

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Francisco Eulálio
Alves dos Santos APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 10/12/2001

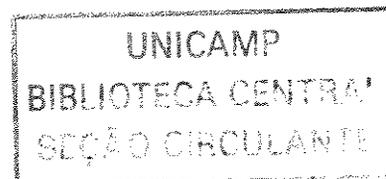
Carlos A. Luengo
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**DESENVOLVIMENTO E INSTALAÇÃO DE UM
COGERADOR COMPACTO NO CAMPUS DA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ACRE**

200336512

Autor: **Francisco Eulálio Alves dos Santos**
Orientador: **Carlos Alberto Luengo**
Co-Orientador: **José Luz Silveira**



10/2001

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
PLANEJAMENTO DE SISTEMAS ENERGÉTICOS**

**Desenvolvimento e Instalação de um Cogeração
Compacto no Campus da Universidade Federal do
Acre**

Autor: Francisco Eulálio Alves dos Santos

Orientador: Carlos Alberto Luengo

Co-Orientador: José Luz Silveira

Curso: Planejamento de Sistemas Energéticos

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para obtenção do título de Doutor em Planejamento de Sistemas Energéticos.

Campinas, 2001
S. P. - Brasil

| | |
|----------------------|-------------------------------------|
| Nº CHAMADA 1/UNICAMP | |
| Sa 59 d | |
| V | EX |
| TOMBO BC/ | 56589 |
| PROC. | 16-124103 |
| C | <input type="checkbox"/> |
| D | <input checked="" type="checkbox"/> |
| PREÇO | R\$ 11,00 |
| DATA | |
| Nº CPD | |

CM00192857-9

Bib id 307089

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

Sa59d Santos, Francisco Eulálio Alves dos
Desenvolvimento e instalação de um cogador compacto no Campus da Universidade Federal do Acre / Francisco Eulálio Alves dos Santos. --Campinas, SP: [s.n.], 2001.

Orientadores: Carlos Alberto Luengo e José Luz Silveira.
Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Energia elétrica e calor - Cogeração. 2. Motor diesel. 3. Refrigeração. 4. Ar condicionado. I. Luengo, Carlos Alberto. II. Silveira, José Luz. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. IV. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
PLANEJAMENTO DE SISTEMAS ENERGÉTICOS**

TESE DE DOUTORADO

Desenvolvimento e instalação de um cogerador compacto no campus da Universidade Federal do Acre

Autor: Francisco Eulálio Alves dos Santos

Orientador: Carlos Alberto Luengo

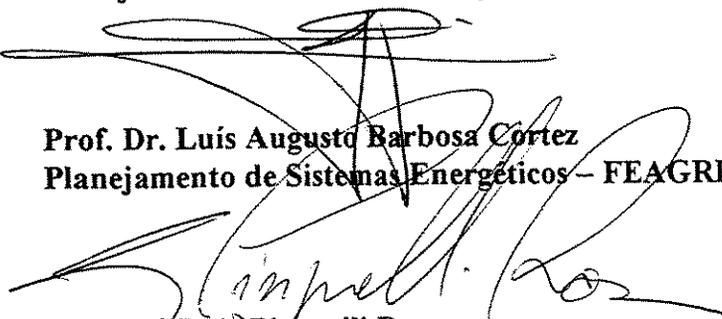
Co-Orientador: José Luz Silveira



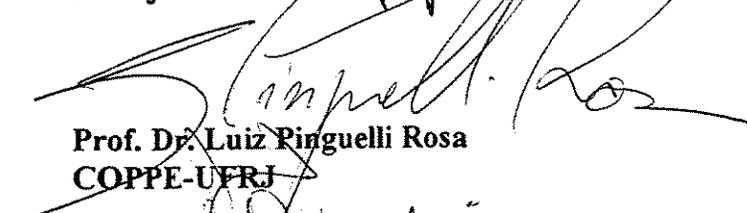
**Prof. Dr. Carlos Alberto Luengo, Presidente
Planejamento de Sistemas Energéticos – FEM/UNICAMP**



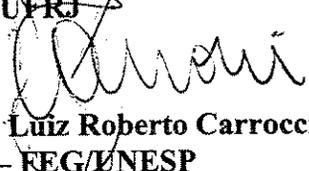
**Prof. Dr. Arnaldo César da Silva Walter
Planejamento de Sistemas Energéticos – FEM/UNICAMP**



**Prof. Dr. Luís Augusto Barbosa Cortez
Planejamento de Sistemas Energéticos – FEAGRI/UNICAMP**



**Prof. Dr. Luiz Pinguelli Rosa
COPPE-UFRJ**



**Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci
Energia – REG/UNESP**

Campinas, 10 / 12 / 2001

Dedicatória

Em memória de meus pais,

Francisco Alves dos Santos e Hilda Maria dos Santos.

A minha esposa Marisa.

Aos filhos Aloysy, Eduardo e Cláudia.

Aos irmãos Marisa, Rodolfo, Haroldo e Helen.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Carlos Alberto Luengo pela orientação e o estímulo para superar as dificuldades na concretização deste trabalho.

Ao Prof. Dr. José Luz Silveira pela co-orientação, estímulo e o apoio.

A Faculdade de Engenharia Mecânica, através do Curso de Planejamento de Sistemas Energéticos, de seu corpo docente e de seus funcionários.

Aos Colegas do Laboratório de Combustíveis Alternativos, pela amizade e a convivência sadia durante todo o transcorrer do curso, esperando que assim permaneça até que o criador nos convoque para mais uma jornada.

Aos conterrâneos acreanos que em Campinas também realizaram e estão realizando seus cursos de pós-graduação.

Ao PICD/CAPES pela concessão da bolsa de Doutorado.

A UFAC, através da Reitoria, de suas Pró-Reitorias e do DCN pelo estímulo e o apoio financeiro prestado em todas as fases de realização do curso e no desenvolvimento da pesquisa.

A FUNDAPE pelo apoio no financiamento de parte da pesquisa.

A Direção da ELETRONORTE - Regional de Rio Branco, pelo apoio através de sua oficina mecânica e de seu servidores.

A Direção da ELETROACRE pela colaboração institucional.

Aos técnicos que contribuíram na montagem dos equipamentos.

A minha esposa e filhos pelo carinho e a compreensão nos momentos difíceis dessa jornada.

Ao criador por ter permitido que cumprisse mais essa missão.

Resumo

SANTOS, Francisco Eulálio Alves, *Desenvolvimento e instalação de um cogedor compacto no campus da Universidade Federal do Acre*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2001. 177. Tese (Doutorado)

O emprego de motores alternativos a Diesel para geração apenas de energia elétrica é bastante difundido em todas as regiões do Brasil, principalmente no atendimento de emergência em hospitais, indústrias, shopping centers, serviços de telefonia, campi universitários e supermercados. Além das situações de emergências, encontram-se no país um grande número de sistemas de geração de eletricidade que asseguram o abastecimento de comunidades isoladas, tendo como destaque a região Norte, onde a potência dos parques térmicos vinculados à ELETRONORTE e às Concessionárias Estaduais é da ordem de 980 MW. A ineficiência desses sistemas, em torno de 2/3, representa o potencial termodinâmico para implementar a tecnologia da cogeração e, através desta, a possibilidade real para recuperar os desperdícios das plantas termelétricas da região. Nesse contexto, com o propósito de assimilar, difundir e elaborar estudos de viabilidade econômica relativos à tecnologia da cogeração é que estamos apresentando o trabalho de desenvolvimento e instalação de um cogedor compacto no campus da Universidade Federal do Acre - UFAC, em Rio Branco, Acre. O cogedor, com capacidade de 355 kVA, tem como finalidade principal atender parte do suprimento de energia elétrica do campus e, simultaneamente, nesta primeira fase, o aproveitamento do calor residual da descarga do motor será utilizado no suprimento de um sistema de absorção para climatização de ambiente.

Palavras Chave

Cogeração, motores Diesel, climatização.

Abstract

SANTOS, Francisco Eulálio Alves, *Compact cogenerator desenvolvimento, instalada na UFAC*: Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2001. 177p. Tese (Doutorado)

The use of Diesel engines to generate electricity is an ordinary practice in Brazil, mainly for emergency services in hospitals, industries, shopping centers, telephone centrals, universities, and supermarkets. Besides the emergency uses, there are a large number of thermoelectric systems spread in the country to supply isolated communities. In the North and part of Mid-West Regions in Brazil, the installed thermoelectric capacity is about 980 MW. It is managed by ELETRONORTE and state electric power companies. This system inefficiency is an average of two thirds of the fuel heating value and it represents the thermodynamic potential of the producers. The real possibility to recover the energy waste in those thermoelectric plants through cogeneration technology is the big motivation in this research. The cogenerated energy will supply the tertiary sector. Here, it is presented a cogeneration study and a pilot plant development. The compact cogeneration is installed at the UFAC (Acre Federal University) in Rio Branco, ACRE. Its capacity is 355 kVA and it aims to recover part of the residual heat from a Diesel engine exhaust. It produces cool air to be used in a air conditioning system. This first step is assessed in terms of its economic viability.

Key Words

Cogeneration, Diesel engines, air conditioning

Índice

| | |
|--|------------|
| Lista de Figuras | ix |
| Lista de Quadros e Tabelas | x |
| Nomenclatura | xii |
| 1- Introdução | 1 |
| 2- Cogeração: Surgimento, declínio, revitalização e aspectos técnico | |
| 2.1- Surgimento da cogeração na idade média | 5 |
| 2.2- Declínio da cogeração no início do século XX | 10 |
| 2.3- Revitalização | 12 |
| 2.4- Aspectos técnicos | 22 |
| 3- Motores de combustão interna e sistemas de refrigeração | |
| 3.1- Motores de combustão interna | 27 |
| 3.2- Sistemas de refrigeração | 38 |
| 4- Desenvolvimento do cogerador compacto | |
| 4.1- Desenvolvimento e instalação da unidade piloto: cogerador compacto | 67 |
| 4.2- Metodologia da Instalação | 68 |
| 4.3- Descrição das fases de montagem | 73 |
| 4.4- Montagem do cogerador compacto | 79 |
| 4.5- Considerações termodinâmicas | 93 |
| 4.6- Sistema de produção de água gelada: considerações técnicas | 94 |
| 4.7- Conclusão da instalação | 96 |
| 5- Viabilidade econômica | |
| 5.1- Viabilidade econômica | 97 |
| 5.2- Determinação da viabilidade | 97 |
| 5.3- Descrição dos parâmetros para análise energética | 98 |
| 5.4- Descrição dos parâmetros para análise de custo | 102 |
| 5.5- Análise da viabilidade econômica da unidade cogeradora | 104 |
| 5.6- Análise da viabilidade econômica da implantação da mesma unidade cogeradora com a realização de 100 % dos investimentos | 114 |
| 6- Conclusões e sugestões para futuros trabalhos | 121 |
| Referências bibliográficas | 125 |
| Anexos | 133 |
| Apêndices | 157 |

Lista de figuras

| | |
|---|----|
| 2.1- Cogeração: ciclo “Topping” | 24 |
| 3.1- Ciclo de Carnot, diagrama P-v | 30 |
| 3.2- Ciclo de Carnot, diagrama T-s | 30 |
| 3.3- Ciclo Otto, diagrama P-v | 32 |
| 3.4- Ciclo Otto, diagrama T-s | 32 |
| 3.5- Ciclo Diesel, diagrama P-v | 34 |
| 3.6- Ciclo Diesel, diagrama T-s | 34 |
| 3.7- Refrigerador com uso de gelo | 43 |
| 3.8- Diagrama de um ciclo básico de compressão de vapor | 51 |
| 3.9- Sistema de compressão operado com amônia | 53 |
| 3.10- Sistema de compressão operado com R-12 | 54 |
| 3.11- Sistema de absorção (água+amônia) | 58 |
| 3.12- Sistema de absorção (água+brometo de lítio) | 59 |
| 3.13- Visão externa do equipamento | 59 |
| 3.14- Visão interna do equipamento | 60 |
| 3.15- Diagrama de P-h para um ciclo padrão de compressão de vapor | 61 |
| 3.16- Diagrama de T-s para um ciclo padrão de compressão de vapor | 61 |
| 3.17- Sistema padrão de refrigeração por absorção | 62 |
| 4.1- Divisão da rede geral em dois setores | 76 |
| 4.2- Esquema da planta baixa da casa de força original | 80 |
| 4.3- Esquema da unidade piloto: cogeração compacto | 81 |
| 4.4- Esquema da disposição dos equipamentos do sistema de cogeração | 82 |
| 4.5- Visão geral do sistema de captação dos gases da descarga | 84 |
| 4.6- Visão lateral do captador de calor | 85 |
| 4.7- Visão frontal do captador de calor | 86 |
| 4.8- Dimensionamento do captador de calor | 87 |
| 4.9- Dimensionamento do redutor de emissões dos gases da descarga | 89 |
| 4.10- Corpo do injetor dos gases quentes para o gerador | 90 |
| 4.11- Unidade de absorção, modelo:ACC60P-PN-60H | 91 |
| 4.12- Esquema da disposição dos fan-coils | 92 |

Lista de tabelas

| | |
|--|-----|
| 3.1- Principais diferenças entre o ciclo Otto e o Diesel | 37 |
| 3.2- Refrigerantes mais comuns | 47 |
| 3.3- Grupo flourclocarbono | 47 |
| 4.1- Cronograma das fases de montagem da planta piloto | 73 |
| 4.2- Consumo de energia elétrica do campus da UFAC | 74 |
| 4.3- Volume equivalente do combustível | 78 |
| 5.1-Comparação da potência necessária para suprir a unidade cogeneradora | 99 |
| 5.2- Potência excedente (comparação sistemas de compressão e absorção) | 99 |
| 5.3- Previsão da produção excedente de energia elétrica | 100 |
| 5.4- Previsão da disponibilidade mensal de calor residual | 101 |
| 5.5- Previsão da geração mensal de calor residual recuperável excedente. | 101 |
| 5.6- Investimentos realizados para instalação da unidade cogeneradora. | 102 |
| 5.7- Previsão das despesas e das receitas com a geração de energia elétrica. | 103 |
| 5.8- Comparação dos custos com energia elétrica e sistemas de climatização. | 103 |
| 5.9- Previsão das despesas com combustível e custos operacionais | 106 |
| 5.10- Previsão da receitas com aproveitamento parcial do calor residual | 106 |
| 5.11- Previsão das receitas com aproveitamento total do calor residual | 107 |
| 5.12- Previsão da receita líquida com aproveitamento parcial do calor | 107 |
| 5.13- Previsão da receita líquida com aproveitamento total do calor | 108 |
| 5.14- Previsão das despesas com combustível e custos operacionais. | 109 |
| 5.15- Previsão das receitas com a venda de energia elétrica e frio. | 110 |
| 5.16- Previsão das receitas com aproveitamento total do calor residual | 110 |
| 5.17- Previsão da receita líquida com aproveitamento parcial do calor | 111 |
| 5.18- Previsão da renda líquida. com aproveitamento total do calor | 111 |
| 5.19- Comparação do tempo de retorno para o cenário da CCC | 113 |
| 5.20- Período de retorno dos investimentos para CPM e CCC | 113 |
| 5.21- Investimentos a serem realizados na instalação da unidade cogeneradora | 115 |
| 5.22- Potência excedente da unidade geradora | 116 |

| | |
|--|-----|
| 5.23- Previsão dos custos operacionais | 116 |
| 5.24- Previsão das receitas com a venda apenas da energia elétrica | 117 |
| 5.25- Previsão das receitas com o aproveitamento total do calor | 117 |
| 5.26- Previsão da receita líquida apenas com a venda de energia elétrica | 118 |
| 5.27- Previsão da receita líquida da unidade cogeneradora | 118 |
| 5.28- Comparação do tempo de retorno dos investimentos | 120 |

Nomenclatura

Letras Latinas

| | |
|---|-------------------|
| COP = Coeficiente de desempenho | [kg/kWh] |
| C_s = consumo específico de combustível | [kg/h] |
| C_h = consumo horário do motor | [kJ/kg] |
| PCI = poder calorífico inferior | [kJ] |
| Q_g = carga térmica no gerador | [kJ] |
| Q_e = carga térmica no evaporador | [kJ] |
| Q_c = carga térmica no condensador. | [kJ] |
| Q_a = carga térmica no absorvedor | [kJ] |
| Q_F = calor da fonte fria | [kJ] |
| Q_Q = calor da fonte quente | [kJ] |
| Q_1 = calor recebido | [kJ] |
| Q_2 = calor retirado | [kJ] |
| T_b = temperatura inicial | [°C] |
| T_c = temperatura final | [°C] |
| V_A = volume superior | [m ³] |
| V_B = volume inferior | [m ³] |
| V_C = volume | [m ³] |
| V_D = volume | [m ³] |
| S = entropia | [kJ/kgK] |
| T = temperatura absoluta | [K] |
| T_e = temperatura de extração de calor do meio que está sendo resfriado | [°C] |
| T_F = temperatura da fonte fria | [°C] |
| T_g = temperatura de ganho de calor no gerador . | [°C] |
| T_Q = temperatura da fonte quente | [°C] |
| T_1 = temperatura inicial | [°C] |
| T_2 = temperatura final | [°C] |

| | |
|---|-----------|
| VE = válvula de expansão | |
| VRP = válvula reguladora de pressão | |
| W = trabalho realizado pelo motor no ciclo teórico | [kJ] |
| W _b = trabalho realizado pela bomba | [kJ] |
| a = absorvente | |
| c _p = calor específico a pressão constante | [kJ/kg°C] |
| c _v = calor específico a volume constante | [kJ/kg°C] |
| d = deslocamento | [m] |
| h = entalpia específica | [kJ/kgK] |
| k = relação de calores específico | |
| m _a = massa do absorvente | [kg] |
| m _r = massa do refrigerante | [kg] |
| r = refrigerante (componente volátil) | |
| r _c = relação de compressão | |
| s = entropia específica | [kJ/kgK] |
| t _{ef} = temperatura de entrada do líquido a ser resfriado | [°C] |
| t _{sf} = temperatura de saída do líquido resfriado | [°C] |

Letras Gregas

| |
|---|
| γ = valor constante para um gás ideal |
| η = rendimento total |
| η_m = rendimento mecânico |
| τ_{ciclo} = trabalho fornecido ao ciclo |

Capítulo 1

Introdução

A cogeração, como tecnologia, já era utilizada desde as duas últimas décadas do século XIX. Nos Estados Unidos no início do século passado, a participação desta tecnologia representava 60% da demanda industrial de energia elétrica. Entretanto, no período entre 1900 a 1973, com a expansão dos sistemas de geração centralizados e de suas interligações por grandes redes de distribuição, o uso da cogeração como forma de suprimento de eletricidade passou a declinar. O retorno do interesse por essa modalidade de suprimento só ocorreu a partir de 1979, com o início da elevação dos preços do petróleo imposto pela Organização do Países Exportadores de Petróleo – OPEP.

Com a ênfase para o retorno da cogeração, estimulada por especialistas das áreas técnicas e econômicas, com o suporte de segmentos dos setores privados, principalmente o industrial, foi possível sensibilizar os governos das principais nações desenvolvidas para a criação de incentivos voltados para promoção dessa tecnologia. Os principais avanços nesse sentido ocorreram nos Estados Unidos, a partir de 1979, onde através de legislações específicas foram estabelecidas as condições para que a cogeração fosse reativada. Seguindo o exemplo dos Estados Unidos a Inglaterra, Alemanha e alguns países Asiáticos, também passaram a priorizar essa tecnologia. No Brasil, a difusão da cogeração vem sendo realizada como base nas experiências e dos resultados alcançados pelas indústrias de açúcar e álcool, de papel e celulose e química.

O termo cogeração é usualmente empregado para designar a geração simultânea de calor e potência em instalações industriais. Para os setores residencial, comercial e governamental, costuma-se utilizar a expressão “sistemas integrados de energia”, enquanto que para o aproveitamento dos fluxos residuais de energia de instalações termelétricas para fins de aquecimento, usa-se a expressão “aquecimento distrital” (HU, 1985).

No caso brasileiro, a cogeração encontrou espaço favorável no setor industrial sucroalcooleiro e de papel e celulose. Nesse setor a utilização da biomassa como combustível, provenientes do bagaço da cana e dos resíduos florestais de suas atividades industriais, viabilizou a realização dos investimentos para atender suas necessidades de suprimento de energia elétrica, na forma de autoprodução. O que pode ser constatado no transcorrer das décadas de setenta e oitenta é que o potencial instalado de autoprodutores em 1989 era estimado em 2600 MW, tendo como predominância os setores metalúrgico, sucroalcooleiro, o de celulose, papel e papelão, o químico e o de produtos alimentares (BAJAY & WALTER, 1989).

No transcorrer do período entre 1989 a 1999, os inúmeros eventos promovidos por segmentos da comunidade científica, do setor privado e da sociedade civil organizada, serviram para subsidiar o governo brasileiro em relação à problemática do setor energético e, em particular, mostrando a importância da cogeração como uma forma alternativa para suprimento de energia elétrica e calor útil. O “I Simpósio Brasileiro Sobre Cogeração de Energia na Indústria” foi um dos eventos marcantes realizados em 1989, promovido na UNICAMP pelo Laboratório de Combustíveis Alternativos e a Área Interdisciplinar em Planejamento de Sistemas Energéticos, no qual importantes trabalhos foram apresentados (GCA, 1989). Outros de igual importância vêm sendo realizados no decorrer desse período. Como produto desses eventos e através das transformações econômicas ocorridas na economia mundial, o governo brasileiro passou a definir uma nova política para o setor elétrico, através das seguintes medidas: promoveu uma revisão na legislação, regulamentando a produção de energia elétrica por produtor independente e autoprodutores; contratou um consórcio de consultoria, liderado pela Cooper & Lybrand, para elaborar os

estudos necessários à reestruturação do setor elétrico; em 1996, através da Lei nº 9.427, criou a Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL.

Embora a cogeração no Brasil já tenha um espaço garantido em determinados segmentos do setor industrial, e com perspectiva de ser implementada nos segmentos de prestação de serviços, principalmente em shopping centers, supermercados e hospitais, observa-se que no caso dos sistemas isolados que operam com centrais termelétricas a utilização dessa tecnologia é considerada inexistente. No Brasil, o maior número de sistemas isolados, operando com termelétricas, está localizado na região Norte, parte do Nordeste e Centro-Oeste sob as responsabilidades da ELETRONORTE e das concessionárias estaduais (ELETROACRE, CERON, CEAM, CELPA, CEA, CEMAR, CETINS e CEMAT). A capacidade instalada desses sistemas, em 1999, era da ordem de 980 MW (ELETRONORTE, 2000).

Um dos sistemas descentralizados da região Norte que merece atenção, no tocante à viabilidade do emprego da cogeração, é o do Estado do Acre. Nesse estado, com potência instalada de 151,8 MW, todo o suprimento de energia elétrica é feito por termelétricas de pequeno e médio porte, que operam com motores de combustão interna e utilizam o óleo Diesel como combustível. Outros aspectos a serem considerados são os relativos a bacia hidrográfica do vale acreano, que inviabiliza a construção de barragens para implantação de usinas hidrelétricas como também, às grandes distâncias entre os municípios torna antieconômico suas interligações através de rede (SANTOS et al., 1997). Esses aspectos são considerados pelas duas concessionárias do Estado, ELETRONORTE e ELETROACRE, um fator de preocupação no tocante ao rápido crescimento da demanda, ocorrido a partir de 1994. Para o atendimento desse crescimento estão sendo realizados novos investimentos na aquisição de mais equipamentos, destinados à ampliação da capacidade geradora em mais 40 MW, previstos para entrar em operação a partir do primeiro semestre de 2001, o que irá acarretar um aumento do consumo de combustível em 30 %, que em 2000 já estava na ordem de 120 milhões de litros de Diesel/ano (ELETRONORTE, 2000).

Com a constatação da existência de um número significativo de sistemas termelétricos isolados, operando com Diesel, e que estes constituem um potencial para implementar a cogeração no Acre e na região Norte, é que foi elaborada a proposta para realização do presente trabalho de tese. No desenvolvimento deste trabalho a tecnologia de cogeração com motores de combustão interna, ciclo Diesel, é tomada como parâmetro para o desenvolvimento e instalação de um cogerador compacto. Esta unidade, numa primeira fase, terá como finalidade a recuperação de parte do calor residual dos gases da descarga do motor, para acionar um sistema de absorção destinado à climatização de ambiente.

Neste trabalho apresentamos no capítulo-2 um estudo retrospectivo da evolução tecnológica, com ênfase para as máquinas térmicas e elétricas desenvolvidas no decorrer dos séculos XVIII ao XX, ressaltando a inserção da cogeração e seus aspectos técnicos associados. No capítulo-3 é feito um estudo sobre as máquinas térmicas, para geração de potência mecânica e também sobre os sistemas de refrigeração. No estudo das máquinas destinadas à geração de potência mecânica e elétrica, a ênfase é para os motores de combustão interna em ciclo Diesel e, no caso da produção de frio, é para os sistemas de refrigeração por absorção. No capítulo-4 são definidos os parâmetros teóricos que asseguraram a realização dos trabalhos relativos ao desenvolvimento e à instalação experimental da unidade piloto: Cogerador Compacto. Os trabalhos experimentais foram desenvolvidos no campus da Universidade Federal do Acre - UFAC, em Rio Branco, Acre. No capítulo-5 são realizados os estudos da viabilidade técnica e econômica da planta que passará a funcionar como unidade cogeneradora, que na forma de produtor independente irá vender seu excedente de energia elétrica para concessionária local. Finalmente as conclusões e sugestões para futuros trabalhos são expostas no capítulo-6.

Capítulo 2

Cogeração : Surgimento, Declínio, Revitalização e Aspectos Técnicos

2.1 Surgimento da cogeração na idade média

A última década do século XVIII, com a superação das dificuldades técnicas da máquina a vapor por James Watt, em 1765, tornou-se um marco para a nova fase do desenvolvimento industrial na Europa. Esse acontecimento foi decisivo para liberar as grandes fábricas da dependência da força motriz fornecida principalmente pelas quedas e represamento dos cursos d'água. Na Inglaterra, onde importantes jazidas de hulha foram encontradas, com as vantagens dessa produção poder ser transportada por vias navegáveis, ocorreu sua utilização em grande escala na máquina a vapor. A mineração, a indústria têxtil, a metalurgia e os meios de transportes, foram os primeiros setores a adotar o uso da máquina a vapor como nova tecnologia (RÉMOND, 1974).

O crescimento industrial, que no século XVIII contou com o trabalho dedicado de artesões, os quais eram convertidos em técnicos habilidosos, viu seu quadro totalmente alterado na primeira metade do século XIX, pela concepção que associa o conhecimento técnico ao conceito científico. A nova concepção, que assegura a pesquisa o suporte do conhecimento científico, abriu caminho para que os capitais acumulados fossem investidos no aperfeiçoamento dos dispositivos existentes e no desenvolvimento de novos produtos. Como resultado da visão capitalista, tendo como suporte o conhecimento científico, ocorreram as descobertas que transformaram radicalmente os sistemas de produção e as condições de trabalho. Dessa forma, a técnica e a ciência contribuíram para reduzir os

custos de produção e os preços de venda ao consumidor, sem que ocorresse a redução dos lucros dos investidores (RIOUX, 1975).

Na segunda metade do século XIX os avanços tecnológicos deram origem a segunda revolução industrial, que surge a partir da contribuição de Otto e Rudolf Diesel com os denominados motores de combustão interna operando em ciclo Otto e em ciclo Diesel, de Thomas Edson com a lâmpada elétrica, de Galileu Ferraris com o motor elétrico, de Parsons com a turbina a vapor, de Pelton e Francis com as turbinas hidráulicas, de Graham Bell com o telefone e de Marconi com o telégrafo sem fio. Além das contribuições das áreas da mecânica e da eletricidade, na área da química, produtos como o petróleo, borracha, alumínio, corantes sintéticos, explosivos de grande potência e os fertilizantes artificiais passaram a fazer parte do novo cenário econômico (MONTAUX, 1962).

Nesse período o setor produtivo pode contar com os avanços das máquinas térmicas, tendo como destaque a turbina a vapor, desenvolvida por Parsons em 1884. A medida que surgiam novos materiais as máquinas tornavam-se mais leves e baratas, possibilitando que as médias e pequenas indústrias passassem também a ter acesso a esses equipamentos. Nessa época as indústrias que produziam vapor para movimentação mecânica e também para processos de aquecimento, descobriram as vantagens do motor elétrico como supridor de potência mecânica. Dessa forma, um número considerável de indústrias tomaram a iniciativa de instalar seus sistemas de suprimento de energia elétrica, como consequência, os motores elétricos são utilizados na substituição das máquinas a vapor e os fios condutores de corrente elétrica substituem os sistemas de transmissão por polias e correias empregados nos processos industriais (ORLANDO, 1991).

Embora as máquinas movimentadas pela eletricidade pudessem assegurar a autonomia das indústrias com relação ao suprimento da força motriz, o baixo rendimento das máquinas a vapor que acionavam os sistemas elétricos passou a refletir nos custos de produção das indústrias tornando os preços de seus produtos mais elevados. O vapor que movimentava as turbinas e os geradores elétricos era produzido em caldeiras que queimavam carvão mineral ou lenha. Dessa forma, as indústrias que necessitavam de

energia elétrica e de vapor em seus sistemas de produção, perceberam como medida de economia que poderiam reduzir seus custos através do aproveitamento do vapor da descarga das turbinas para uso no processo produtivo (DERRY & WILLIAMS, 1980).

O procedimento de recuperar calor residual das máquinas a vapor e dos motores de combustão interna proveniente da geração de energia elétrica, deu origem ao termo “cogeração”. Esse vocábulo, de origem americana, passou a ser empregado na década de setenta daquele século. Assim, cogeração passa a ser o termo técnico utilizado para designar o processo de produção combinada de calor e potência, com uso sequencial da energia liberada por uma mesma fonte de combustível, qualquer que seja o ciclo termodinâmico empregado (WALTER, 1994).

2.1.2 - Desenvolvimento da cogeração

O desenvolvimento econômico e tecnológico liderado pela Inglaterra, em sua primeira fase, e a seguir pela França, foi alcançado graças aos avanços do setor têxtil e da siderurgia. Esses setores, responsáveis pela concentração de capitais no período de 1800 a 1850, contribuíram para que ocorressem os investimentos necessários ao desenvolvimento dos transportes marítimos e ferroviários. Dessa forma, esses capitais passaram a garantir a manutenção do crescimento das indústrias inglesas e francesas, como também a expansão de seus mercados internos e externos. O fornecimento de produtos manufaturados para outros países da Europa e dos demais continentes representava a principal fonte de renda da Inglaterra e da França (DEANE, 1965).

Com a expansão industrial da Alemanha, Estados Unidos, Japão e da Rússia, que de forma gradativa deixam a condição de países importadores para a de países exportadores, inicia-se uma nova fase do desenvolvimento tecnológico. Entre os novos países industrializados destacam-se os Estados Unidos, que passou da situação de colônia inglesa até 1776, para despontar como liderança de uma nova ordem econômica. A extensão territorial, os recursos naturais, as terras férteis e o clima favorável para agricultura permitiram que a jovem nação absorvesse, com facilidade, um grande fluxo migratório. Esse fluxo fez com que a população, no período de 1790 a 1880, fosse elevada

de quatro para cinquenta milhões de habitantes. A partir de 1880 o fluxo anual, passou a ser de seiscentos mil a um milhão. As condições que permitiram absorver milhões de imigrantes, favoreceram para que nos Estados Unidos ocorresse um grande surto de desenvolvimento econômico e tecnológico (ALLEN, 1982).

As transformações e as condições que proporcionaram acelerar o crescimento industrial, ocorrido em diversos países no final do século XIX e nas três primeiras décadas do século XX, só foram possíveis devido aos avanços tecnológicos conseguidos pelas máquinas térmicas e elétricas como, também, a diversificação das fontes de suprimento de combustíveis. Nesse contexto, os principais esforços em relação as máquinas térmicas foram concentrados no sentido de superar os obstáculos referentes ao aumento da potência, da eficiência, como também melhorar a relação tamanho, peso e potência (GROSSMAN, 1993)

Antes de 1800, as potências das máquinas a vapor não alcançavam mais que 40 kW, sendo que a média era da ordem de 12 kW. O desenvolvimento das máquinas de maiores potências tem início a partir da segunda metade do século XIX, quando foi possível chegar a 2.000 kW. Nesse período a turbina a vapor, desenvolvida por Parsons em 1884, entrou em operação e, em 1889, a primeira turbina de condensação. Paralelo ao desenvolvimento das máquinas e das turbinas a vapor, ocorria também o dos motores de combustão interna. As grandes potências, com as máquinas a vapor e com os motores de combustão interna, só passaram a ser viáveis a partir das três primeiras décadas do século XX. No caso das turbinas a gás, somente a partir de 1945 é que entraram economicamente no mercado (PALMER, 1973).

Para as máquinas a vapor ficou constatado que a melhoria do rendimento era possível com a elevação da temperatura e da pressão na admissão de vapor. Em 1802 Richard Trevithick, da mesma forma que Watt contribuiu para melhorar a máquina de Newcomen, consegue introduzir modificações na máquina a vapor que permitiram elevar a pressão, a qual foi patenteada com a denominação de “máquina de ação direta de alta pressão”. Nessa máquina estava acoplada uma caldeira capaz de suportar pressões de 1,0

MPa, pressão considerada bastante perigosa, na concepção de Watt. Na época um dos fatores considerados para aprimorar ainda mais a máquina de Trevithick foi que, a partir de 1881, os proprietários das minas de Cornalles passaram a fornecer informações regulares sobre o rendimento de suas máquinas. Dessa forma, esses proprietários prestaram uma grande contribuição para melhorar a eficácia da máquina a vapor (WILLIAMS, 1990).

Nos motores de combustão interna a melhora da eficiência foi conseguida com o aumento da relação de compressão. Com a superação do fenômeno da detonação, através da adição à gasolina do tetraetilo de chumbo, a relação de compressão nos motores Otto, que era 4:1 até 1920, chegou a 7:1 em 1950. Da mesma forma, com a elevação da relação de compressão, os motores ciclo Diesel passaram a operar com rendimento em torno de 29 a 33 % (KILON, 1972).

Os esforços realizados para melhorar as proporções entre tamanho, peso e potência das máquinas e motores, surgiram com as tentativas de tornar possível o emprego da força motriz nos meios de transporte. Nas máquinas a vapor os esforços foram direcionados para os transportes marítimo e ferroviário, enquanto que nos motores de combustão interna para os transportes rodoviário e o aéreo. Entretanto, na fabricação dos motores, destinados a aviação foi que se obteve os melhores resultados na proporção tamanho, peso e potência (SCHLAIFER & HERON, 1950). Paralelo ao desenvolvimento dos motores alternativos ocorria também das turbinas a vapor e a gás, que passaram ser utilizadas na geração de energia elétrica (TATTON-BROWN, 1970).

Com a possibilidade da corrente elétrica ser empregada para atender, de forma satisfatória, as necessidades de iluminação e o suprimento de força motriz, estimularam o setor para ampliar a sua utilização. No caso da iluminação, primeiro ocorreu a substituição dos óleos e gorduras de animais pelo querosene, que atendia de forma satisfatória as necessidades de suprimento nas regiões e localidades onde o gás de rua não chegava. A invenção da lâmpada elétrica, por Thomas Edison em 1881, e os aperfeiçoamentos que permitiram a sua produção em grande escala, contribuíram para que nas duas primeiras décadas do século XX os preços da lâmpadas fossem reduzidos, de quarenta centavos de

dolar para vinte e dois centavos. Com a redução dos preços das lâmpadas, cresceu a procura para o uso doméstico, industrial e para iluminação pública em todos os continentes. Dessa forma, a expansão da comercialização das lâmpadas e a introdução dos motores elétricos na indústria e nos transportes ferroviários, foram de fundamental importância para consolidar a indústria elétrica (HENNESSEY, 1972)

O crescimento industrial, do final do século XIX, acoplado ao desenvolvimento tecnológico alcançado pelas máquinas térmicas e a eletricidade, associado à necessidade da utilização mais racional dos combustíveis, favoreceram para que fosse implantado o processo da cogeração na Europa e Estados Unidos. A utilização simultânea da combustão para produzir eletricidade e calor para processos industriais, tornou-se nesse período uma prática comum nas indústrias que geravam sua própria energia, a partir de termelétricas (BASALLA, 1988).

O que pode ser constatado dessa época é que no início do século XX, a potência total de energia elétrica cogerada pela indústria, nos Estados Unidos, foi estimada em 58%. Esses números referem-se principalmente aos autoprodutores, já que os grandes sistemas interligados estavam ainda em fase de implantação. A geração que atendia a autoprodução, em sua maioria de pequeno e médio porte, era feita através de termelétricas e também por hidrelétricas (ORLANDO, 1991).

2.2 - Declínio da cogeração no início do século XX

A redução do fornecimento de energia elétrica, pelos sistemas de cogeração industrial, torna-se significativa a partir da segunda década do século XX, quando tem início a implantação dos sistemas de geração centralizada. Essa redução foi percebida principalmente nos Estados Unidos, na Inglaterra e na Alemanha, sendo que a decisão de utilizar o modelo centralizado passou a ser adotado pelos demais países considerados desenvolvidos e nos subdesenvolvidos.

Nos Estados Unidos, em 1900, existiam mais de 3.000 companhias de eletricidade mescladas entre privadas e municipais. Entretanto, o desenvolvimento do sistema elétrico concebido por Thomas Edison, que tinha como princípio a geração centralizada de potência para atender um número grande de usuários, propiciou um rápido desenvolvimento da indústria elétrica, em virtude do suporte necessário à geração e à distribuição de grandes potências (DUNSHEATH, 1962). A participação da geração por grandes centrais hidrelétricas e termelétricas, produziu um efeito de redução sobre os sistemas de cogeração, que eram utilizados principalmente pelo setor industrial. A redução veio como consequência da forte presença do estado e da regulamentação federal, que priorizaram as interligações de grandes complexos de geração e distribuição de eletricidade (HU, 1985).

Na Inglaterra, a intervenção do estado tendo como base as normas internacionais, ocorreu de forma mais intensa para poder equacionar a situação do setor, que era considerada caótica. Em 1925 foi criado o Conselho Nacional de Eletricidade, que tinha como finalidade estabelecer as normas para construção de uma rede nacional, através da conexão de grandes centrais. Na formação da rede foram contempladas 58 centrais em operação, e recomendado o encerramento de 432 consideradas pequenas. Em 1935, a rede nacional estava praticamente concluída, com 4.000 km de linhas principais e 1.900 km de linhas secundárias. Através de um acordo firmado, o conselho comprava toda a eletricidade gerada e vendia para os distribuidores. Este acordo permaneceu até 1948, quando a partir daí o sistema foi nacionalizado, sendo que os sistemas de geração e de distribuição permaneceram separados. No mesmo período, a Alemanha que ocupava a terceira posição entre os países produtores de eletricidade, existiam mais de 2.000 centrais, entretanto, com o processo de centralização dos sistemas, mais de 50% da geração passou a ser feita por apenas 42 centrais (HINTON, 1972).

Os estudos elaborados pelo Departamento de Energia americano para apontar as razões da redução gradativa da cogeração neste século chegaram às seguintes conclusões sobre o declínio, principalmente nos Estados Unidos (HU, 1985):

i- disponibilidade e custos reduzidos da eletricidade em função da descentralização;

ii- aumento da regulamentação sobre todas as formas de geração de eletricidade em níveis, estadual e federal ;

iii- fixação das políticas, por parte dos serviços elétricos públicos, que desencorajavam a geração de eletricidade nos locais de sua utilização;

iv- a redução dos custos da energia apresentou um declínio gradual da porcentagem das despesas operacionais das indústrias;

v- custos mais elevados dos combustíveis relativamente aos da eletricidade;

vi- a tendência da indústria em favor do mercado orientado, diante do corte de investimentos;

vii- mudanças corporativas nas taxas de empreendimentos.

A tendência de redução da cogeração permaneceu até que ocorresse o segundo choque do fornecimento de petróleo, em 1979, quando os grandes países importadores foram obrigados a tomar medidas urgentes para reduzir a dependência das importações. Entre as medidas adotadas, principalmente nos Estados Unidos, constava o incentivo ao emprego da cogeração pelo setor industrial.

2.3- Revitalização da cogeração

Na reconstrução econômica da Europa Ocidental e Japão, após a Segunda Guerra Mundial, como também dos países subdesenvolvidos, aumentou significativamente a necessidade do suprimento de energia naqueles países. No período, entre 1945 e 1970, sob a liderança dos Estados Unidos, que saíram fortalecidos do conflito, o setor energético foi beneficiado pelos altos investimentos e as inovações tecnológicas que ocorreram. Dessa forma, o setor energético passou a apresentar um desempenho bastante satisfatório e

animador, obtendo os seguintes índices de crescimento: a produção do petróleo foi multiplicada por 5,4, da eletricidade por 6,0 e a do gás natural por 6,3 (MARTIN, 1992).

Estimuladas pela oferta e pela garantia de suprimento de energia, no período pós-guerra, todas as nações entraram com euforia em uma nova fase de crescimento econômico. A euforia, baseada principalmente na facilidade do suprimento de energia e nos seus baixos preços, levou os países considerados desenvolvidos e os subdesenvolvidos, a ficarem sob forte dependência do petróleo. Os reflexos dessa dependência surgiu quando os preços do barril de petróleo passou de US\$ 3, em 1973, para mais de US\$ 38, no final da década (NOVA, 1985).

A imposição dos novos preços para o petróleo ocorreu principalmente por esforço da Organização dos Países Exportadores de Petróleo - OPEP, criada em 1960, que tinha como finalidade unir os principais países exportadores para evitar a concorrência entre eles. Como resultado, conseguiram força para impor os novos preços do petróleo para o mercado internacional, os quais se mantinham estabilizados até o início de 1973.

O impacto gerado pela alta do petróleo, na economia mundial, provocou uma reação internacional no sentido de estancar a rápida elevação dos preços. A reação liderada pelos países importadores de petróleo, membros da denominada Organização para Cooperação Econômica e Desenvolvimento - OCED, consistia de um acordo sobre as medidas a serem adotadas para reduzir o consumo de petróleo fornecido pela OPEP. Do acordo com a participação da Agência Internacional de Energia - AIE, surgem três recomendações (MARTIN, 1992):

- diversificar as fontes de importação de petróleo: a demanda mundial endereçada à OPEP atinge o teto a partir de 1973 e, em seguida, passou a decair depois de 1979 (de 69 % em 1970 para 44 % em 1984). A ex-União Soviética, o Reino Unido, o México, a China, a Noruega, o Egito e a Malásia foram os países que mais se beneficiaram com isso;

- substituir o petróleo por outras fontes de energia: em todos os usos substituíveis, começando pela geração de eletricidade, o óleo combustível, que se tornou mais caro que as outras fontes de energia, perdeu parte do mercado em prol do carvão e da energia nuclear;

- utilizar a energia com mais racionalidade: elevação dos preços, novas regulamentações, medidas diversas imaginadas pelas agências estabelecidas, contribuíram para eliminar o desperdício e a melhorar os dispositivos de utilização da energia.

Associado às medidas para conter a elevação dos preços do petróleo, a partir de 1973 os países desenvolvidos reduziram o consumo e as importações de petróleo. Assim, a utilização mais racional dos combustíveis fósseis tornou-se uma diretriz para as nações importadoras (HENRY et al, 1980). Esses fatores passaram a contribuir, a partir de 1978, para revitalizar e implementar a cogeração. Em sua nova fase, a cogeração passou a ser estimulada através de legislações específicas editadas nos Estados Unidos, Europa, Países Asiáticos e também no Brasil.

2.3.1 Revitalização nos Estados Unidos

Nos levantamentos realizados para verificar as causas para o declínio da cogeração, ficou evidenciado que nenhum esforço para revitalizar o interesse pela cogeração, até a década de sessenta e início de 1970, tinha sido realizado. Uma das tentativas que pode ser detectada, foi a iniciativa da Companhia de Gás dos Estados Unidos, que tinha como propósito expandir seus mercados. Os sistemas de cogeração, de maiores capacidades, aproveitaram-se desta oportunidade. Entretanto, após alguns sucessos iniciais, a resistência do setor elétrico e a escassez de gás, no início do anos 1970, resultaram no desinteresse por essa modalidade de geração (ORLANDO, 1991).

