, corrente e potência do gerador.
- d) Voltagem e corrente do compressor da bomba de calor.
- e) Queda de pressão relativa ao medidor de vazão de ar.

Uma vez fixados os parâmetros e variáveis de controle, o tempo para se atingir o regime permanente varia, dependendo das condições estabelecidas para o teste e das condições de partida. O sistema moto-gerador demora entre duas e três

horas para atingir o regime permanente, sendo o parâmetro limitante a temperatura do óleo lubrificante. Em testes com baixa vazão de água no sistema de recuperação de calor e, conseqüentemente, no motor, esse tempo se estendeu a cinco horas.

Já no caso da bomba de calor, o fator limitante é dado pela temperatura de entrada da água no condensador. Pelo volume do tanque de armazenamento e a combinação de entrada da água que retorna do condensador, da água de reposição e da saída da água para o condensador, esta temperatura demora entre duas e três horas para se estabilizar, chegando a quatro e até cinco horas em alguns casos.

Uma vez atingido o regime permanente em ambos os sistemas, a resposta a variações de parâmetros de operação da planta (diferentes vazões de água, vazão de *GNV*, potência elétrica gerada, etc.) é razoavelmente rápida, situando-se entre 30 e 90 minutos, dependendo do parâmetro variado, e da magnitude dessa variação.

Pelas características do sistema e para o controle dos inúmeros parâmetros medidos, estabeleceram-se critérios de validação dos testes. Esses critérios são relacionados a seguir:

- 1) Tempo em regime permanente estabelecido como padrão para considerar o teste concluído: 30 minutos.
- 2) Variação permissível das temperaturas: 0,2 °C.
- 3) Variação permissível da pressão: 0,2 *psi* (29 *Pa*).
- 4) A vazão de água nos diferentes componentes do sistema é continuamente monitorada para se manter nos valores estabelecidos para o teste, repercutindo sua variação nas temperaturas medidas (i.e., garantindo a estabilidade das temperaturas e pressões, garante-se, indiretamente, a estabilidade das diferentes vazões de água).

- 5) A variação da voltagem repercute diretamente nas pressões de evaporação e condensação da bomba de calor. Uma vez que as temperaturas e pressões do refrigerante têm se estabilizado, em função das condições de vazão e temperatura da água no evaporador e no condensador, qualquer variação na voltagem do gerador é imediatamente percebida pelo compressor e, conseqüentemente, pela bomba de calor.
  
- 6) Parâmetros que oscilaram durante os testes e o valor das suas oscilações, em média, foram: a) a temperatura de saída da água do evaporador da bomba de calor ( $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ); b) a temperatura de saída da água do motor ( $\pm 1,0^{\circ}\text{C}$ ); c) a temperatura de saída da água do economizador ( $\pm 2,0^{\circ}\text{C}$ ); d) a temperatura de saída dos gases de exaustão do motor ( $\pm 5,0^{\circ}\text{C}$ , chegando a  $\pm 10,0^{\circ}\text{C}$ ); e e) a temperatura dos gases de exaustão à saída do economizador ( $\pm 5,0^{\circ}\text{C}$ ). Estes parâmetros foram considerados estáveis, quando sua média não variou mais do que  $\pm 5\%$  do valor da oscilação, no tempo do teste.

### **2.3.6.1. Planificação e objetivo dos testes**

No trabalho que se apresenta, foi planejada uma série de testes para definir os limites de operabilidade da instalação. Os parâmetros e condições de operação permitiram realizar a análise de desempenho de cada um dos componentes.

Estudou-se, experimentalmente, a influência sobre a eficiência da instalação, de parâmetros como a potência elétrica gerada, a vazão de *GNV*, a vazão de água no evaporador e condensador da bomba de calor, a vazão de água no sistema de recuperação de calor e o consumo de ar do motor.

1. Testes para caracterização da bomba de calor.

Realizaram-se duas séries de testes mudando o grau de subresfriamento do refrigerante à saída do condensador da bomba de calor. Para cada caso variaram-se as vazões de água no evaporador e no condensador da bomba de calor, obtendo-se, com isso, a variação da temperatura de evaporação e condensação. Os resultados dos testes e da redução dos dados referentes à bomba de calor apresentam-se, então, em função da temperatura de evaporação, da temperatura de condensação e do grau de subresfriamento na saída do condensador.

2. Testes para análise do sistema de trigerção com o motor operando com Diesel puro.

Fez-se variar a potência gerada pelo sistema para determinar a eficiência para diferentes condições de carga do motor.

Verificou-se, também, a vazão de água no sistema de recuperação de calor e no evaporador, para otimização experimental do sistema de trigerção em função destes parâmetros. Escolheram-se quatro valores de vazão de água nos respectivos sistemas hidráulicos com o intuito de se encontrar valores destes parâmetros que otimizaram o desempenho do sistema (i.e., valores para os quais se possa estabelecer um máximo de eficiência do sistema, à luz da 1ª e 2ª leis da termodinâmica).

3. Testes para análise do sistema de trigerção com o motor operando com Diesel e gás natural:

- a. Substituição em diferentes regimes de potência variando a vazão de *GNV*.

Fixaram-se vários valores de potência e, para cada um desses valores, variou-se, a intervalos regulares, a vazão de *GNV*. A intenção desses testes é a de demonstrar a viabilidade técnica e econômica da substituição do óleo Diesel pelo o uso do *GNV*.

- b. Substituição em diferentes regimes de potência variando a vazão de ar, a partir da regulação da válvula borboleta. Testes foram realizados com a válvula borboleta totalmente e parcialmente aberta.
4. Testes para a caracterização do sistema de cogeração.

Simulação do desempenho do sistema neste modo de operação, com os dados experimentais obtidos da trigerção, para se determinar os limites de aplicabilidade e da conveniência do uso da cogeração, antes da trigerção.

### **2.3.7.**

#### **Procedimento de processamento e redução dos dados**

1. Abrir arquivo de dados em planilha do Excel.
2. Abrir “Modelo F-LAB 01”. Planilha que ativa uma série de macros que atuam sobre a planilha de dados.
  - a) Macro “LABREF 01”: elimina colunas desnecessárias e formata os dados que serão avaliados.
  - b) Calcula-se a média das leituras correspondentes ao intervalo de regime permanente.
  - c) Macro “LABREF 02”: transfere para dados da bomba de calor a nova planilha.
  - d) Macro “LABREF 03”: calcula os parâmetros do ciclo de refrigeração da bomba de calor.
3. Transferem-se os dados para “Modelo F-LAB 02”, planilha que efetua os cálculos e gera os gráficos correspondentes à redução dos dados dos testes.
  - a) Completa-se a tabela de leitura com dados coletados manualmente;

- b) Macro “LABREF 04”: transfere, de forma ordenada, os dados reduzidos, a serem usados na comparação entre os testes.
4. Transfere para “Modelo F-LAB 03”: planilha onde se comparam os resultados dos testes.
5. Pós-processamento dos dados e análise final dos resultados.