Os avanços que ocorreram para que a cogeração retomasse sua importância como tecnologia para o setor energético são de iniciativa do governo americano. Através da legislação promulgada em 1978, pelo Congresso Americano, conhecida como NEA (National Energy Acts) e composta por cinco leis, ficou estabelecida a intenção de

encorajar a cogeração. Especificamente, o PURPA (Public Utility Regulatory Policies Act), estabelece as condições para o desenvolvimento da geração de potência no setor privado (PULLIAN, 1989).

A partir do PURPA ficou estabelecida a comissão FERC (Federal Energy Regulatory Commission), com a finalidade de regulamentar e promover a cogeração de pequenos produtores de potência: Geradores não-concessionários – NUGs, Instalações qualificadas – Qfs, Concessionária Subsidiária, e Produtores Independentes. Devido à grande diversificação das empresas ligadas ao setor elétrico, na qual estão incluídas empresas privadas, públicas e as cooperativas de eletrificação rural, esses foram submetidas ao controle federal através da FERC, e dos estados pelas PUCs (Public Utility Commissions).

Os critérios para qualificação estabelecidos pelo PURPA, para uma instalação cogeneradora, foram: Padrão de Operação, Padrão de Eficiência e Direito da Propriedade. O PURPA, além dos critérios, estabeleceu ainda que: as concessionárias deveriam comprar eletricidade de instalações qualificadas (Qualifying facilities - Qfs), garantindo o mercado para geração; As concessionárias venderiam potência para as instalações qualificadas, sem diferenciação de taxas, e direcionou-se a FERC para isentar as instalações qualificadas das regulamentações estaduais e federais (Public Utility Holding Company Act - PUHCA) que regem as concessionárias (SKEATH, 1993).

O Estado da Califórnia, nos Estados Unidos, é considerado como um dos exemplos mais bem sucedidos na implementação da cogeração. Em 1988, as concessionárias da Califórnia tinham combinadas uma capacidade de 55.474 MW. Desta capacidade, 6.362 MW eram provenientes da geração de pequenos cogeneradores e de pequenas unidades de potência (PULLIAM, 1989).

Os resultados positivos e os avanços conseguidos na revitalização da cogeração, nos Estados Unidos a partir de 1978, fizeram que outros países como a Inglaterra,

Alemanha, França, Espanha, Itália, Japão e a Coreia também voltassem suas atenções para a promoção dessa tecnologia.

2.3.2- Revitalização nos países da Europa

2.3.2.1 - Inglaterra

Na Inglaterra a revitalização da cogeração iniciou-se em 1983, a partir de um decreto para o setor energético que estimulava a produção independente. Uma das principais propostas contida no decreto foi a de abrir a competição no setor elétrico e, deste modo, permitir que a eletricidade passasse a ser negociada da mesma forma que o carvão, óleo e o gás natural (RADANNE, 1990). Em 1988, novas medidas são tomadas através da revisão das regulamentações sobre o abastecimento de eletricidade, quando foram fixadas as normas de operação das plantas de geração sob a responsabilidade do setor privado.

Como resultado da reformulação do setor elétrico na Inglaterra, em 1989, ocorreu a divisão da Central Electricity Generating Board - CEGB, a quem cabia o controle de toda a geração, distribuição e das tarifas para energia elétrica. Da divisão da CEGB surgiu duas grandes companhias privadas: a National Power e a Powergen, com as finalidades de controlar as plantas que operavam com combustíveis fósseis e as hidrelétricas. Sob o controle do Estado ficaram a Nuclear Electric - NE, responsável pela Geração Nuclear, e a National Grid Company - NGC, pela manutenção e operação da transmissão. A NGC passou a controlar o mercado de eletricidade e assumiu a responsabilidade de promover a competição entre os autoprodutores (BINDON, 1992).

A implantação das medidas adotadas para o setor elétrico propiciou um espaço para que cogeração, na Inglaterra, fosse reativada. Embora considerada ainda pequena a participação da geração por autoprodutores, em 1991 já representava 3 % da demanda total da eletricidade do país. Essa participação correspondia à geração feita através de grandes companhias e também pelos demais setores vinculados aos serviços públicos e ao

comércio, com mais de 500 unidades em operação, com capacidades entre 20 kW a 1.000 kW. Nesse mesmo período foi realizado um estudo, pela empresa Enron Corporation, para instalação de uma planta com a capacidade 1.725 MW. Essa planta, projetada para operar com gás natural, com previsão de ser iniciada em 1993, iria atender mais de 3 % do consumo de eletricidade do Reino Unido e representa 6 % do consumo total do mercado do gás natural (REEVE, 1991).

2.3.2.2 - Alemanha

A cogeração na Alemanha, entre 1930 e 1950, contribuiu com 50 % das necessidades de suprimento elétrico do país, através da cogeração industrial. Entretanto, com o crescimento da oferta pelos grandes sistemas centralizados, reduziu-se a participação da cogeração industrial nas décadas seguintes (INESTENE, 1990). Sua recuperação voltou a ocorrer a partir de 1978, principalmente no setor industrial, já que os sistemas de calor distrital não foram muito afetados. O que pode-se observar na Alemanha foi que, em 1981, existiam mais de 8.600 MWe em sistemas de cogeração industrial e que, em 1985, o consumo de energia elétrica podia contar com uma participação de 14 % da energia gerada pelo sistema de cogeração industrial. No tocante ao sistema de calor distrital, a contribuição em 1986, chegava a 7.200 MWe (AIE/OCDE, 1990).

Para os sistemas de cogeração destinados ao fornecimento de calor distrital, na Alemanha, a forte presença do poder municipal foi decisiva para assegurar a manutenção e o seu crescimento. Nesse sentido, os municípios além de suas atividades peculiares também são responsáveis por parte do suprimento de eletricidade e de calefação. Dessa forma, o plano nacional energético da Alemanha, na sua confecção, leva em conta a participação dos municípios (WALTER, 1994)

As condições para o desenvolvimento da cogeração, na Alemanha, foram consideradas favoráveis, já que essa tecnologia tinha forte tradição no país. Para assegurar a sua ampliação foi firmada uma resolução em 1979 sendo revisada depois em 1988, com a participação do Governo Federal, Federação das Concessionárias de Eletricidade e a

Federação das Indústrias, com o objetivo de valorizar o potencial da autoprodução na indústria. Nela, estavam contemplados os aspectos que visavam assegurar o tratamento igualitário entre autoprodutores e os demais clientes; o direito ao atendimento suplementar do autoprodutor; o dever de compra da eletricidade excedente de autoprodutores, desde que houvesse identificação de economia de energia primária para o país; a remuneração da eletricidade excedente ao custo marginal de expansão de oferta, de acordo com a qualidade e a confiabilidade do suprimento; a definição de contratos de longo prazo, conforme as necessidades das concessionárias.

2.3.2.3 - Itália

Na Itália em 1982, através da Lei 308, foi estabelecida uma política que tinha por objetivo o apoio institucional e financeiro aos projetos de conservação de energia e o desenvolvimento de fontes alternativas. A produção combinada de calor e potência era contemplada em um dos artigos dessa Lei. Como resultado, em 1985, a Itália tornou-se um dos países mais importante na cogeração industrial, com 14% de toda a capacidade instalada na Europa (AFME, 1990).

As expectativas para ampliação da cogeração na Itália foram consideradas promissoras, já que a nova política energética que reformulou o PEN - Plano Energético Nacional, em 1988, previa que a cogeração industrial e os sistemas de calor distrital deveriam ser da ordem de 15 % sobre as metas totais de conservação de energia. A estimativa de que a potência instalada da cogeração indústria, na ordem de 1.450 MW, em 1987, pudesse chegar a 7.120 MW no ano 2000 (AIE/OCDE, 1990).

2.3.2.4 - Espanha e França

Embora na Inglaterra, Alemanha e na Itália a cogeração fosse considerada significativa, o mesmo não aconteceu na França, enquanto que na Espanha a situação era considerada um pouco melhor. Nesses países a participação da cogeração industrial, em 1985, era de 2 % na Espanha e menos de 1 % na França. Os baixos índices da participação

da cogeração, na Europa, fizeram com que algumas medidas fossem tomadas na Espanha, pelo Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía - IDAE, e na França, através do Ministério da Indústria, procurou criar condições para estimular a geração de calor e potência (AFME, 1989).

Na Espanha o IDAE, através dos estudos de avaliação do potencial de cogeração na indústria, deu início a uma política de viabilização de um potencial, estimado em 1,7 GW. Com resultado da nova política, já em 1989, 36 % das instalações avaliadas apresentavam condições de entrar em operação (DISDIER, 1989).

Os pontos considerados pelo Ministério da Indústria da França para estimular a cogeração foram: (i) a alta concentração do sistema de geração na tecnologia nuclear; (ii) os problemas de baixa confiabilidade de atendimento de certas regiões, pelo sistema centralizado; (iii) alto custo de atendimento de algumas regiões remotas; (iv) politicamente algum esforço de descentralização é necessário, dada a postura da UE quanto a liberação do mercado de eletricidade; (v) as opções convencionais de atendimento das cargas de ponta são em geral, mais caras do que a cogeração; (vi) independente da contribuição em termos de potência e energia, uma complementaridade entre os meios centralizados e descentralizados de produção elétrica pode melhorar o desempenho econômico do sistema (WALTER, 1994).

2.3.3 - Cogeração no Brasil

A utilização da tecnologia de cogeração passou a ganhar importância no Brasil, através das usinas vinculadas ao setor sucroalcooleiro, que realizaram investimentos para aproveitar os excedentes de bagaço dos pátios, oriundos do processo industrial, e para reduzir as despesas relativas à compra de energia elétrica das concessionárias. Esse setor, após a primeira crise ocasionada pelo aumento do preço do petróleo em 1973, passou a ser considerado estratégico pelo governo Federal. Com a finalidade de minimizar os efeitos das importações de petróleo pelo uso do etanol, visando a redução e a substituição da

gasolina automotiva, o governo passou a conceder incentivos ao setor através do Programa Nacional do Alcool, Pró-Alcool, instituído em 1975 (LEITE, 1990). Os incentivos concedidos pelo Pró-Alcool e os investimentos que foram realizados para melhorar o desempenho energético das usinas de açúcar e álcool, contribuíram para ampliar a participação da cogeração neste setor. Como resultado, um parcela significativa de usinas, a partir de 1988, conseguiram atingir a auto-suficiência e simultaneamente algumas chegaram a produzir excedentes de energia elétrica, gerada com utilização do bagaço da cana (MACEDO, 1989).

A utilização da biomassa como combustível, proveniente do bagaço de cana e dos resíduos florestais, das atividades industriais dos setores sucroalcooleiro e de papel e celulose, tornou viável a realização dos investimentos em cogeração. Outros segmentos do setor industrial que, nas décadas de setenta e oitenta, favoreceram a implementação dessa tecnologia foram o metalúrgico, o químico e de produtos alimentícios. Nesses setores a prioridade limitou-se ao suprimento na modalidade de autoprodução, já que a venda dos excedentes de energia elétrica para concessionárias dependia de legislação específica e da tarifa compatível com os custos de produção.

As primeiras medidas para aquisição dos excedentes de energia elétrica, gerada por autoprodutores, surgiu a partir do Decreto-Lei 1.827 de maio de 1981. Através desse decreto ficou estabelecido que as concessionárias do serviços públicos de eletricidade estavam autorizadas a adquirir, de autoprodutores, a energia elétrica excedente. O detalhamento das condições de aquisição dos excedentes ficou a cargo do Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica - DNAEE, órgão vinculado ao Ministério de Minas e Energia. Embora, por força da lei, as concessionárias estivessem autorizadas a comprar os excedentes de energia elétrica de autoprodutores ou de cogeneradores, os valores estipulados para aquisição pelo DNAEE não cobriam os custos da geração. A baixa remuneração da compra passou a desmotivar os investimentos que permitiriam ampliar a geração de energia elétrica pelos sistemas de cogeração (BAJAY & WALTER, 1989).

O pouco interesse do monopólio estatal brasileiro em relação ao desenvolvimento da geração pelo setor privado, fez com que esse segmento ficasse retraído e limitado em realizar investimentos apenas para autoprodução. Entretanto, a redução da expansão do setor elétrico que ocorreu na década de oitenta e início dos anos noventa, ocasionada pela impossibilidade do Estado realizar os investimentos necessários à ampliação da geração e da distribuição, na mesma proporção do crescimento da demanda, passou a preocupar os técnicos, dirigentes das concessionárias e os especialistas dedicados ao planejamento desse setor. Uma projeção sobre o assunto feita por Brandão (1989) relativo ao período de 1970 a 1987, apontava para as probabilidades de ocorrência de déficit de suprimento que poderiam ocorrer entre 1989 a 1995.

A constatação de que o modelo brasileiro, para os segmentos do setor energético, encontrava-se defasado perante a nova ordem econômica internacional, forçou o governo a iniciar uma série de reformas. As imposições internacionais, somadas à insegurança que passou a tomar conta do setor produtivo e da população, desencadeou vários focos de pressões por parte desses segmentos, os quais contribuíram para que o governo, a partir de 1994, promovesse a sua política de abertura para setor elétrico. Com esse objetivo são promulgadas uma série de Leis, Decretos e Portarias que visavam equacionar a regulamentação do setor, em especial as questões relativas ao monopólio estatal. No apêndice A estão relacionados alguns aspectos considerados importantes sobre a Legislação e a sua evolução no transcorrer do período de 1981 a 1999, em especial, a que trata da cogeração.

A participação da cogeração na matriz energética, no caso brasileiro, ainda é considerada tímida, já que a geração de energia elétrica por sistemas hidrelétricos é da ordem de 87 %, sendo que apenas 13 % é de geração térmica e nuclear (BEN, 2000). Entretanto, com a realização dos investimentos para construção do gasoduto Brasil-Bolívia e as interligações com a bacia de Campos, do litoral brasileiro, como também da produção do campo de Urucu-AM, ilustrado na figura 1 do anexo 2.2, está contribuindo para ampliar a geração de energia por termelétricas, através de sistemas interligados e isolados. A expectativa do suprimento de gás e a evolução da legislação brasileira, vêm motivando a

iniciativa privada, formada por capitais nacionais e estrangeiros a investir na implantação de novos parques destinados a autoprodução independente de energia elétrica.

Os estudos elaborados pela Eletrobrás estimavam em 1.750 MW a capacidade instalada de sistemas de cogeração. Esses sistemas respondiam por pouco mais da metade de energia gerada por autoprodutores térmicos e representava cerca de 66% da capacidade total instalada no Brasil, desse montante, 1.100 MW estavam vinculados aos setores de açúcar e álcool, químico e petroquímico, siderúrgico e de papel e celulose (DNDE/MME, 1996).

No tocante aos investimentos que já foram realizados para cogeração, vale ressaltar que o Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico Social – BNDES, em 1998, concedeu empréstimo de US\$ 260 milhões para a termelétrica, com 230 MW, da Companhia Siderúrgica Nacional – CSN e mais US\$ 20 milhões para o parque gráfico do jornal O Globo, com capacidade de geração de 5 MW. O BNDES, em 1999, realizou investimentos da ordem de US\$ 1,1 bilhão, através do departamento de gás e petróleo, que inclui a cogeração. Além dos recursos do BNDES, empresas como a Coca-Cola (Jundiaí-SP) e a Kaiser (Jacareí-SP) firmaram contrato com a Comgás para a aquisição de 132 mil m³/dia de gás para seus projetos de cogeração (BRASIL ENERGIA, 1999).

2.4 – Aspectos técnicos da cogeração

Dentro das tecnologias disponíveis empregadas para cogeração, estão as que operam com base nos ciclos “Bottoming” e nos ciclos “Topping”. Os ciclos “Bottoming” têm como princípio a recuperação de calor rejeitado a altas temperaturas por processos industriais, que é utilizado para geração de vapor. O vapor recuperado é expandido em turbina ou de condensação e/ou de contra pressão, que acionam geradores elétricos ou outros equipamentos, como bombas hidráulicas, compressores de ar, etc. Nos ciclos “Topping” o fluxo de calor, a uma temperatura mais elevada, é utilizado para a geração de eletricidade e a energia residual é destinada a geração de calor de processo, usualmente na forma de vapor (KOVACIK, 1982).

A recuperação do calor residual produzido pelas máquinas térmicas, independente do ciclo a ser adotado, está relacionado principalmente com a possibilidade do uso racional de energia, viabilidade técnica e do retorno econômico da utilização desse calor. Como forma de sistematizar essas três condicionantes, foi adotado o termo técnico denominado de “potencial para cogeração”. Para HU (1985) o potencial passou a ser classificado como termodinâmico, técnico, econômico e de mercado, segundo nível crescente de restrições. Assim, o potencial termodinâmico passa a ser definido em bases teóricas, independente da tecnologia de conversão, representando teto máximo a desenvolver. O potencial técnico é balizado pela existência de sistemas com eficiência e demais características conhecidas, inclusive as associadas com as questões ambientais. Os requisitos de economicidade, servem para definir o potencial econômico, por sua vez restrito segundo aspectos financeiros operacionais e institucionais na determinação do potencial de mercado (WALTER, 1994).

2.4.1- Cogeração com motores Diesel

Nos motores de combustão interna, ciclos Otto e Diesel, todo o calor produzido no cilindro tem como finalidade realizar trabalho mecânico sobre o eixo. Entretanto, o que se verifica na prática é que apenas uma parte desse calor produz trabalho mecânico e outra parte, correspondendo a quase 2/3 se perde pela água de refrigeração, gases da descarga, óleo de lubrificação e por radiação (MESNY, 1958).

Nos sistemas de cogeração com motores de combustão interna, ciclo Diesel, os aspectos relativos às velocidades (alta, média e baixa), e aos tipos de combustíveis são considerados de fundamental importância. Os motores de alta velocidade são máquinas turbo de quatro tempos que geralmente operam na faixa de 900 a 1800 rpm e são empregados para gerar potência entre 75 a 2500 kW. Os de média velocidade na faixa de 600 a 1200 rpm, a variação de potência fica entre 0,5 a 10,0 MW. Os de baixa velocidade são os de maior porte, possuem dois tempos e operam com velocidade entre 120 a 180 rpm, permitindo potência de 2,0 a 30 MW. Nesses motores a relação entre combustível e

velocidades de operação apresentam as seguintes especificidades: motores que trabalham com alta e média velocidades; os combustíveis usados são o gás natural e o destilado leve de petróleo, sendo que para os de baixa velocidade é o Diesel e o óleo combustível (OBERT,1990).

A técnica de utilizar motores Diesel em sistemas de cogeração, figura 2.1, já é bastante difundida nos países industrializados, onde a recuperação do calor residual contido nos gases de escape e água de refrigeração do motores de combustão interna visa elevar a eficiência dos sistemas que utilizam, principalmente, combustíveis fósseis (SILVEIRA, 1994).

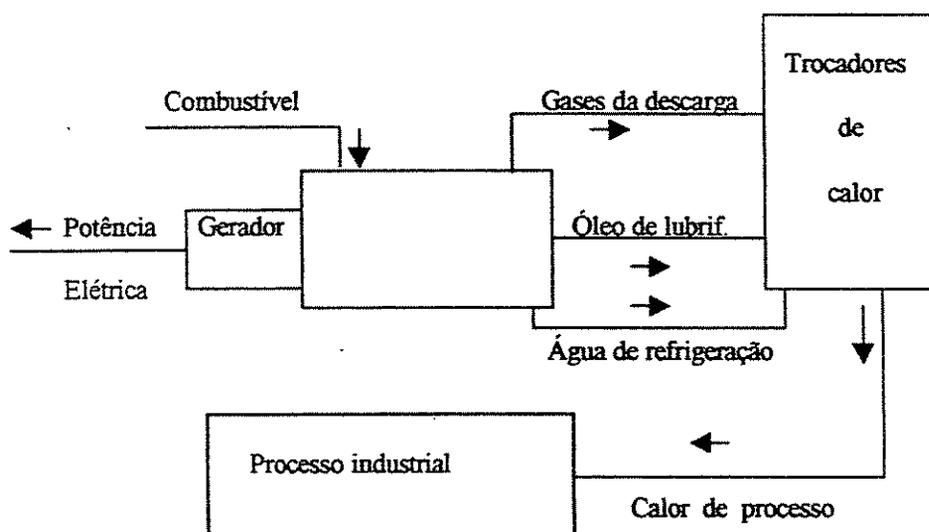


Figura-2.1: Ciclo Topping (cogeração com motor Diesel)

Esses sistemas visam principalmente a redução de custos de produção de energia elétrica e contribuem para reduzir os níveis da emissão dos poluentes. Entretanto, as principais vantagens dos sistemas de cogeração com motores Diesel são: os curtos períodos requeridos na construção e instalação desses sistemas, facilidade de manutenção e a possibilidade de construção modular (BAJAY & WALTER,1989).

Tecnicamente é possível utilizar a cogeração para produção de frio em quase todas as faixas de potência, que podem variar entre pequenos, médios e grandes sistemas. Os pequenos, denominados de cogerador compacto, operaram com potências entre 5 kW e 1MW, faixas de potência de usuários dos setores residencial ao terciário, tais como: residências isoladas, conjuntos residenciais, comércio, shopping centers, supermercados, hospitais e campi universitários. Os sistemas predominantes na cogeração compacta são os de calefação e os de climatização de ambiente que podem operar com sistemas de refrigeração por absorção (SILVEIRA, 1994).

Um das vantagens da refrigeração por absorção é que nessa tecnologia utiliza-se fundamentalmente calor (e pouca ou nenhuma eletricidade) para geração de frio. As fontes de energia térmicas que podem ser usadas para gerar frio via absorção são as mais diversas, assim como: queima direta de gás, óleo ou biomassa; calor indireto de vapor de caldeira; vapor residual de processo; energia solar; e a recuperação de calor residual de motores de combustão interna. Um exemplo de instalação que está utilizando cogeração com sistema de absorção para climatização de ambiente, em operação desde 1992, é a do Ilha Plaza Shopping Center do Rio de Janeiro. O sistema instalado no shopping foi projetado pela empresa COGERAR, que utiliza um máquina de absorção de 1600 TR da SPRINGER CARRIER. Essa unidade de cogeração usa gás natural como combustível. A mesma empresa já instalou mais uma unidade, no Norteshopping do Rio, que opera com uma turbina a gás de 1,00 MW e um sistema de absorção de 800TR (CORTEZ et al, 1998).

Os investimentos que estão sendo realizados para assegurar a oferta do gás canalizado nas principais regiões mais desenvolvidas do país, amplia ainda mais as possibilidades da participação da cogeração nos setores produtivos. A garantia do suprimento de gás passa a contribuir para que outros seguimentos vinculados aos setores de serviços e industrial venham a somar com aqueles onde essa tecnologia já encontra-se presente, tais como: açúcar e álcool, papel e celulose, siderúrgico, químico, petroquímico, cimento, têxtil e alimentos.



No caso da Região Norte e parte da Centro-Oeste o potencial termodinâmico para cogeração, vinculados as concessionárias de energia elétrica, em 2000 estava estimado em 2/3 dos 980 MW da potência instalada dos parques termelétricos. A previsão da ELETRONORTE de instalação de novas unidades geradoras dieselétricas, com a potência total de 165,71 MW, para o período 1995/2006 e a sua distribuição regional está demonstrada nos anexos II a VI.

Além dos potencial termodinâmico, vinculado ao setor elétrico da região os estudos realizados junto a 74 consumidores dos setores industrial e terciário do Estado do Amazonas, detectou um potencial para cogeração com capacidade total de 113,4 MW e uma disponibilidade energética anual de 513GWh. Esses estudos estimam que o custo médio da capacidade instalada em torno de US\$ 920/kW e o custo da energia elétrica cogerada em torno de US\$ 69/MWh, são considerados competitivos quando comparados com os praticados com a geração termelétrica a partir do óleo Diesel (COSTA & ALKIMIN, 1997).

Capítulo 3

Motores de Combustão Interna e Sistemas de Refrigeração

3.1- Motores de combustão interna ciclos Otto e Diesel: Histórico

O primeiro motor de combustão interna surgiu em 1860, desenvolvido pelo francês Étienne Lenior. Esse motor de duplo efeito utilizava o gás de iluminação como combustível, funcionava com pistão e cilindro, sendo que o movimento alternativo convertia-se em movimento rotativo pelo mecanismo biela-manivela. Em 1867, Otto e Langem lançam no mercado um motor, também de duplo efeito, a gás. Embora muito barulhento e de funcionamento irregular, apresentava a vantagem de ser bastante econômico, quando comparado com o motor de Lenior. Esse modelo permaneceu no mercado por dez anos (LUKANIN, 1988). Em 1873, o norte-americano Brayton desenvolve um motor de dois cilindros que teve sucesso relativo, sendo logo suplantado pelo motor de quatro tempos, desenvolvido por Nicolaus Otto, em 1876. Os motores de combustão interna, a princípio, utilizavam o gás de carvão como combustível, só a partir de 1887, com a invenção do carburador por Gottlieb Daimler, foi possível o uso da gasolina que era pulverizada, juntamente com ar, e em seguida levada à câmara de explosão. O motor Otto, por ser simples e poder operar com maior velocidade, superou todos os outros tipos até então fabricados. Esse quadro só foi alterado em 1897, quando entrou em operação o primeiro motor Diesel (WILLIAMS, 1990).

Da mesma forma com que Otto trabalhou no desenvolvimento do seu motor, utilizando combustíveis leves (gás e gasolina), Rudolf Diesel trabalhava em um projeto que utilizava combustível pesado (carvão pulverizado e óleo combustível). Como antecessor dos motores Diesel, em 1888, foi patenteado por Charles Akroyd Stuart um

motor motor a óleo, denominado de semi-Diesel. Esse motor tinha uma concepção simples, comparável com a máquina a vapor, tendo a vantagem de não necessitar de caldeira. Em 1890 Herbert Akroyd apresenta o modelo de um motor a óleo, que consegue realizar a ignição por compressão (OBERT, 1969).

O modelo desenvolvido por Herbert, de baixa compressão, estabeleceu o princípio de funcionamento para os motores Diesel. Os primeiros resultados surgem em 1892, quando Rudolf Diesel consegue registrar uma patente na Inglaterra, sobre os princípios de funcionamento do motor Diesel. O destaque do projeto apresentado por Diesel, estava na cuidadosa atenção no tocante aos Princípios da Termodinâmica, que foram relatados com detalhes em 1893 na obra intitulada "Theorie und Konstruktion eines Rationellen Wärmemotors" (BARBALHO, 1987). A diferença apresentada entre o motor concebido por Diesel e os demais motores em operação com óleo pesado, estava relacionada com grau de compressão, que proporcionava um alto rendimento térmico. Embora patenteado em 1892, a fabricação do primeiro motor só ocorre em 1897. Para fabricação em escala comercial, os direitos foram cedidos a Casa M.A.N. na Alemanha, CLM e Ranualt na França, Saurer na Suíça, Cummins e Packard nos Estados Unidos (BOULANGER & ADAM, 1987).

3.1.1- Motores de combustão: Aspectos técnicos

De acordo com o tipo de combustão a ser utilizada, os motores são classificados como de combustão externa ou de combustão interna. Nos motores de combustão externa, o fluido de trabalho está completamente separado da mistura combustível-ar, sendo que o calor dos produtos da combustão é transferido através das paredes de um reservatório ou caldeira. Nos motores de combustão interna a transformação da energia química do combustível é feita através da explosão da mistura combustível-ar, dentro do cilindro da máquina (TAYLOR, 1971).

Devido a grande variação de procedimentos técnicos que podem ser utilizados na construção de motores, devem ser estabelecidos uma série de critérios e de conceitos que visam a padronização na classificação.

a) Critérios estabelecidos por LUKANIN (1988):

- Segundo o modo de admissão e descarga: de dois e quatro tempos, com ou sem sobrealimentação;
- Segundo o modo de produzir a ignição: com ignição por centelha forçada e com ignição por compressão (motores Diesel);
- Segundo o modo de formar a mistura ar-combustível: com formação da mistura exterior e interior;
- Segundo o gênero do combustível que é usado: leve, pesado, gasoso, misto, e pluricombustível;
- Segundo o método de resfriamento: com esfriamento por líquido ou por ventilação;
- Segundo o método de regulação da potência, mantendo-se invariável a velocidade de rotação: com regulação qualitativa e mista;
- Segundo a disposição dos cilindros: de uma fileira de cilindros verticais, horizontais e inclinados; de duas fileiras de cilindros (incluindo os em V e os de cilindros opostos) e em estrela;
- Segundo sua destinação: fixos, de transporte terrestre, de barco e de aviação.

b) Conceitos estabelecidos por TAYLOR (1971):

- Motores de ignição por centelha: um motor no qual a ignição é ordinariamente provocada por uma centelha elétrica;
- Motores de ignição por compressão: um motor no qual a ignição tem lugar ordinariamente sem a necessidade de uma centelha elétrica ou de uma superfície aquecida por uma fonte externa de energia;
- Motores Diesel: a forma comercial usual de motores de ignição por compressão;
- Motores com carburação: um motor no qual o combustível é combinado com o ar antes de fechar a válvula de admissão;
- Motores com carburadores: um motor com carburação no qual o combustível é combinado com o ar por meio do carburador.
- Motores com injeção: um motor no qual o combustível é injetado no cilindro após fechada a válvula de admissão.

3.1.2- Motores alternativos de combustão interna

São denominados de motores alternativos de combustão interna, aqueles que operam baseados no princípio de que os gases se expandem quando aquecidos. Através do controle da expansão dos gases, é obtida a pressão necessária para movimentar um sistema biela-manivela que se transforma em movimento rotativo. Dessa forma, consegue-se que a energia calorífica seja transformada em energia mecânica (FRESNO, 1965). Os motores alternativos têm como princípio de funcionamento os ciclos Otto e Diesel. Esses ciclos são baseados no ciclo de Beau de Rochas, enunciado em 1862, para o qual, admite-se tenha tomado como referência o ciclo teórico de Carnot (BOULANGER & ADAM, 1987).

3.1.2.1 - Ciclo de Carnot

Sadi Carnot, em 1823, publicou uma brochura intitulada “Reflexões Sobre a Potência Motriz do Fogo”. Nessa publicação, enunciava um ciclo ideal que, partindo da transformação de gases perfeitos, poderia alcançar um rendimento de até 0,72. Na prática, o rendimento enunciado por Carnot ainda não foi possível de ser atingido pelos motores térmicos. O ciclo ideal, figuras 3.1 e 3.2, passou a ser denominado de “Ciclo de Carnot”, o qual consiste de um ciclo teórico que é composto das seguintes fases (BOLES & ÇENGEL, 1989):

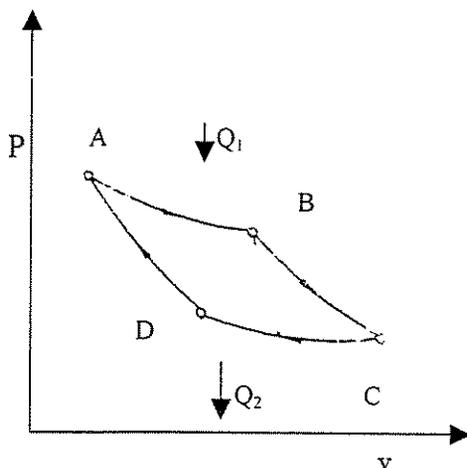


Figura 3.1: Ciclo de Carnot, diagrama P-v

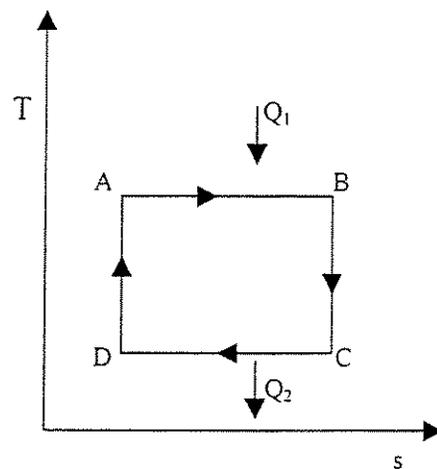


Figura 3.2: Ciclo de Carnot, diagrama T-s

- Primeira fase, compressão isotérmica CD: Uma massa gasosa é introduzida no cilindro e depois é comprimida pelo pistão “temperatura constante”, sendo o cilindro esfriado durante esta primeira fase.
- Segunda fase, compressão adiabática DA: O resfriamento do cilindro, sendo interrompido, continua a compressão rápida de modo que nenhuma troca de calor tenha lugar entre o gás e o cilindro.
- Terceira fase, expansão isotérmica AB: Nessa fase, durante a expansão isotérmica o cilindro exige aquecimento para tornar a temperatura constante, ao contrário da fase de compressão isotérmica que o cilindro deve ser resfriado.
- Quarta fase, expansão adiabática BC: Cessa o aquecimento do cilindro para que nessa fase, se efetue sem troca de calor e que a massa gasosa retorne ao volume com a pressão que possuía no começo da primeira fase.

O rendimento térmico do ciclo é dado por:

$$\eta = 1 - Q_1/Q_2 = 1 - T_2/T_1 \quad (3.1)$$

No ciclo de Carnot o rendimento é função exclusiva das temperaturas absolutas das duas fontes.

3.1.2.2- Ciclo Otto

Os motores que operam com base no ciclo Otto de quatro tempos, figuras 3.3 e 3.4, apresentam o seguinte princípio de funcionamento (FRESNO, 1965):

- Primeiro tempo: o pistão desloca-se do ponto morto inferior ao ponto morto superior. Durante esse período a válvula de admissão permanece aberta, permitindo a entrada da mistura ar-combustível para dentro do cilindro, segundo a evolução isobárica AB;

- Segundo tempo: o pistão desloca-se do ponto morto superior para o ponto morto inferior. Durante esse período a válvula de admissão permanece fechada, o que produz a compressão, segundo a evolução adiabática BC. A compressão da mistura ar-combustível produz um aumento da temperatura do fluido, podendo a pressão chegar a 16 atmosferas no final do período;
- Terceiro tempo: com o pistão posicionado no ponto morto inferior, ocorre a combustão da mistura a volume constante, segundo a evolução isométrica CD, seguindo-se da expansão adiabática DE, que desloca o pistão do ponto morto inferior para o superior, transformando a energia química do combustível em energia mecânica.
- Quarto tempo: quando o pistão está posicionado no ponto morto superior, ocorre a abertura da válvula de escape, ocasionando a queda instantânea da pressão dentro do cilindro, segundo a evolução isobárica BA, encerrando o ciclo.

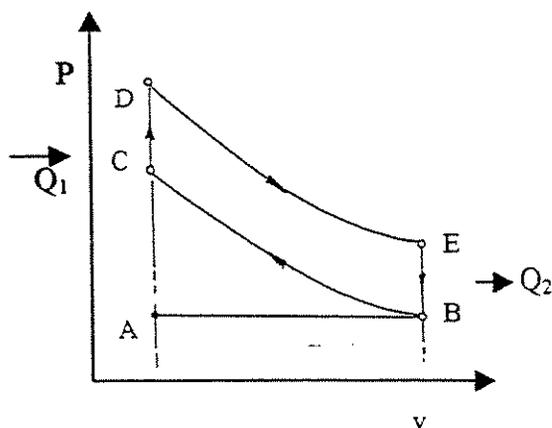


Figura-3.3: Ciclo Otto, diagrama P-v

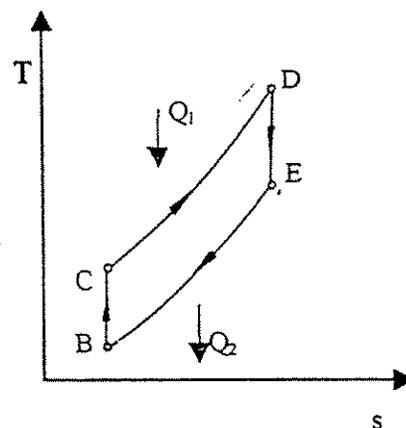


Figura 3.4: Ciclo Otto, diagrama T-s

O rendimento térmico do ciclo é dado pela expressão

$$\eta_t = 1 - (T_B/T_C) = 1 - (V_A/V_B)^{k-1} = 1 - (1/r_c)^{k-1} \quad (3.2)$$

Onde:

η_t = rendimento térmico do ciclo
 $k = c_p / c_v$
 $r_c = V_A / V_B =$ relação de compressão
 $Q_1 =$ calor recebido (kJ)
 $Q_2 =$ calor retirado (kJ)
 $T_B =$ temperatura inicial ($^{\circ}\text{C}$)
 $T_C =$ temperatura final ($^{\circ}\text{C}$)
 $V_A =$ volume superior (cm^3)
 $V_B =$ volume inferior (cm^3)

Observar-se pela fórmula (3.2) que o rendimento térmico do ciclo Otto só depende da relação de compressão ($r_c = V_A/V_B$).

3.1.3- Ciclo Diesel

A seqüência de operação do ciclo Diesel é semelhante à do ciclo Otto, com exceção da alta razão de compressão e o fato de ser puro o ar introduzido, isento de combustível, no cilindro durante o curso de aspiração. O motor de quatro tempos operando com base no ciclo Diesel, figuras 3.5 e 3.6, apresenta o seguinte princípio de funcionamento (OBERT, 19871):

- Primeiro tempo: no curso de aspiração, o pistão desloca-se do ponto morto inferior ao ponto morto superior. Durante esse período a válvula de admissão permanece aberta, permitindo a entrada do ar puro para dentro do cilindro, segundo a evolução isobárica AB.
- Segundo tempo: no curso de compressão, o pistão desloca-se do ponto morto superior para o ponto morto inferior. Durante esse período a válvula de admissão permanece fechada, o que produz a compressão, segundo a evolução adiabática BC. A compressão do ar puro produz um aumento da temperatura, podendo a pressão chegar a 30 atmosferas no final do período.

- Terceiro tempo: início do curso de expansão, com o pistão posicionado no ponto morto inferior, de forma gradual ocorre a combustão da mistura a pressão constante, segundo a evolução isobárica CD, seguido de uma expansão adiabática DE.
- Quarto tempo: no curso da descarga, quando o pistão está posicionado no ponto morto superior, ocorre a abertura da válvula de escape, ocasionado a queda instantânea da pressão dentro do cilindro, segundo a evolução isócora EB, seguido de uma expansão isobárica, produzindo o escape e o final do ciclo BA.

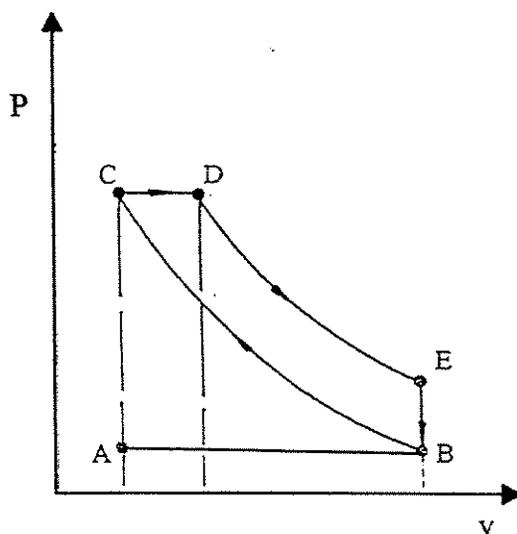


Figura-3.5: Ciclo Diesel, diagrama P-v

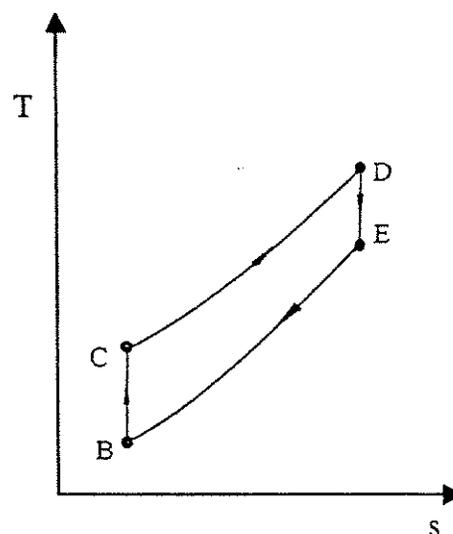


Figura 3.6: Ciclo Diesel, diagrama T-s

O rendimento térmico do ciclo é dado pela expressão

$$\eta_t = 1 - (1/k) \cdot (1/r_c^{k-1}) \cdot (r_e^k - 1) / (r_e - 1) \quad (3.3)$$

Onde:

η_t = rendimento térmico do ciclo

$r_e = V_c / V_D$ = relação de plena pressão

Constata-se que o rendimento térmico do ciclo Diesel depende da relação de compressão e da relação entre os volumes no final e no início da combustão.

3.1.4- Ensaaios com motores alternativos

A realização de ensaios teóricos e práticos permitem verificar os parâmetros, considerados importantes, em relação às especificações fornecidas pelos fabricantes e avaliar, periodicamente, as condições de funcionamento dos motores. Nesse sentido, no apêndice 2, é descrito de forma detalhada os conceitos sobre Torque, potência, dinamômetros, pressão, rendimento, consumo de combustível e relação estequiométrica.

3.1.5- Motores alternativos: Vantagens e desvantagens

A ausência de mecanismo como caldeiras e condensadores, partes de instalações das máquinas vapor, simplifica a construção dos motores de combustão interna, reduz o tamanho e elimina as perdas inerentes ao processo de transmissão de calor através de trocadores de calor de área finita. Os motores alternativos de combustão interna, possuem outra vantagem sobre a instalação a vapor ou turbina a gás, é a de que todas as peças podem trabalhar a temperatura bem abaixo da máxima temperatura cíclica. Este detalhe possibilita o uso de temperaturas cíclicas mais alta, o que torna possível elevar sua eficiência.

Com as limitações atuais de projeto, essas diferenças fundamentais dão as seguintes vantagens para o motor alternativo de combustão interna, comparado com a instalação de turbina a vapor, quando ambos os tipos forem considerados (TAYLOR, 1985):

- maior eficiência
- menor razão de peso e volume da instalação para potências máximas (exceto, possivelmente, no caso de unidades maiores do que 10 MW).
- maior simplicidade mecânica;
- o sistema de refrigeração de um motor de combustão interna transfere uma quantidade de calor muito menor do que o condensador de uma instalação a vapor de igual potência e, normalmente, é operado com temperaturas mais elevada na superfície.

Os motores alternativos de combustão interna apresentam algumas desvantagens práticas em relação as instalações de vapor, as mais significativas são:

- a instalação a vapor pode usar maior variedade de combustíveis incluindo os sólidos;
- menos suscetíveis de vibrar;
- a turbina a vapor é prática nas unidades de grande potência (de 200 MW ou mais) em um único eixo.

3.1.6- Principais diferenças entre os ciclos Otto e Diesel

Do ponto de vista construtivo são assinaladas as seguintes diferenças entre os motores que operam com base nos ciclos Otto e Diesel: os motores Diesel não possuem carburadores e nem sistema de ignição, entretanto, dispõem de um sistema formado pela bomba de injeção e os injetores. Nos motores Diesel, a relação de compressão é muito mais elevada que nos motores Otto (MESNY, 1958). Na tabela 3.1 a seguir é apresentada de forma comparativa a diferença entre os dois ciclos:

Tabela-3.1: Principais diferenças entre os ciclos Otto e Diesel

| Ciclo Otto | Ciclo Diesel |
|---|--|
| <p>- Primeiro tempo, admissão: No deslocamento de admissão a válvula é aberta para permitir a introdução do ar através do carburador onde é misturado com o combustível, que é injetado no cilindro pela borboleta de aceleração. Pressão e temperatura no primeiro tempo: são as mesmas do ambiente.</p> <p>- Segundo tempo, compressão: Durante o deslocamento de compressão as válvulas estão fechadas e o pistão comprime a mistura, geralmente de 0,5 a 0,89 MPa, de acordo com as características antidetonantes do combustível. Pressão, temperatura ao final da compressão do segundo tempo: Pressão: de 0,6 a 1,19 MPa. Temperatura: de 250 a 450 °C Relação de compressão: de 4:1 a 7:1</p> <p>-Terceiro tempo, expansão: No final do deslocamento de compressão, a combustão da mistura comprimida é feita por uma centelha elétrica emitida pela vela. O calor provocado pela explosão eleva rapidamente a pressão dos gases sobre o cabeçote do pistão, produzindo o deslocamento motriz. Pressão e temperatura de combustão no terceiro tempo: Pressão: de 3,0 a 4,0 MPa. Temperatura: de 1500 a 2200 °C</p> <p>- Quarto tempo, escape: No deslocamento de escape, a válvula de escape é aberta e o pistão expulsa os gases de dentro do cilindro, concluindo assim um ciclo de funcionamento. Temperatura dos gases de escape no quarto tempo: Temperatura em marcha vazia: 300 °C Temperatura a plena carga: de 800 a 900 °C</p> | <p>- Primeiro tempo, admissão: No deslocamento de admissão a válvula é aberta para permitir a introdução do ar puro, à pressão atmosférica. Pressão e temperatura no primeiro tempo: são as mesmas do ambiente.</p> <p>- Segundo tempo, compressão: Durante o deslocamento de compressão as válvulas estão fechadas e o pistão comprime o ar puro, geralmente de 3,5 MPa. Pressão, temperatura ao final da compressão do segundo tempo: Pressão: de 2,5 a 5,0 MPa. Temperatura: de 550 a 750 °C Relação de compressão: de 14:1 a 22:1</p> <p>-Terceiro tempo, expansão: antes do final do deslocamento de compressão o combustível é injetado através de um bico injetor, sendo que a alta compressão eleva bastante a temperatura, ocasionando a explosão, sem a necessidade de centelha. O calor provocado pela explosão eleva rapidamente a pressão dos gases sobre o cabeçote do pistão, produzindo o deslocamento motriz. Pressão e temperatura de combustão no terceiro tempo: Pressão: de 5,0 a 6,0 MPa. Temperatura: de de 1500 a 2200 °C</p> <p>- Quarto tempo, escape: No deslocamento de escape, a válvula de escape é aberta e o pistão expulsa os gases de dentro do cilindro, concluindo assim um ciclo de funcionamento. Temperatura dos gases de escape no quarto tempo: Temperatura em marcha vazia: 250 °C Temperatura a plena carga: de 500 a 600 °C</p> |

Fonte: MESNY, 1958.

3.2- Sistemas de refrigeração

Nos setores industrial, comercial, residencial e nos meios de transporte, cresce cada vez mais a importância do uso da refrigeração. Nesses setores são utilizados os sistemas de refrigeração que operam por compressão e por absorção. Após a segunda guerra os sistemas de compressão, por utilizarem energia elétrica, necessitarem de menor espaço e de serem mais leves que os sistemas de absorção, para uma mesma capacidade frigorífica, passaram a dominar o mercado da refrigeração. A partir da década de cinquenta, os sistemas de compressão detinham mais de 90 % do mercado. Entretanto, depois de 1973, com as medidas adotadas para economizar energia, somado às questões ambientais causadas pelo CFC, os sistemas de absorção voltam a ser utilizados em todas as escalas. Nas regiões ou locais onde há disponibilidade de grandes quantidades de energia térmica, os sistemas por absorção são competitivos com os sistemas de compressão. A utilização do calor disponível, na forma de calor residual das pequenas unidades e dos grandes complexos térmicos, é possível de ser feita com o emprego da tecnologia de cogeração.

3.2.1- Refrigeração: histórico

A necessidade de conservar alimentos através da técnica de resfriamento já era praticada antes das civilizações grega e romana. O sistema consistia em armazenar de forma adequada blocos de neve e gelo, durante os períodos invernosos, para serem utilizados no período quente. O uso do gelo natural, como agente de resfriamento, era feito através do seu armazenamento em salas isoladas, dessa forma era possível conserva-lo por um período mais longo. Essa prática veio se repetindo através dos anos e, no final do século XVIII, surgem as primeiras tentativas de obtenção do gelo pela forma artificial, a partir da liquefação dos gases (DERRY & WILLIAMANS, 1980). Os primeiros resultados experimentais foram obtidos por Gaspard Monge e Louis Clouet, que liquifizeram o dióxido de enxofre em tubo de vidro resfriado por uma mistura de sal e gelo. Com o mesmo propósito, Humphry Davy em 1823 instala o primeiro aparelho para compressão e liquefação de gases, entretanto, coube a Michael Faraday determinar a pressão de vapor de todos os gases que podiam ser liquifeitos a temperatura acima de 74,4 °C e sob pressões inferiores a 50 atmosfera (SALAS, 1956).

As descobertas em base experimental, para obtenção artificial do gelo, foram desenvolvidas com base no conhecimento científico dos fenômenos térmicos. Os primeiros resultados positivos, são conseguidos em 1823, em Paris, quando Ferdinand Carré constrói e patenteia a primeira máquina capaz de trabalhar com corpos líquidos e sólidos para absorção. As máquinas desenvolvidas por Carré e seus irmãos foram fabricadas em grande número na França, Inglaterra e Alemanha (CORTEZ & ZUKOWSKI, 1998). Em 1849, na Inglaterra, surge a primeira máquina refrigerante de ar, desenvolvida por Gorrie, que em seguida foi aperfeiçoada primeiro por Linde e depois por Claude. Essas máquinas frigoríficas, mesmo aperfeiçoadas, não apresentaram um rendimento satisfatório. Entretanto, através das máquinas refrigerantes de vapor, foi possível atingir um desempenho bem superior aos das máquinas de ar. As primeiras máquinas refrigerantes de vapor, de absorção, que operavam com ácido sulfúrico não chegaram a alcançar importância industrial, já que só podiam ser utilizadas para pequenas potências. Somente quando, em 1863, Carré introduziu a amônia como agente refrigerante, foi possível alcançar as grandes potências exigidas pela indústria (ULLMANN, 1965).

A produção artificial do gelo fez pouco progresso até o final de 1890. Entretanto, o aumento da procura e a escassez do gelo natural, impulsionaram os investimentos no setor propiciando, dessa forma, o crescimento da indústria da refrigeração e a motivação para o desenvolvimento de novos equipamentos. Assim, em 1910, J. M. Larsen produz artesanalmente uma máquina de refrigeração de pequeno porte, dando início a refrigeração doméstica. Em 1913 Jacob Perkins, engenheiro americano, inventa o aparato que deu origem ao moderno sistema de compressão. Após a primeira guerra mundial, no século XX, a tecnologia da refrigeração atinge o seu desenvolvimento em escala comercial; já em 1918 estava disponível no mercado americano os primeiros refrigeradores automáticos Kelvinator (DOSSAT, 1961).

Os sistemas de absorção, sem componentes móveis, surgem em 1922 quando dois estudantes de engenharia, Balzar Von Platen e Carl Munters, inventam um sistema de refrigeração. Esse equipamento foi desenvolvido comercialmente pela Eletrolux, sendo que o primeiro refrigerador foi lançado em 1925 (ALMÉN, 1996). Em 1923 foi desenvolvido o processo de refrigeração rápida para preservação de alimentos por longo período. Em 1926

a empresa General Elétric Monitor Top, fabrica o primeiro refrigerador automático hermético. Nos anos 20, o uso da refrigeração mecânica em conexão com os sistemas aquecimento de casas e edifícios, deu início ao moderno sistema de comercialização de ar condicionado (HAVRELLA, 1981).

A consolidação dos dois blocos econômicos formados pela Europa e pelos Estados Unidos no período pós-guerra faz com que a refrigeração se desenvolva em todos seus aspectos (refrigeração industrial, comercial, doméstica e climatização de ambiente). A princípio, a refrigeração doméstica constituiu-se no grande mercado. Na Europa predominou a refrigeração por absorção e nos Estados Unidos predominaram os sistemas por compressão. A partir dos anos 40 os sistemas de compressão passaram a dominar os mercados, com mais de 80 % das vendas. A preferência dos consumidores, pelos sistemas de compressão, aumentava à medida que as localidades passavam a contar com redes elétricas. Embora, sofrendo grande concorrência, os sistemas por absorção continuaram a ter grande aplicação no setor industrial, nas localidades e regiões desprovidas de energia elétrica ou que dispunham de calor excedente (ALMÉN, 1996).

3.2.2- Aspectos gerais sobre os sistemas de refrigeração

Com o emprego de sistemas de refrigeração, é possível que sejam satisfeitas as seguintes finalidades de interesse econômico e social:

- resfriamento de bebidas e alimentos;
- conservação de alimentos e medicamentos susceptíveis a decomposição;
- estabelecer sistemas de controle de temperatura para fins domésticos, industriais e comerciais.

Existem várias maneiras de um sistema ser empregado para atender as finalidades acima descritas. Esse sistema baseado no uso e aplicações das características do calor, pressão e umidade e das propriedades dos agentes refrigerantes, tornam-se a base da técnica da refrigeração e constituem-se os fundamentos da mesma. O uso destas

características, das propriedades e a combinação controlada permite complementar a tarefa de remoção do calor que se realiza através de equipamentos especializados para essas finalidades, os quais operam conforme o tipo de controle do refrigerante, do sistema de compressão e do sistema de absorção (ULLMANN, 1965).

Os equipamentos empregados na refrigeração podem ser classificados em quatro classes: refrigeração doméstica, comercial, industrial e dos meios de transporte (marítimo, terrestre e aéreo). Na refrigeração industrial e comercial são utilizados equipamentos de médio e grande porte os quais estão divididos de forma a atenderem projetos de instalações frigoríficas ou para conforto humano, na refrigeração doméstica estão incluídos os refrigeradores de uso doméstico e aparelhos de ar condicionado de pequena capacidade; (MENDES, 1984).

A evolução dos sistemas de refrigeração no decorrer dos tempos foi baseada em métodos empíricos até atingir o estágio atual, destes os principais foram:

- Refrigeração por meio natural.
- Refrigeração mediante o uso de sólidos.
- Refrigeração por vaporização de líquidos e gases.

3.2.2.1- Refrigeração por meio natural

É baseado no princípio de que o calor se transfere do meio de maior temperatura para o de menor temperatura, tanto no ar como na água, as correntes de convecção, trocam temperatura continuamente. O ar aquecido tende sempre a alcançar os níveis mais elevados, permitindo que o ar resfriado se desloque para o nível mais baixo. Isto se deve à densidade do ar que diminui quando este se aquece e aumenta quando se esfria. Além disso a água ao evaporar-se absorve calor. Os métodos primitivos de refrigeração foram bastantes rudimentares, neles fazia-se uso das facilidades da natureza e aplicavam-se inconscientemente os princípios básicos da condução, convecção e radiação. Os produtos a serem conservados eram colocados no subsolo frio, submergidos em correntes de água ou

dispostos de forma que correntes de ar frio entrassem em contato com as mesmas (OJEAS, 1973).

Os primeiros aperfeiçoamentos foram feitos devido a necessidades sanitárias e higiênicas, assim os alimentos eram colocados em recipientes juntamente com as substâncias a serem resfriadas, dessa forma surge o primeiro refrigerador. De acordo com as circunstâncias, ainda no presente, pode-se recorrer a este método, principalmente nos casos de emergência ou em localidades que não dispõem de meios para instalação de equipamentos.

3.2.2.2- Refrigeração mediante o uso de sólidos

O sólido mais comum usado na refrigeração é o gelo, seja ele natural ou manufaturado, que pode ser empregado em grande escala para refrigerar locais e líquidos. A análise das propriedades da água mostra que esta substância, quando encontra-se no estado sólido, possui um ponto de fusão suficientemente baixo para fazer dele um agente de refrigeração, devido à propriedade de poder transferir calor ao se fundir. O gelo e a mistura do gelo com sal são amplamente empregados para a conservação de alimentos, para transporte comercial de mercadorias e para armazenamento de alimentos tais como o peixe, carnes, verduras e frutas. Esses produtos requerem um alto grau de umidade relativa para manterem-se frescos, por consequência, são freqüentemente transportados misturados com o gelo quebrado (ULLAMAN, 1965).

O procedimento usual de pôr gelo no interior de um compartimento ou refrigerador, dentro do qual também coloca-se o produto que se deseja conservar, está baseado no princípio de que as substâncias irradiam calor para o ar contido no interior do ambiente (refrigerador) o qual é absorvido pelo gelo, que depois de resfriado volta a trocar calor com substância. Com base nesse princípio, foram construídos refrigeradores para uso doméstico, conforme figura 3.7, onde ciclo de convecção do ar é utilizado com dupla finalidade: a primeira é a de resfriar a substância e, a segunda é a de absorver os odores que são

retirados pela liquefação do gelo, impedindo, dessa forma, a contaminação de uma substância com outra que esteja no mesmo recipiente.

Para obtenção de temperaturas inferiores à da fusão do gelo, pode-se recorrer aos métodos de fusão da mistura e o de sublimação dos sólidos.

- Fusão da mistura: quando a temperatura requerida é inferior à da fusão do gelo e não se dispõe de força motriz para acionar equipamentos mecânicos de refrigeração, pode-se recorrer ao emprego da mistura de gelo e sal, com a qual pode-se obter temperaturas inferiores a 0°C . Para que se possa conseguir o máximo efeito, ou seja, a temperaturas inferiores a zero, é necessário que o gelo e o sal sejam misturando numa proporção conveniente. Em geral, as misturas frigoríficas são utilizadas apenas para uso domésticos e práticas de laboratório (SALAS, 1962).

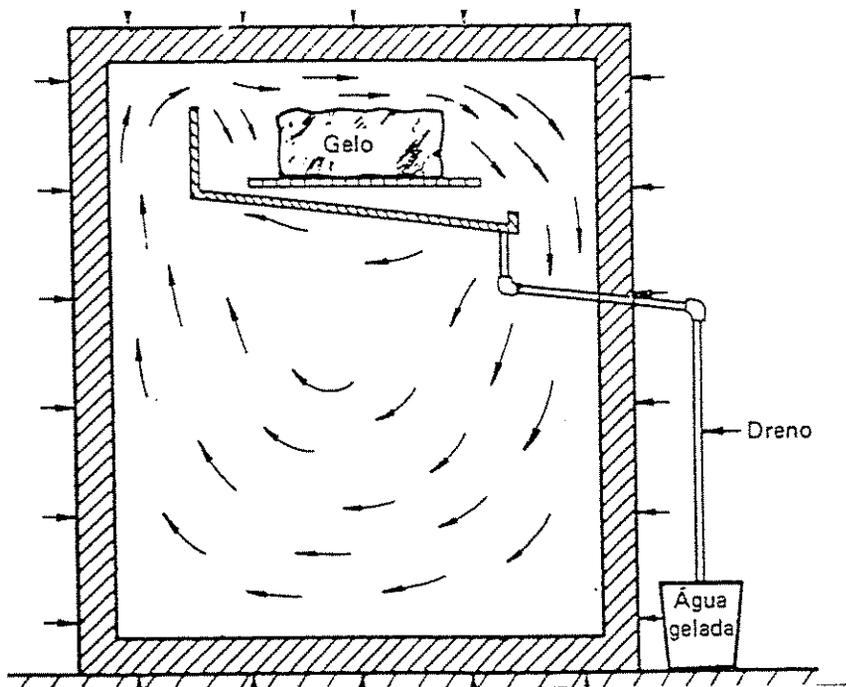


Figura-3.7: Refrigerador com uso de gelo

- Sublimação dos sólidos: a refrigeração por sublimação é um processo de resfriamento no qual a substância usada é em geral o anidrido carbônico, mais conhecido por gelo seco. Esse, passa diretamente do estado sólido para vapor sem passar pelo estado líquido ou de fusão. Neste método faz-se uso do calor latente de vaporização em vez do calor latente de fusão. O anidrido carbônico é muito usado comercialmente na refrigeração de alimentos, durante seu transporte. Devido ao alto custo de produção e baixo ponto de fusão ($-78\text{ }^{\circ}\text{C}$), não é empregado para refrigerar produtos que podem ser danificados por temperaturas muito baixas. Em consequência, a principal vantagem da refrigeração por sublimação do anidrido carbônico sólido é o empacotamento a seco (OJEA, 1973).

3.2.2.3- Refrigeração por vaporização de líquidos e condensação de gases

A refrigeração por vaporização de líquidos e condensação de gases se baseia no feito de que durante a transferência de calor para uma substância líquida, esta se transforma em gás por ebulição e pode continuar absorvendo calor durante sua expansão. Atualmente o processo mais utilizado para refrigeração industrial, como para conforto, baseia-se na técnica da refrigeração mecânica por meio de vapores. Esse processo, consiste na produção contínua de líquido frigorífico, isto é, quando o gás está expandido é condensado novamente passando para o estado líquido, ficando em condições de ser utilizado novamente. Uma vez que a temperatura de ebulição de qualquer líquido pode ser alterada pela pressão exercida sobre ele, é fácil fazer com que um líquido refrigerante ferva a uma temperatura desejada, colocando-o num espaço onde é mantida a pressão necessária (COSTA, 1981).

Os líquidos fervem ou vaporizam-se a uma temperatura que é chamada de ponto de ebulição. No caso de líquidos com pontos de ebulição muito baixo, não é necessário fornecer calor por meio do fogo ou de outros métodos artificiais, já que o calor contido nos objetos deve ser suficiente para causar a ebulição por vaporização. Isso é válido, por exemplo, com a amônia anidra, na qual a ebulição é de $2,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ abaixo de zero. À absorção de calor pela vaporização, da amônia, vai fazer com que a parte externa do recipiente torne-se bastante congelada pela mistura condensada e, em seguida, resfrie o ar circundante a esse recipiente. Os líquidos usados como refrigerantes, devido ao seu custo inicial, devem

ser recuperados, e o processo de condensação é usualmente empregado para essa finalidade (ANDERSON & PALMQUIST, 1983).

Por meio de dispositivos mecânicos pode-se elevar a pressão de um refrigerante, através de um circuito fechado, para que ocorra uma variação de pressão em pontos selecionados e o calor possa ser absorvido em uma área e liberado em outra. Um aumento de pressão, com a utilização de calor ou por meio mecânico, provocará a condensação do vapor pela elevação do ponto de ebulição. O processo da ebulição por vaporização, pelo qual um líquido é transformado em vapor, pode ser revertido, isto é, o vapor pode ser convertido em um líquido pela remoção do calor, através de um condensador. Embora haja líquidos que fervam a temperaturas aceitáveis para a refrigeração, comparativamente poucos possuem todos os requisitos de um refrigerante prático. Usam-se de preferência hidrocarbonetos halogenados, tanto no condicionamento de ar como no trabalho de baixa temperatura, por apresentarem as vantagens de não serem inflamáveis, explosivos ou tóxicos. Os refrigerantes, comercialmente usados, são o R-12, R-22, R-502 (R502), e a amônia R-717. Há outros que eram anteriormente empregados, como: gás sulfuroso, cloreto de metila e gás carbônico, para grandes instalações, a amônia e o brometo de lítio são bastante utilizados.

3.2.3- Fluidos refrigerantes

Os fluidos refrigerantes, devido às suas propriedades químicas e físicas, são utilizados nos sistemas de refrigeração como meio para transportar o calor da região a ser resfriada para o meio ambiente. A observação de determinadas condições são fundamentais para que se possa fazer uso desses fluidos: 1- Não devem ser venenosos, 2- Não devem ser explosivos, 3- Não devem ser corrosivos, 4- Não devem ser inflamáveis, 5- Ser de fácil percepção quando ocorrerem perdas nos sistemas, 6- Devem operar a baixa pressão, 7- Devem ser constituídos de gases estáveis quimicamente, 8- Não devem alterar as condições químicas dos óleos lubrificantes utilizados no sistema, 9- Não devem ser tóxicos, 10- Devem possuir um calor latente de vaporização por unidade de peso bem balanceado, 11- A diferença entre a pressão de vaporização e da condensação deverá ser mínima, 12- Devem possuir uma temperatura crítica elevada de forma que sua condensação seja possível às temperaturas ambientes comuns, 13- Devem possuir volume específico

reduzido a fim de tornar possível o emprego de compressores de pequenos tamanhos ou que os mesmos sejam de pequenas cilindradas, 14- Devem possuir um custo de produção baixo e processo não muito complicado, 15- Seus odores não devem ser desagradáveis, 16- Seus pontos de condensação devem ser suficientemente baixos para evitar que os vapores se condensem a temperaturas ambientes normais (NORRIS, 1983).

Para melhor identificação dos fluidos que podem ser utilizados com refrigerantes, foi feita uma classificação e divididos em grupos. Essa classificação foi realizada por duas organizações americanas, a National Refrigeration Safety Code e a National Board of Fire Underwriters:

- A National Refrigeration Safety Code catalogou os refrigerantes em três grupos: no grupo um estão relacionados os refrigerantes venenosos (R-113, R-611, R-21, R-14, R-12, R-30, R-32, R-13B1, R-744, R-502, R13, R-14 e R-500), no grupo dois estão os tóxicos e alguns refrigerantes inflamáveis (R-1130, R-611, R-160, R-764, R-40 e R-717) e no grupo três os refrigerantes inflamáveis (R-600, R-601, R-290, R-170, R-1150 e R-50).

- A National Board of Fire Underwriters também classificou os refrigerantes em três graus de toxicidade. Nesta escala há seis divisões: na classe um estão os mais tóxicos na classe seis estão os menos tóxicos. No grupo um estão (R-11, R-12, R-13, R-21, R-22, R-30, R-113, R-114, R-152a, R-500, R-502, R-503, R-504, R-774). No grupo dois estão (R-717, R-113, R-160, R-40, R-611 e R-764), no grupo três estão (R-600, R170 e R-290).

Os fluidos criogênicos estão entre as temperaturas de $-156,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-237,6\text{ }^{\circ}\text{C}$, chamado de domínio criogênico. Os fluidos criogênicos mais comuns são: R-702 (hidrogênio), R-704 (hélio), R-720 (neon), R-728 (nitrogênio), R-729 (ar), R-732 (oxigênio) e R-740 (argônio).

As condições e as características ideais listadas acima dificilmente podem ser satisfeitas na sua totalidade, nesse sentido deve-se recorrer aos que apresentam a maior quantidade dessas características. Uma prática adotada na refrigeração industrial é a identificação dos refrigerantes pelo número. Como norma foi convencionado que, a letra R designará o termo refrigerante e a identificação pelo número. Essa padronização foi

feita pela American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE, 1993). Como ilustração é mostrado na tabela 3.2 os refrigerantes mais comuns:

Tabela 3.2: Refrigerantes mais comuns.

| NOME QUIMICO | NÚMERO | FÓRMULA |
|---|--------|--------------------------|
| Tricloromonofluormetano | R-11 | CCl_3F |
| Diclorodifluormetano | R-12 | CCl_2F_2 |
| Monoclorodifluormetano | R-22 | CHClF_2 |
| Mistura azeotrópica de 73,8 % de (R-12) e 51 % de (R-152a) | R-500 | - |
| Mistura azeotrópica de 48,8 % of (R-22) e 51,2 % de (R-115) | R-502 | - |
| Mistura azeotrópica de 40,1 % of (R-23) e 59,9 % de (R-13) | R-503 | - |
| Mistura azeotrópica de 48,2 % of (R-32) e 51,8 % de (R-115) | R-504 | - |
| Amônia | R-717 | NH_3 |

Fonte: Modern Refrigeration, Air Conditioning, 1968.

3.2.4- Principais propriedades químicas dos refrigerantes do grupo fluorocarbono

Não são tóxicos, corrosivos, irritantes, quase inodoro e não inflamáveis em quaisquer condições de utilização. São inertes e quimicamente estáveis até temperaturas consideradas altas quando comparadas com as encontradas nas condições de trabalho. Na tabela 3.3 estão listados os principais elementos da família fluorocarbono.

Tabela 3.3: Grupo fluorocarbono.

| Refrigerante | Fórmula | Ponto de ebulição |
|--------------|--------------------------------------|-------------------|
| R-12 | CCl_2F_2 | -30 °C |
| R-21 | CHCl_2F | 3,8 °C |
| R-22 | CHClF_2 | -26 °C |
| R-113 | $\text{CCl}_2\text{F}-\text{CClF}_2$ | 47 °C, |
| R-11 | CCl_3F | 23,7 °C, |
| R-114 | $\text{C}_2\text{Cl}_2\text{F}_4$ | 3,33 °C |
| R-13 | CClF_3 | -31,4 °C |

Fonte: Modern Refrigeration Air Conditioning, 1968.

3.2.5- Outros fluidos refrigerantes:

Cloreto de Metila - Não corrosivo e nem venenoso para os alimentos, em certas concentrações com o ar é inflamável, é estável até temperaturas de 260 °C, seu ponto de

ebulição é de $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$. Em operação, o sistema deve ficar livre da presença de água ou umidade já que as partículas com umidade podem congelar na válvula de controle do refrigerante e ocasionar falha no sistema.

Anidrido Sulfuroso - Também conhecido como dióxido de enxofre, é um gás muito denso, incolor, com forte odor, não é venenoso, não é explosivo e nem inflamável nas condições atmosféricas ordinárias, é estável até a temperaturas próximas a $1090\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Amônia - O tipo empregado na refrigeração é o amoníaco-anidro. O termo anidro significa falta de água e é aplicado para diferenciar o amoníaco puro de uma solução de amoníaco e água, conhecida como água amoniacal ou solução amoniacal. Nas condições normais e a baixa pressão atmosférica, o amônia anidro é gasoso e só pode converter-se em líquido pela ação de uma pressão alta, por redução de temperatura ou por ambos os fatores. O amônia anidro líquido ferve ao ar livre à temperatura de $-33,33\text{ }^{\circ}\text{C}$. Abaixo de uma pressão manométrica de pouco mais que $0,1056\text{ MPa}$ pode se liqüefazer a uma temperatura de $17,8\text{ }^{\circ}\text{C}$. O amônia gasoso tem muita afinidade com água, que a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, pode absorver até 900 vezes seu volume. O amônia anidro não é combustível e nem explosivo, entretanto a altas temperaturas sua dissociação em nitrogênio e hidrogênio na presença do ar poderá ocasionar explosão.

Anidrido Carbônico - É um gás incolor, de odor característico e sabor ácido, é mais denso que o ar (peso específico 1,529), à pressão atmosférica e à temperatura de $-86,67\text{ }^{\circ}\text{C}$ transforma-se em líquido, para uma temperatura de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ requer uma pressão absoluta de quase $3,7\text{ MPa}$ para liqüefazer. Em poucas quantidades, sua presença no ar, até 5 % é inofensivo, entretanto na faixa de 8 % já pode causar asfixia.

Diclorometano - O refrigerante diclorometano conhecido como cloreto de metila é apresentado pela fórmula CH_2Cl_2 . O cloreto de metila é líquido em todas as pressões e temperaturas atmosféricas normais, devido a essa característica pode ser manipulado em recipiente aberto, seu odor não é desagradável, não é corrosivo, e sua mistura com o ar não é inflamável e nem explosiva, podendo ser utilizado até em extintor de incêndio. Tem ponto de ebulição a $39,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sua utilização como refrigerante deve-se ao fato de poder operar a baixa pressão, sendo que as pressões no sistema não excedem as da atmosféricas. Apresenta

ainda a vantagem de permitir a abertura do equipamento sem que ocorra vazamento ou ocorra perigo de incêndio ou explosão. Entretanto, deve-se ter o cuidado de não confundir o cloreto de metila com o cloreto de metileno comercial, que é venenoso e explosivo na presença do ar.

3.2.5.1- Novos refrigerantes:

Para o cumprimento do acordo de Montreal, que prever o encerramento da produção dos clorofluorcarbonos – CFCs, já encontram-se no mercado uma série de novos refrigerantes que não afetam a camada de ozônio. Os novos produtos denominados de R-134a, R-401A, R-402A, R-404A, R-408A, R-409A, 401B, R-402B, não são inflamáveis e nem tóxicos, apresentam boa estabilidade química e térmica, são compatíveis com os materiais empregados na fabricação dos sistema de refrigeração e de ar condicionado. Além da utilização desses produtos na fabricação dos novos equipamentos destinados a mercado consumidor, esses refrigerantes estão sendo empregados para realização do “Retrofit” (substituição de fluidos CFC para fluido ambientalmente aceitáveis), como: R-402A, R-402B, R-404A e o R-408A para substituir o R-502; o 134a, R-401A e o R-409A para substituir o R-12 (OFICINA DO FRIIO, 1998).

3.2.6- Sistemas básicos de refrigeração

Os sistemas de refrigeração estão distribuídos em categorias conforme a sua finalidade (doméstica, industrial, comercial, dos transportes marítimos e ar condicionado). Na refrigeração residencial e comercial, os sistemas encontrados em sua maioria são de expansão direta. Nos sistemas indiretos, um refrigerante intermediário, como salmoura, é resfriado pela expansão direta do refrigerante e a seguir bombeado através do espaço ser resfriado. O sistema por salmoura é bastante usado nas instalações de grande porte, onde o perigo de vazamento for considerável. Encontra-se também em residências que são aquecidas por meio de sistemas de água quente, exceto que, ao invés da salmoura, é utilizada água comum, com controles de temperaturas para que a água não se congele. Esses sistemas são encontrados principalmente em ar condicionado (ANDERSON & PALMQUIST, 1983).

Na produção de frio artificial é necessário o emprego de equipamentos específicos, máquinas frigoríficas, que possibilitam a retirada do calor contido nas substâncias, com finalidade de manter sua temperatura inferior ao do ambiente exterior. O processo frigorífico, através do qual é transportado o calor para o meio ambiente, é realizado por meio de máquinas frigoríficas que operam com base nos sistemas de compressão e absorção. Nas máquinas de compressão, o líquido refrigerante após ser evaporado é aspirado pelo compressor, que o comprime, e em seguida remetido ao condensador para ser liquefeito, dessa forma, o ciclo pode ser reiniciado. Nas máquinas de absorção o líquido refrigerante, preferencialmente a amônia, que depois de ser evaporado é absorvido pela solução contida no absorvedor, a seguir passa pelo gerador, que o aquece, e o envia ao condensador onde é liquefeito, ficando em condições de reiniciar o ciclo (FRESNO, 1965).

3.2.6.1- Refrigeração mecânica por compressão

Para transferência de calor de um corpo, tendo como finalidade produzir o seu resfriamento de forma contínua, deve-se contar com um sistema que permita dispor constantemente de um líquido para evaporar. No caso desse líquido evaporar-se totalmente, a ação de resfriamento cessará instantaneamente. Desta forma, quando se deseja que o processo seja mantido indefinidamente, pode-se adotar os sistemas de refrigeração mecânica. Nesses sistemas, quaisquer que sejam os agentes refrigerantes utilizados, são similares, e as diferenças derivam das distintas pressões requeridas para obter-se alternativamente a vaporização e a liquefação dos distintos refrigerantes. A utilização das propriedades e características dos gases refrigerantes que, mediante o controle destes, no interior de um dispositivo, especialmente desenhado e construído, é possível resfriar substâncias e ambientes determinados à temperaturas próximas das requeridas (OJEA, 1973).

As temperaturas trabalho variando entre 5 °C a 12 °C são adequadas para climatização de ambientes, entretanto, para conservação de substâncias perecíveis faz-se necessário trabalhar com temperaturas abaixo de zero. A armazenagem de substâncias perecíveis a baixas temperaturas, permite reduzir a atividade tanto de microorganismos como das enzimas, assegurando assim, seu estado de conservação. A temperatura

requerida para uma conservação adequada varia com o tipo de produto a ser armazenado e com tempo que se pretende armazená-lo. Como regra geral, quanto mais baixa for a temperatura, mais longo poderá ser o período de armazenagem de um produto (DOSSAT, 1986).

3.2.6.2- Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

Nos processos contínuos o calor que é absorvido, a uma temperatura mais baixa, necessita que seja rejeitado, para as vizinhanças a uma temperatura mais elevada. Este processo, de acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica, só poderá realizar-se com o uso de energia externa (SMITH & NESS, 1980). Em um sistema de compressão, para que o ciclo seja realizado, é necessário que o fluido refrigerante circule por quatro partes distintas do sistema que é formado por: Compressor, condensador-receptor, evaporador e válvula de expansão. A figura 3.8 ilustra de forma esquemática um sistema básico por compressão de vapor, nesse processo um refrigerante é utilizado, vaporizado e liqüefeito, alternadamente (ASHRAE, 1993).

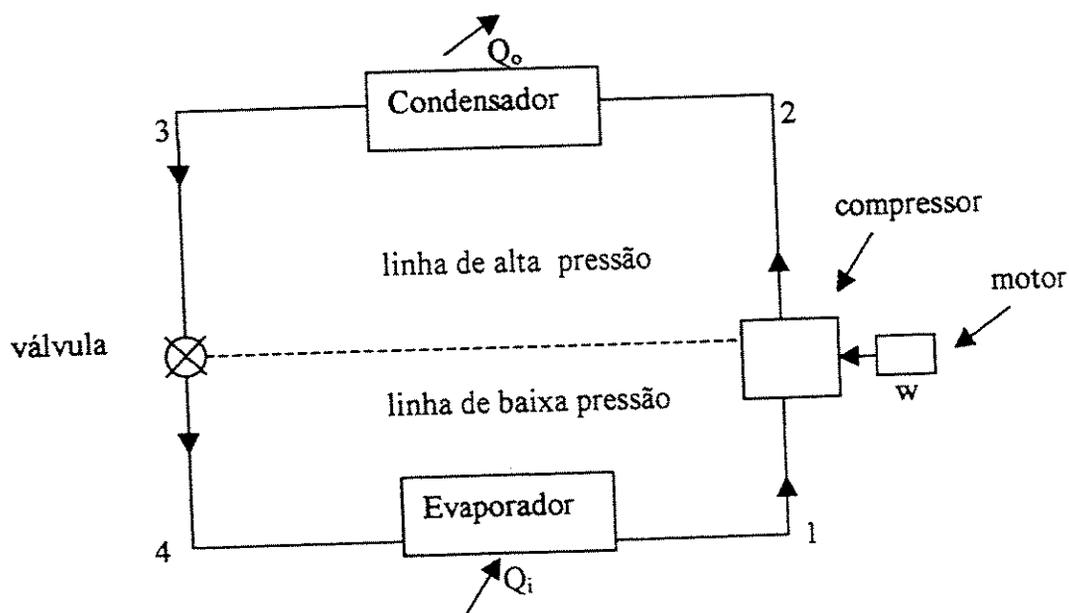


Figura-3.8: Diagrama de um ciclo básico de compressão de vapor

Nesse sistema a energia calorífica utilizada para realizar a mudança de estado do refrigerante líquido para o gasoso, no evaporador, é obtida do calor absorvido de um substância que está sendo resfriada. Em seguida, o refrigerante evaporado, é conduzido

através da linha de sucção para dentro do compressor. Passando pelo compressor, o refrigerante vaporizado é conduzido a linha de sucção à alta pressão, o que ocasiona a elevação de sua temperatura. Através da linha de descarga, o vapor é forçado do compressor para o condensador, onde o calor é removido para o exterior do equipamento, por circulação de ar ou pela utilização de água.

Retornando ao estado líquido, o refrigerante está novamente pronto para ser admitido através da válvula de expansão, ou outro dispositivo redutor de pressão, ao evaporador. A válvula de expansão é ajustada para controlar o fluxo do refrigerante no evaporador a uma proporção suficiente para manter uma temperatura desejada. No evaporador, a pressão é reduzida, o ponto de ebulição é abaixado, e verifica-se a vaporização, resultando na extração do calor. Esse processo pode ser repetido continuamente durante o tempo em que o compressor ficar em funcionamento.

3.2.6.3- Operação de um sistema de refrigeração por compressão mecânica

Como a temperatura de ebulição de qualquer líquido pode ser mudada com a pressão, é portanto, muito fácil fazer com que o líquido refrigerante ferva a uma temperatura desejada, colocando-o em um dispositivo onde se possa obter a pressão necessária. O processo de fervura ou de vaporização pelo qual um líquido é transformado em vapor pode ser invertido, isto é, o vapor pode ser convertido em líquido pelo emprego da pressão. Um aumento da pressão auxiliará, elevando o ponto de ebulição, na condensação do vapor. Nos sistemas de refrigeração, os líquidos utilizados como refrigerantes devem, devido a seu custo inicial, ser recuperados, e nesses casos o processo de condensação é empregado justamente com essa finalidade.

As instalações de refrigeração que usam o sistema de compressão são formados pelo seguintes equipamentos: compressor, condensador, receptor, válvula de expansão, serpentina de evaporação, linhas de tubulações, válvulas de fechamento, manômetros e termostatos. Um sistema de compressão que utiliza o amônia como fluido refrigerante é mostrado na figura 3.9 e, na figura 3.10, um sistema padrão de refrigeração que opera com o R-12 ou R-22.

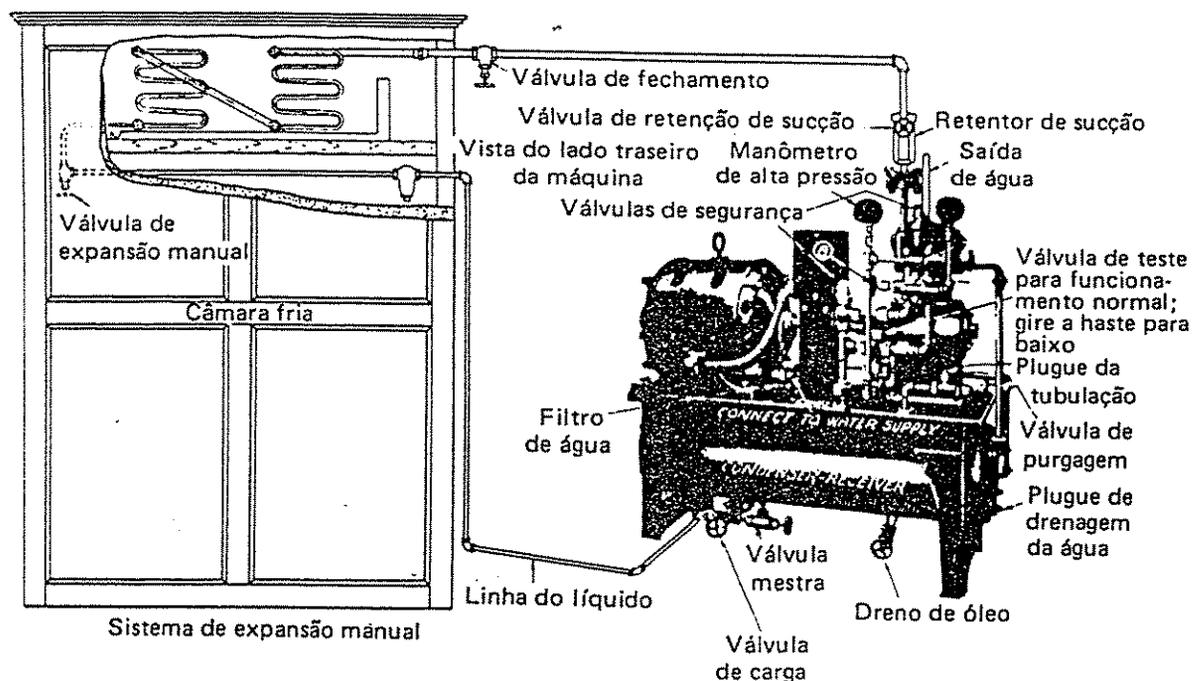


Figura 3.9: Sistema de compressão operado com amônia

Nesse sistema, o compressor cumpre a função de uma bomba que retira o vapor do amônia do lado de baixa pressão, comprime-o e o transporta para o lado de alta pressão. O lado de alta pressão da instalação compreende a tubulação de descarga do compressor, o condensador, o receptor de líquido e a tubulação do líquido entre o receptor e a válvula de pressão. No lado de baixa pressão está a tubulação que vai da válvula de expansão à serpentina do evaporador ao lado da sucção do compressor, nesse lado observa-se que a pressão permanece praticamente constante. No condensador, o vapor da amônia superaquecido pelo trabalho do compressor é resfriado pela água gelada que baixa sua temperatura para que condense a amônia, o líquido que sai é sub-resfriado ($27,7\text{ }^{\circ}\text{C}$) cuja temperatura é ligeiramente abaixo da de condensação ($30\text{ }^{\circ}\text{C}$). Na válvula de expansão é definido o ponto de divisão entre o lado de alta e o de baixa pressão do sistema. Observa-se também que o gás amoníaco quando comprimido à uma pressão de 70 kg manométricas,

o abaixamento necessário da pressão, dá origem a solução concentrada que pode ser novamente aproveitada (COSTA, 1994).

O sistema de refrigeração por absorção mais comum é aquele que usa amônia como fluido frigorígeno e a água como absorvente ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$). Entretanto, para temperatura acima de 0°C , existem os sistemas que operam com soluções que utilizam absorventes sólidos como o brometo ($\text{H}_2\text{O} + \text{BrLi}$) e o cloreto de lítio ($\text{H}_2\text{O} + \text{CLi}$). Essas soluções, o refrigerante e o absorvente, as principais características que devem apresentar são: o absorvente com grande capacidade para absorver o refrigerante; o refrigerante deve ser mais volátil que o absorvente; o absorvente deve apresentar baixa volatilidade, se possível nula; a solução deve apresentar estabilidade química e física (SILVA, 1962).

3.2.6.5- Vantagens e desvantagens das máquinas de absorção

Como não possuem partes móveis, exceto bomba, as máquinas de absorção praticamente não apresentam desgastes e necessidade de lubrificação, são silenciosas, poucas são as possibilidades de avarias, podem ser colocados ao tempo e fáceis de serem reguladas. Dependendo do sistema adotado, podem funcionar em localidades que não contem com o abastecimento de corrente elétrica. Embora, grandes consumidoras de energia térmica, apresentam a vantagem de poder utilizar fontes de calor econômicas, como é o caso do calor residual das máquinas a vapor e dos motores de combustão interna (RAPIN, 1987).

Nas máquinas de absorção os aspectos considerados desfavoráveis: são pesadas, ocupam muito espaço, apresentam um coeficiente de eficácia baixo, isto é, essas máquinas consomem uma quantidade de energia bem superior a sua produção frigorífica. Entretanto, quando comparadas com as de compressão, as máquinas de absorção em determinadas situações são mais vantajosas. Um caso destes, são as instalações de aquecimento destinado ao conforto humano durante o inverno, que podem fornecer para os sistemas de absorção energia térmica, a preço reduzido, durante os períodos quentes. No caso de calor residual, destacam-se os sistemas de refrigeração que utilizam de forma combinada máquinas de compressão mecânica, tipo centrífugas por turbinas a vapor, com máquinas de absorção

aquecidas pelo vapor parcial expandido nas turbinas, o que permite elevar o rendimento do sistema (COSTA, 1981).

3.2.6.6- Sistema de absorção elementar

Os sistemas de absorção têm como princípio o binário gerador-absorvedor. A operação desse binário ocorre da seguinte forma: No absorvedor a amônia evaporada é absorvida pela água e em seguida, na forma de solução ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$), é levada ao gerador que, através de aquecimento, libera novamente a amônia, ocorrendo dessa forma uma circulação contínua. Entretanto, para que esse processo possa operar é necessário montar um dispositivo que permita controlar todas as variações termodinâmicas que ocorrerão dentro do circuito. Com esse propósito foi concebido um dispositivo, considerado elementar, que estabelece o princípio operacional de funcionamento de um sistema de absorção, figura 3.18, que é formado por quatro trocadores de calor (Gerador, Condensador, Evaporador, Absorvedor) e válvulas.

Descrição da função dos principais componentes:

- Gerador: aquece a solução constituída de amônia (NH_3) e água (H_2O) com o objetivo de evaporar a NH_3 , pelo recebimento de calor, fornecido por uma fonte térmica.
- Condensador: sua função é condensar os vapores de NH_3 que foram formados no gerador, numa pressão (p), utilizando água com temperatura ambiente.
- Válvula de expansão: sua função é regular o fluxo de refrigerante no evaporador.
- Evaporador: sua função é vaporizar a amônia a pressão p_0 utilizando-se do calor extraído do ambiente a ser resfriado.
- Absorvedor: sua função é a de tornar possível que a água absorva os vapores de amônia formados no evaporador. No absorvedor a liquefação da amônia é exotérmica, ocorre portanto, a necessidade de retirar o calor para que se possa manter a temperatura da solução ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$).

3.2.6.7- Seqüência operacional do circuito de absorção

- A solução enriquecida com o amônia no absorvedor é bombeada para o gerador.
- Do gerador, a solução fraca é levada para o absorvedor através da válvula reguladora de pressão (VRP) que regula a descarga de solução. Para a solução fraca ir do gerador para o absorvedor não é necessário bomba, pois $p > p_0$.
- No projeto são definidos a carga térmica Q_e , a temperatura final do ambiente a ser resfriado t_f , a temperatura da água disponível para efetuar a condensação, a absorção e a temperatura de aquecimento t_a .
- Com t_f determina-se a temperatura t_0 de evaporação do NH_3 , $t_0 < t_f$. Com t_f e um diagrama de NH_3 tem-se p_0 .
- A pressão de absorção deve ser ligeiramente menor do que no evaporador devido a perda de carga entre o evaporador e o absorvedor.
- A temperatura da solução no absorvedor é ditada pela temperatura t_a para resfriamento.
- Com p_0 e a temperatura no absorvedor têm-se as concentrações possíveis de NH_3 na solução.
- A pressão p de condensação depende da temperatura de condensação t_c que por sua vez depende da temperatura da água de condensação t_a , com $t > t_a$.
- Com a temperatura do agente de aquecimento do gerador e com sua pressão p tem-se o regime de concentrações possíveis para solução.
- Comparação com o sistema de compressão: No sistema de absorção o fluido frigorífico é transportado de t_0 para t , na forma líquida, exigindo um trabalho mínimo de compressão (bomba). Nos outros sistemas o fluido é transportado na forma de vapor.

3.2.6.8- Sistemas de absorção industrial

A refrigeração na indústria inclui os métodos de congelamento de produtos alimentícios em câmaras que permitem a entrada de pessoas. Os produtos devem ser congelados de forma rápida e, para o atendimento dessas finalidades existem três métodos básicos de congelamento: por contato indireto, imersão e jato de ar. Os casos de condicionamento de ar na indústria compreendem, principalmente, a umidificação e a desumidificação (aquecimento e resfriamento) do ar dentro do ambiente de fabricação, como fator auxiliar de produção. O condicionamento de ar na indústria é aplicado em quase todos os processos de fabricação existentes. Para conforto humano, visa a proporcionar condições climáticas favoráveis ao trabalho e ao lazer, aumenta a eficiência, a produtividade e o bem estar.

3.2.6.9- Sistemas industriais que operam com amônia ou com brometo de lítio

Os sistemas de absorção de grande porte projetados para o atendimento da refrigeração comercial e industrial, para temperaturas inferiores a 0 °C, utilizam preferencialmente a amônia como fluido frigorígeno (figura 3.11).

- Sistema industrial de refrigeração por absorção com amônia

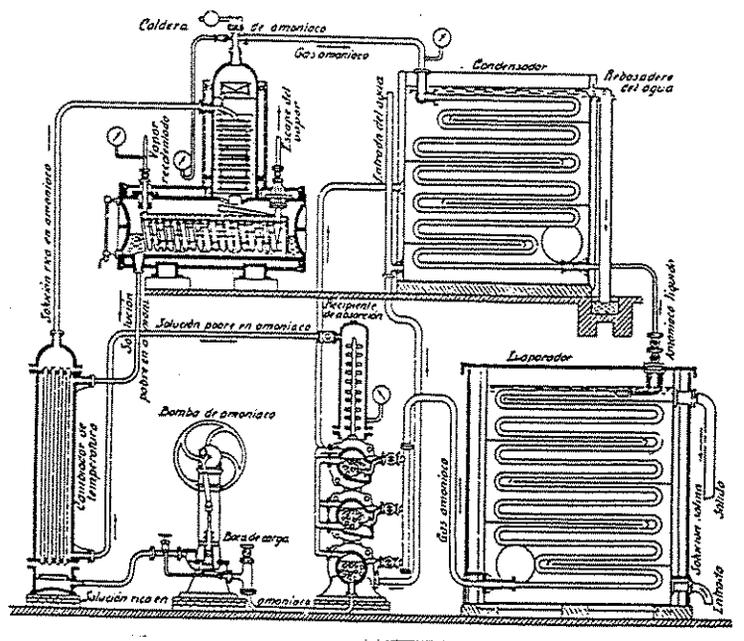


Figura 3.11: Sistemas de absorção (amônia + água)

Para instalações de ar condicionado, com temperaturas acima 0 °C, pode-se utilizar o brometo de lítio como absorvente (figuras 3.12, 3.13 e 3.14). A solução binária, água e brometo de lítio, tem sua aplicação voltada principalmente para climatização por ser considerada menos perigosa do que a solução com amônia.

- Sistema de refrigeração industrial com brometo de lítio

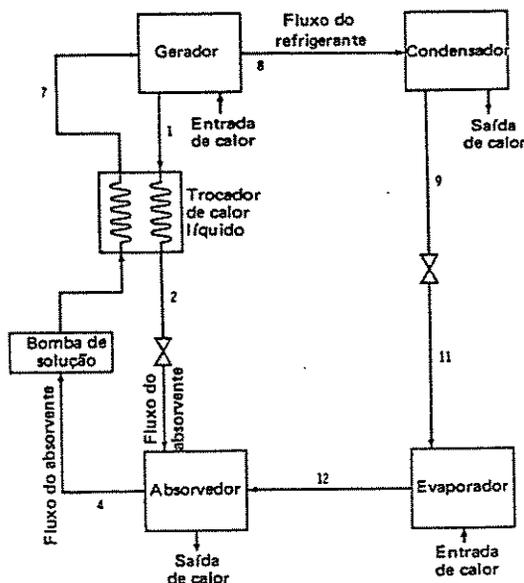
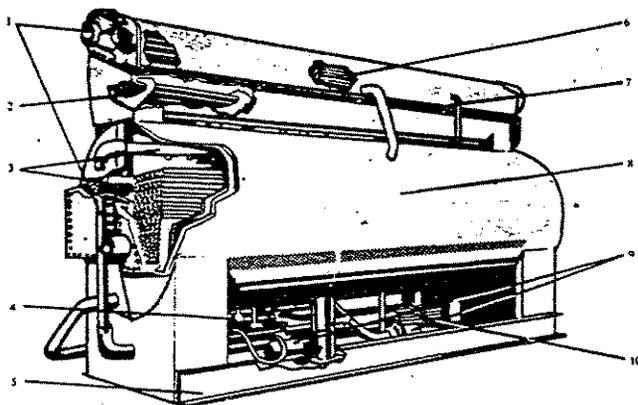


Figura 3.12: Sistema de absorção (água + brometo de lítio)

- Ilustração de um equipamento de absorção para uso industrial



- 1-ligação para água gelada e vapor
- 2-Tubos em U para o gerador .
- 3-Borrifadores de água do evaporador e absorvedor
- 4-Control de concentração limite
- 5-Base de trilho contínuo.
- 6-Eliminadores de gora entre o gerador e o condensador.
- 7-Barreiras em U entre o gerador-condensador e evaporador-absorvedor.
- 8-Isolação térmica (polivinil).
- 9-Grupo bombas herméticos.
- 10-Intercambiador de calor tipo shell and tube.

Figura 3.13: Visão externa do equipamento.

- Ilustração de um equipamento de absorção para uso industrial

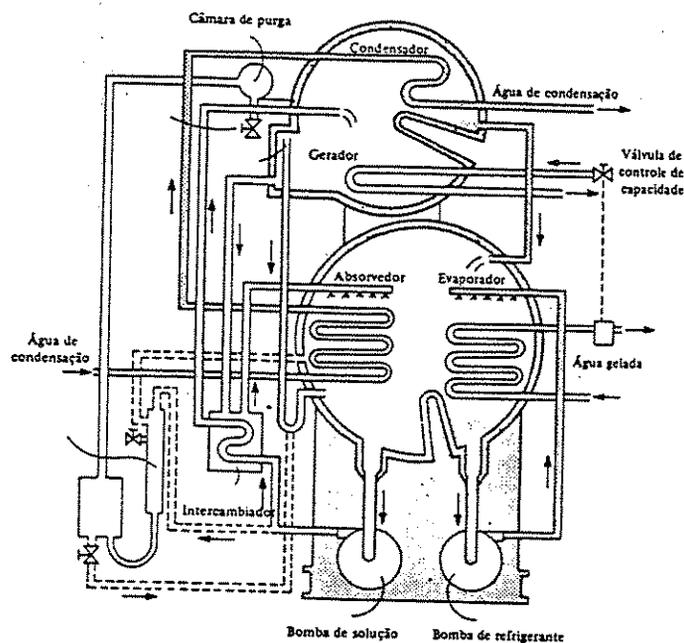


Figura 3.14: Visão interna do equipamento

3.2.7 - Sistemas de refrigeração: Considerações termodinâmicas

3.2.7.1- Máquinas frigoríficas

O ciclo de Carnot, por ser constituído de transformações reversíveis, pode ser invertido. As máquinas frigoríficas operam com base no princípio de um motor invertido de Carnot, que se caracteriza por receber trabalho do meio, retira calor de uma fonte fria e rejeita-o para uma fonte de temperatura mais alta, fonte quente. No caso em que a função do motor seja a de manter constante a temperatura da fonte fria, recebe a denominação de máquina frigorífica (TREVISAN, 1980).

Coefficiente de desempenho dos motores inversos de Carnot:

- Máquina frigorífica

$$\text{COP} = Q_F / \tau_{\text{ciclo}} = Q_F / (Q_Q - Q_F) = T_F / (T_Q - T_F) \quad (3.4)$$

Onde:

COP = coeficiente de desempenho

Q_F = calor da fonte fria

Q_Q = calor da fonte quente

T_F = temperatura da fonte fria
 T_Q = temperatura da fonte quente
 τ_{ciclo} = trabalho fornecido ao ciclo

- Bomba de calor:

$$\text{COP} = Q_Q / \tau_{\text{ciclo}} = Q_Q / (Q_Q - Q_F) = T_Q / (T_Q - T_F) \quad (3.5)$$

- Máquinas térmicas irreversíveis:

Para máquinas térmicas reais, os ciclos que as regem não são necessariamente semelhantes ao ciclo de Carnot. As eficiências dessas máquinas são dadas por:

- Máquina frigorífica

$$\text{COP} = (\tau / Q_Q)_{\text{ciclo}} = Q_F / (Q_Q - Q_F) < T_F / (T_Q - T_F) \quad (3.6)$$

- Bomba de calor

$$\text{COP} = (Q_Q / \tau)_{\text{ciclo}} = Q_Q / (Q_Q - Q_F) < T_Q / (T_Q - T_F) \quad (3.7)$$

3.2.7.2- Ciclo padrão ideal de compressão de vapor

Os componentes mínimos deste ciclo inclui compressor, condensador, válvula de expansão, e o evaporador. O diagrama de um equipamento desse ciclo foi ilustrado na figura 3.8, sendo que nas figuras 3.15 e 3.16 os diagramas de P-h e T-s (ASHRAE, 1993).

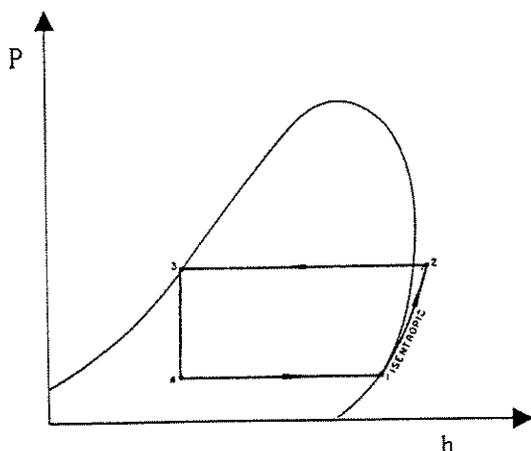


Figura 3.15 Diagrama pressão-entalpia para um ciclo padrão de compressão de vapor

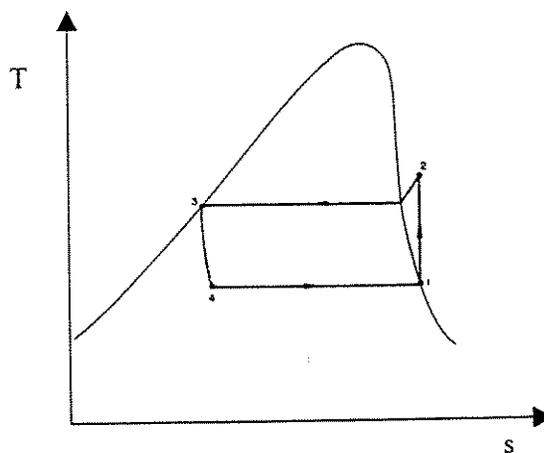


Figura 3.16: Diagrama temperatura-entropia para um ciclo padrão de compressão de vapor

Balço de energia e análise de primeira lei

$$1-2 \text{ Compressão: } {}_1W_2 = -m(h_2 - h_1) \quad (3.8)$$

$$2-3 \text{ Condensação: } {}_2Q_3 = -m(h_2 - h_3) \quad (3.9)$$

$$3-4 \text{ Válvula de expansão: } h_3 = h_4 \quad (3.10)$$

$$4-1 \text{ Evaporador: } {}_4Q_1 = m(h_1 - h_4) \quad (3.11)$$

$$\text{COP} = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) \quad (3.12)$$

3.2.7.3 – Ciclo padrão de uma máquinas de absorção

Na concepção de um dispositivo de refrigeração que operado com base no ciclo de absorção, figura-3.17, devem ser levados em conta os seguintes fatores: carga térmica, temperatura final do líquido a ser resfriado, temperatura da água que será utilizada no condensador e no evaporador, temperatura do agente de aquecimento, a pressão em cada elemento do circuito e os níveis de concentração da solução.

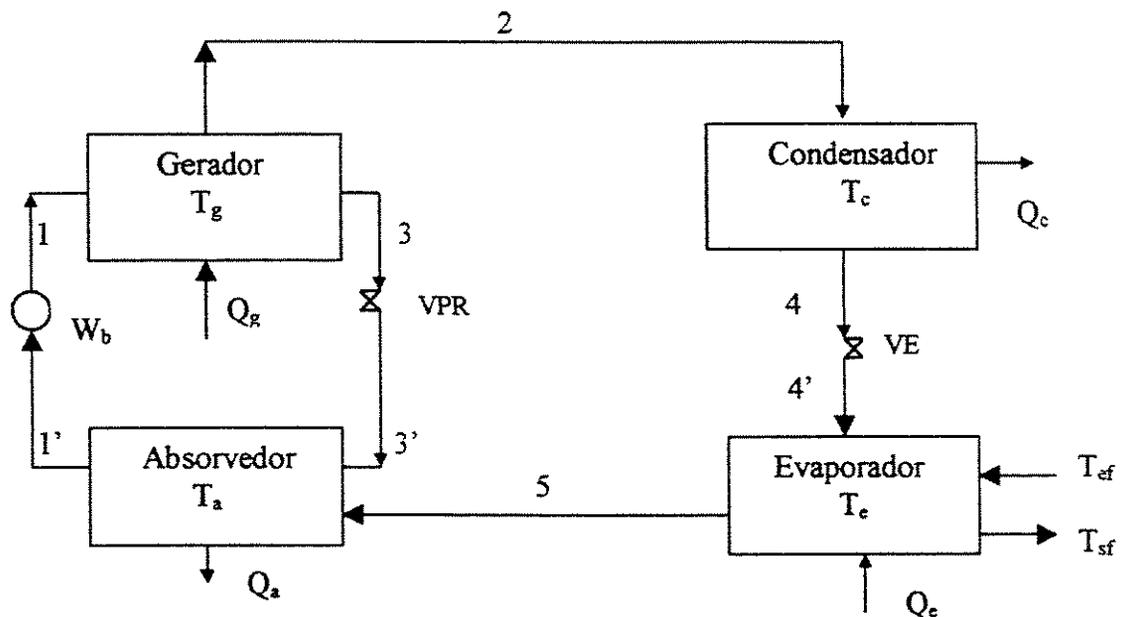


Figura.3.17- Sistema padrão de refrigeração por absorção

Sendo:

Q_g = carga térmica no gerador

Q_e = carga térmica no evaporador

Q_c = carga térmica no condensador

Q_a = carga térmica no absorvedor

W_b = trabalho realizado pela bomba

T_g = temperatura de ganho de calor no gerador

$T_c = T_a$ = temperatura de condensação e de absorção (temperatura atmosférica)

T_e = temperatura de remoção do calor do meio que está sendo resfriado

T_{ef} = temperatura de entrada do líquido a ser resfriado

T_{sf} = temperatura de saída do líquido resfriado

VRP = válvula reguladora de pressão

VE = válvula de expansão

1,2,3,4 = pontos com pressão p (alta)

1',2',3',4',5 = pontos com pressão p_o (baixa)

Com as especificações adotadas na figura-3.17 e supondo as condições de regime permanente, pelo primeiro princípio da termodinâmica, podemos estabelecer a seguinte relação:

$$Q_g + Q_e + W_b = Q_c + Q_a \quad (3.13)$$

De acordo com o segundo princípio, desprezando as fases de aquecimento do líquido, sendo que as trocas de calor nesse sistema são isotérmicas e feitas em três temperaturas diferentes T_g , T_a e T_e , onde: $T_g > T_a > T_e$, supondo também que as transformações sejam reversíveis (sem perdas) e desprezando o trabalho W_b da bomba, temos:

$$COP = (Q_e / Q_g) = (T_a / T_g) [(T_g - T_a) / (T_a - T_e)] \quad (3.14)$$

Como o valor de COP é no máximo igual a 1, podemos considerar um caso para o COP = 0,9 teremos:

$$T_g - T_a = 0,9 (T_g/T_a) (T_a - T_e) \quad (3.15)$$

Considerando que o produto $0,9 (T_g/T_a)$ é praticamente igual a 1, tem-se portanto, para o caso teórico (sem perdas), que:

$$T_g - T_a \cong T_a - T_e \quad (3.16)$$

Entretanto, na prática, devido as perdas, teremos que:

$$T_g - T_a > T_a - T_e \quad (3.17)$$

Nesse caso, também o calor necessário a ser fornecido ao gerador é maior do que no caso teórico.

3.2.7.4- Ciclo de absorção: Determinação quantitativa

A determinação quantitativa dos diferentes elementos de um ciclo de absorção é possível de ser obtida adotando-se o método desenvolvido por SILVA (1960). O método consiste em realizar o balanço energético da instalação, no sentido de estabelecer o equilíbrio em relação ao peso, temperatura e pressões entre o fluido frigorígeno e o líquido absorvente. Tomando-se com referência o ciclo da figura-3.17 e a convenção estabelecida, a seguir, para os componentes a serem determinados:

r = refrigerante (componente volátil)

a = absorvente

m_r = massa do refrigerante

m_a = massa do absorvente

x = concentração do refrigerante

A concentração do refrigerante é dada por:

$$x = m_r / (m_r + m_a) \quad (3.18)$$

Sendo: $m = 1 \text{ kg}$; $m_r = x \text{ kg}$; $m_a = 1 - x \text{ kg}$, a entalpia será:

$$h = x h_r + (1 - x) h_a, \text{ em kJ/kg} \quad (3.19)$$

Com os dados disponíveis de Q_e , T_{sf} , T_a e T , é possível determinar:

i- a temperatura do fluido que sai do evaporador T_5 ($T_5 = T_3 = T_0$) e a pressão (p_0), a partir da temperatura T_{sf} obtida do fluido resfriado;

ii- a temperatura de condensação e a pressão (p), a partir da temperatura da água disponível (T_a);

iii- a temperatura do vapor do fluido (T_2) e da solução fraca que vai até ao absorvedor, a partir da temperatura (T_g) dentro do gerador.

Com a determinação do balanço de massa, em regime permanente, sendo D (descarga) e a partir do diagrama da propriedade da solução ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) vários dados podem ser obtidos de forma analítica. Assim, os calores trocados nos diversos elementos do circuito, da figura-3.17, podem ser determinados a partir das seguintes expressões:

$$\text{No gerador:} \quad D_1 = D_1 = D_2 + D_3 \quad (3.21)$$

$$\text{No condensador:} \quad D_2 = D_4 \quad (3.22)$$

$$\text{No evaporador:} \quad D_4 = D_5 \quad (3.23)$$

$$\text{No absorvedor:} \quad D_1 = D_5 + D_3 \quad (3.24)$$

$$\text{No ponto - 1:} \quad x_{1L} = x_1 \text{ (no caso de existir somente líquido)} \quad (3.25)$$

$$\text{No ponto - 2:} \quad x_{2V} = x_2 \text{ (só existe vapor)} \quad (3.26)$$

$$\text{No ponto - 3:} \quad x_3 = x_{3L} \text{ (só líquido: solução fraca)} \quad (3.27)$$

A partir da análise da descarga, sem perdas, verifica-se que a quantidade de refrigerante que entra no condensador é a mesma que sai, sendo que a seguir, este desloca-se para o evaporador em regime permanente, as quantidades de calor trocados nos quatro elementos do sistema podem ser determinadas através das seguintes expressões:

$$\text{Evaporador:} \quad Q_e = D_5 h_5 - D_4 h_4 = D_5 (h_5 - h_4), \quad (3.28)$$

$$\text{Gerador:} \quad Q_g = (D_2 h_2 + D_3 h_3) - (D_1 h_1) \quad (3.29)$$

$$\text{Condensador:} \quad Q_c = D_2 h_2 - D_4 h_4 = D_2 (h_2 - h_2) \quad (3.30)$$

$$\text{Absorvedor:} \quad Q_a = D_5 h_5 + D_3 h_3 - D_1 h_1 \quad (3.31)$$

Considerando ainda que na válvula de regulação de pressão a transformação é isoentalpica, isto é, $h_3 = h_3$, na bomba teremos:

$$h_{1'} = h_1 + W_{\text{bomba}} \quad (3.32)$$

Capítulo 4

4.1- Desenvolvimento e Instalação da unidade piloto: cogedor compacto

Nos setores industriais e no de serviços (hospitais, campi universitários, shopping centers, hotéis, clubes, etc), geralmente são realizados investimentos para instalar unidades geradoras para atender o suprimento emergencial de energia elétrica, quando da queda de suprimento na rede das concessionárias. Essas unidades, em sua maioria equipadas com motores Diesel, são dimensionadas para atender a demanda total ou parcial dos usuários, no tocante ao item energia elétrica. Embora os conjuntos geradores consigam atender com eficiência a necessidade do suprimento de energia elétrica, dois fatores devem ser levados em conta: o primeiro é relativo aos níveis de investimento e de potência do sistema; o segundo é relativo ao balanço energético.

No tocante ao primeiro aspecto, níveis de investimento e de potência do sistema em que os usuários detentores de unidades geradoras estiverem localizados em regiões onde o suprimento de energia elétrica é considerado estável e de confiança, as unidades de emergência são muito pouco utilizadas e, às vezes, são operadas, apenas para os serviços de manutenção. Nesses casos, o capital mobilizado é de baixo retorno, considerando-se que, ao passar do tempo, com a evolução da tecnologia, os equipamentos podem ficar obsoletos e o seu valor comercial depreciado.

No segundo aspecto, balanço energético do sistema, é levada em conta a eficiência em relação ao combustível utilizado. No caso, dos conjuntos geradores equipados com motores Diesel, onde em média 2/3 do poder calorífico do combustível é dissipado no meio ambiente na forma de calor residual, são levantadas algumas preocupações de ordem técnica, econômica e social. Do ponto de vista técnico, os desperdícios de calor ocasionados pelas perdas

termodinâmicas podem ser equacionados através de técnicas apropriadas, como é o caso da cogeração. No aspecto econômico, os 2/3 do poder calorífico desperdiçados estão contidos no preço do combustível, portanto, significa prejuízo ou elevação de custos da produção de eletricidade. No aspecto social, dependendo da potência do sistema, os danos ambientais causados pela emissão de gases e calor, para o meio ambiente, são considerados prejudiciais.

Com base no exposto e com o propósito de assimilar e difundir na região o emprego da tecnologia de cogeração como motores Diesel, é que foram realizados os estudos para dar suporte ao desenvolvimento e a instalação da unidade piloto no campus da UFAC, conforme metodologia descrita a seguir.

4.2- Metodologia de instalação

Nas atividades desenvolvidas no campus da UFAC foram levadas em consideração os seguintes parâmetros:

- i) disponibilidades de infra-estrutura;
- ii) definição da principal finalidade;
- iii) utilização da planta para atender outras finalidades que venham contribuir para implementar a cogeração no Estado do Acre e demais Estados da Região Norte;
- iv) promoção de arranjos institucionais visando o estabelecimento de parcerias que contribuam na instalação da unidade;
- v) definição dos procedimentos técnicos.

4.2.1- Disponibilidade de infra-estrutura

A constatação da existência da infra-estrutura, que abrigava uma planta geradora de energia elétrica, com potência de 355 KW, para o atendimento de emergência no campus da UFAC, foi considerada como um dos elementos facilitadores para a instalação do cogedor compacto. Como ponto de partida foram realizadas a inspeção e a avaliação técnica da infra-estrutura mencionada.

Durante a fase de inspeção, constatou-se que a planta não vinha cumprindo sua finalidade de atendimento de emergência e que, por um problema técnico ocorrido apenas no gerador elétrico, deixou de ser operada por longo período. Outra constatação, considerada bastante significativa, foi a da possibilidade de que a vida útil dos equipamentos existentes possam superar mais quinze anos, já que os mesmos não tinham sido operados por mais de 200 horas.

Na fase da avaliação técnica foi possível detectar que os componentes da planta encontravam-se sem receber a manutenção adequada. Como providência, solicitou-se à administração superior da UFAC a realização dos serviços de manutenção das instalações físicas, dos equipamentos complementares e a recuperação do grupo gerador.

Com os investimentos realizados pela universidade, na implementação das providências sugeridas, foi possível a revitalização da planta de emergência, estabelecendo assim as condições locais para a instalação da unidade piloto.

4.2.2 - Definição da principal finalidade

O aproveitamento do calor residual produzido pelos motores de combustão interna, para produção de energia térmica útil, é feito através do emprego da tecnologia de cogeração. No caso específico do cogedor compacto da UFAC, uma parte do calor residual é recuperado para realizar a climatização do ambiente.

A opção da cogeração para climatização de ambiente deve-se à localização geográfica do Estado do Acre, onde as temperaturas médias anuais são bastante elevadas. A predominância das altas temperaturas causa desconforto para a população, que é forçada a utilizar uma parte significativa de seu consumo de energia elétrica para climatização dos ambientes de trabalho e residencial.

No tocante à climatização de ambiente, a tecnologia de cogeração empregada, é considerada mais complexa quando comparada com a utilizada para geração de vapor para processos industriais. Nesse sentido, os trabalhos que foram realizados para instalar o sistema de absorção para climatizar ambiente servirão de suporte para o desenvolvimento de futuros trabalhos nas áreas de refrigeração de alimentos e de geração de vapor de processo.

4.2.3 - Levantamento das possibilidades de atendimento adicional

Devido às especificidades do desenvolvimento econômico da região, o suprimento de energia elétrica para todos os setores, no Estado do Acre, é feito através de centrais termelétricas, vinculadas às concessionárias estatais, ou por unidades isoladas de pequeno e médio porte (SANTOS et al., 1997). Também, constata-se que a utilização da tecnologia de cogeração é inexistente.

Tomando-se como base a não existência da tecnologia de cogeração no Estado é que foram levantadas as possibilidades de aproveitamento da unidade piloto, para atender outras finalidades. Com esse propósito, podem ser elencados os desdobramentos que poderão ocorrer a partir da instalação da unidade:

- i) funcionar como laboratório para realizar pesquisas e desenvolver projetos relacionados à tecnologia de cogeração;
- ii) atuar como centro de capacitação e treinamento de recursos humanos para os setores público e privado, na área de cogeração;

- iii) operar como centro para o desenvolvimento e de teste de equipamentos, destinados a montagem de plantas cogeneradoras.

4.2.4 - Promoção dos arranjos institucionais visando a estabelecimento de parcerias que assistam a instalação do cogenerador

Uma das principais dificuldades encontradas, principalmente no Brasil, para estimular a geração de energia elétrica por autoprodutores ou por produtores independentes, com a utilização da tecnologia de cogeração, é que ainda não estão sendo cumpridas, pelas concessionárias, as regras estabelecidas em Lei que recomendam a compra da energia excedente. Nesse sentido, a direção superior da UFAC, com a finalidade de dar suporte aos trabalhos de instalação da planta piloto, firmou termos de cooperação técnica e científica com as duas concessionárias regionais, ELETROACRE e ELETRONORTE, que são as responsáveis pela geração e distribuição de energia elétrica no estado e na região Norte.

Através desses termos, a ELETROACRE e a ELETRONORTE firmaram um pacto para cooperar e participar das atividades de operacionalização da planta piloto, tendo como propósito reduzir e eliminar as dificuldades que possam surgir em relação aos aspectos institucionais tanto de ordem técnica como burocrática. Os principais aspectos, considerados em princípio, foram:

- i) operação em paralelo da unidade piloto com a rede de distribuição da concessionária;
- ii) aquisição pela concessionária do excedente de energia elétrica;
- iii) intercâmbio de experiências nas áreas da geração e da distribuição de energia elétrica;

- iv) levantamento de dados, que irão servir de parâmetros para orientar as concessionárias na compra de energia elétrica de futuros produtores independentes, autoprodutores ou cogeneradores.

4.2.5 - Definição dos parâmetros técnicos necessários a instalação

Uma das modalidades do emprego da tecnologia de cogeração é a aquela que pode ser feita a partir da utilização de motores de combustão interna a Diesel, com o emprego do chamado ciclo “Topping”. Nesse sistema de cogeração o motor é empregado para mover um gerador de energia elétrica, sendo que o calor residual contido nos gases de escape, na água de refrigeração e no óleo de lubrificação pode ser recuperado para produção de energia térmica útil.

Os sistemas empregados para recuperação de calor residual, através da tecnologia de cogeração são definidos a partir das finalidades específicas de cada planta cogeneradora. No caso da planta de emergência destinada ao suprimento de energia elétrica da UFAC foram realizados os estudos das alterações técnicas para sua transformação em unidade cogeneradora.

Tomando-se como base que a primeira necessidade da UFAC é o suprimento de energia elétrica e, como finalidade específica a recuperação do calor residual na produção de frio destinado à climatização de ambiente, os parâmetros técnicos considerados para montagem do cogenerador compacto foram os seguintes:

- i) geração de energia elétrica para atender 50% da demanda do campus no período comercial e de 100% no período noturno;
- ii) aproveitamento de parte do calor residual para produção de frio destinado a climatização de ambiente, com a utilização de unidades modulares por absorção;
- iii) determinação do potencial do calor excedente disponível, para testes de outros equipamentos utilizados para cogeração, tais como: geradores de vapor para produção de calor de processo, de sistemas de absorção para produção de frio para conservação de alimentos, ar quente para secagem e água quente de processo.

iv) realizar os estudos da viabilidade técnica e econômica do sistema de absorção para climatização de ambiente;

v) dotar a planta das condições necessárias para atender os aspectos contidos no item (4.2.4), previstos nos termos de cooperação com as concessionárias.

4.3- Descrição das fases de montagem da unidade piloto

A planta existente, equipada com um conjunto gerador de 355 kW e quadros de comando, estava instalada em uma casa de força, com área de 145,6 m². Para sua transformação em unidade piloto cogeneradora foi estabelecido um cronograma, tendo como marco referencial os parâmetros técnicos definidos no item (4.2.5), os quais foram executados conforme ordem de prioridade discriminada a seguir (Tabela 4.1):

Tabela 4.1: Cronograma das fases de montagem da planta piloto.

| Descrição das fases | trimestre / 1998 | | | | Trimestre / 1999 | | | | Trimestre/2000 | | | |
|---|------------------|----|-----|----|------------------|----|-----|----|----------------|----|-----|----|
| | I | II | III | IV | I | II | III | IV | I | II | III | IV |
| 1-Levantamento do consumo de energia elétrica do campus. | x | x | x | x | x | x | x | x | x | x | x | x |
| 2-Reativação da unidade geradora de emergência. | x | x | x | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 2.1-Primeira fase de teste | - | x | x | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 2.2-Segunda fase de teste | - | - | x | x | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 2.3-Operando com normalidade | - | - | - | - | x | x | x | x | x | x | x | x |
| 3-Determinação do potencial termodinâmico do conjunto motor gerador. | - | - | x | x | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 4-Seleção dos equipamentos para climatização de ambiente. | - | - | x | x | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 5- Transformação da unidade geradora de emergência em planta cogeneradora.* | | | | | | | | | | | | |
| 5.1-processo de aquisição do sistema de absorção para climatização de ambiente; | - | - | - | x | x | x | x | x | x | x | x | - |
| 5.2-instalação e teste dos equipamentos; | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | x | x |
| 5.3-realização dos testes operacionais do sistema de climatização; | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | x | x |
| 5.4- Entrada em operação da planta piloto como unidade cogeneradora. | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | x |

(*) As metas estabelecidas no cronograma para o exercício de 1999 foram retardadas em virtude de problemas financeiros e, a seguir, os burocráticos relativos à importação dos equipamentos.

4.3.1- Demanda de energia elétrica do campus da universidade

O levantamento dos dados relativos ao consumo de energia elétrica do campus da UFAC durante os anos de 1998,1999 e 2000 estão demonstrados na tabela 4.2.

Tabela 4.2: Demanda de energia elétrica do campus da UFAC

| Meses / Ano | Demanda máxima registrada (kW) | | |
|---|--------------------------------|------|------|
| | 1988 | 1999 | 2000 |
| Jan/Fev/Jul * | 503 | 512 | 525 |
| Mar/Abr/Mai/Jun/Ago/ Set/Out/Nov/Dez. ** | 620 | 596 | 624 |

* Período de férias

** Período regular de atividades

4.3.2- Revitalização da unidade geradora de emergência

Como resultado da supervisão, da avaliação técnica e das recomendações referentes à situação da unidade geradora do campus da UFAC, foram tomadas as providências de recuperação e reinstalação do gerador elétrico, realizados os serviços de conservação das instalações e a manutenção dos demais equipamentos. Após a conclusão das providências estabelecidas como básicas foi dado início no segundo semestre de 1998 aos testes de operação da casa de força, conforme descrição a seguir:

- Testes da primeira fase

Os testes dessa fase foram programados para atender o período de funcionamento noturno do campus da UFAC, no horário das 18:00 h às 23:00 h.

Resultados:

- . A unidade geradora foi conectada com a rede da concessionária local (ELETROACRE).
- . As demandas registradas nesse período ficaram entre 280 a 330 kW.

. A unidade geradora, no período de operação, manteve-se estável na frequência de 60 Hz, assegurando o mesmo padrão da rede da concessionária.

Conclusão:

Nessa faixa de potência foi possível atender toda demanda de emergências do período noturno. O atendimento de 100% da demanda desse período, deve-se ao fato de que o maior concentração das atividade dos setores administrativos e de apoio ocorrem durante o dia, enquanto que no período noturno a predominância é das atividades de ensino.

- Testes da segunda fase

Os testes dessa fase foram programados para atender os períodos de funcionamento dos expedientes do campus da UFAC nos seguintes horários: pela manhã, das 8:00h às 12:30h, e pela tarde, das 14:00h às 17:30h.

Resultados:

- . As demandas registradas nesses horários, ficaram entre 480 kW a 580 kW.
- . A unidade geradora também manteve-se estável na frequência de operação de 60 Hz, assegurando o mesmo padrão da rede da concessionária.

Conclusão:

. Nessa faixa de potência só foi possível atender no máximo 59,48% da necessidade da emergência dos dois períodos, tendo em vista que a plena carga a unidade geradora atinge 355 kW. Com o propósito de reduzir o esforço do motor ficou estabelecido que nos períodos prolongados a unidade deverá operar, no máximo, com 90% da carga. A potência gerada nessa faixa é de 319,5 kW, o suficiente para atender 55% das demandas máximas dos períodos da manhã e da tarde. Dessa forma, para que as manobras de reversão da rede ocorram de forma segura no horário comercial, a rede geral de distribuição do campus foi dividida em dois setores, conforme figura 4.1.

CAMPUS DA UFAC

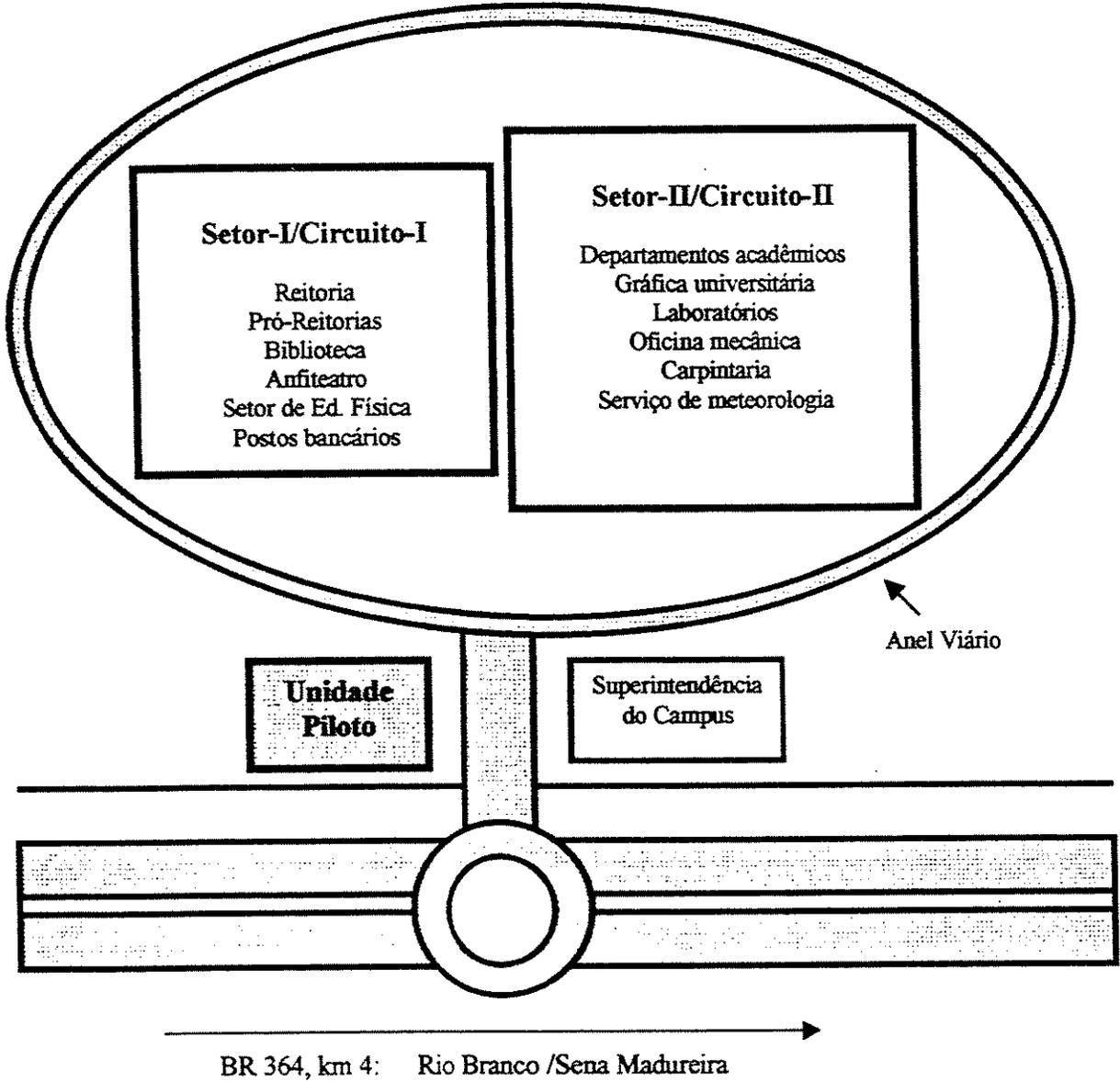


Figura 4.1: Esquema da divisão da rede geral em dois setores e da localização da planta piloto em relação ao campus da UFAC.

- i) Circuito-1: com demanda entre 300 a 340 kW, interliga a casa de força com os blocos da Biblioteca Central, Reitoria, Central de Computação, Pró-Reitorias, Anfiteatro, Blocos de Educação Física, Filosofia e Informática.
- ii) Circuito-2: com demanda entre 220 e 280 kW, interliga os blocos de Salas de Aulas, Gráfica Universitária e demais Departamentos Acadêmicos.

4.3.3- Determinação do potencial termodinâmico para cogeração

4.3.3.1- Dados técnicos do conjunto gerador

Motor:

- Marca: MWM, turbo, disposição em V, com 12 cilindros
- Potência nominal: 420 HP
- Modelo: 3L.D9-05/16
- Combustível: Diesel
- Sistema de refrigeração: radiador com circulação de água
- Temperatura da água de refrigeração: 90 °C
- Temperatura dos gases da descarga: 300 °C

Alternador:

- Marca: Negrine
- Potência nominal: 355 kVA
- Frequência: 60 Hz
- Voltagem: (220/127, 380/254, 440/254)
- Fases: 3
- RPM: 1800

4.3.3.2- Potencial termodinâmico do conjunto gerador

Através dos parâmetros estabelecidos pelo fabricante (MWM), no tocante à distribuição do poder calorífico do combustível (P.C.C.) pelo motor, foram obtidos os resultados para o regime de funcionamento a 100 % da carga (Tabela 4.3).

Parâmetros adotados:

- Eletricidade no gerador = 33%
- gases de escape = 29%
- água de refrigeração = 31%
- Outros (óleo de lubrificação e radiação) = 7%

Tabela 4.3: Volume equivalente do combustível, em l/h, em função do regime de funcionamento do grupo gerador.

| Distribuição do P.C.C. no motor | 100% da Carga (em l/h) | Equivalente em kg /h Diesel* (0,820 kg/l) | Em (kW) |
|------------------------------------|---------------------------|--|---------|
| Gerador | 37,29 | 30,57 | 355 |
| Gases da descarga | 32,77 | 26,87 | 312 |
| Água de refrigeração | 35,03 | 28,73 | 334 |
| Outros | 7,91 | 6,49 | 75 |
| Total | 113,00 | 92,66 | 1.077 |

*Fonte: BEN-2000, poder calorífico inferior do Diesel 41806,5 kJ/kg.

4.3.4- Levantamento de dados para seleção do equipamento de absorção para climatização de ambiente

A base física da casa de força do campus da UFAC, a princípio com 145,6 m², foi ampliada para 232,0 m². Tomando-se como referência o projeto arquitetônico foram feitos os cálculos para determinação da carga térmica dos dois recintos a serem climatizados, que juntos possuem uma área de 86,4 m². Os resultados apontaram para uma necessidade de 28,12 kW. De posse desses resultados foi definido os seguintes critérios para a seleção do equipamento:

- i) Ser de pequeno porte, com capacidade entre 10,5 a 35,0 kW: as unidades compactas apresentam vantagens no tocante à manutenção, permitem a instalação por módulos, em caso de pane ou de manutenção o sistema com mais de dois módulos não fica comprometido e dispensa a presença de operadores permanente (técnico em refrigeração) para operar as instalações;

ii) Utilizar amônia como fluido refrigerante: A opção pela amônia é devido ao fato de que no Brasil pode-se contar com suporte técnico e com fornecedores para esse refrigerante. No caso do brometo de lítio, a solução $H_2O + LiBr$ onde a água é o fluido refrigerante, também é utilizado em sistemas de absorção, por ser um produto importado ficará como uma das opções para futuros trabalhos.

iii) Ter preço acessível: O custo benefício é um dos principais atrativos para montagem de uma unidade cogeneradora, dessa forma espera-se que o preço das unidades compactas de climatização venham a se tornar competitivas quando comparadas com as unidades de médio e grande porte.

4.4- Montagem da unidade piloto: cogrador compacto

A montagem da unidade piloto foi realizada com base nos parâmetros estabelecidos no item 4.2.5 e nos arranjos técnicos e mecânicos a seguir relacionados:

- i) Elaboração dos esquemas para montagem da unidade piloto (planta original e das alterações);
- ii) Desenvolvimento de um sistema captador de calor residual dos gases da descarga, para suprimento de energia do gerador das unidades de absorção;
- iii) Montagem do sistema de climatização de ambiente.

4.4.1- Esquema da planta da casa de força original

A figura 4.1 ilustra na forma de esquema a disposição dos equipamentos e as dimensões da casa de força original, localizada na entrada principal do campus da UFAC, antes de sua ampliação.

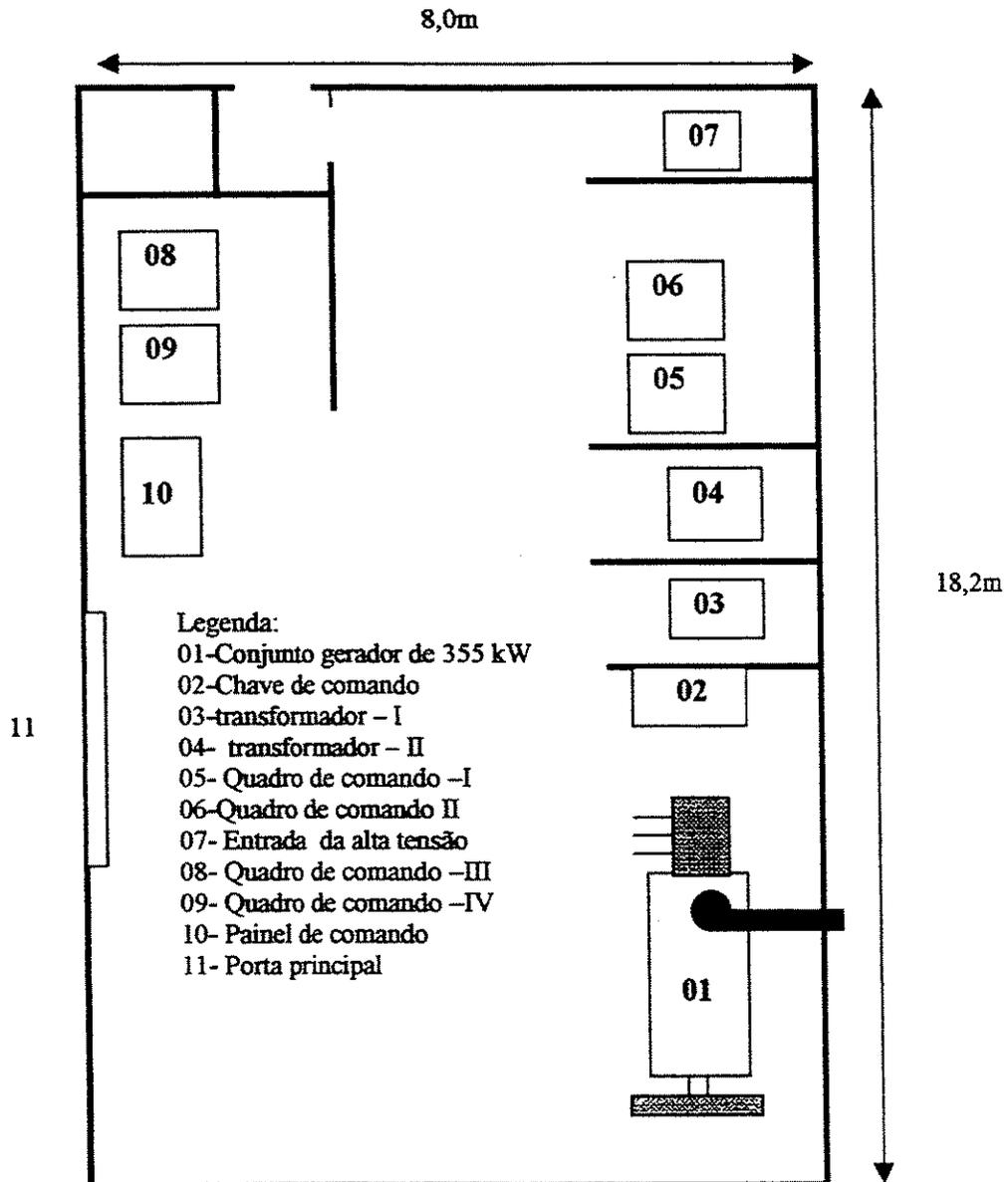


Figura 4.1: Esquema da casa de força original

4.4.2- Esquema da unidade piloto: cogrador compacto

As alterações realizadas na casa de força original para transformá-la em unidade cogeneradora estão ilustradas na figura 4.2, que apresenta o esquema da disposição dos equipamentos e as dimensões dos ambientes que foram ampliados.

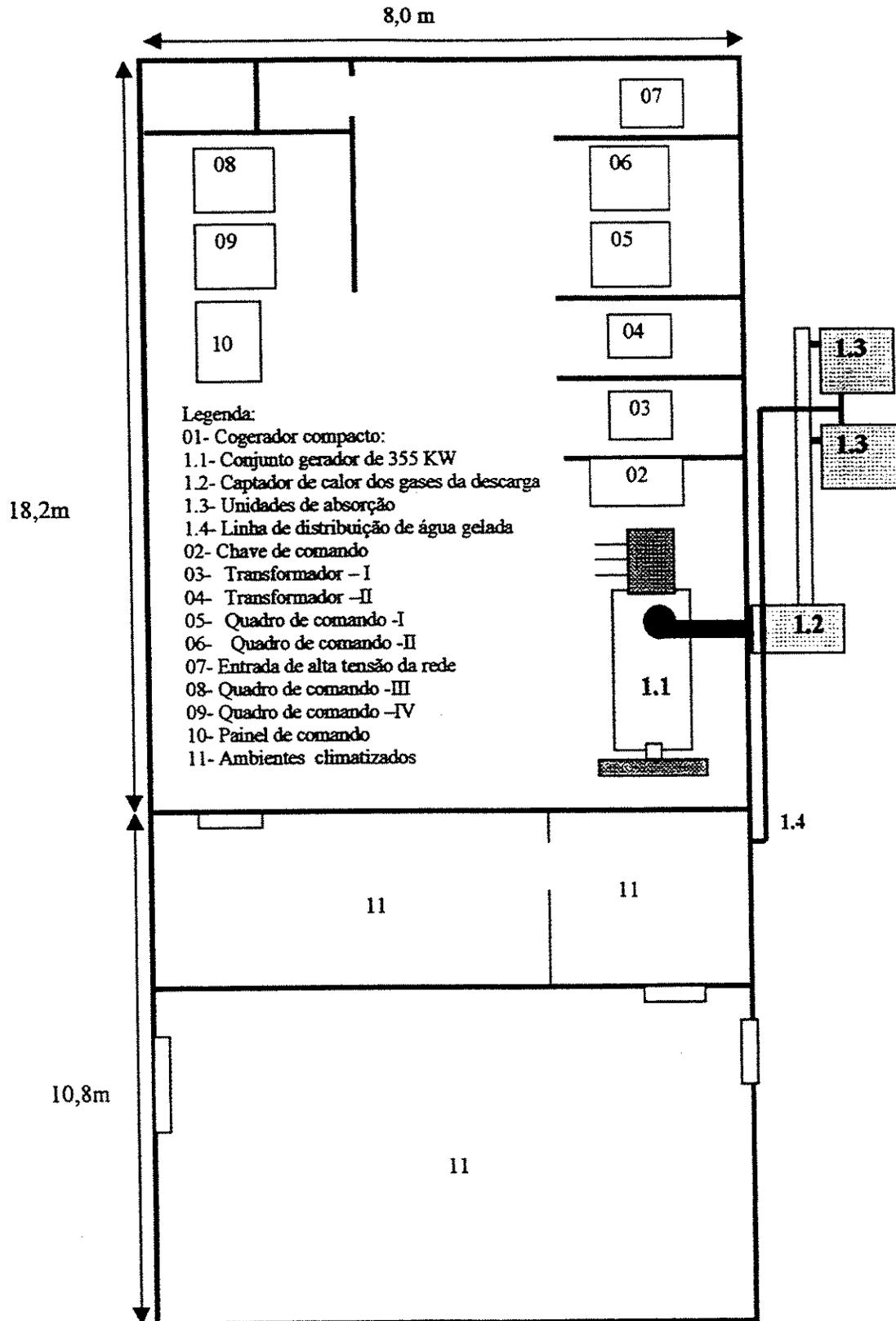


Figura 4.2: Esquema da unidade piloto: Cogeração compacto

4.4.3- Disposição dos equipamentos do cogrador compacto

A figura 4.3 mostra de forma ampliada o esquema da disposição dos equipamento que compõem o sistema de cogeração montado com duas unidades de absorção para produção de água gelada.

Legenda:

- 1- Conjunto gerador
- 2- Captador de calor da descarga
- 3- Redutor de impureza dos gases
- 4- Alimentador de calor das unidades de absorção
- 5- Unidades de absorção
- 6- Medidores de temperatura e pressão
- 7- Suprimento de GLP
- 8- Linha de distribuição da água gelada
- 9- Linha de retorno da água quente

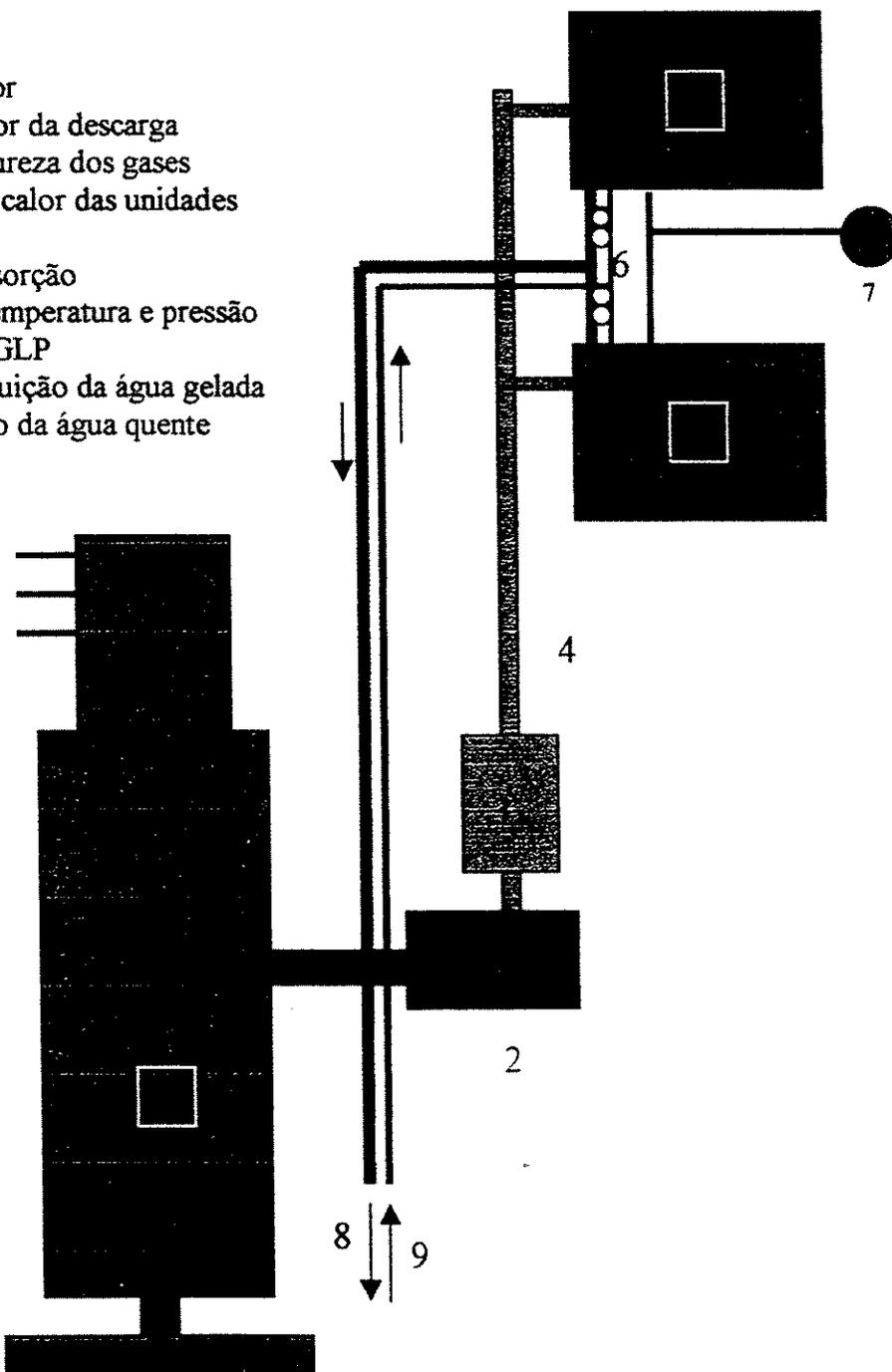


Figura 4.3: Esquema dos equipamentos do sistema de cogeração.

4.4.4- Sistema captador de calor residual dos gases da descarga

Tendo em vista que no presente trabalho de tese será utilizado apenas parte do calor residual contido nos gases da descarga, ocorreu a necessidade de acoplar um dispositivo que permitisse a retirada gradual desse calor. Com essa finalidade foi concebido e construído um sistema recuperação de calor, figura 4.4. No projeto de construção do sistema foram levados em conta os seguintes aspectos:

- i) controle do fluxo dos gases para o suprimento das unidades de absorção;
- ii) controle da temperatura dos gases;
- iii) redução dos componentes oriundos da combustão do Diesel considerados nocivos ao meio ambiente;
- iv) substituição do dispositivo de queima de GLP da unidade de absorção por um injetor de gases quentes.

4.4.4.1- Captador de calor residual: descrição dos componentes

i) Controlador de fluxo dos gases

Esse dispositivo, denominado de controlador de fluxo dos gases da descarga, é uma peça acoplada no final do cano da descarga, sendo constituído das seguintes partes:

- corpo principal: fabricado em chapa de aço de 3mm, figura 4.5;
- controlador de fluxo: peça em chapa de aço de 3mm, formato em L invertido, tem como finalidade retirar da descarga parte dos gases que será destinado ao suprimento das máquinas de absorção, figuras 4.6 e 4.7;
- braço regulador: peça acoplada ao controlador de fluxo, construída com parafuso sem fim, com regulagem que permite a retirada parcial ou total dos gases da descarga.

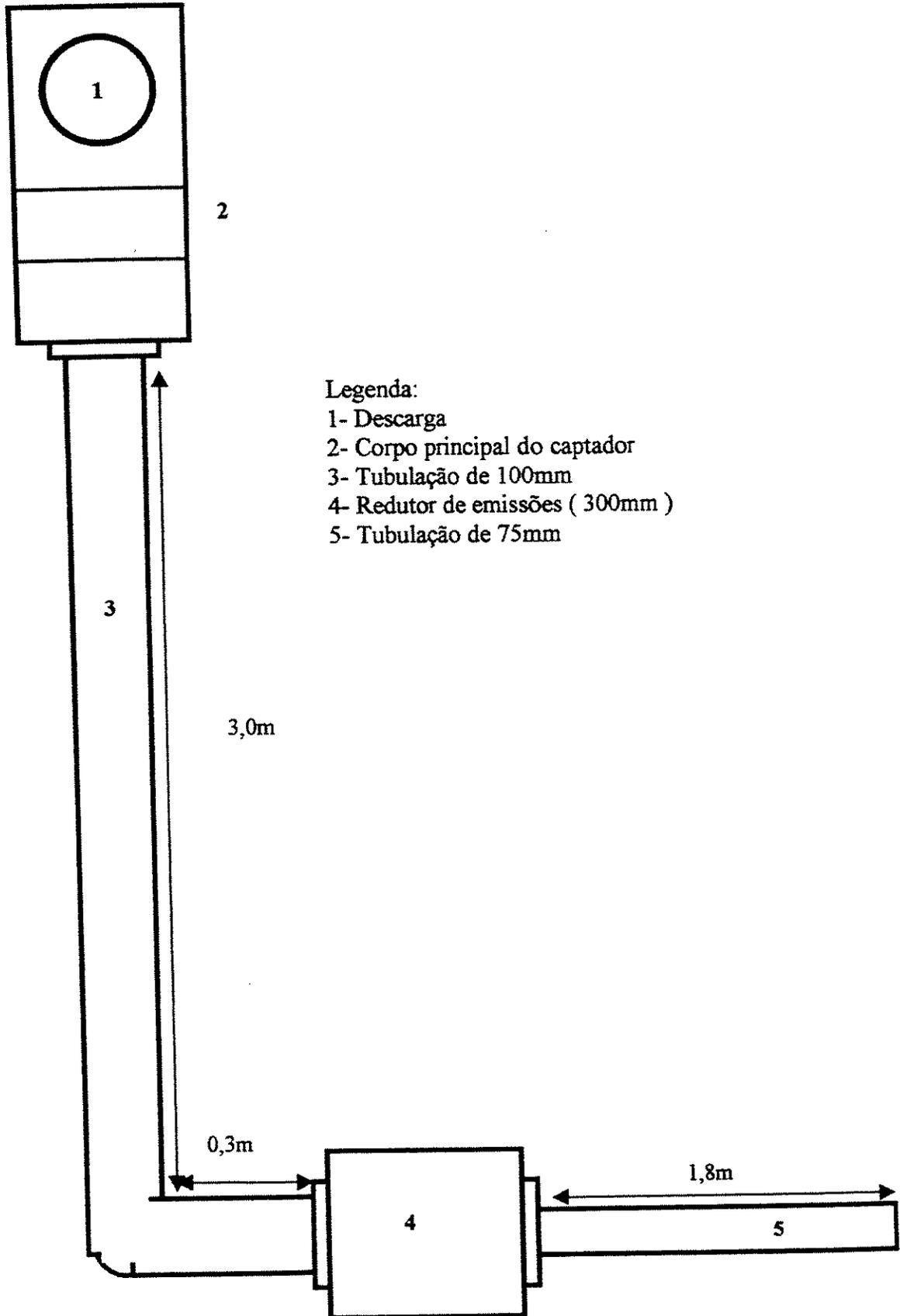


Figura-4.4: Visão ampliada do sistema de captação dos gases da descarga.

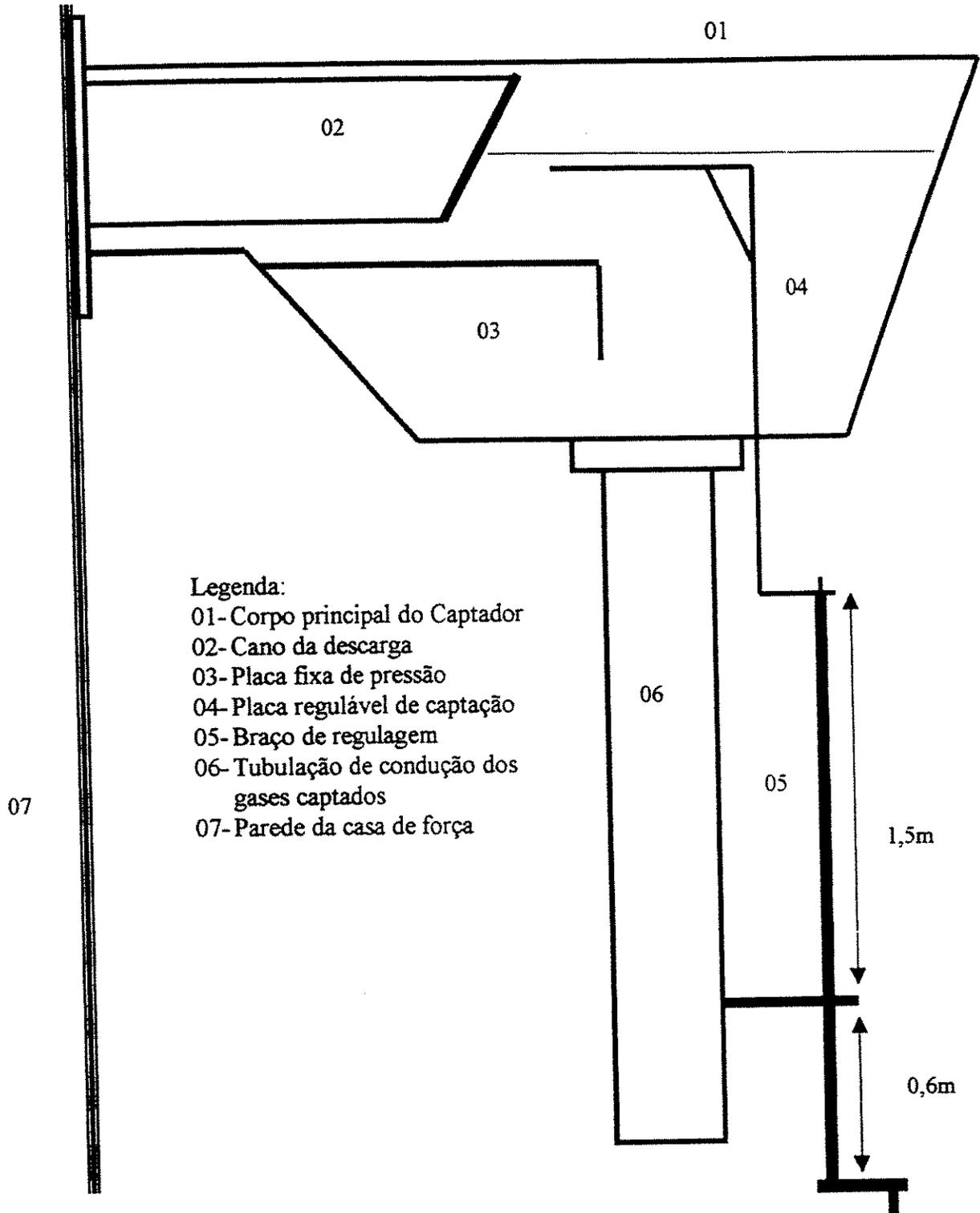


Figura-4.5: Visão lateral do captador de calor

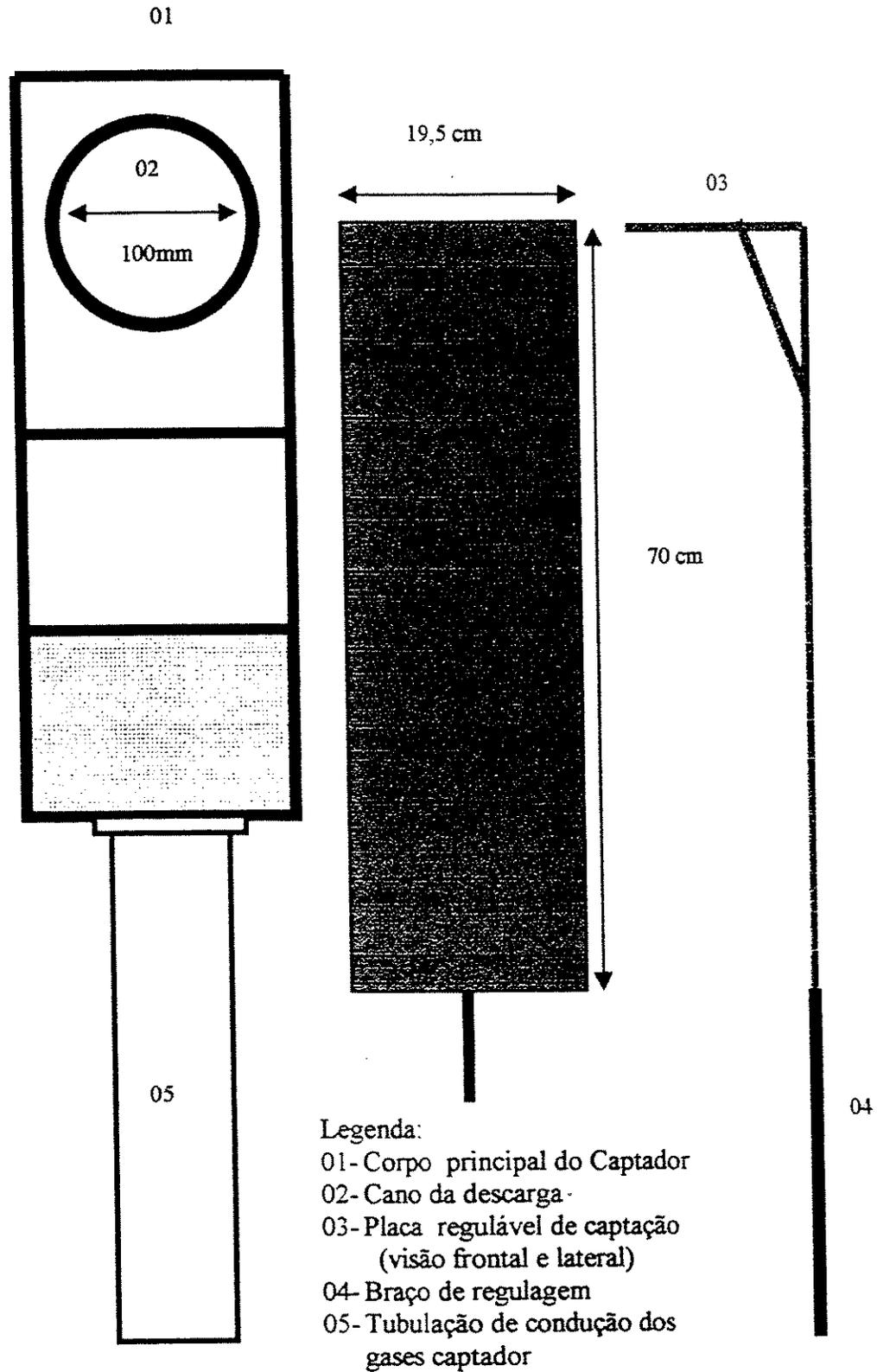


Figura-4.6: Visão frontal do captador de calor.

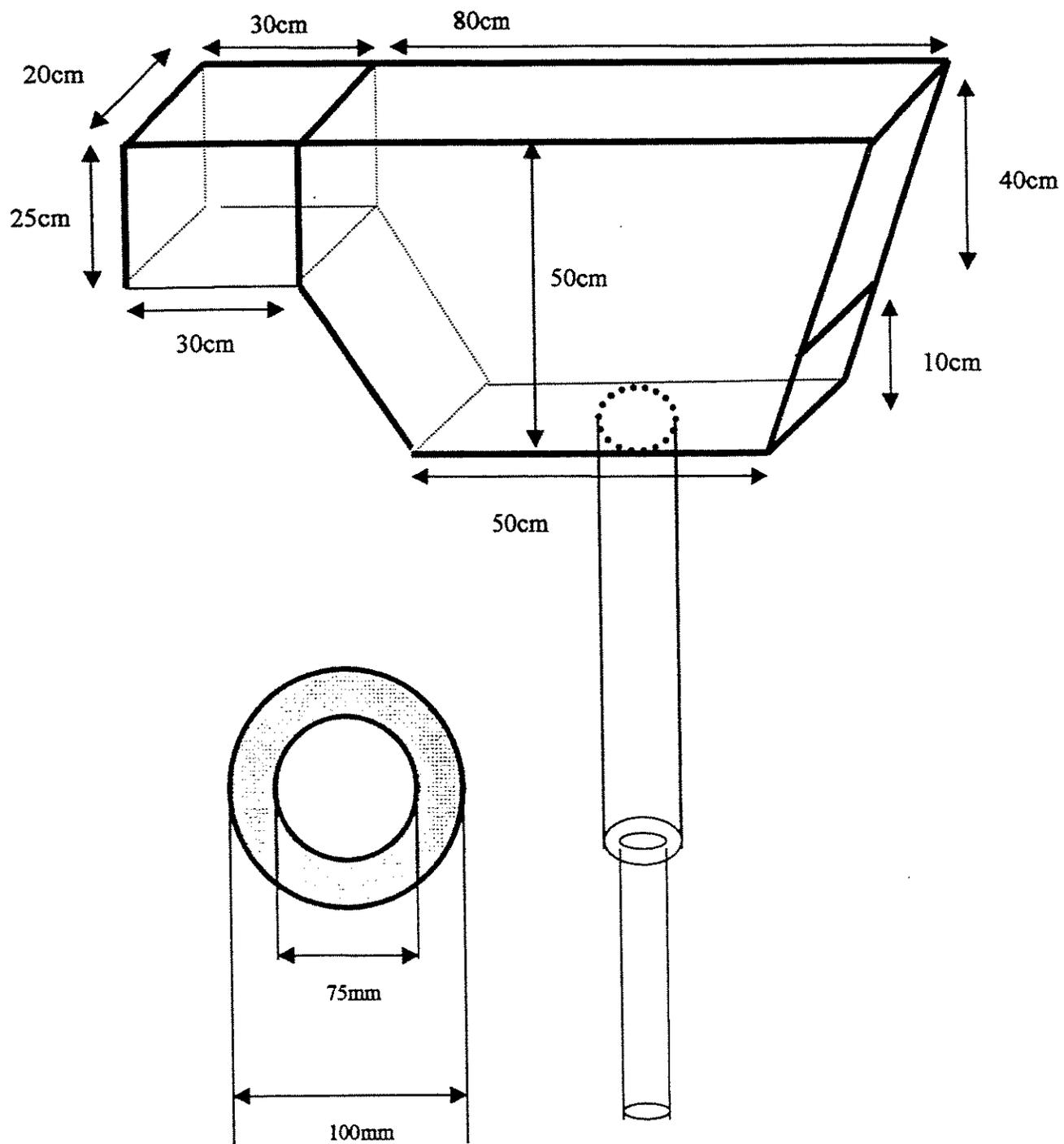


Figura-4.7: Dimensionamento do captador de calor

ii) Controle da temperatura dos gases da descarga

Os gases quentes, produto da combustão dos motores de combustão interna, são lançados para atmosfera em volume proporcional às suas potências e regime de trabalho, de acordo com o ciclo, a relação de compressão e regime de operação. As temperaturas variam numa faixa que vai de 270 °C a 300 °C. Para determinados usos essas temperaturas podem estar próximas ou bem acima das requeridas. Dependendo da finalidade em que serão utilizados os gases da descarga, é necessário que seja feito um controle para evitar o seu resfriamento ou para dissipá-lo até o limite desejado.

No caso das unidades de absorção, a temperatura de operação do gerador varia em uma faixa que fica entre 190 °C a 230°C. Para fazer o controle da temperatura dos gases de alimentação do processo, utiliza-se um termômetro digital que permite verificar a temperatura dos gases nos principais pontos do circuito. Assim, com esse dispositivo é possível realizar o monitoramento para que nos pontos determinados do sistema de captação possa ocorrer a dissipação do calor ou, através do isolamento dos dutos, para evitá-la.

iii) Redutor de emissão dos componentes dos gases da descarga:

Nos trocadores de calor que utilizam o calor dos gases da descarga é necessário que a temperatura de saída desses gases seja mais elevada do que a do fluido a ser aquecido. Uma das recomendações da Associação de Fabricantes de Motores Diesel (DEMA) é que a temperatura mínima dos gases exaustos não deve ser inferior a 150°C, para evitar a condensação do vapor d'água e a formação de ácidos nas tubulações, tais como o ácido sulfúrico e o nítrico. Com a manutenção da temperatura superior a 150°C é possível reduzir ou evitar os efeitos da corrosão nos equipamentos que ficam em contato direto com esses gases. Assim, é necessário o estabelecimento de medidas que permitam minimizar os efeitos nocivos dos componentes que surgem na queima do combustível, tais como: NO_x , CO_2 e SO_x .

Levando-se em conta os efeitos nocivos dos componentes oriundos da combustão do Diesel e as recomendações técnicas, foi acoplado ao sistema do captador de calor um redutor de emissões, figura-4.8, que utiliza palha de aço. Esse dispositivo tem como função reduzir os efeitos da corrosão no gerador e dos demais componentes da máquina de absorção.

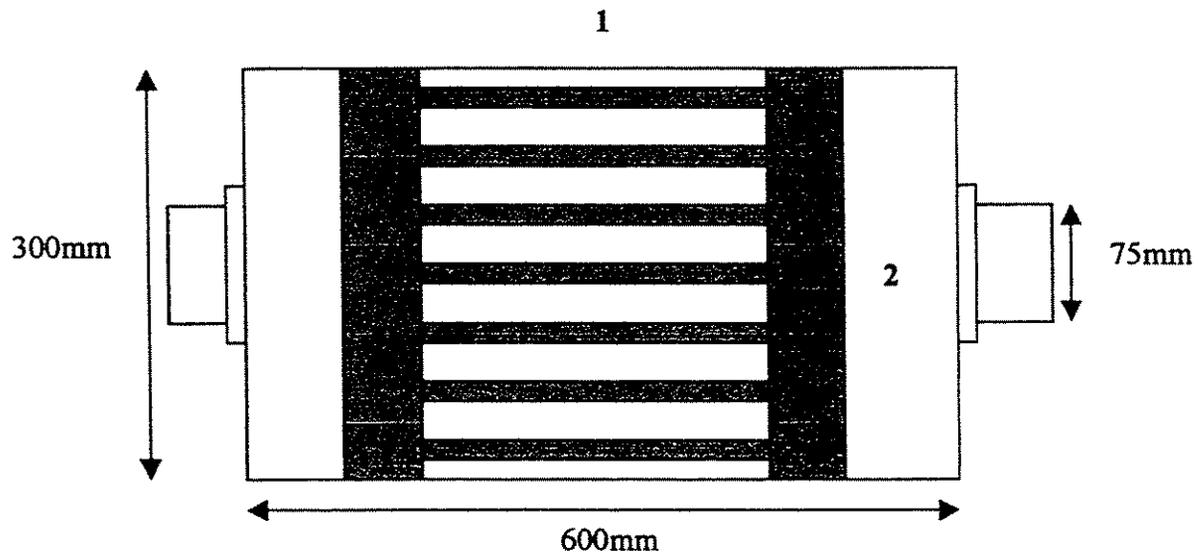


Figura-4.8: Dimencionamento do redutor de emissões dos gases da descarga

Legenda:

1- Corpo

2- Filtro (palha de aço)

iv) **Injetor de calor para o gerador da unidade de absorção:**

O injetor de calor para o gerador, figura-4.9, é um dispositivo desenvolvido para substituir o queimador de gás. Dessa forma, o injetor deverá fornecer ao gerador a mesma quantidade de calor que é fornecida pelo queimador original. A interligação do injetor com o captador de calor é feita após o dispositivo redutor de emissões, através de uma tubulação de ferro galvanizado de 75mm.

Legenda:

- 1- Injetor dos gases quentes
- 2- Entrada dos gases
- 3- Corpo do gerador do sistema de absorção
- 4- Saída dos gases

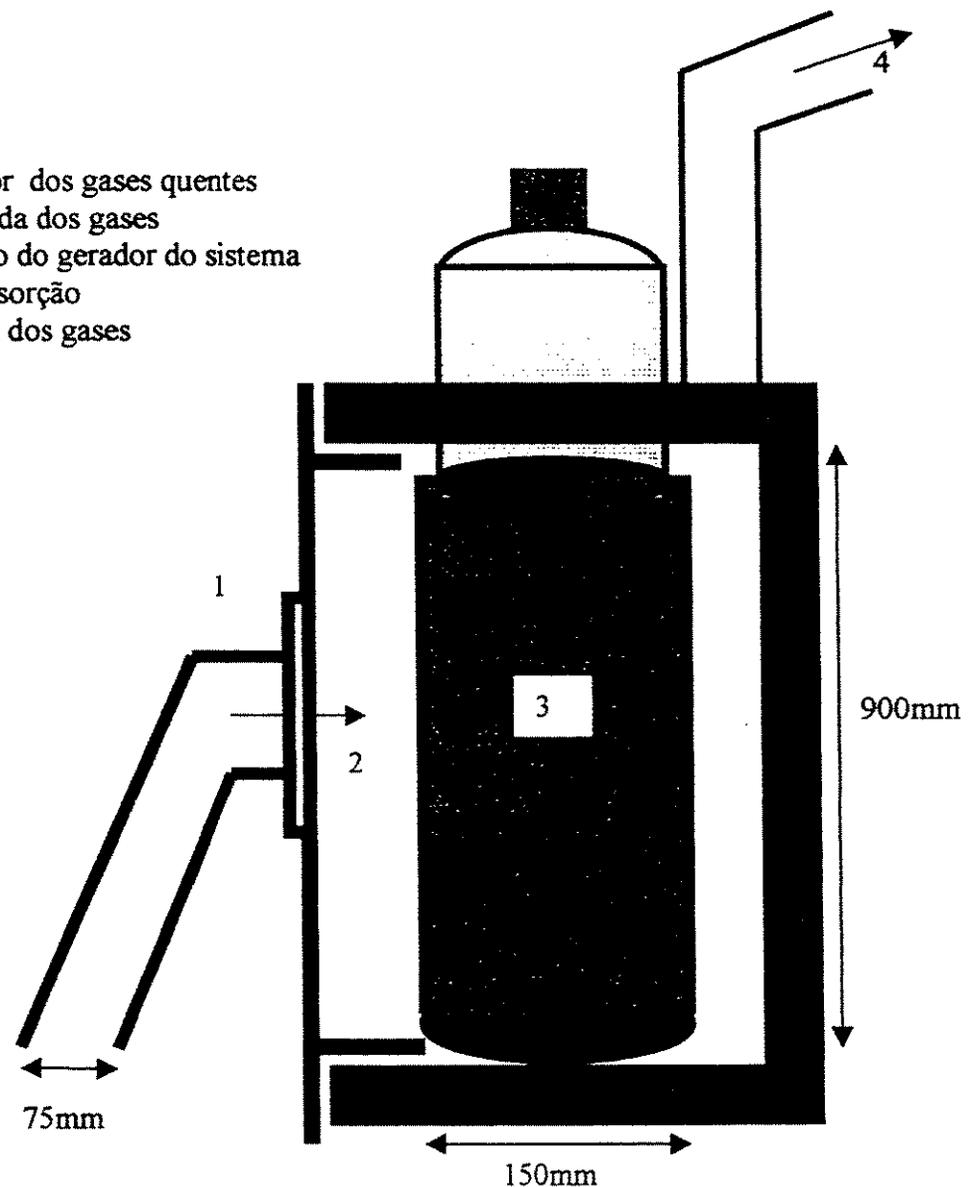


Figura-4.9: Corpo do Injetor dos gases quentes para o gerador

4.4.5 – Sistema de climatização de ambiente

Para a montagem do sistema de climatização de ambiente foi selecionado os equipamentos, com base nos três aspectos descritos no item (4.3.4). As unidades de absorção foram adquiridas da empresa de refrigeração americana ROBUR Corporation – U.S., figura 4.11, no mercado brasileiro os fan-coils, da Espringer Carrier, e os demais componentes do sistema. Em relação as unidades de absorção, entre os três modelos disponíveis (3, 4 e 5 TR), fez-se a opção pelo modelo de 5 TR, que apresenta as seguintes características:

- i) Modelo: ACC60P-PN-60H
- ii) Fluido refrigerante: R 717 (amônia)
- iii) Capacidade: (17,5 kW)
- iv) Dimensões
 - comprimento: 0,85m
 - altura: 1,19m
 - profundidade: 1,23m
- v) Consumo de eletricidade: 1,5 kW

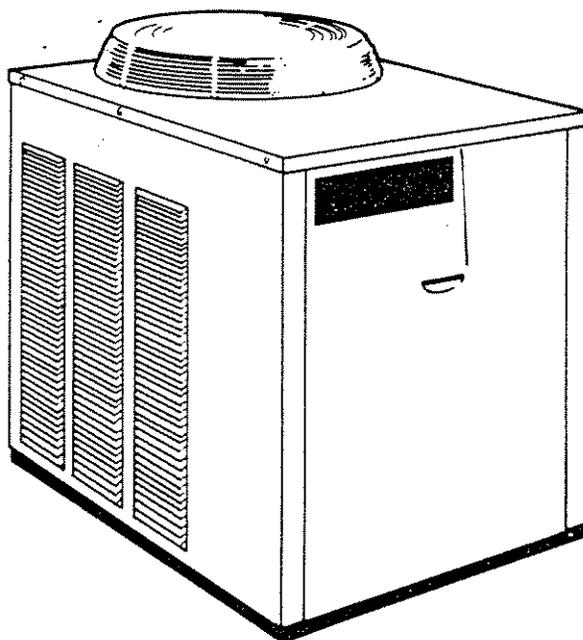


Figura 4.11: Unidade de absorção

4.4.6- Ambientes climatizados

A figura 4.11 mostra de forma ampliada o esquema dos ambientes climatizados e a disposição dos fan-coils.

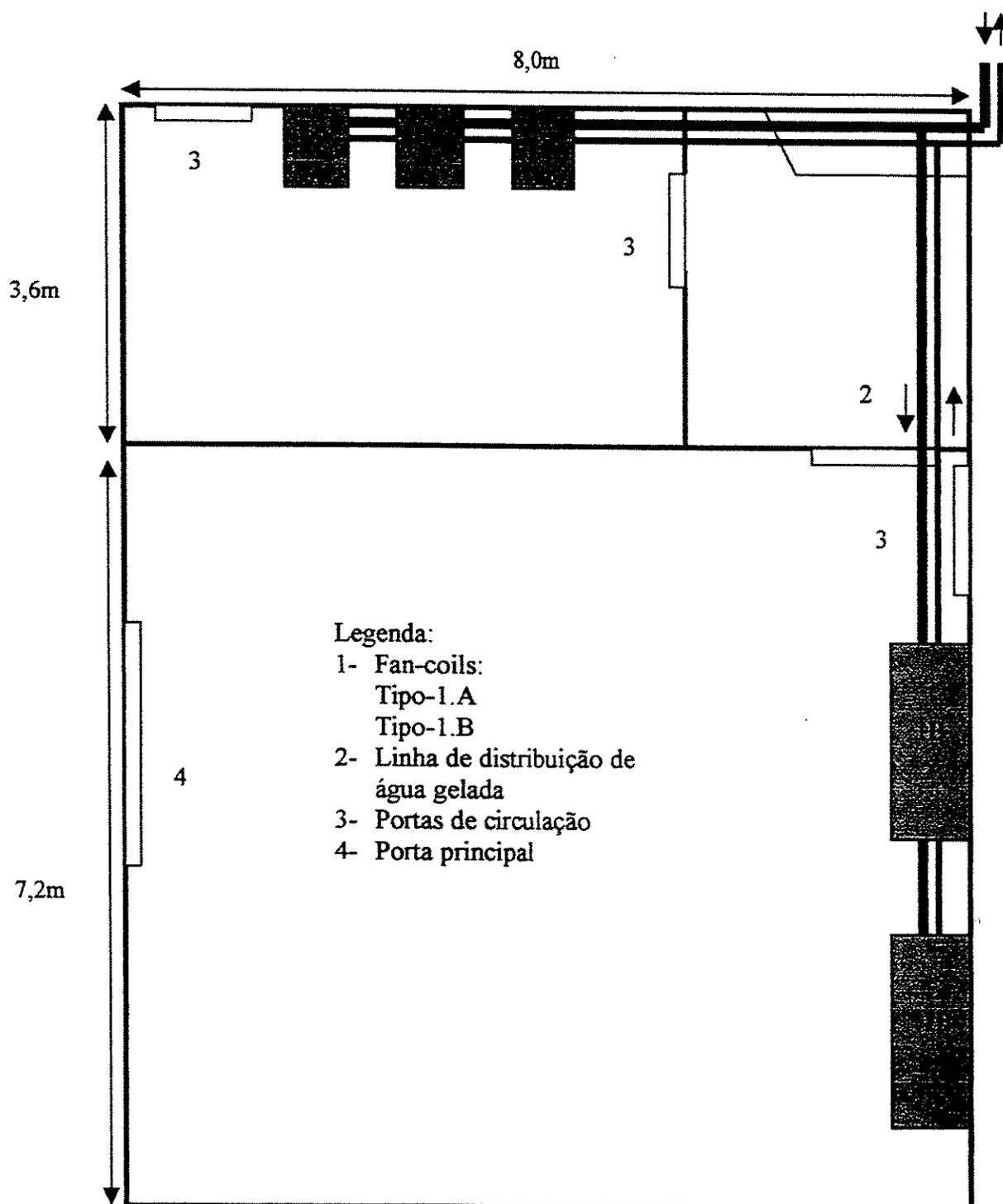


Figura-4.11: Disposição dos fan-coils

4.4.6.1- Estrutura do sistema de climatização de ambiente

O sistema de produção e distribuição de água fria com capacidade de 35 kW possui a seguinte estrutura:

- i) duas unidades de absorção de 17,5 kW cada, montadas em paralelo, conforme figura 4.3 do item 4.4.4;
- ii) dispositivo de suprimento de calor, descrito no item 4.5.5;
- iii) sistema de distribuição da água fria;
- iv) dois fan-coils de 8.790 W cada;
- v) três fan-coils de 2.197,5 W cada.

4.5- Considerações termodinâmicas para operação do sistemas de absorção

Devido à necessidade de manter a temperatura dos gases na descarga acima de 150°C, a quantidade de calor máxima recuperável, nessa faixa de temperatura, varia entre 50 a 60%. Com base nesse parâmetro e dos dados disponíveis dos equipamentos que compõem o sistema de cogeração, foi determinado o aproveitamento do calor necessário à operacionalização das unidades de absorção.

4.5.1- Dados disponíveis:

a- Gases da descarga do motor

- Quantidade de calor liberado pela descarga: 270 kW;
- Temperatura de saída dos gases: 300 °C

b- Unidade de absorção

- Quantidade de calor a ser suprida: 35,0 kW;
- Capacidade frigorífica : 17,5 kW.

4.5.2- Dados obtido nos teste de operação:

a- Temperatura dos gases da descarga do motor

- Saída da descarga: entre 260 °C a 300 °C ;
- No gerador da unidade de absorção: entre 190 °C a 230 °C.

b- Temperatura da água do sistema de absorção:

- Temperatura inicial: entre 27 °C a 32 °C (caixa d'água externa);
- Temperatura de saída do chiller: entre 5 °C a 10 °C;
- Temperatura de retorno para chiller: entre 10 °C a 14 °C;
- Temperatura de saída no fan-coil: entre 8 °C a 12 °C.

c- Espaços climatizados:

- Temperatura ambiente, variação anual : entre 27 °C a 38 °C;
- Temperatura regulável nos ambientes: entre 24 °C a 25 °C

4.6- Sistema de produção de água gelada: Considerações técnicas

A partir dos resultados obtidos durante os testes operacionais das unidades de produção de água gelada e da análise de seus desempenhos, chegou-se à conclusão da necessidade de realizar algumas alterações no projeto original, onde previa-se o suprimento do sistema de climatização somente com calor residual da descarga do motor. As alterações mais significativas estão relacionadas com a forma de suprimento e a elevação da temperatura de entrada dos gases no gerador da unidade de absorção.

4.6.1- Suprimento de calor

Para equacionar o problema de suprimento de calor para as unidades de produção de água gelada, quando dos períodos de paralização do conjunto gerador, foi feita a opção pelo funcionamento híbrido, permitindo assim que o sistema opere tanto com o calor residual da descarga como também com GLP. Dessa forma, as máquinas foram montadas em paralelo e adaptadas para operar com as duas modalidades de suprimento. Portanto, quando uma das unidades está sendo suprida apenas com GLP, permite estabelecer os parâmetros de funcionamento para os ajustes da unidade que está operando somente com o suprimento de calor residual. A outra vantagem desse sistema é a de assegurar que os ambientes não deixem de ser climatizados nos intervalos de tempo em que o motor estiver parado.

4.6.2- Elevação da temperatura dos gases da descarga

Embora na saída da descarga do motor tenha sido registrado temperaturas nas faixas de 260 °C a 300 °C, na entrada do gerador da unidade de absorção as temperaturas alcançadas ficaram entre 200 °C a 230 °C. Nessa faixa de temperatura a unidade de produção de água gelada só atinge a temperatura ideal de operação, entre 5 °C a 10 °C, num tempo que varia de 40 a 60 minutos. Observou-se também que após atingir a temperatura ideal para evaporação da solução, o funcionamento da unidade de produção de água gelada fica estabilizado quando a temperatura no interior do dispositivo de aquecimento é de 230 °C. Vale observar que essas unidades sendo supridas com GLP, a temperatura ideal da água gelada, é atingida num tempo que varia de 15 a 20 minutos.

Tomando-se como parâmetro a unidade operando com GLP, chegou-se à conclusão que para reduzir o tempo de entrada em operação da unidade alimentada com os gases da descarga será necessário elevar a temperatura de partida no gerador para uma faixa superior a 230 °C. Entretanto, para que seja realizada a elevação da temperatura, haverá necessidade de alterar a configuração do sistema original da descarga do motor. Considerando que, nessa primeira fase, a proposta é da montagem do cogenerator sem alterar a configuração original do motor, os

procedimentos das alterações, tanto no sistema da descarga como no da água de refrigeração, deverão ser adotados no desenvolvimento de futuros trabalhos.

4.7- Unidade piloto: Conclusão da instalação

As metas estabelecidas para instalação da unidade piloto no campus da UFAC foram concluídas após a superação de um grande número de dificuldades de ordem financeira, burocráticas e das limitações locais em relação ao desafio tecnológico. O somatório dessas dificuldades retardaram o cronograma de conclusão do projeto, previsto para o final de 1999. Entretanto, com o apoio sistemático dos professores Orientador e Co-Orientador, a colaboração de diversos setores da UFAC, o suporte da oficina mecânica da Eletronorte - Regional de Rio Branco, a habilidade dos técnicos em mecânica e de refrigeração que participaram das várias fases de montagem, foi possível cumprir as fases de recuperação do grupo gerador de energia elétrica, confecção, aquisição e instalação dos equipamentos necessários à montagem da unidade piloto. A meta prevista de instalação, relativa aos aspectos técnicos, foi desenvolvida com base nos dispositivos esboçados nos esquemas das figuras 4.1 a 4.11. As fotografias que compõem o anexo 4 mostram a visão real dos resultados alcançados em relação a estrutura física e dos equipamentos que compõem o cogeração compacto. Considerando-se que, nessa primeira fase, o sistema de climatização necessita apenas de um suprimento equivalente a 30 % do potencial termodinâmico da planta, existe ainda uma disponibilidade de 70 % de calor útil que permitirá o desenvolvimento de novas pesquisas destinadas ao aprimoramento da unidade cogeneradora.

Capítulo 5

5.1- Viabilidade econômica da unidade cogeneradora

Os fatores determinantes para subsidiar a tomada de decisão relativa a montagem um sistema de cogeração, são os relacionados com a existência ou não de suprimento de energia elétrica, os custos de produção, as tarifas praticadas na região, a disponibilidade da tecnologia e os estudos de viabilidade econômica. Esses fatores, nortearam os estudos para elaboração do projeto de desenvolvimento e instalação do cogenerador compacto no campus da UFAC, descrito no capítulo 4. Concluídos os procedimentos técnicos, referentes à fase experimental que contemplou a geração de energia elétrica e, simultaneamente, realizar a recuperação do calor residual da descarga do motor que tem como a finalidade produzir água gelada para realizar a climatização dos ambientes do Laboratório de Energia. Dando seqüência ao trabalho, neste capítulo serão realizados os estudos referentes à viabilidade econômica da planta. Com essa finalidade os estudos serão desenvolvidos simulando-se a planta operando como unidade cogeneradora, com geração excedente de energia elétrica. Na simulação proposta a Universidade assumirá a condição de usuário potencial para realizar a compra da energia elétrica excedente, que se destinará ao atendimento da demanda do campus.

5.2- Determinação da viabilidade econômica

As vantagens da cogeração como mecanismo de aumento da eficiência na geração de energia, somente apresenta significado prático a partir da análise de seus aspectos

econômicos. Pode-se admitir que a cogeração é uma opção tecnológica que pode beneficiar a sociedade, dadas suas vantagens potenciais em relação à eficiência energética e o meio ambiente (JANNUZZI & SWISHER, 1997). Da perspectiva do empreendedor, a cogeração é essencialmente uma oportunidade de investimento que se justifica quando a plena garantia de oferta de eletricidade é fundamental para manutenção de sua atividade, ou porque vender os excedentes de eletricidade produzida para a rede pode significar um bom negócio (WALTER, 1994). Entretanto, vale ressaltar que a cogeração somente torna-se viável quando a tarifa praticada na aquisição da energia elétrica excedente for compatível com os custos realizados para sua geração. Com essa finalidade serão desenvolvidos os estudos referentes aos parâmetros que contemplam a análise energética e de custos da unidade cogeneradora instalada no campus da UFAC. A partir dos resultados correspondentes apresentam-se a análise que irá definir a viabilidade econômica da referida unidade.

5.3- Descrição dos parâmetros da análise energética do sistema

Os parâmetros estabelecidos foram:

- capacidade de geração de energia elétrica;
- potência necessária para suprir a unidade equipada com o sistema de refrigeração por absorção e a sua comparação com um sistema por compressão de capacidade similar;
- potência excedente;
- possíveis regimes de operação para unidade cogeneradora;
- disponibilidade de calor residual.

5.3.1- Capacidade de geração de energia elétrica da unidade cogeneradora

A unidade cogeneradora equipada com um conjunto gerador, que a plena carga tem capacidade para gerar 355 kVA, após os testes realizados ficou estabelecido que a mesma deverá operar com 90 % de sua capacidade, com oferta média de 320 kVA, visando a redução do esforço do conjunto gerador.

5.3.2- Potência necessária para suprimento próprio

A determinação do consumo de energia elétrica da unidade cogeneradora, tabela 5.1, é realizada com base na simulação que compara a necessidade de suprimento próprio da unidade equipada com um sistema de climatização por absorção ou se a mesma fosse equipada com um sistema de compressão de vapor com a mesma capacidade frigorífica.

Tabela 5.1: Comparação da potência necessária para suprir a unidade geradora com os dois tipos de sistemas de climatização.

| Dispositivos | Com sistema de compressão (C) (kW) | Com sistema de absorção (A) (kW) | Diferença entre sistemas (C-A) (kW) |
|----------------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------|--|
| Iluminação | 1,2 | 1,2 | 0 |
| Equipamentos de comando | 4,4 | 4,4 | 0 |
| Unidade de climatização de 35 kW | 13,7 | 3,0 | 10,3 |
| Total | 19,3 | 8,6 | 10,3 |

5.3.3- Capacidade de geração com a potência excedente

A potência excedente da unidade cogeneradora, tabela 5.2, é determinada com base nos resultados constantes do tabela 5.1 do item 5.3.2.

Tabela 5.2: Potência excedente (comparação entre os sistemas de compressão e absorção)

| Especificação | Com sistema de compressão em kW | Com sistema de absorção em kW |
|------------------------------------|---------------------------------|-------------------------------|
| 1-Capacidade de geração | 320,0 | 320,0 |
| 2-Potência para suprir a unidade | 19,3 | 8,6 |
| Total excedente = (1) - (2) | 300,7 | 311,4 |

5.3.4- Possíveis regimes de operação para unidade cogeneradora

Com a potência excedente determinada no item 5.3.3, utilizando-se o sistema de absorção, é feita a simulação dos regimes de operação que poderão ser adotados para o funcionamento da unidade cogeneradora, tomando-se como base às suas necessidades de carga frigorífica e os horários de atendimento do consumidor, para 25 dias/mês. Os regimes de operação considerados foram:

R.08 = Regime de 8 h/dia

R.10 = Regime de 10 h/dia

R.12 = Regime de 12 h/dia

R.16 = Regime de 16 h/dia

Tabela 5.3: Previsão da produção excedente de energia elétrica da unidade cogeneradora com base nos regimes de operação.

| Regime de operação | h/mês | Consumo de combustível lit./mês | Energia elétrica gerada mês kWh | Energia elétrica cons. prop. mês kWh | Energia elétrica excedente mês kWh |
|--------------------|-------|---------------------------------|---------------------------------|--------------------------------------|------------------------------------|
| R.08 | 200 | 20.340 | 64.000 | 1.720 | 62.280 |
| R.10 | 250 | 25.425 | 80.000 | 2.150 | 77.850 |
| R.12 | 300 | 30.510 | 96.000 | 2.580 | 93.420 |
| R.16 | 400 | 40.680 | 128.000 | 3.440 | 124.560 |

5.3.5- Disponibilidade de calor residual excedente para futuras aplicações

A determinação da disponibilidade do calor excedente foi realizada com base no consumo próprio da unidade, já que na primeira fase ficou estabelecido que o aproveitamento de parte do calor residual dos gases da descarga deverá ser utilizado na produção de frio para climatização do espaço físico do laboratório de energia. O calor excedente, proveniente da descarga e da água de refrigeração, ficará disponível na forma de potencial termodinâmico para futuras aplicações.

5.3.5.1- Cálculo da disponibilidade de calor residual

Os resultados constantes do tabela 5.4 foram obtidos com base nos quatro regimes prováveis de operação da unidade cogeneradora e na distribuição do poder calorífico do combustível pelo motor.

Tabela 5.4: Previsão da disponibilidade mensal de calor residual

| Regime de operação | h/mês | Consumo de combustível (lit./mês) | Energia elétrica gerada mês (kWh) | Calor residual da descarga (kWh) | Calor residual da água de refrigeração (kWh) |
|--------------------|-------|-----------------------------------|-----------------------------------|----------------------------------|--|
| R.08 | 200 | 20.340 | 64.000 | 56.242 | 60.121 |
| R.10 | 250 | 25.425 | 80.000 | 70.303 | 75.151 |
| R.12 | 300 | 30.510 | 96.000 | 84.363 | 90.181 |
| R.16 | 400 | 40.680 | 128.000 | 112.484 | 120.242 |

5.3.5.2- Cálculo do calor residual excedente recuperável

A determinação do calor residual excedente, tabela 5.5, foi realizada com base nos seguintes parâmetros:

- para os gases da descarga: na faixa entre 150 a 270 °C, a recuperação do calor considerada é de 60 %;
- para água de refrigeração: na produção de água quente a 70 °C, a recuperação considerada é de 50 %.
- para o sistema de absorção: fornecimento de calor para operar a unidade com capacidade de 35 kW.

Tabela 5.5: Previsão da geração mensal de calor residual excedente recuperável.

| Regime de operação | Calor residual da descarga (kWh) | | Calor residual da água de refrigeração (kWh) | Total do calor residual excedente (kWh) |
|--------------------|----------------------------------|---------------|--|---|
| | Sist. de abs. * | Excedente (1) | Excedente (2) | Excedente (1)+(2) |
| R.08 | 14.000 | 19.745 | 30.060 | 49.805 |
| R.10 | 17.000 | 24.681 | 37.575 | 62.256 |
| R.12 | 21.000 | 29.617 | 45.090 | 74.707 |
| R.16 | 28.000 | 39.490 | 60.121 | 99.611 |

*Calor residual para suprimento do sistema de absorção de 35 kW.

5.4- Descrição dos parâmetros para análise de custo

Tomando-se como base os parâmetros adotados para análise energética, foram estabelecidos os parâmetros para a realização da análise de custo, descritos a seguir:

- investimentos realizados no primeiro ano;
- previsão das despesas com combustível e das receitas com a geração de energia elétrica;
- comparação das despesas operacionais entre os dois sistemas de refrigeração;
- custos operacionais e encargos financeiros.

5.4.1- Investimentos realizados no primeiro ano

Na tabela 5.6. estão relacionados os custos dos investimentos realizados para instalação da unidade cogeneradora referentes os seguintes itens: ampliação do prédio, aquisição e montagem dos equipamentos dos sistemas de geração de energia elétrica e de absorção para climatização de ambiente.

Tabela 5.6: Investimentos realizados para instalação da unidade cogeneradora.

| Descrição dos itens | Valor em R\$ |
|--|--------------|
| Ampliação das instalações físicas da casa de força | 16.000,00 |
| Reativação do sistema geração | 48.000,00 |
| Aquisição e instalação do sistema de climatização | 33.500,00 |
| Total | 97.500,00 |

Variação cambial: U\$1,0 = R\$ 1,83 (Outubro de 2000)

5.4.2- Previsão das despesas e das receitas com a geração de energia elétrica

Na previsão das despesas e receitas, tabela 5.7, foram levados em conta os gastos que serão realizados com combustível e as receitas que serão obtidas com a venda da energia elétrica excedente.

Tabela 5.7: Previsão mensal das despesas com combustível e das receitas com a geração de energia elétrica.

| Regime De Operação | Despesa com combustível mês (R\$0,7001/lit.)* | | Venda da energia excedente./mês (R\$0,1879/kWh)** | | Comparativo Receitas x Despesas (R\$) |
|--------------------|---|-----------|---|-----------|---------------------------------------|
| | Litros | R\$ | kWh | R\$ | (R - D)*** |
| R.08 | 20.340 | 14.240,03 | 62.280 | 11.702,41 | -2.537,62 |
| R.10 | 25.425 | 17.800,04 | 77.850 | 14.628,01 | -3.172,03 |
| R.12 | 30.510 | 21.360,05 | 93.420 | 17.553,61 | -3.823,44 |
| R.16 | 40.680 | 28.480,06 | 124.560 | 23.404,82 | -5.075,24 |

* Preço do óleo Diesel em Outubro de 2000 (Variação cambial , US\$ 1,0 = R\$1,83)

** Preço de venda da energia pela concessionária para o setor terciário em Outubro de 2000 (R\$ 0,1879 por kWh)

*** (R - D): Diferença entre as receitas (R) e despesas (D) com a geração de energia elétrica. O sinal negativo significa déficit

5.4.3- Determinação dos custos operacionais com os sistemas de refrigeração

A determinação dos custos operacionais entre os sistemas de absorção e de compressão, tabela 5.8, será realizada com base no consumo de energia elétrica para atendimento dos sistemas com potência frigorífica de 35 kW.

Tabela 5.8: Comparação dos custos operacionais mensal com energia elétrica entre os dois sistemas de climatização, .

| Regime de operação | Custo do consumo próprio com energia /mês em kWh, com sistema de absorção R\$ | Custo do consumo próprio com energia /mês em kWh, com sistema de compressão R\$ | Comparação sistema de compressão x sistema de absorção (C - A)* R\$ |
|--------------------|---|---|---|
| | (A) | (C) | |
| R.08 | 323,18 | 725,29 | 402,11 |
| R.10 | 403,98 | 906,61 | 502,63 |
| R.12 | 484,78 | 1.087,93 | 603,16 |
| R.16 | 646,37 | 1.450,58 | 804,22 |

*(C-A): Diferença entre os custos operacionais dos sistemas de compressão (C) e absorção (A). O sinal positivo dos resultados representa superávit do sistema de absorção quando comparado com o sistema de compressão de mesma potência frigorífica.

5.4.4- Determinação dos custos operacionais e encargos financeiros

Na determinação dos custos, em base mensal, foram consideradas as despesas com pessoal, com manutenção e com os encargos financeiros.

(I) Despesas com pessoal de operação:

| | |
|--|------------------|
| - dois operadores: 2 operadores x R\$ 360,00 | R\$ 720,00 |
| - encargos sociais 35 % | R\$ 252,00 |
| - décimo terceiro salário (1/12) | <u>R\$ 81,00</u> |
| Total | R\$ 1.053,00 |

(II) Despesa com manutenção e de outros custeios da unidade cogeneradora:

| | |
|--|--------------|
| - estimado em 8 % do valor da despesa com combustível para o regime de operação de 10 h/dia..... | R\$ 1.424,00 |
|--|--------------|

(III) Encargos financeiros dos investimentos:

| | |
|---------------------------------|--------------|
| - estimado em 1,8 % ao mês..... | R\$ 1.755,00 |
|---------------------------------|--------------|

(IV) Custo Total = I+II+III.....R\$ 4.232,00

5.5- Análise da viabilidade econômica da unidade cogeneradora

Na análise da viabilidade econômica, para conversão da planta de emergência em uma unidade cogeneradora, foram levados em conta dois cenários relativos à origem do combustível. Esses cenários irão definir a metodologia para interpretação dos dados relativos às despesas e às receitas. Como despesas foram considerados: os investimentos realizados na ampliação do espaço físico da casa de força; na recuperação do sistema de geração de energia elétrica; na aquisição e na instalação dos equipamentos destinados à climatização de ambiente; pagamento de pessoal; custos operacionais; compra do combustível e os encargos financeiros. Como receitas são consideradas: a venda do excedente de energia elétrica; a comparação entre os custos com a utilização de um sistema de compressão e um de absorção de mesma potência frigorífica e o valor do potencial excedente de calor residual que ficará disponibilizado para futuras aplicações.

5.5.1- Cenários relativos à origem do combustível

No caso específico do Acre, a partir de 1998, com a implementação da legislação vigente para o setor elétrico, a geração de energia elétrica para suprimento da capital e das cidades do interior do estado vem sendo realizada sobre duas modalidades. Conforme está ilustrado no tabela 5.A.1, do anexo 5, Sistema Centralizado da Capital com potência instalada de 124,3 MW, é da responsabilidade da ELETRONORTE e o Sistema do Interior, com potência instalada de 27,5 MW, é da responsabilidade da ELETROACRE que opera todo seu sistema através da contratação de um operador independente “GUASCOR do Brasil”. Em ambos os casos o combustível é subsidiado pela Conta de Consumo de Combustível - CCC, que manterá o subsídio em torno de 50 % do valor do combustível até o ano de 2013, conforme resolução Nº 245 da ANEEL de 11/08/99. Nas unidades independentes que geram sua energia na forma de autoprodutor, o combustível pode ser adquirido diretamente da bomba dos distribuidores locais ou através de um cadastro especial junto a PETROBRÁS. O cadastro especial assegura o mesmo preço de compra dos distribuidores autorizados da PETROBRÁS.

A obtenção do óleo Diesel para geração de energia elétrica, para as condições do Acre, pode influenciar de forma significativa a decisão do usuário ou do empreendedor que queira investir na atividade de geração de energia elétrica, seja como autoprodutor ou como produtor independente. Nesse contexto, a análise da viabilidade econômica da unidade cogeradora da UFAC foi realizada com base nos cenários, descrito a seguir:

- **Cenário do combustível a preço de mercado:** neste cenário, denominado de “cenário do CPM” o combustível será adquirido direto da PETROBRÁS, na forma de cadastrado especial de autoprodutor, onde o preço praticado em Outubro de 2000 era de R\$ 0,7001 por litro.

- **Cenário do combustível com subsídio:** neste cenário, denominado de “cenário da CCC” o combustível será fornecido pela concessionária, ELETROACRE, que irá adquirir toda energia gerada do produtor independente.

5.5.2- Análise da viabilidade econômica a partir do cenário (CPM)

Tomando-se como referência o cenário do CPM, onde o combustível é adquirido diretamente da PETROBRÁS, a análise da viabilidade econômica será realizada a partir dos dados obtidos da análise energética e de custos, para os quatro regimes mais prováveis de operação da unidade cogeneradora. Na tabela 5.9 mostra-se a previsão das despesas com combustível e dos custos operacionais da unidade cogeneradora, calculados mensalmente e com seus valores acumulados no ano.

Tabela 5.9: Previsão das despesas com combustível e custos operacionais.

| Regime de Operação | Despesa com combustível e custos operacionais (R\$) | | | TOTAL ANO (R\$) |
|--------------------|---|---------------------|-----------|-----------------|
| | Despesa com combustível* | Custos operacionais | Total/mês | Despesa geral |
| R.08 | 14.240,03 | 4.232,00 | 18.472,03 | 221.664,36 |
| R.10 | 17.800,04 | 4.232,00 | 22.032,04 | 264.384,48 |
| R.12 | 21.360,05 | 4.232,00 | 25.592,05 | 307.104,60 |
| R.16 | 28.480,06 | 4.232,00 | 32.712,06 | 392.544,72 |

* Preço do óleo Diesel em Outubro de 2000 (R\$ 0,7001 p/litro).

A tabela 5.10 sintetiza as receitas a serem obtidas com a venda de energia elétrica excedente e com a geração de frio produzido a partir de parte do calor residual.

Tabela 5.10: Previsão das receitas.

| Regime de Operação | Receitas com a venda de energia elétrica excedente e da economia com a climatização. (R\$) | | | TOTAL ANO (R\$) |
|--------------------|--|--------------|------------|-----------------|
| | Energia elétrica* | Climatização | Total /mês | Receita bruta |
| R.08 | 11.702,41 | 402,11 | 12.104,52 | 145.254,24 |
| R.10 | 14.628,01 | 502,63 | 15.130,64 | 181.567,68 |
| R.12 | 17.553,61 | 603,16 | 18.156,77 | 217.881,24 |
| R.16 | 23.404,82 | 804,22 | 24.209,04 | 290.508,48 |

*Preço de venda da energia elétrica pela concessionária para o setor terciário em Outubro de 2000 (R\$ 0,1879 por kWh).

A tabela 5.11 sintetiza as receitas a serem obtidas com a venda de energia elétrica excedente, com a geração de frio produzido a partir do uso de parte do calor residual da descarga e com o aproveitamento econômico do calor residual excedente.

Tabela 5.11: Previsão das receitas com a geração de energia elétrica e do aproveitamento total do calor residual.

| Regime de Operação | Receitas a serem obtidas com a venda de energia elétrica e com o aproveitamento total do calor residual excedente. (R\$) | | | | TOTAL ANO (R\$) |
|--------------------|--|--------|---------------------------|--------------|-----------------|
| | Energia elétrica | Frio | Calor residual excedente* | Total Mensal | Receita bruta |
| R.08 | 11.702,41 | 402,11 | 4.679,17 | 16.783,69 | 201.404,28 |
| R.10 | 14.628,01 | 502,63 | 5.848,96 | 20.979,61 | 251.755,35 |
| R.12 | 17.553,61 | 603,16 | 7.018,75 | 25.175,52 | 302.106,24 |
| R.16 | 23.404,82 | 804,22 | 9.358,34 | 33.567,38 | 402.808,56 |

* Estimativa da possibilidade de receitas que poderão ser obtidas com o aproveitamento do calor residual excedentes. A projeção é de poder agregar até 50 % do valor do kWh elétrico, que em Outubro era de 2000 R\$ 0,1879 por kWh.

A tabela 5.12 apresenta a consolidação das receitas e das despesas realizadas com a operacionalização da unidade cogeneradora, somente com o aproveitamento parcial do calor residual, demonstradas nas tabelas 5.9 e 5.10.

Tabela 5.12: Previsão da receita líquida com aproveitamento parcial do calor residual.

| Regime de Operação | Comparativo da previsão das receitas e das despesas com a operacionalização da unidade cogeneradora (R\$) | | | TOTAL ANO (R\$) |
|--------------------|---|-----------|-------------|------------------|
| | Receitas | Despesas | Total (R-D) | Receita líquida* |
| R.08 | 12.104,52 | 18.472,03 | -6.367,51 | -76.410,12 |
| R.10 | 15.130,64 | 22.032,04 | -6.901,40 | -82.816,80 |
| R.12 | 18.156,77 | 25.592,05 | -7.435,28 | -89.223,36 |
| R.16 | 24.209,04 | 32.712,06 | -8.503,02 | -102.036,36 |

*O sinal negativo significa déficit na receita líquida.

A tabela 5.13 apresenta a consolidação das receitas e das despesas realizadas com a operacionalização da unidade cogeneradora, com o aproveitamento total do calor residual, demonstradas nas tabelas 5.9 e 5.11.

Tabela 5.13: Previsão da receita líquida com o aproveitamento total do calor residual (CPM)

| Regime de Operação | Comparativo da previsão das receitas e das despesas com a operaciolização da unidade cogeneradora (R\$) | | | TOTAL ANO (R\$) |
|--------------------|---|-----------|-------------|------------------|
| | Receitas | Despesas | Total (R-D) | Receita líquida* |
| R.08 | 16.783,69 | 18.472,03 | -1.688,34 | -20.260,08 |
| R.10 | 20.979,61 | 22.032,04 | -1.052,43 | -12.629,16 |
| R.12 | 25.175,52 | 25.592,05 | -416,53 | -4.998,36 |
| R.16 | 33.567,38 | 32.712,06 | 855,32 | 10.263,84 |

*O sinal negativo significa déficit e o positivo superávit da receita líquida anual

5.5.2.1- Conclusões da análise da viabilidade econômica a partir do cenário do CPM

Tomando-se como referência o cenário do CPM e a interpretação dos dados constantes nas colunas das despesas e receitas, podemos chegar as seguintes conclusões no tocante a viabilidade econômica da unidade cogeneradora:

i) Com aproveitamento parcial do calor residual, conforme tabela 5.12, foi realizada a consolidação das despesas e receitas. Os resultados demonstram, que nessa circunstância, os investimentos realizados no aproveitamento parcial do calor residual não apresentam viabilidade econômica. Portanto, os investimentos realizados apresentam retorno apenas no tocante ao domínio da tecnologia adotada.

ii) Com o aproveitamento total do calor residual, conforme tabela 5.13, foi realizada a consolidação das despesas e receitas. Os resultados demonstram que, nessa circunstância, os investimentos complementares, estimados em R\$ 37.500,00, a serem feitos para realizar o aproveitamento total do calor residual, só projetam superávit na receita líquida a partir do regime de operação da unidade superior a 16 horas/dia. Portanto, no cenário da CPM, o retorno do investimento ocorre a partir do período descrito a seguir:

| Regime de operação | Total de meses | Total de anos |
|--------------------|----------------|---------------|
| R.08 | - | - |
| R.10 | - | - |
| R.12 | - | - |
| R.16 | 157 | 13 |

5.5.3-Análise da viabilidade econômica a partir do cenário (CCC)

Tomando-se como referência o cenário da CCC, onde o combustível é fornecido pela concessionária, a análise da viabilidade econômica também será realizada a partir dos dados obtidos da análise energética e de custos, para os quatro regimes mais prováveis de operação da unidade cogeneradora. Vale ressaltar que, neste cenário, o preço do combustível não influi na composição dos custos da geração já que o mesmo é fornecido pela concessionária, como também toda energia gerada é adquirida a preço estabelecido em contrato. No caso do Estado do Acre, o contrato em vigor firmado entre a ELETROACRE e a GUASCOR, com validade para 10 anos, 1998/2008, o valor estabelecido para a energia gerada é de R\$ 72,50 (setenta dois reais e cinquenta centavos) por MWh (ELETROACRE, 1999).

Na tabela 5.14 são apresentados os resultados das despesas com combustível dos custos operacionais da unidade cogeneradora, calculados mensalmente e seus valores acumulados no ano.

Tabela 5.14: Previsão das despesas com combustível e custos operacionais.

| Regime de Operação | Despesa com combustível e custos operacionais mensal (R\$) | | | TOTAL ANO (R\$) |
|--------------------|--|----------|-----------|-----------------|
| | Combustível* | Custos** | Total/mês | Despesa geral |
| R.08 | - | 4.232,00 | 4.232,00 | 50.784,00 |
| R.10 | - | 4.232,00 | 4.232,00 | 50.784,00 |
| R.12 | - | 4.232,00 | 4.232,00 | 50.784,00 |
| R.16 | - | 4.232,00 | 4.232,00 | 50.784,00 |

* O combustível é fornecido pela concessionária, sem custos para o cogenerador.

** Custo médio fixo para os quatro regimes de operação.

A tabela 5.15 sintetiza as receitas a serem obtidas com a venda de energia elétrica excedente e com a geração de frio produzido a partir de parte do calor residual.

Tabela 5.15: Previsão das receitas com a venda de energia elétrica excedente e com a climatização.

| Regime de Operação | Receitas mensal obtidas com a venda de energia elétrica excedente e com frio para climatização (R\$) | | | TOTAL ANO (R\$) |
|--------------------|--|--------------|------------|-----------------|
| | Energia elétrica* | Climatização | Total /mês | Receita bruta |
| R.08 | 4.515,30 | 402,11 | 4.917,41 | 59.008,92 |
| R.10 | 5.644,12 | 502,63 | 6.146,75 | 73.761,00 |
| R.12 | 6.772,95 | 603,16 | 7.376,11 | 88.513,32 |
| R.16 | 9.030,60 | 804,22 | 9.834,82 | 118.017,84 |

*Preço da energia elétrica pago ao produtor independente pela concessionária de R\$72,50 por MWh, em Outubro de 2000.

A tabela 5.16 sintetiza as receitas a serem obtidas com a venda de energia elétrica excedente, com a geração de frio produzido a partir de parte do calor residual e com o aproveitamento econômico do calor residual excedente.

Tabela 5.16: Previsão das receitas com a geração de energia elétrica e do aproveitamento total do calor residual.

| Regime De Operação | Receitas a serem obtidas com a venda de energia elétrica e com o aproveitamento total do calor residual excedente. (R\$) | | | | TOTAL ANO (R\$) |
|--------------------|--|--------------|---------------------------|--------------|-----------------|
| | Energia elétrica | Climatização | Calor residual excedente* | Total mensal | Receita bruta |
| R.08 | 4.515,30 | 402,11 | 4.679,17 | 9.596,58 | 115.158,96 |
| R.10 | 5.644,12 | 502,63 | 5.848,96 | 11.995,71 | 143.948,52 |
| R.12 | 6.772,95 | 603,16 | 7.018,75 | 18.394,86 | 172.738,32 |
| R.16 | 9.030,60 | 804,22 | 9.358,34 | 19.193,16 | 230.317,92 |

* Estimativa da possibilidade de receitas a serem obtidas com o aproveitamento do calor residual excedente. A projeção é de poder agregar até 50 % do valor do kWh elétrico pago pelo consumidor à concessionária, que em Outubro de 2000 era R\$ 0,1879 por kWh.

A tabela 5.17 apresenta a consolidação das receitas, com o aproveitamento parcial do calor residual, e das despesas realizadas com a operacionalização da unidade cogeneradora, demonstrados nas tabelas 5.14 e 5.15.

Tabela-5.17: Previsão da receita líquida com aproveitamento parcial do calor residual.

| Regime De Operação | Comparativo da previsão das receitas e das despesas mensal com a operaciolização da unidade cogeneradora (R\$) | | | TOTAL ANO (R\$) |
|--------------------|--|----------|--------------|-------------------|
| | Receitas | Despesas | Total (R-D)* | Receita líquida** |
| R.08 | 4.917,41 | 4.232,00 | 685,41 | 8.224,92 |
| R.10 | 6.146,75 | 4.232,00 | 1.914,75 | 22.977,00 |
| R.12 | 7.376,11 | 4.232,00 | 3.144,11 | 37.729,32 |
| R.16 | 9.834,82 | 4.232,00 | 5.602,82 | 67.233,84 |

* (R-D): receita menos despesa/mês

** O sinal positivo significa superávit da receita líquida.

A tabela 5.18 apresenta a consolidação das receitas, com o aproveitamento total do calor residual, e das despesas realizadas com a operacionalização da unidade cogeneradora, demonstrados nas tabelas 5.14 e 5.16.

Tabela-5.18: Previsão da receita líquida com aproveitamento total do calor residual.

| Regime De Operação | Comparativo da previsão das receitas e das despesas mensal, com a operaciolização da unidade cogeneradora (R\$) | | | TOTAL ANO (R\$) |
|--------------------|---|----------|-------------|------------------|
| | Receitas | Despesas | Total (R-D) | Receita líquida* |
| R.08 | 9.596,58 | 4.232,00 | 5.364,58 | 64.374,96 |
| R.10 | 11.995,71 | 4.232,00 | 7.763,71 | 93.164,52 |
| R.12 | 18.394,86 | 4.232,00 | 10.162,86 | 121.954,32 |
| R.16 | 19.193,16 | 4.232,00 | 14.961,16 | 179.533,92 |

* O sinal positivo significa superávit da receita líquida.

5.5.3.1- Conclusões da análise da viabilidade econômica a partir do cenário da CCC

Nesse cenário a planta pode operar realizando ou não o aproveitamento do calor residual. Dessa forma, a simulação contempla às condições da unidade operando apenas para gerar energia elétrica ou gerando energia com aproveitamento simultâneo de parte do calor residual.

i) Sem aproveitamento do calor residual

i.1- Com a tarifa estipulada pela concessionária de R\$ 72,50 por MWh fornecido a rede, como remuneração da energia gerada pelo produtor independente, para as condições do

Acre e sem realizar cogeração, a margem de lucro negociada entre a concessionária e o produtor é de 14 %, em relação ao custo de produção de cada MWh.

ii) Com o aproveitamento de parte do calor residual

ii.1- Com o aproveitamento de parte do calor residual, conforme tabelas 5.14 e 5.15, os resultados demonstram que os investimentos realizados para implementar a cogeração apresentaram um acréscimo médio de 16 % na receita líquida da atividade. A partir das receitas obtidas com a venda da energia elétrica e a economia do sistema de climatização, de acordo com os regimes de operação, será possível realizar a amortização dos investimento nos períodos a seguir:

ii.1.1- Período de amortização com relação ao investimento realizado apenas na aquisição e instalação dos equipamentos para climatização de ambiente, isto é: despesas realizadas com aquisição e instalação dos equipamentos, dividido pela economia conseguida com o sistema de climatização por absorção (tabela 5.8).

| Regime de operação | Total de meses | Total de anos |
|--------------------|----------------|---------------|
| R.08 | 83 | 6,9 |
| R.10 | 66 | 5,5 |
| R.12 | 55 | 4,5 |
| R.16 | 41 | 3,4 |

ii.1.2- Período de amortização com relação aos investimentos realizados na instalação da unidade cogeneradora, isto é: as despesas de instalação (tabela 5.6) dividido pela receita obtida com venda de energia elétrica excedente e a economia conseguida com sistema de climatização por absorção (tabela 5.17).

| Regime de operação | Total de meses | Total de anos |
|--------------------|----------------|---------------|
| R.08 | 142 | 11,8 |
| R.10 | 50 | 4,2 |
| R.12 | 31 | 2,6 |
| R.16 | 17 | 1,4 |

iii) Comparação do período de retorno dos investimentos com a CCC

A viabilidade econômica da unidade cogeneradora é demonstrada a partir do cenário da CCC, tabela 5.19, que projeta o parâmetro “tempo de retorno dos investimentos”. Através deste é possível comparar o tempo necessário para amortizar os investimentos já realizados e os que poderão ser realizados na implementação da tecnologia. Nessa comparação, foram levados em conta os regimes de operação da unidade geradora para as seguintes condições: a- com aproveitamento de parte do calor residual e, b- com o aproveitamento total do calor residual.

Tabela-5.19: Comparação do tempo de retorno dos investimentos para o cenário da CCC.

| Regime de operação | a- Com aproveitamento de parte do calor residual* | b- Com aproveitamento total do calor residual** |
|--------------------|---|---|
| | Total de anos | Total de anos |
| R.08 | 11,8 | 2,1 |
| R.10 | 4,2 | 1,4 |
| R.12 | 2,6 | 1,1 |
| R.16 | 1,4 | 0,8 |

* Leva-se em conta os investimentos já realizados.

**Leva-se em os investimentos a serem realizados na ampliação do sistema.

5.5.3.2- Análise comparativa dos cenários da CPM e da CCC

Com base nos resultados das análises econômicas para cada cenário, do CPM (combustível a preço de mercado) e da CCC (conta de consumo de combustível), é feita a análise comparativa dos períodos de retorno dos investimentos para os dois cenários. A tabela 5.20, mostra os regimes possíveis de operação da planta cogeneradora, como também, a previsão do tempo de retorno para as condições de aproveitamento de parte do calor residual e de sua totalidade.

Tabela-5.20: Período de retorno dos investimentos para CPM e CCC.

| Regime de operação | CPM/anos | | CCC/anos | |
|--------------------|----------|------|----------|------|
| | APCR | ATCR | APCR | ATCR |
| R.08 | * | * | 11,8 | 2,1 |
| R.10 | * | * | 4,2 | 1,4 |
| R.12 | * | * | 2,6 | 1,1 |
| R.16 | * | 13 | 1,4 | 0,8 |

* Regimes que apresentaram receitas negativas.

- APCR: Com aproveitamento de parte do calor residual.

- ATCR: Com aproveitamento total do calor residual.

A partir da tabela 5.20 pode-se chegar a conclusão que a viabilidade econômica da planta cogeneradora só acontece, para as condições do CPM, a partir do Regime de operação superior a 16 h/dia (R-16) e com o aproveitamento total do calor residual. Para as condições da CCC, a viabilidade pode ocorrer para quase todos os regimes de operação, tanto com o aproveitamento parcial ou total do calor residual. Vale ressaltar que o incentivo da CCC, para geração termelétrica, só irá permanecer até o ano de 2013.

5.6- Análise da viabilidade econômica de implantação da mesma unidade cogeneradora com a realização de 100 % dos investimentos

A análise da viabilidade econômica de implantação de uma unidade cogeneradora de 355 kW, com o desembolso de 100 % dos investimentos, será realizada com base no cenários da CCC. Nesta análise serão levados em conta os investimentos, as despesas e as receitas que poderão ser obtidas a partir da operacionalização da unidade cogeneradora. Como investimentos serão considerados o capital mobilizado para construção do espaço físico da casa de força, na aquisições da unidade geradora de energia elétrica, quadros de comando, reservatório de combustível, equipamentos destinados a montagem dos sistemas de geração de vapor e de climatização de ambiente, como também, os custos de instalação dos equipamentos. Como despesas serão considerados os custos operacionais e os encargos financeiros. Como receitas serão consideradas as vendas do excedente de energia elétrica e do aproveitamento do calor residual tecnicamente recuperável.

5.6.1- Investimentos a serem realizados no primeiro ano

Na tabela 5.21. estão relacionados os investimentos a serem realizados para instalação de uma unidade cogeneradora referentes aos seguintes itens: construção da casa de força, aquisição da unidade geradora de energia elétrica, quadros de comando, reservatório de combustível, sistema de absorção, para climatização de ambiente, sistema de geração de vapor e água quente, despesas de instalação dos equipamentos.

Tabela-5.21: Investimentos para instalação da unidade cogeneradora.

| Descrição dos itens | Valor em R\$* |
|--|---------------|
| 01-Construção das instalações físicas da casa de força | 60.000,00 |
| 02-Unidade geradora de 355 kWA | 120.000,00 |
| 03-Quadros de comando | 25.000,00 |
| 04-Reservatório de combustível | 4.000,00 |
| 05-Sistema de absorção de 35 kW + Fan-coils | 29.000,00 |
| 06-Sistema de geração de vapor | 29.000,00 |
| 07-Despesas de instalação dos equipamentos | 17.000,00 |
| Total | 284.000,00 |

* Variação cambial do dólar em Outubro de 2000 (1US\$ = R\$ 1,83)

5.6.2- Determinação dos custos operacionais e encargos financeiros

Na determinação dos custos, em base mensal, serão levados em conta as despesas com pessoal, com manutenção e com os encargos financeiros.

(I) Despesas com pessoal de operação:

| | |
|---|--------------|
| - operadores: 3 operadores x R\$ 360,00 | R\$ 1.080,00 |
| - encargos sociais 35 % | R\$ 378,00 |
| - décimo terceiro salário (1/12) | R\$ 121,50 |
| Total | R\$ 1.579,50 |

(II) Despesa com manutenção e de outros custeios da unidade cogeneradora:

| | |
|--|--------------|
| - estimado em 8 % do valor do investimento, ou seja: | |
| 8 % do investimento ÷ 12 | R\$ 1.893,33 |

(III) Encargos financeiros dos investimentos:

| | |
|---------------------------------|--------------|
| - estimado em 1,8 % ao mês..... | R\$ 5.112,00 |
|---------------------------------|--------------|

(IV) Custo Total = I+II+IIIR\$ 8.584,83

5.6.3- Capacidade de geração de energia elétrica da unidade cogeneradora

A unidade cogeneradora equipada com um conjunto gerador, que a plena carga tem capacidade gerar 355 kVA, operando com 90 % de sua capacidade, com oferta média de 320 kVA. Com base nesse regime de operação, na tabela 5.20, é mostrado a potência excedente da unidade.

Tabela-5.22: Potência excedente da unidade geradora

| Especificação | Excedente kW |
|---|-----------------|
| Geração de energia elétrica (1) | 320,00 |
| Consumo próprio de energia elétrica (2) | 8,60 |
| Total = (1) - (2) | 311,40 |

5.6.4- Opções para geração de energia elétrica a partir da potência excedente

Com a potência excedente determinada no item 5.5.3, tabela 5.22, é feita a simulação dos regimes que a unidade cogeneradora poderá operar, tomando-se como base os horários de atendimento da concessionária, para 25 dias/mês. Os regimes considerados serão os seguintes:

R.16 = Regime de 16 h/dia

R.20 = Regime de 20 h/dia

R.24 = Regime de 24 h/dia

Na tabela 5.23 é demonstrado como serão mantidos os custos operacionais da unidade cogeneradora para os três regimes de operação.

Tabela-5.23: Previsão dos custos de operação da planta.

| Regime de Operação | Custos mensal (R\$) | | | TOTAL /ANO (R\$) |
|-----------------------|------------------------|----------|-----------|---------------------|
| | Combustível* | ** | Total/mês | Despesa geral |
| R.16 | - | 8.584,83 | 8.584,83 | 103.017,96 |
| R.20 | - | 8.584,83 | 8.584,83 | 103.017,96 |
| R.24 | - | 8.584,83 | 8.584,83 | 103.017,96 |

* O combustível é fornecido pela concessionária, sem custos para o cogenerador.

** Custo médio fixo para os três regimes de operação.

A tabela 5.24 mostra a previsão das receitas a serem obtidas, pela unidade cogeneradora, com a venda apenas da energia elétrica excedente.

Tabela-5.24: Previsão das receitas com a venda apenas da energia elétrica.

| Regime de Operação | Receitas com a venda de energia elétrica* | | TOTAL/ANO |
|--------------------|---|------------------|---------------------|
| | Energia elétrica (kW) | Total /mês (R\$) | Receita bruta (R\$) |
| R.16 | 124.560 | 9.030,60 | 108.367,20 |
| R.20 | 155.700 | 11.288,25 | 135.459,00 |
| R.24 | 186.840 | 13.545,90 | 162.550,80 |

*Preço da energia elétrica pago ao produtor independente pela concessionária de R\$72,50 por MWh, em Outubro de 2000.

A tabela 5.25 sintetiza as receitas a serem obtidas com a venda de energia elétrica excedente e com o aproveitamento econômico do calor residual em sua totalidade.

Tabela-5.25: Previsão das receitas com a geração de energia elétrica e do aproveitamento total do calor residual com geração de frio, vapor e água quente.

| Regime de Operação | Receitas a serem obtidas com a venda de energia elétrica e com o aproveitamento total do calor residual. | | | | TOTAL ANO (R\$) |
|--------------------|--|------------------|------------------------------------|--------------|-----------------|
| | Energia elétrica | Geração de frio* | Geração de vapor e de água quente* | Total mensal | Receita bruta |
| R.16 | 9.030,60 | 603,00 | 2.783,00 | 12.416,60 | 148.999,60 |
| R.20 | 11.288,25 | 603,00 | 2.783,00 | 14.674,25 | 176.091,00 |
| R.24 | 13.545,90 | 603,00 | 2.783,00 | 16.931,90 | 203.182,80 |

*Estimativa da possibilidade de receitas a serem obtidas com o aproveitamento do calor residual economicamente recuperável, com um tempo médio de 12 horas dia. A projeção é de poder agregar até 50 % do valor do kWh, elétrico, pago ao produtor independente.

5.6.5- Retorno dos investimentos

A previsão do retorno dos investimentos é realizada com base nas opções em que o produtor independente pode atuar no mercado de geração de energia elétrica, com o suporte da legislação vigente. Assim, as tabelas 5.24 e 5.25 apresentam a consolidação das receitas

e dos custos operacionais realizados com a da unidade operando sem realizar cogeração e como unidade cogeneradora.

i) Sem realizar cogeração:

Tabela-5.26: Previsão da receita líquida apenas com a venda de energia elétrica.

| Regime de Operação | Comparativo da previsão das receitas e das despesas com a operaciolização da planta /mês (R\$) | | | TOTAL ANO (R\$) |
|--------------------|--|----------|--------------|-------------------|
| | Receitas | Despesas | Total (R-D)* | Receita líquida** |
| R.16 | 9.030,60 | 8.584,83 | 445,77 | 5.349,24 |
| R.20 | 11.288,25 | 8.584,83 | 2.703,42 | 32.441,04 |
| R.24 | 13.545,90 | 8.584,83 | 4.961,07 | 59.532,84 |

* (R-D): receita menos despesa

** O sinal positivo significa superávit na receita líquida.

ii) Como unidade cogeneradora:

Tabela-5.27: Previsão da receita líquida com a venda de energia elétrica e calor residual

| Regime de Operação | Comparativo da previsão das receitas e das despesas com a operaciolização da unidade cogeneradora/mês (R\$) | | | TOTAL ANO (R\$) |
|--------------------|---|----------|--------------|-------------------|
| | Receitas | Despesas | Total (R-D)* | Receita líquida** |
| R.16 | 12.416,60 | 8.584,83 | 3.831,77 | 45.981,24 |
| R.20 | 14.674,25 | 8.584,83 | 6.089,42 | 73.073,04 |
| R.24 | 16.931,90 | 8.584,83 | 8.347,07 | 100.164,84 |

* (R-D): receita menos despesa

** O sinal positivo significa superávit na receita líquida.

5.6.6- Conclusões da análise da viabilidade econômica a partir do cenário da CCC

Tomando-se como referência o cenário da CCC e a interpretação dos dados constantes nas tabelas 5.26 e 5.27, onde são simulados as condições operacionais da

unidade que pode operar realizando ou não o aproveitamento do calor residual, podemos chegar as seguintes conclusões sobre a viabilidade econômica da planta:

i) Sem realizar cogeração

Com a tarifa estipulada pela concessionária de R\$ 72,50 por MWh como remuneração da energia gerada pelo produtor independente, para as condições do Acre e sem realizar cogeração, assegura-se o retorno dos investimentos nos seguintes períodos:

| Regime de operação | Total de anos |
|--------------------|---------------|
| R.16 | 40 |
| R.20 | 6,5 |
| R.24 | 3,6 |

ii) Como unidade cogeneradora

Com a mesma tarifa de R\$ 72,50 por MWh como remuneração da energia gerada pelo produtor independente ou pelo cogenerador, para as condições do Estado do Acre, o retorno dos investimentos pode ocorrer nos seguintes períodos:

| Regime de operação | Total de anos |
|--------------------|---------------|
| R.16 | 6,2 |
| R.20 | 3,9 |
| R.24 | 2,8 |

5.6.6.1- Comparação entre os tempos de retorno dos investimentos

O retorno dos investimentos da planta cogeneradora é demonstrada a partir da tabela 5.28. Através deste, é possível comparar a redução do tempo necessário para amortizar os investimentos realizados na implementação da tecnologia de cogeração.

Tabela-5.28: Comparação do tempo de retorno dos investimentos.

| Regime de operação | Retorno dos investimentos sem realizar cogeração Total de anos | Retorno dos investimentos realizando cogeração Total de anos |
|--------------------|---|---|
| R.16 | 40 | 6,2 |
| R.20 | 6,5 | 3,9 |
| R.24 | 3,6 | 2,8 |

5.6.6.2- Conclusão da análise da viabilidade econômica da planta cogeneradora com a realização de 100 % de investimento.

Para o cenário da CCC, conta de consumo de combustível, onde o produtor recebe o combustível da concessionária e que é entregue na unidade geradora, os investimentos em cogeração são considerados viáveis, já que a tarifa paga com o incentivo cobre todos os custos da geração, conforme é demonstrado nas tabelas 5.26 e 5.27. Com base nesses resultados, podemos concluir, que nesse cenário, os investimentos realizados pelo cogenerador tornam-se bastantes atrativos, já que reduzem de forma significativa o tempo de retorno do capital investido, tabela 5.28. Além da redução do tempo de retorno, para os mesmos regimes de operação a renda líquida após a amortização do capital investido projeta um acréscimo superior a 50 %, quando comparada com a unidade geradora de mesma potência sem realizar cogeração. As vantagens asseguradas pelo incentivo da CCC para condições de curto de prazo também se estenderão para às de médio prazo, já que a vigência da resolução permanecerá até 2013. Dessa forma, haverá necessidade de orientar os futuros investidores sobre a adequação de seus projetos às leis de mercado. Com esse procedimento, os lucros que serão obtidos nesse período não se transformarão em prejuízos após a retirada ou a redução dos incentivos.

Capítulo 6

6.1- Conclusões

Da constatação de que os parques termelétricos do Estado do Acre e parte dos demais Estados da Regiões Norte e Centro-Oeste, com potência instalada da ordem de 980 MW, estão operando apenas para gerar energia elétrica e da inexistência de trabalhos e pesquisas experimentais direcionadas para o aproveitamento do calor residual dos referidos parques, na ordem de 2/3 da potência instalada, é que foi proposto e concluído o trabalho referente ao desenvolvimento e à instalação de um cogedor compacto no campus da Universidade Federal do Acre, que passará a operar como laboratório de pesquisa e qualificação de recursos humanos voltados para o desenvolvimento e a implementação dessa tecnologia.

O cogedor compacto, com capacidade de gerar 355 kVA foi projetado para atender parte da demanda de energia elétrica do campus da UFAC e, simultaneamente, recuperar os gases da descarga do motor, para suprir um sistema climatização de ambiente. A partir dos resultados satisfatórios dos testes operacionais, foi possível adequar a unidade cogedora para atender 50 % da demanda do campus nos horários da manhã e da tarde, sendo que no horário noturno a geração pode suprir até 100 %. Nessa unidade, a recuperação dos gases da descarga, equivalente a 22 %, assegura o suprimento do sistema de absorção com capacidade frigorífica de 35 kW, que está sendo utilizado para climatizar os ambientes de trabalho do Laboratório de Energia Solar.

O sistema de climatização, montado com duas unidades de 17,5 kW cada, contribuiu para que a eficiência da planta fosse elevada de 33 % para 36,6 %. Dessa forma, adotando-se o mesmo procedimento, o calor residual excedente da descarga permite que possam ser instaladas mais seis unidades em paralelo, que elevará a potência frigorífica para 140 kW e a eficiência da

planta para 47,5 %. Associando-se também o aproveitamento total do calor residual, disponível da água de refrigeração para outras finalidades, a eficiência global da unidade cogeneradora poderá ser elevada ainda mais.

No estudo realizado para determinar a viabilidade econômica, foi simulado a planta operando na categoria de produtor independente, na modalidade de unidade cogeneradora, onde o suprimento de combustível poderá ser realizado com base nos cenários denominados de CPM (combustível a preço de mercado) e de CCC (conta de consumo de combustível). Levando-se em conta esses cenários, as análises de viabilidade foram realizadas para as situações que visam transformar uma planta geradora de energia elétrica, já existente, em uma planta cogeneradora, onde parte dos investimentos são considerados amortizados e, também, para o caso onde será necessário a realização total dos investimentos.

Para o cenário da CPM a transformação da planta existente em planta cogeneradora, na condição de que o cogenerador tem de adquirir o combustível nos distribuidores locais ou direto da PETROBRÁS, a análise econômica demonstrou que os investimentos a serem realizados só serão economicamente viáveis para as situações que permitem o aproveitamento total do calor residual, tecnicamente recuperável, e que os regimes de operação da planta sejam superiores a 16 horas/dia.

Para o cenário da CCC, onde o produtor recebe o combustível da concessionária entregue na unidade geradora, a transformação da planta existente em unidade cogeneradora representa uma boa opção de investimento, já que a tarifa cobre todos os custos da geração da energia elétrica e assegura um retorno de 14 % por MWh entregue a rede. Na análise econômica desse cenário verifica-se que as receitas a serem obtidas com aproveitamento do calor residual, tecnicamente recuperável, são suficientes para cobrir os investimentos e as despesas operacionais das atividades com a cogeração, sendo que o retorno do capital investido pode ocorrer em períodos que variam de 0,8 a 2,1 anos, de acordo com os regimes de operação da planta.

Tomando-se como referência as análises de viabilidade econômica realizadas para as condições de transformação da planta geradora já existente em unidade cogeneradora, foi realizada

também a análise do tempo de retorno dos investimentos para montagem de um empreendimento com a mesma potência da unidade piloto instalada no campus da UFAC. A partir da análise realizada como base no cenário da CCC, chegou-se aos seguintes resultados: a) Nesse cenário, a tarifa paga com o incentivo cobre todos os custos da geração, conforme está demonstrado na tabela 5.26; b) os investimentos realizados na cogeração asseguram o retorno do capital em 2,8 anos, para as condições do regime de operação de 24h/dia; c) redução dos prazos em 50 % do tempo, quando comparado com a categoria de não cogedor para o mesmo regime de operação, sendo que a renda líquida poderá ser acrescida em mais de 40 % após a amortização do capital investido; d) os indicadores, a partir da CCC, permitem assegurar que é bastante atrativa a realização de investimentos em cogeração para as condições regionais, principalmente que o incentivo, previsto em Lei, tem duração até o ano 2013; e) o tempo, superior a 11 anos de duração da CCC será suficiente para que os empreendedores possam de forma gradual realizar a adequação dos investimentos e adaptação das plantas cogedoras para as Leis de Mercado.

Concluimos finalmente que a entrada em operação da planta piloto cogedora, a partir de sua primeira fase, passa a assegurar na UFAC as condições para a realização de estudos e pesquisas sobre os potenciais termodinâmico, técnico e econômico destinados a difundir, implementar e aprimorar a tecnologia de cogeração para o Estado do Acre e Região. Ressaltamos que o potencial termodinâmico, vinculado somente às concessionárias de geração de energia elétrica do Estado do Acre, é da ordem de 2/3 dos seus 151,8 MW da potência instalada e já encontra-se na fase de testes, mais um parque gerador de 40 MW o qual deverá entrar em operação definitiva até o final de 2001. Além da potência instalada na Região o programa de aproveitamento do gás de Urucu e da Bolívia, para geração termelétrica, projeta um ampliação dos parques geradores de Manaus, Rondônia e Mato Grosso em mais de 700 MW, até o ano de 2003.

6.2- Sugestões para futuros trabalhos

- Ampliação dos estudos de viabilidade técnica e econômica para instalação de cogeneradores compactos destinados ao setor terciário e de serviços.
- Ampliação dos estudos sobre a tecnologia de refrigeração por absorção, vapor de processo, ar quente e demais aplicações práticas da utilização de calor residual.
- Realização de estudos sobre o potencial termodinâmico, viabilidade técnica e econômica para implementação da cogeração dos sistemas isolados da capital e dos municípios do Estado do Acre, como também, dos demais Estados da região e Países vizinhos.
- Definição de parâmetros técnicos para adaptação dos parques termelétricos existentes e dos novos a serem implantados visando o aproveitamento do calor residual por indústrias.
- Realização de estudos de viabilidade técnica e econômica de utilização de biomassa como combustível na implantação de unidades cogeneradoras no Acre e Região.
- Realização de análise termodinâmica dos processos de transferência de calor nos diversos circuitos do cogenerador compacto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AFME, La cogeneration dans le secteur tertiaire em france - Perspectives de développement, Paris, 1990.

AIE/OCDE, Prévicion de conts de l'electricité par des centrales mises en service in 1995, Paris, 1990.

ALLEN, H. C., História de los Estados Unidos de America, Buenos Aires: Paidos, 1982.

ALMÉM, C. G., Curso de refrigeração à absorção, Campinas –SP: FEM/UNICAMP, 1996.

ANDERSON, E. P., PALMQUIST, R. E., Refrigeration: home and commercial, New York, E.U.: Howard W. Sams & Co., Inc, 1983.

ANDRADE, M. C., Geografia econômica, São Paulo: Editora Atlas, 1984.

ANAIS, I Simpósio brasileiro sobre cogeração de energia na indústria, Campinas-SP: UNICAMP, 1989.

ASHRAE, Handbook, Fundamentals American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Second Printing, Atlanta, 1993.

ASTHON, T.S., Studies in the industrial revolution, Londres, 1971.

BAJAY, S. W., WALTER, A. C. S., Geração descentralizada de energia elétrica, Campinas-SP: Anais do I Simpósio brasileiro sobre cogeração de energia na indústria, UNICAMP, 1989.

BARBALHO, A., Energia e desenvolvimento, Rio de Janeiro: Eletrobrás, 1987.

BASALLA, G., The evolution of technology, Cambridge University Press, Cambridge, 1988.

BEN, Balanço energético nacional, Brasília – DF: MME/SNE/DNDE, 2000.

BINDON, F. J. L., Parallel operation of generating plant within a public electricity supply network, power engineering journal, London, January, 1992.

BOLES, A. M., ÇENGEL, Y. A., Thermodynamics: an engineering approach, second edition, MacGraw-Hill, inc., New York, 1994.

BOULANGER, P., ADAM, B., Motores diesel, São Paulo: Hemus, 1987.

BRANDÃO, P., Risco de déficit, perspectiva em andamento de obras, São Paulo Energia, no.54, julho, 1989.

BRASIL ENERGIA, Principais Gasodutos Brasileiros: Integrações na América do Sul, Rio de Janeiro: Editora Brasil Energia Ltda, Número 228, Novembro, 1999.

BRUN, M. J., La Cogeneration en France”, IFE - Institut Français de l’Energie, Paris, 1988.

CETENO, R., Economia del petroleo y del gas natural, Madrid – Espanha: Editorial Tecnos, 1974.

CIPOLLA, C. M., História econômica da população mundial, Rio de Janeiro: Editora Zahar, 1974.

CLAYTON, R. E., The price of wheeling, Milaca: Marier Communications, vol. 23, nº 7, pp.68-75, 1993.

CORTEZ, L. A. B., PEREIRA, J. T. V., ZUKOWSKI Jr., J. C., Estudos técnicos e economia de energia em refrigeração: Aplicações da amônia, Manaus: Editora Universidade do Amazonas, 1998.

COSTA, E. C., Física aplicada à construção: conforto térmico, São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1981.

COSTA, E. C., Refrigeração, 3ª edição, : São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1994.

- CREDER, H., Instalações de ar condicionado, Rio de Janeiro: LTC Editora, 1990.
- DEANE, P, The first industrial revolution, Londres: Cambridge University Press, 1965.
- DERBIER, J.C., HÉMERY, D., DELÉAGE, J., Energy and civilization through the ages, New Jersey – E.U., 1991.
- DERRY, T.K., WILLIAMS, T. I., História de la tecnología desde 1750 hasta 1900, volumes I e II, Madrid, Espanha: Siglo veintiuno de España editores S.A., 1980.
- DIAMANT, R. M. E., Total energy, New York: Pergamon Press, 1970.
- DISDIER, A. R., El mercado potencial de la cogeneración en la industria española, cogeneración 88 – Jornada técnicas – ponencias, Madrid, 1989.
- DNDE – MME, Rio de Janeiro: Instituto de Energia da UFRJ/Eletróbrás, 1996.
- DOSSAT, R. J., Principles of Refrigeration, New York: John Wiley and Sons, Inc., 1986.
- DUNSHEATH, P., A history of electrical power industry, Londres: Faber and Faber, 1962.
- ELETROACRE, Relatório anual, Rio Branco-Acre: 1999.
- ELETRONORTE, Relatório anual, Brasília – DF: 2000.
- FRESNO, R. A., Maquinas motrices, Buenos Aires-Argentina: Editorial Librería Mitre, 1965.
- GCA, Grupo combustíveis alternativos, Campinas-SP: Anais do I Simpósio brasileiro sobre cogeração de energia na indústria, UNICAMP, 1989.
- GROSAMAN, Z. P., CASSEDY, E. S., Introduction to energy: resources, technology and society, New York: Cambridge University Press, , 1993.
- HAVRELLA, R. A., Heating, ventilation and air-conditioning fundamental, New York: McGraw-Hill, Book Company, 1981.

- HENNESSEY, R. A. S., The electric revolution, Oriel Press, New-castle upon Tyne, 1972.
- HENRY, H. W. et al., Energy management: theory and practice, Marcel Dekker, Inc., New York, 1980.
- HINTON, LORD, Heavy current electricity in the kingdom: history and development and, Oxford: Pergamon, 1979.
- HITTIG, A., manual de engenharia industrial, São Paulo: Editora Globo, 1984
- HOLDOCK, J. H., Cogeneration – combined heat and power (CHP), Florida, E.U.: Krieger Publishing Company, 1997
- HU, S. D., Hand book of industrial energy conservation, New York, E.U.: Van Reinold Company Inc., 1983.
- HU, S. D., Cogeneration, Virginia, E.U.: Reston Publishing Company Inc., 1985.
- IGLESIAS, F. G., A revolução industrial, São Paulo: Editora Brasiliense, 1982
- INESTENE, La développement de la cogénération en Europe, Paris, 1990.
- JANNUZZI, G. M., SWISHER, J. N. P., Planejamento Integrado de Recursos Energéticos, Campinas –SP: Editora Autores Associados, 1997.
- JONES, W. P., Engenharia de ar condicionado, Rio de Janeiro: Editora Campus Ltda , 1983.
- KILON. I., The evolution of the heat engine, London: Logman, 1972.
- KOVACIK, J. M., Cogeneration applications considerations, New York, USA: General Electric, Gas Turbine Reference Library , 1982.

LEITE, R. C., Pró-álcool: a única alternativa para o futuro, Campinas – SP: Editora da UNICAMP, 1990.

LUENGO, C. A., WALTER, A. C. S., SILVEIRA, J. L., Estudo da viabilidade técnica, econômica e institucional do projeto de um cogenerador compacto para o laboratório de combustíveis alternativos da UNICAMP, Campinas-SP: Relatório do Projeto FAPESP, 1992.

LUKANIN, V.N., Motores de combustão interna, URSS: Editorial Mir, 1988.

MACEDO, I. C., Perspectiva da cogeração nas usinas de açúcar e álcool, Anais do I Simpósio brasileiro sobre cogeração de energia na indústria, UNICAMP, 1989.

MARTIN, J. M., A economia mundial da energia, São Paulo: Editora UNESP, 1992.

MENDES, L. M. O., Refrigeração e ar condicionado, São Paulo: Ediouro S. A., 1984.

MESNY, M., Motores diesel, Buenos Aires – Argentina: Libreria y Editorial Alsina, 1958.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA - DNAEE, Aquisição de energia elétrica excedente de autoprodutores - Aspectos legais e institucionais, Brasília: M.M.E. 1987.

MONTOUX, P., La revolucion industrial en el siglo XVII, Madrid – Espanha: Editora Auilar, 1962.

MORAIS, P. B. et al, Cogeração e auto-geração no setor comercial e de serviços, São Paulo: Relatório Final da Sub-Comissão entre Eletropaulo, CONGÁS, CESP, CPFL e IPT, 1992.

NEF, Geografia econômica do petróleo, São Paulo: Editora Zahar, 1966.

NORRIS, R. W. et al., Manual de engenharia química, seção 12: psicrometria, resfriamento por evaporação, condicionamento de ar e refrigeração, São Paulo: Editora Guanabara Dois, 1983.

NOVA, A. C. B., Energia e classes sociais no Brasil, São Paulo: Edições Loyola, 1985

OBERT, E. F., Motores de combustão interna, Porto Alegre: Editora Globo, 1990.

ODELL, P. R., Geografia do petróleo, Rio de Janeiro: Zahar Editores, 1966.

OFICINA DO FRIO, Fluidos refrigerantes, R-402 A e R-402B: opção para substituição do R-502, São Paulo: RPA Editorial Ltda, no. 38, 1998.

OJEA, E. A., Tratado geral de refrigeración, Buenos Aires – Argentina: Editorial Bell, 1973.

ORLANDO, A. J., Hospital cogeneration on the rise to cut electricity and steam costs, Cogeneration, pp34-36, Washington, E.U.: Pequot Publishing, , March/April, 1987.

ORLANDO, J. A., Cogeneration Planner's handbook, Indian Trail, E.U.: The Fairmont Press, 1991.

PALMER, S., The impact of the gas turbine on the design of major surface warships, London: Journal of the Institution of Naval Architects, 1973.

PEDRO, A., História moderna e contemporânea, São Paulo: Editora Moderna Ltda, 1985.

PULLIAM, E. R., The California experience, Anais do I Simpósio Brasileiro Sobre Cogeração de Energia Elétrica na Indústria, Campinas-SP: UNICAMP, 1989.

RADANNE, P., PUISEUX, L., L'Énergie dans l'économie, Paris: Syros, 1989.

RAPIN, P., Manual do frio, São Paulo: Editora Hemus, 1987.

REEVE, S. G., et al., Power generatin in the UK, London: apply energy, vol39, Elsevier Science Publihers Ltd, 1991.

RÉMOND, R., Introdução a história do nosso tempo, Século XIX , São Paulo: Editora Cultrix, 1974.

RIOUX, J. P., A revolução industrial de 1780 – 1880, São Paulo: Livraria Pioneira Editora, 1971.

RODRIGUES, E. C., Crise energética, Rio de janeiro: Livraria José Olympio Editora, 1975.

SALAS, M. C., Termotcnia: transmision, producion, y aplicaciones industriales del calor, Madrid-Espanha: Editora Dossat, 1956.

SANTOS, F. E. A., SILVEIRA, J. L., LUENGO, C. A., Cogeração com motores diesel: potencial termodinâmico no estado do Acre, UNESP: Campos do Jordão –S.P., Anais do III Congresso Latino-Americano de geração e transmissão de energia, 1997.

SCHLAIFER, R., HERON, S. D., Development of aircrft engines and fuels, Harvard University Press, Boston (Mass.), 1950.

SKEATH, A., Workshop sobre a produção independente de eletricidade, Rio de Janeiro: Anais, Comitê Brasileiro do Conselho Mundial de Energia, 1993.

SILVA, R. B., Ciclos frigoríficos e bomba de calor, São Paulo: Grêmio Politécnico da USP, 1959.

SILVEIRA, J. L., A case study of a small cogeneration susing different fuells, II Asian Pacific Int. Simp. on Combustion and Energy Utilization, 278-283, 1993.

SMITH, J. M., NESS, H. C., Introdução a termodinâmica da engenharia química, Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1980.

STOEKER, W. F., JONES, J. W., Refrigeração e Ar Condicionado, São Paulo: MacGraw-Hill do Brasil, , 1987.

TATTON-BROWN, P., Main propultion gas turbines in the R. N., North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders, 1970.

TAYLOR, C. F., Análise dos motores de combustão interna, volumes I e II, São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1971.

TOTEM - Total Energy Module, How to find out the economic results with TOTEM instalations in hotels, Torino: LIB/001/88GB, p.10, Divisione TOTEM BIKLIN, 1988.

TREVISAN, W., Manual técnico, São Paulo: Instituto Brasileiro de Edições Científicas - IBEC, 1980.

ULLMANN, F., Enciclopedia de química industrial, Barcelona – Espanha: Gustavo Gili, Editor, 1959.

WALTER, A. C. S., Cogeração e geração termoelétrica: análise junto ao setor sucro-alcooleiro, Campinas- PS: Tese de doutorado, Unicamp, 1994.

WILLIAMS, T. I., Historia de la tecnologia desde 1900 hasta 1950, volume I, Madrid – Espanha: Siglo XXI Editores, 1990.

ANEXOS

Anexo I

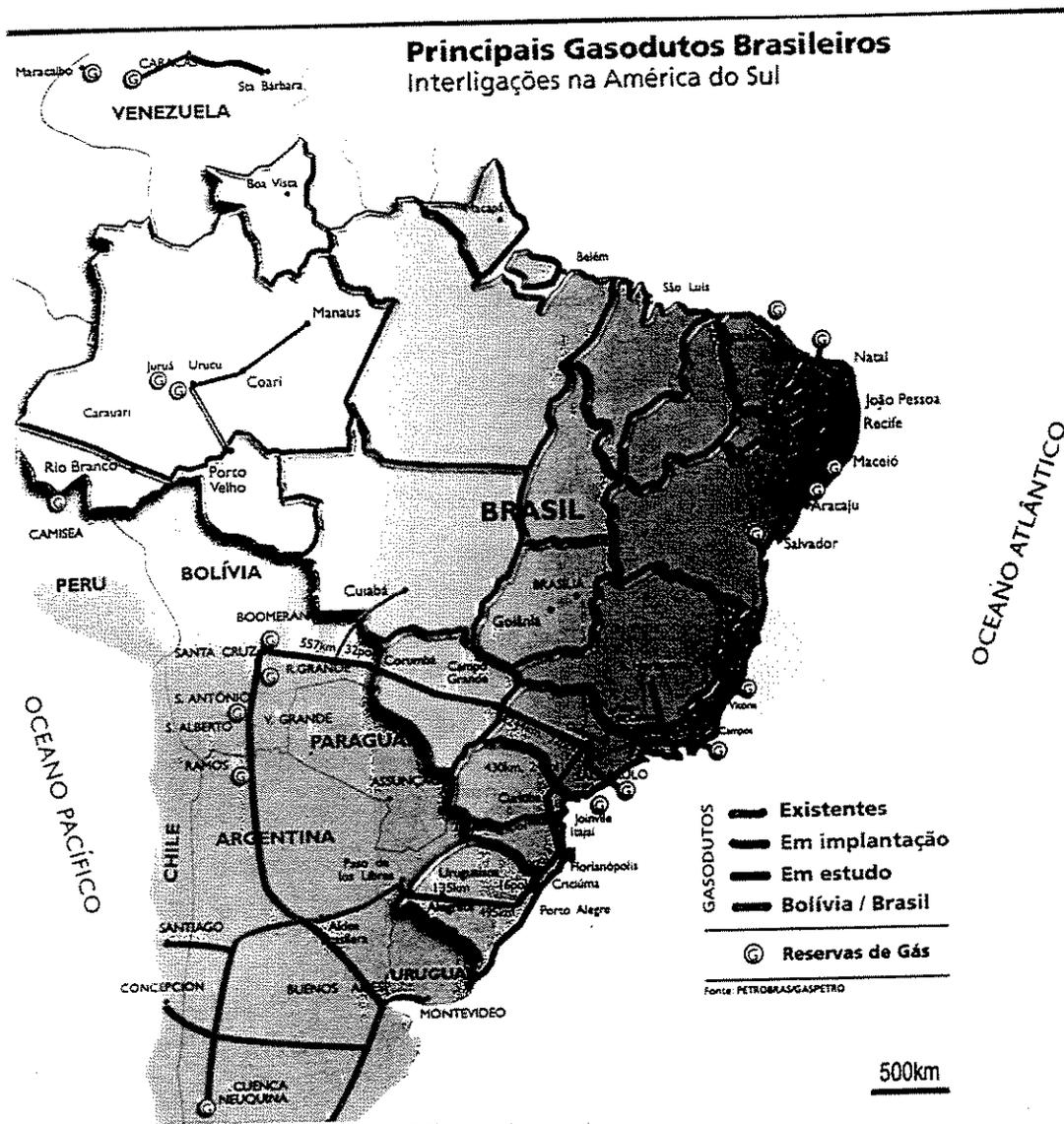


Figura 1: Principais gasodutos brasileiros
Fonte: Brasil Energia, 1999

Anexo II

Capacidade instalada e efetiva dos parques termelétrico e hidrelétricos dos Estados da Região Norte e parte da Centro-Oeste

Tabela A.2.1: Demonstrativo dos sistemas isolados das capitais e interior da região Norte, Mato Grosso e Mato Grosso do Sul (Capacidade geradora instalada em MW efetivos)

| Estado | Sistemas isolados das capitais ELETRONORTE | | | Sistemas isolados do interior Conc. Estaduais | | | TOTAL em MWef |
|--------------|---|--------------|----------------|--|--------------|--------------|------------------|
| | UHE | UTE | TOTAL | UHE | UTE | TOTAL | |
| Acre | 0,0 | 98,4 | 98,4 | 0,0 | 22,0 | 22,0 | 120,4 |
| Amazonas | 250,0 | 304,0 | 554,0 | 0,0 | 107,3 | 107,3 | 661,3 |
| Amapá | 40,0 | 51,0 | 91,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 91,0 |
| M. Grosso | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 10,2 | 61,3 | 71,5 | 71,5 |
| Pará | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 30,0 | 71,8 | 101,8 | 101,8 |
| Rondônia | 173,6 | 66,3 | 239,9 | 5,5 | 103,8 | 109,3 | 349,2 |
| Roraima | 0,0 | 79,9 | 79,9 | 5,0 | 11,7 | 16,7 | 96,6 |
| TOTAL | 463,6 | 599,6 | 1.063,2 | 50,7 | 377,9 | 428,6 | 1.491,8 |

Fonte: Programa Decenal de Geração 1996/2005. Relatório Final GCPS/CTEE/GTSI - Ciclo 1995

Anexo III

**Sistemas isolados das capitais e do interior da
Região Norte e parte da Centro-Oeste**

Tabela A.3.1: Sistemas das capitais vinculados a ELETRONORTE

| UF | Sistemas da ELETRONORTE | Número de localidades | Capacidade geradora Instalada em dez/2000 MWef | | |
|--------------|-------------------------|-----------------------|--|--------------|---------------|
| | | | UHE | UTE | Total |
| AC | Rio Branco | 5 | 0,0 | 98,0 | 98,0 |
| AM | Manaus | 4 | 250,0 | 304,0 | 554,0 |
| AP | Macapá | 26 | 40,0 | 51,0 | 91,0 |
| RO | Porto Velho | 4 | 173,6 | 66,3 | 239,9 |
| RR | Boa Vista | 5 | 0,0 | 79,9 | 79,9 |
| Total | | 44 | 463,6 | 587,9 | 1051,5 |

Fonte: Programa Decenal de Geração 1996/2005. Relatório Final GCPS/CTEE/GTSI - Ciclo 95

Tabela A.3.2: Sistemas isolados do interior vinculados às concessionárias estaduais.

| UF | Sistemas das Concessionárias Estaduais | Número de localidades | Capacidade geradora Instalada em dez/2000 MWef | | |
|--------------|--|-----------------------|--|--------------|--------------|
| | | | UHE | UTE | Total |
| AC | ELTROACRE | 23 | 0,0 | 19,2 | 19,2 |
| AM | CEAM | 78 | 0,0 | 107,3 | 107,3 |
| AP | CEA | 13 | 0,0 | 11,2 | 11,2 |
| MT | CEMAT | 41 | 10,2 | 61,5 | 71,7 |
| PA | CELPA | 41 | 30,0 | 71,8 | 101,8 |
| RO | CERON | 92 | 5,5 | 103,8 | 109,3 |
| RR | CER | 57 | 5,0 | 11,7 | 16,7 |
| Total | | 345 | 50,7 | 386,3 | 437,0 |

Fonte: Programa Decenal de Geração 1996/2005. Relatório Final GCPS/CTEE/GTSI - Ciclo 95

Anexo IV

Capacidade instalada e efetiva do parque térmico do Estado do Acre

Conforme dados da tabela-A.4.1 verifica-se as seguintes situações dos parques geradores de eletricidade, vinculados a ELETRONORTE e ELETROACRE, no tocante a: Capacidade instalada e efetiva, demanda máxima, número de consumidores e energia consumida.

Tabela-A.4.1: Capacidade instalada e efetiva dos parques geradores de energia elétrica

| Concessionária X Municípios | Potência Instalada (KW) | Potência Disponível (KW) | Demanda Máxima*** (KW) | Número de consumidores (todas as categorias) | Consumo (kWh) |
|-----------------------------|-------------------------|--------------------------|------------------------|--|--------------------|
| ELETRONORTE | 124.310 | 86.920 | 60.192 | 71.506 | 249.654.771 |
| 1-Rio Branco* | 124.310 | 86.920 | 60.192 | 71.506 | 249.654.771 |
| 1.1-S. Guiomard** | | | | 2.667 | 5.765.686 |
| 1.2-Bujari** | | | | 363 | 970.842 |
| 1.3-P. de Castro** | | | | 2038 | 3.487.563 |
| 1.4-Porto Acre** | | | | 338 | 504.757 |
| ELETROACRE | 27.578 | 22.270 | 18.150 | 32.671 | 69.342.052 |
| 1-Assis Brasil* | 460 | 400 | 290 | 550 | 838.909 |
| 2-Brasiléia* | 3.545 | 3.240 | 2.400 | 2.383 | 5.456.499 |
| 2.1-Epitaciolândia** | | | | 1.795 | 3.736.239 |
| 3-Xapuri* | 1.424 | 1.220 | 1.050 | 2.125 | 3.761.749 |
| 4-Capixaba* | 471 | 300 | 195 | 366 | 687.655 |
| 5-Acrelândia* | 655 | 590 | 545 | 805 | 1.373.050 |
| 6-S. Madureira* | 3.445 | 2.120 | 2.070 | 3.943 | 8.232.151 |
| 7-Manoel Urbano* | 610 | 400 | 248 | 651 | 960.775 |
| 8-Santa Rosa* | 150 | 140 | 54 | 103 | 59.564 |
| 9-Feijó* | 1.780 | 1.300 | 1.170 | 2.430 | 6.075.800 |
| 10-Tarauacá* | 2.085 | 1.920 | 1.460 | 2.879 | 5.811.037 |
| 11-C. do Sul* | 11.500 | 9.700 | 8.150 | 11.616 | 28.614.809 |
| 11.1-Mancio Lima** | | | | 1.297 | 1.485.911 |
| 11.2-Rodrigues. Alves** | | | | 647 | 514.351 |
| 12-Porto Walter* | 510 | 300 | 158 | 285 | 164.572 |
| 13-Thaumaturgo* | 383 | 110 | 81 | 154 | 134.504 |
| 14-Jordão* | 150 | 140 | 55 | 125 | 18.346 |
| 15-Campinas* | 410 | 390 | 224 | 401 | 658.230 |
| 15.1-Redenção | | | | 67 | 100.237 |

Fonte: Relatórios anual da ELETROACRE, 2000 e da ELETRONORTE Regional-AC, 2000.

*Geração própria

** Interligado

*** Demanda máxima registrada no período.

ANEXOS V

Sistemas isolados de geração de energia no interior da Amazônia Legal
Previsão de instalação de unidades geradoras dieselétricas- Período 1995/2006

Tabela A.5.1: Previsão de unidades a serem instaladas e dos investimentos necessários, em R\$.

| UF | Número de unidades e potência a instalar por faixa de potência (kW) | | | | | | | | | | | | Total a instalar Unid. | kW | Investimento Total (10 ⁶ R\$) |
|----|---|--------------|-----------|--------------|------------|-----------|--------------|-----------|------------|---------------|------------|---------------|---------------------------|----|--|
| | 0 a 250 | | 251 a 500 | | 501 a 1000 | | 1001 a 2000 | | >2001 | | Unid. | kW | | | |
| | Unid | kW | Unid | kW | Unid | kW | Unid | kW | Unid | kW | | | | | |
| AC | 4 | 523 | 15 | 5000 | 12 | 9525 | 2 | 2520 | 9 | 22500 | 42 | 40070 | 17,6 | | |
| AM | 31 | 5793 | 35 | 13450 | 17 | 12750 | 21 | 29750 | - | - | 104 | 61743 | 29,5 | | |
| MT | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | |
| AP | - | - | - | - | 1 | 600 | 2 | 3400 | 2 | 5000 | 5 | 9000 | 4,3 | | |
| PA | - | - | - | - | - | - | 10 | 11500 | - | - | 10 | 11500 | 6,3 | | |
| RO | 6 | 832 | - | - | - | - | - | - | 13 | 32500 | 19 | 33332 | 14,8 | | |
| RR | 142 | 10069 | - | - | - | - | - | - | - | - | 142 | 10069 | 3,2 | | |
| | 183 | 17219 | 50 | 18450 | 30 | 35 | 47170 | 24 | 322 | 165714 | 322 | 165714 | 75,7 | | |

Fonte: Programa decenal de geração 1996/2005- Sistemas isolados da região Norte, Mato Grosso e Mato Grosso do Sul. Relatório Final GCPS/CTEE/GTSL- ciclo 95

Anexo VI

Sistemas isolados da Amazônia Legal
Previsão de consumo e gastos com óleo Diesel
no período de 1996/2005

Tabela A.6.1: Previsão de consumo e gastos com óleo Diesel dos sistemas isolados.

| UF | Consumo de óleo Diesel entre 1996/2005 (10⁶ litros) | Gastos com óleo Diesel entre 1996/2005 (10⁶ R\$) |
|--------------|---|--|
| AC | 917,5 | 197,0 |
| AM | 2179,0 | 468,0 |
| AP | 305,0 | 129,4 |
| MT | 692,0 | 65,6 |
| PA | 1377,0 | 148,8 |
| RO | 1559,0 | 294,8 |
| RR | | 399,5 |
| Total | 7632,0 | 1703,1 |

Fonte: Programa Decenal de Geração 1996/2005. Relatório Final GCPS/CTEE/GTSI - Ciclo 95

Anexo VII.1

Visão geral das instalações físicas da planta piloto cogeneradora
e do laboratório de energia solar



FOTO - 1

Anexo VII.2

Visão geral do grupo gerador MWM de 355 kVA

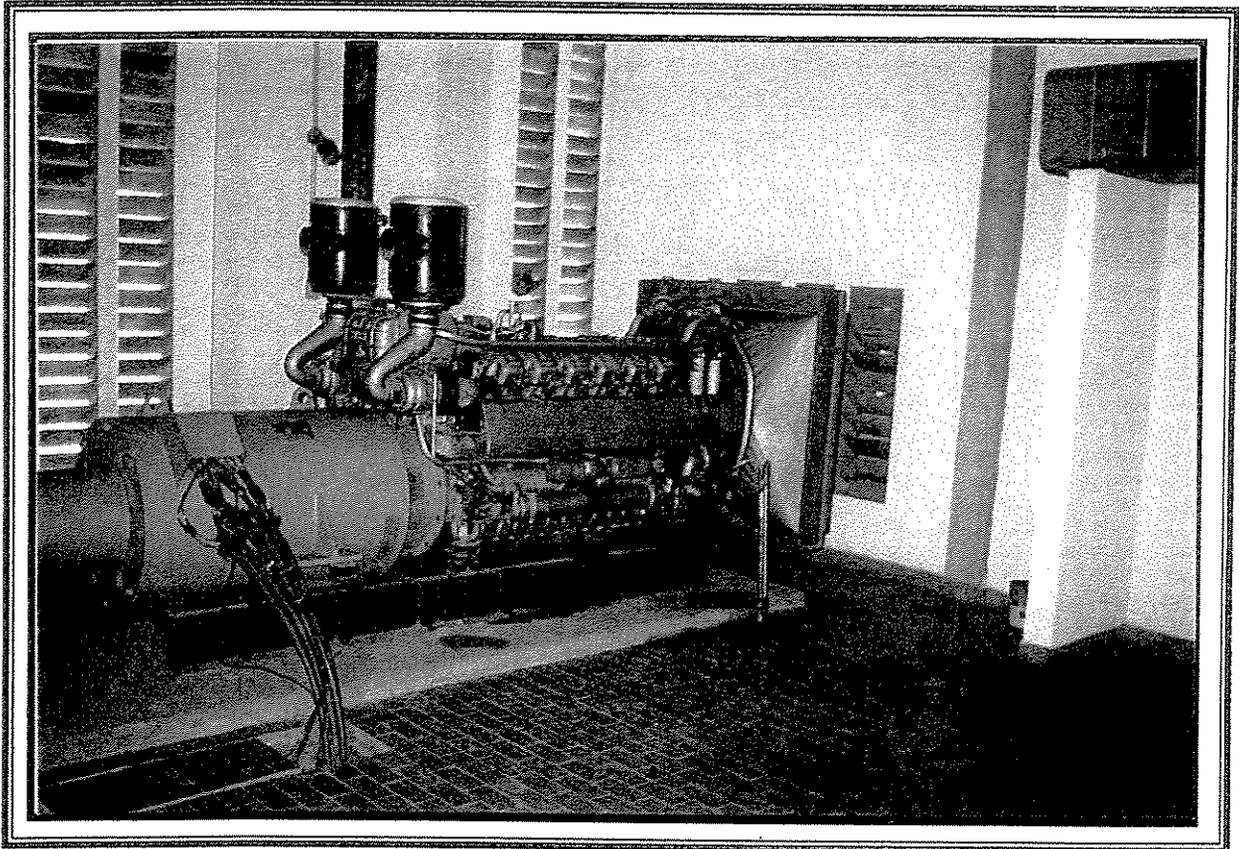


FOTO -2

Anexo VII.3

Visão geral do grupo gerador MWM de 355 kVA
com painel de comando e controle

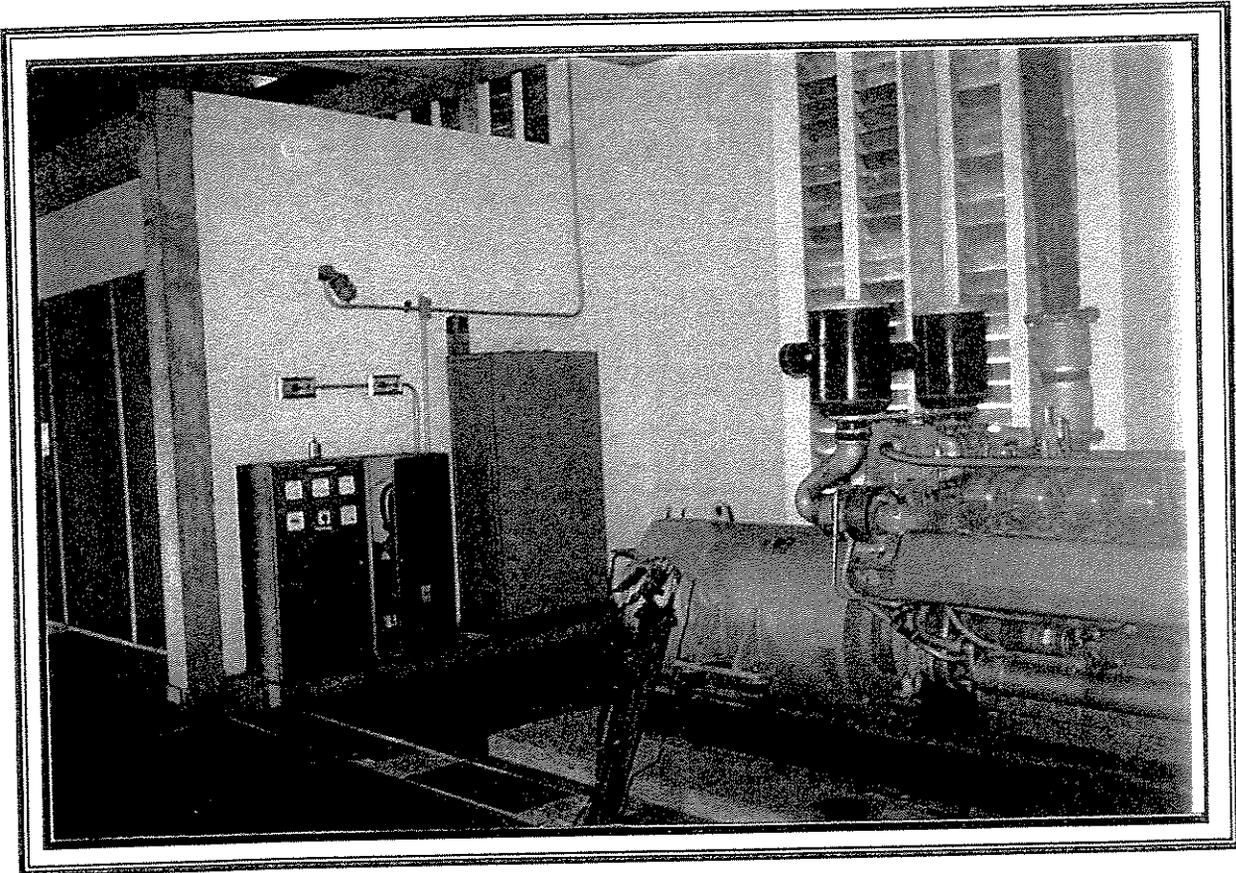


FOTO - 3

Anexo VII.4

Visão geral do painel de comando e controle da distribuição da rede em paralelo com a concessionária

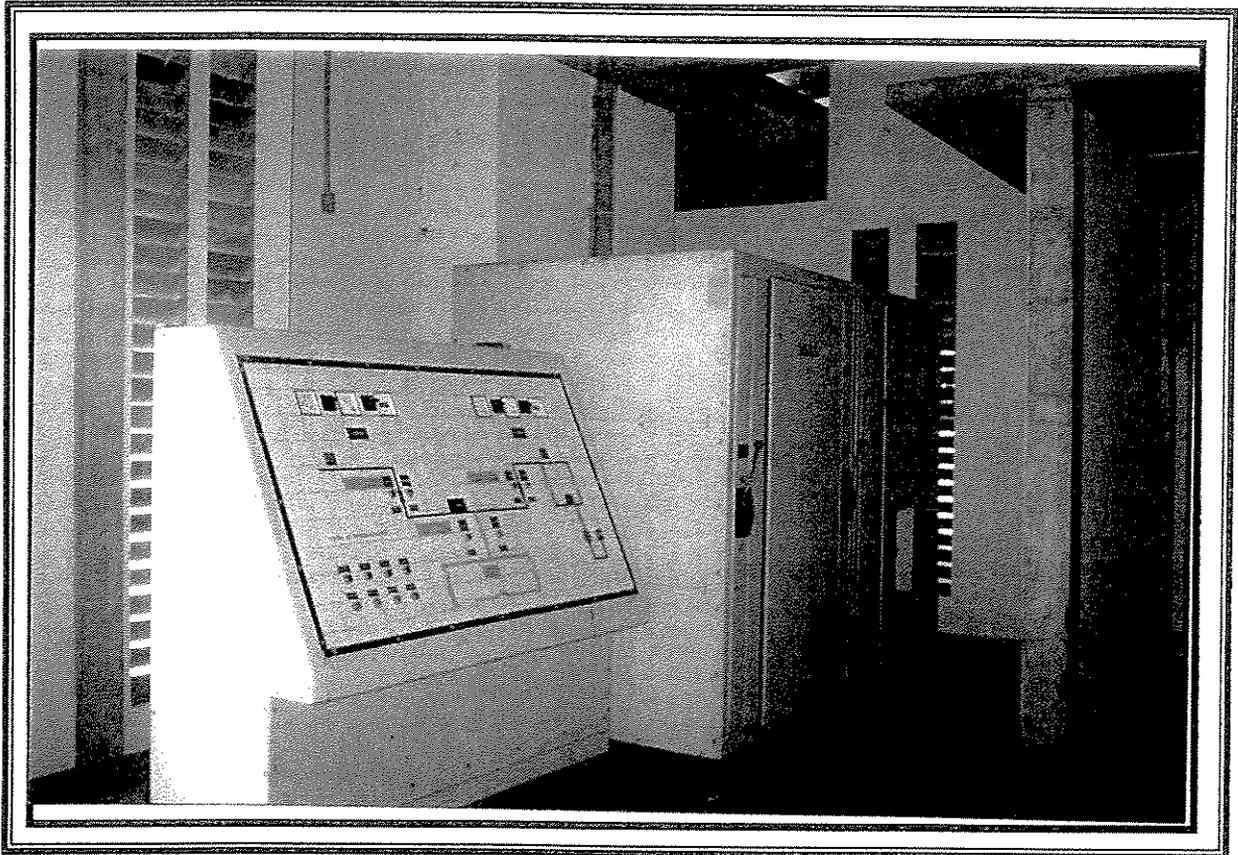


FOTO - 4

Anexo VII.5

Visão geral do sistema de comandos da casa de força

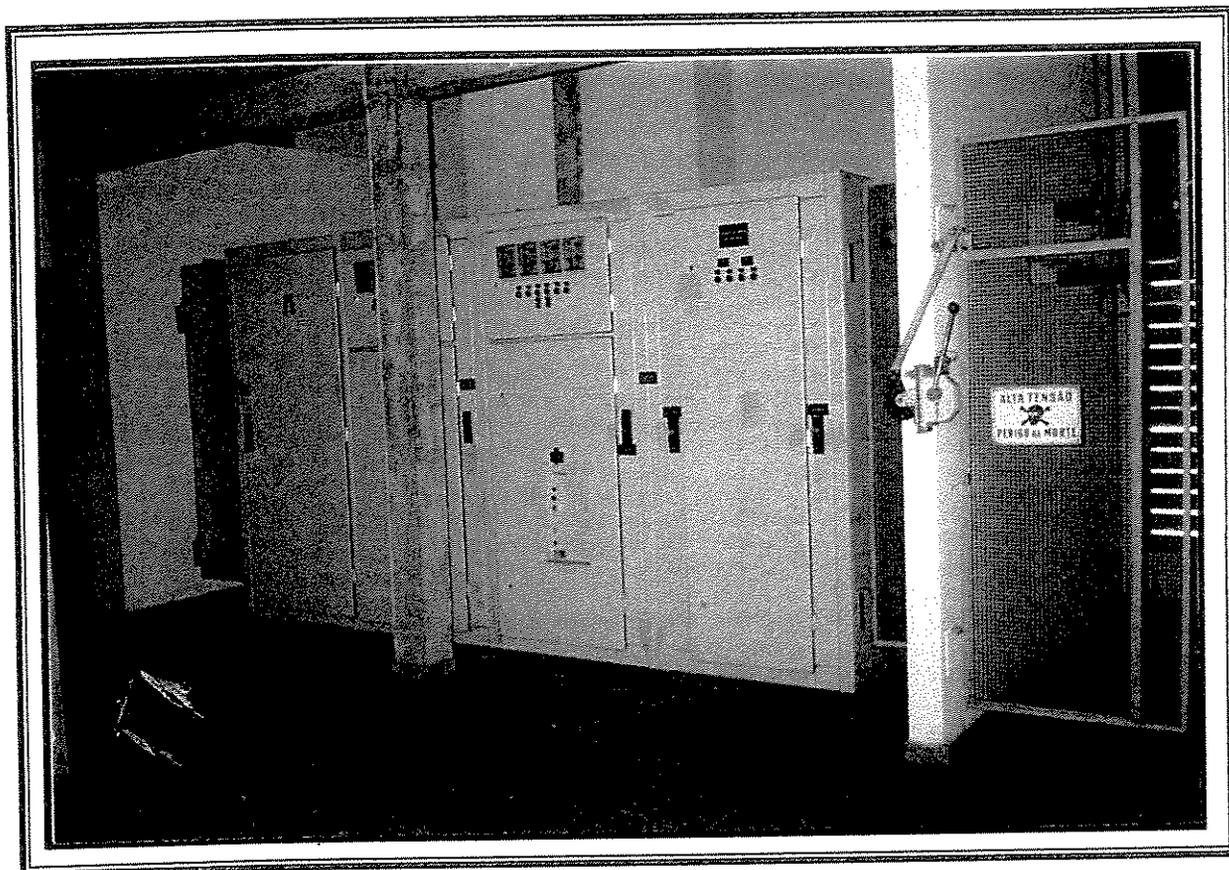


FOTO - 5

Anexo VII.6
Visão do dispositivo de captação dos gases
da descarga do motor

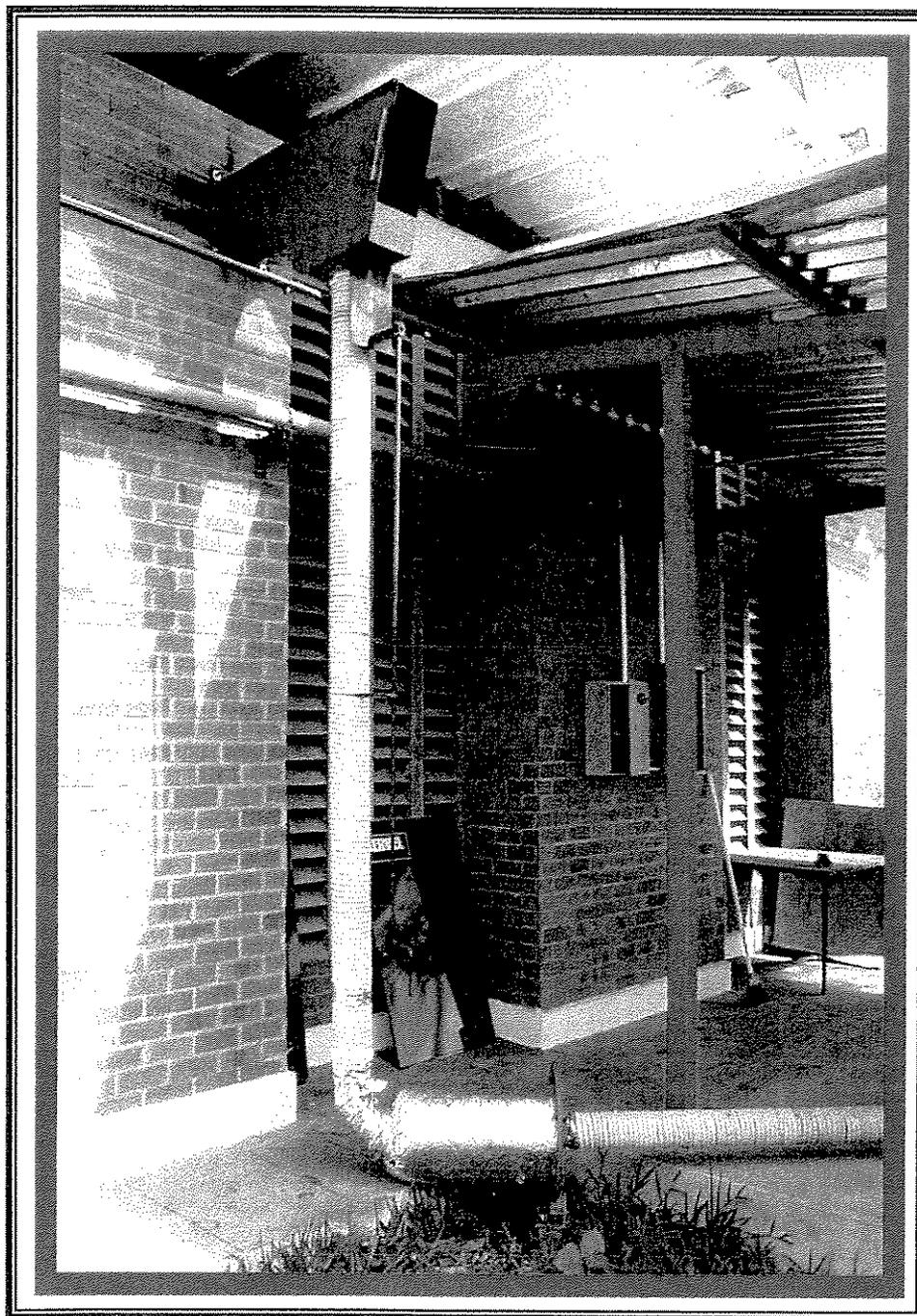


FOTO - 6

APÊNDICES

Anexo VII.7

Visão do dispositivo de suprimento de calor para unidade de absorção acoplado ao redutor de emissões

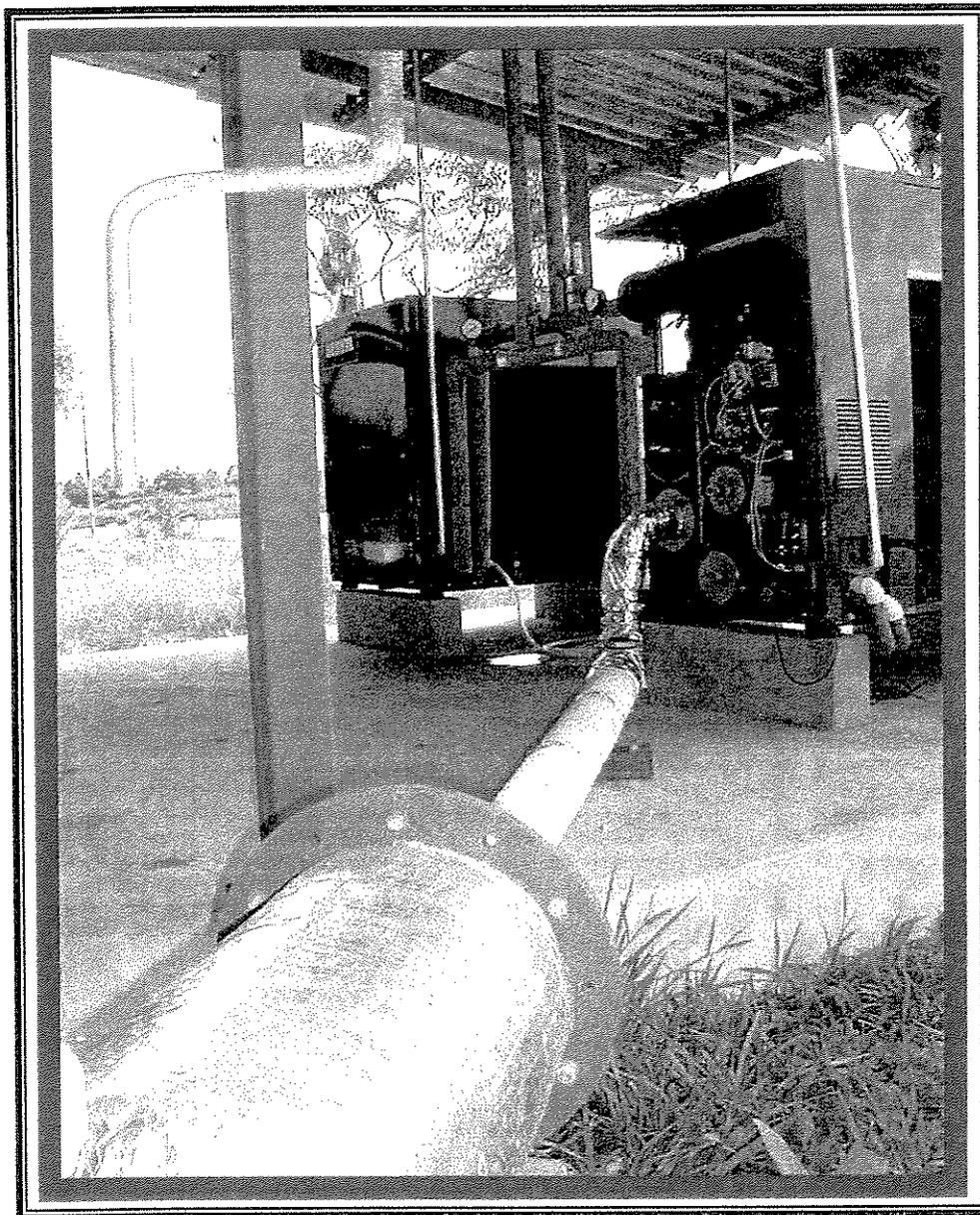


FOTO - 7

Anexo VII.8

Visão dos dispositivos internos da máquina de absorção com suprimento de calor residual da descarga

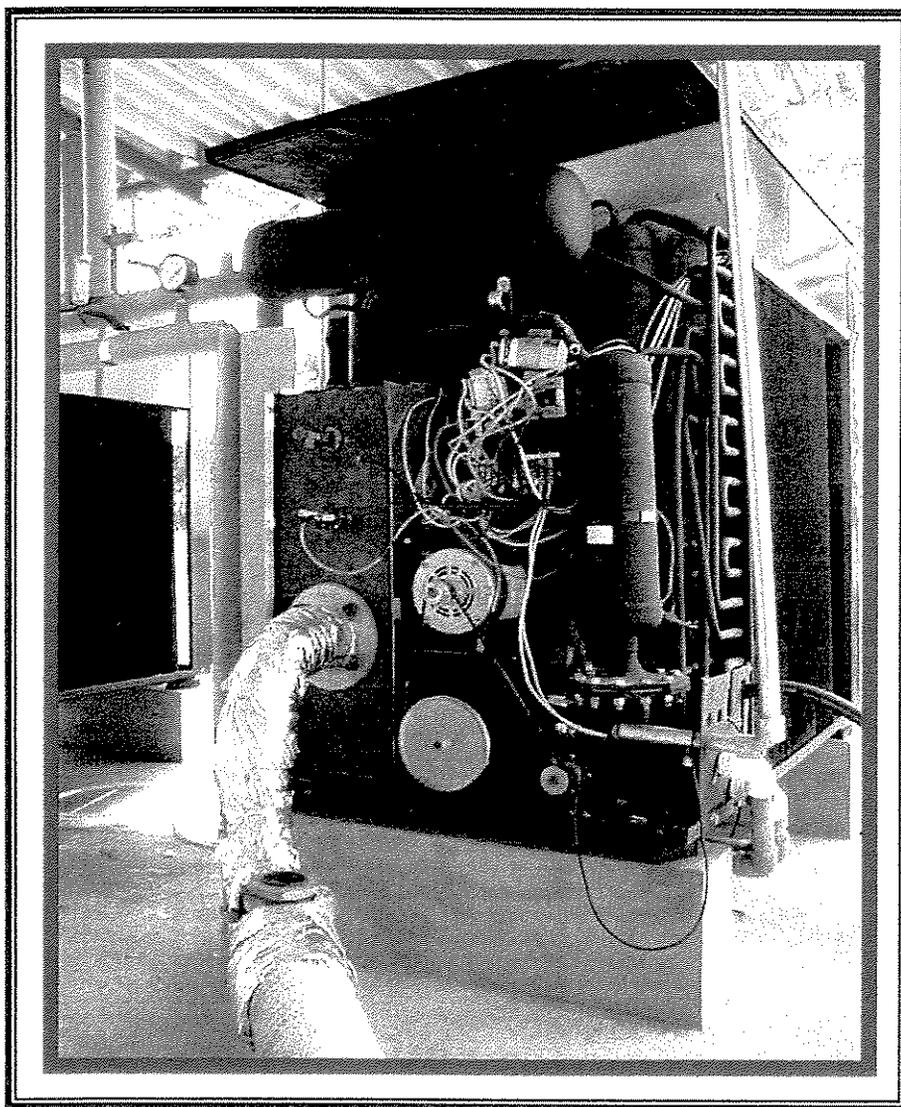


FOTO - 8

Anexo VII.9

Visão dos dispositivos internos da máquina
de absorção com suprimento de GLP

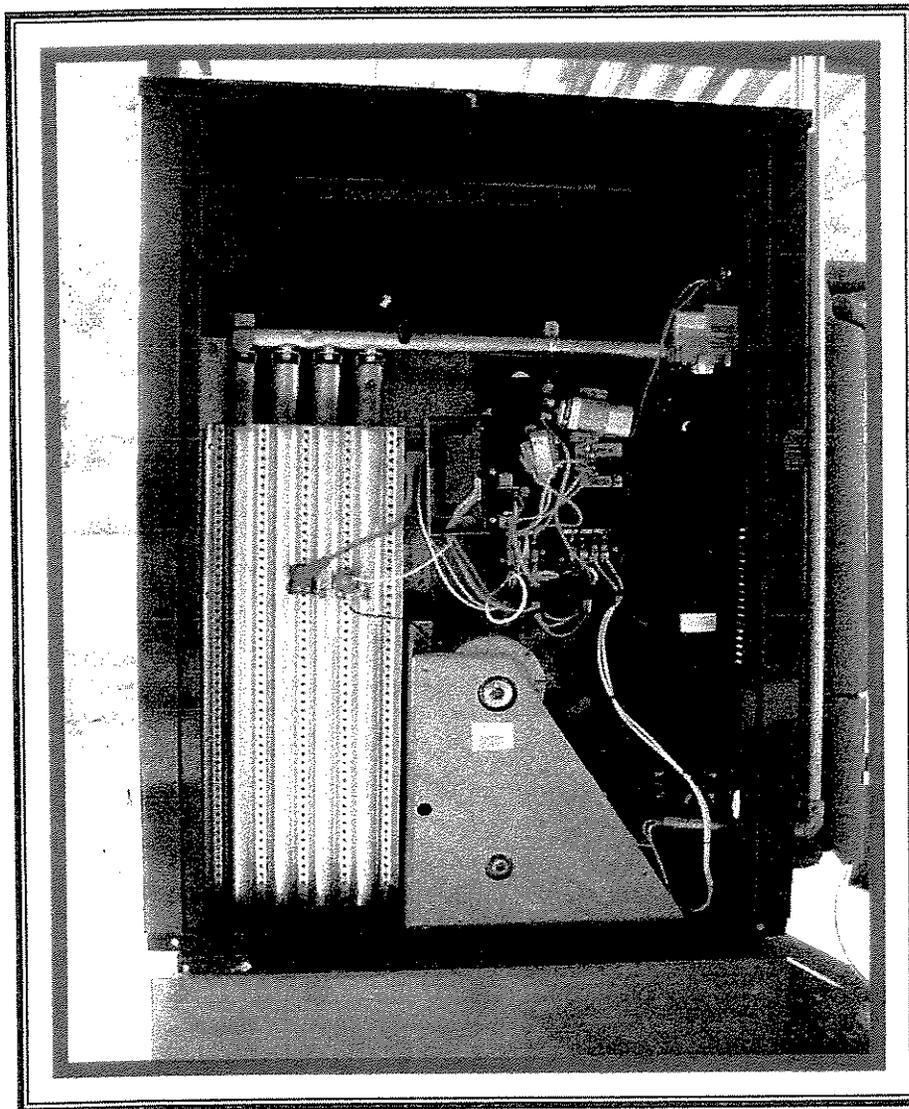


FOTO - 9

Anexo VII.10

Visão dos dispositivos de controle de pressão e temperatura da água de circulação

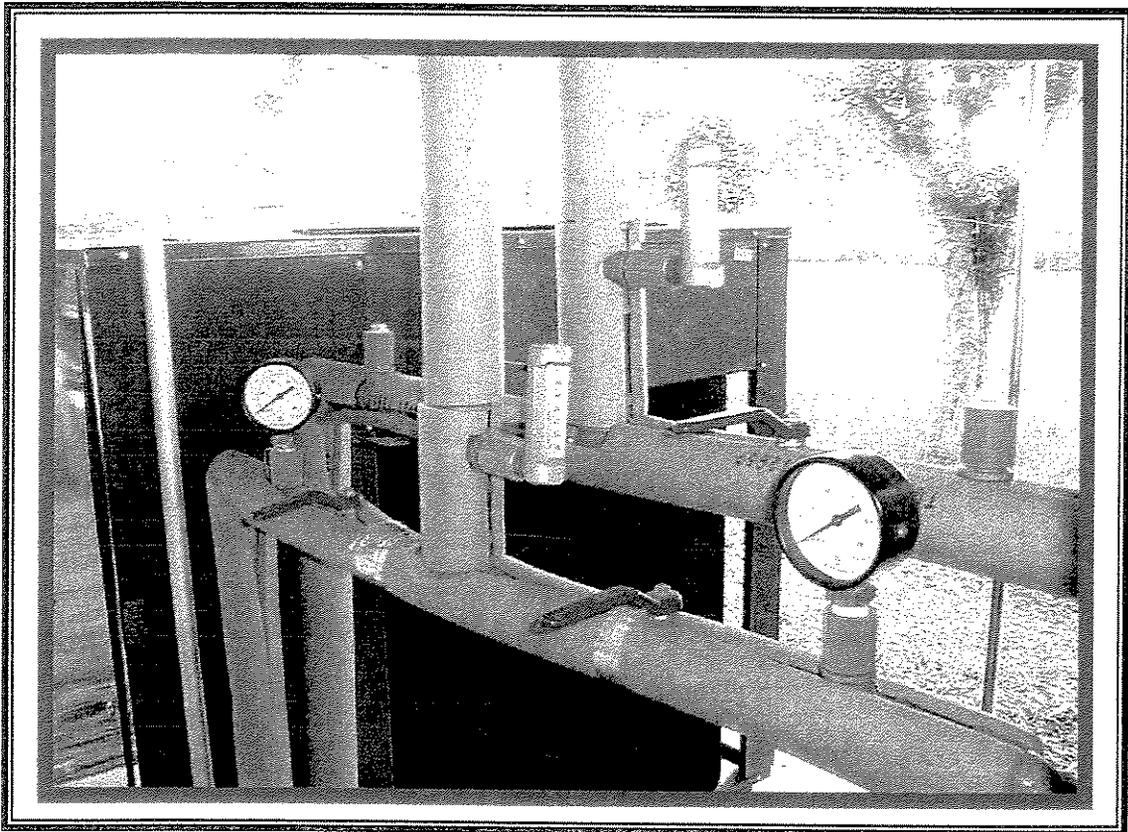


FOTO - 10

Anexo VII.11

Visão dos painéis de comandos elétricos e eletrônicos

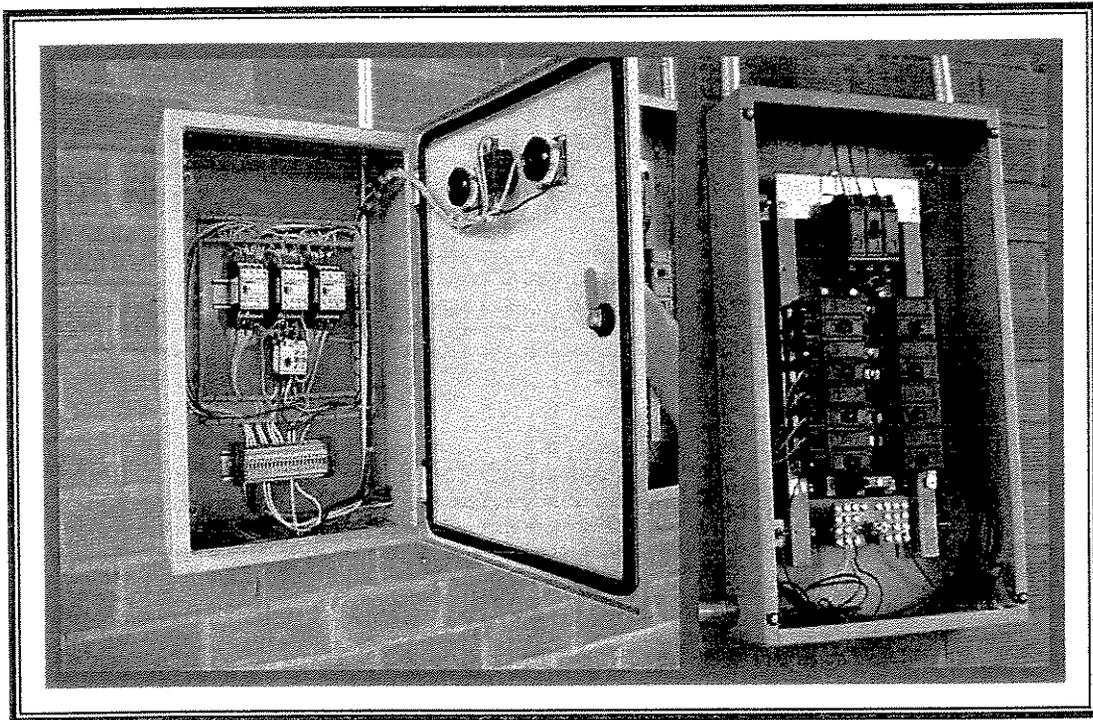


FOTO - 11

Anexo VII.12

Visão geral dos dispositivos de captação de calor, de distribuição de água gelada e dos painéis de comando elétrico e eletrônico

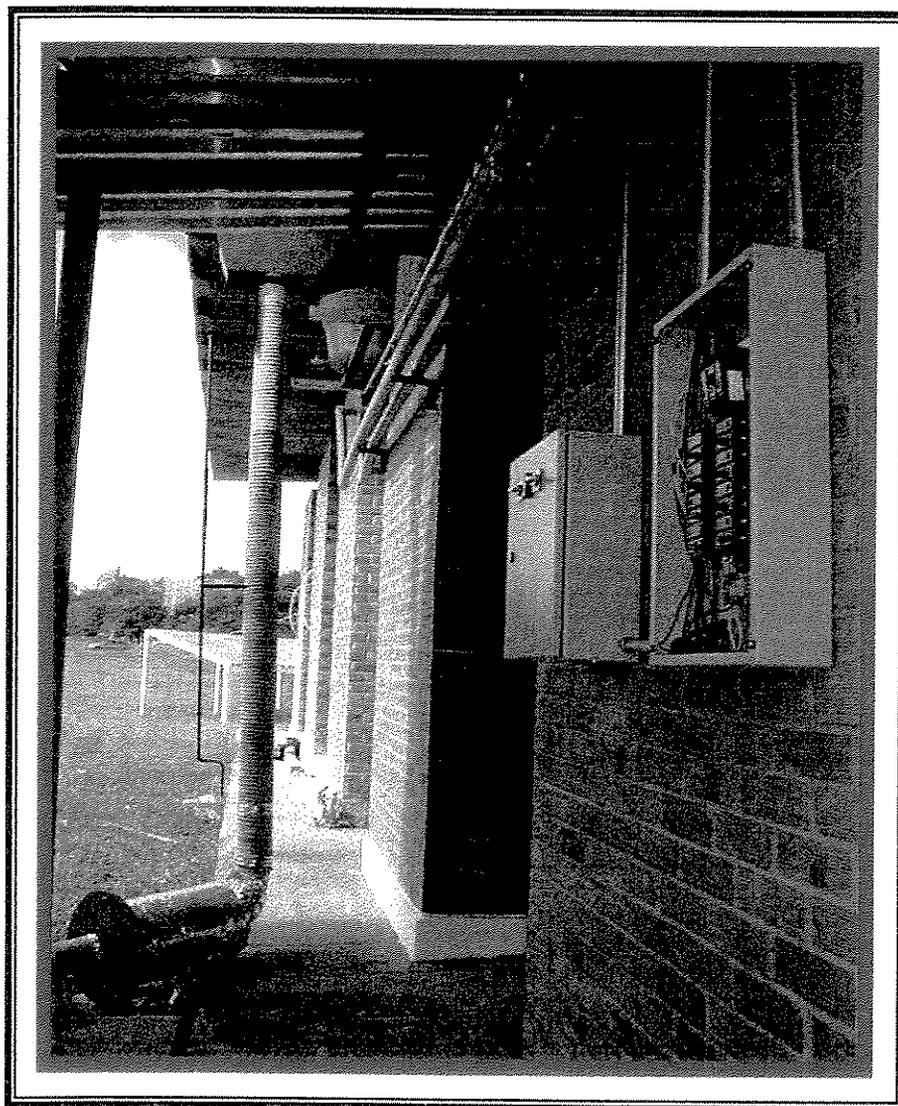


FOTO - 12

APÊNDICES

Anexo VII.13

Visão geral do sistema de produção de água gelada para climatização de ambiente



FOTO - 13

Anexo VII.14

Visão interna dos climatizadores de ambiente - fancoils

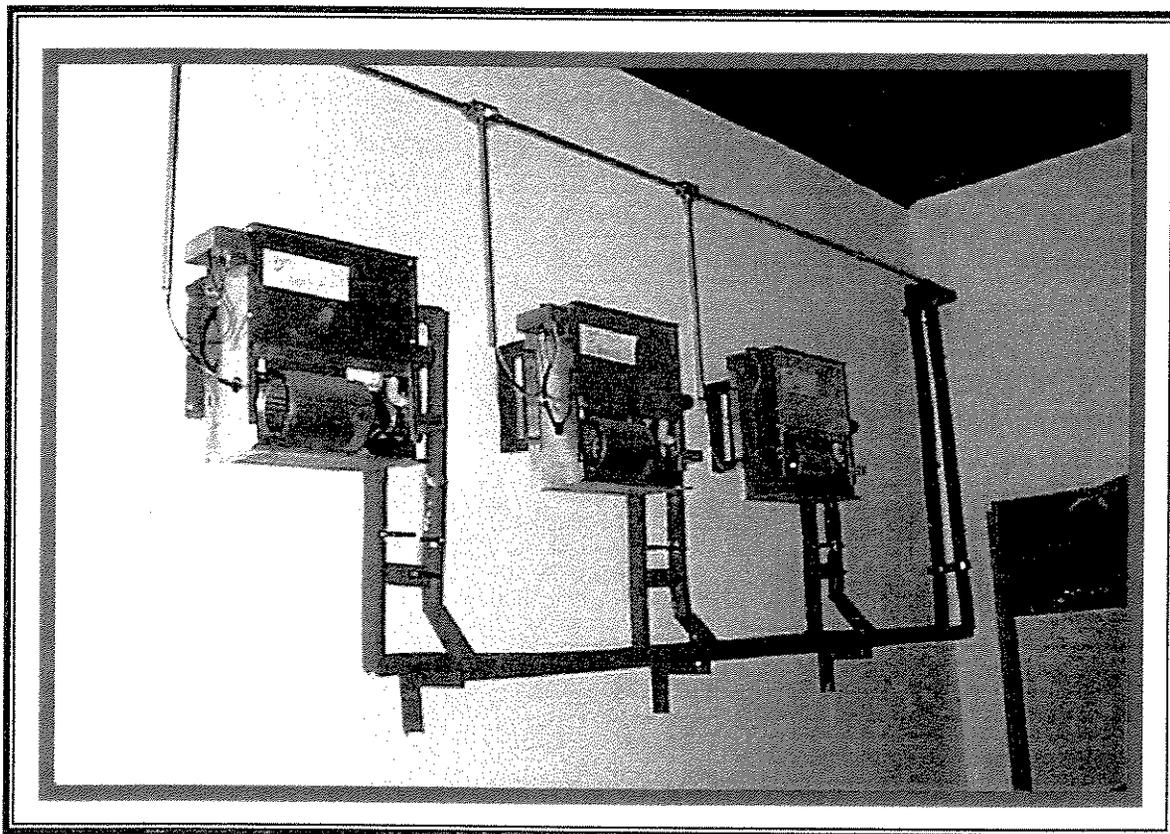


FOTO - 14

Anexo VII.15

Visão geral do climatizador de ambiente - fancoil

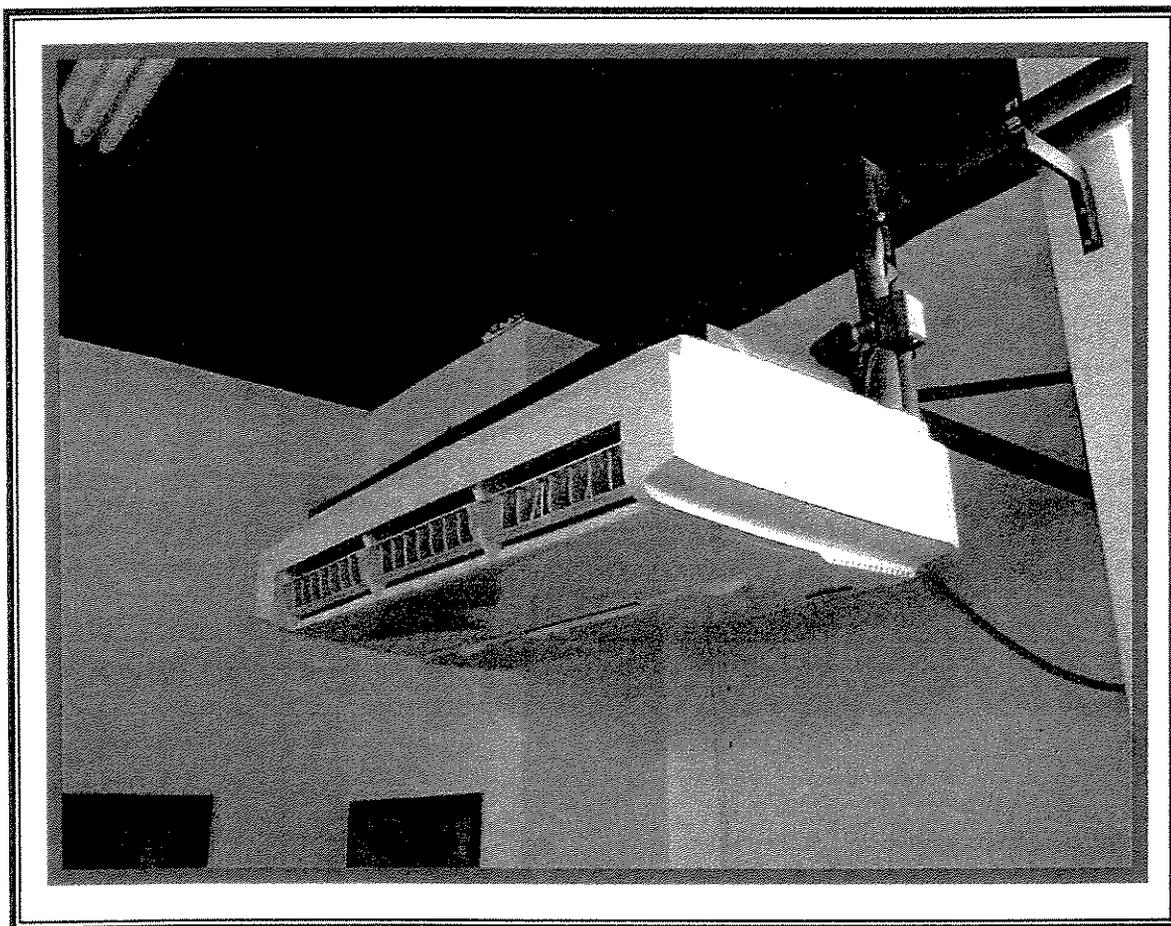


FOTO -15

Anexo VII.16

Visão geral dos climatizadores de ambiente - fancoils

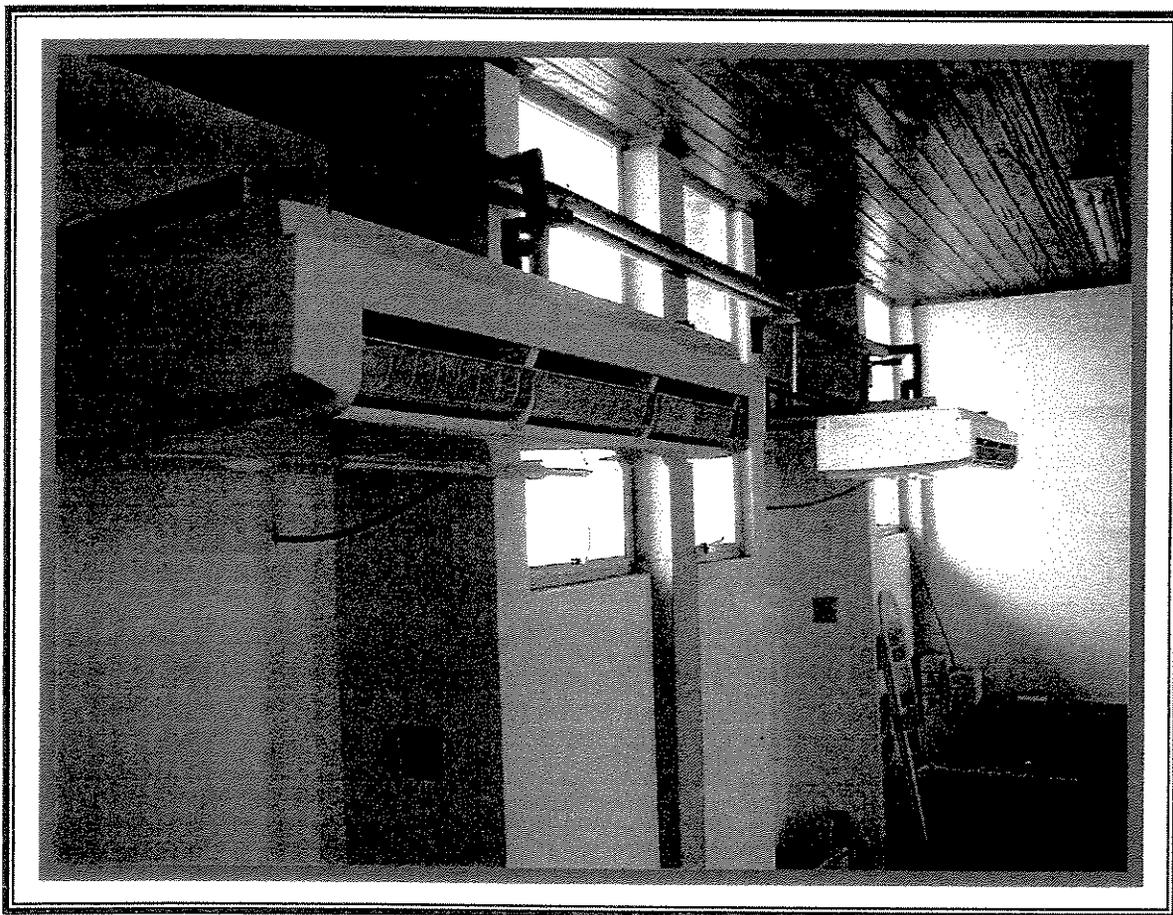


FOTO - 16

Anexo VII.17

Visão geral do ambiente climatizado do laboratório de energia solar

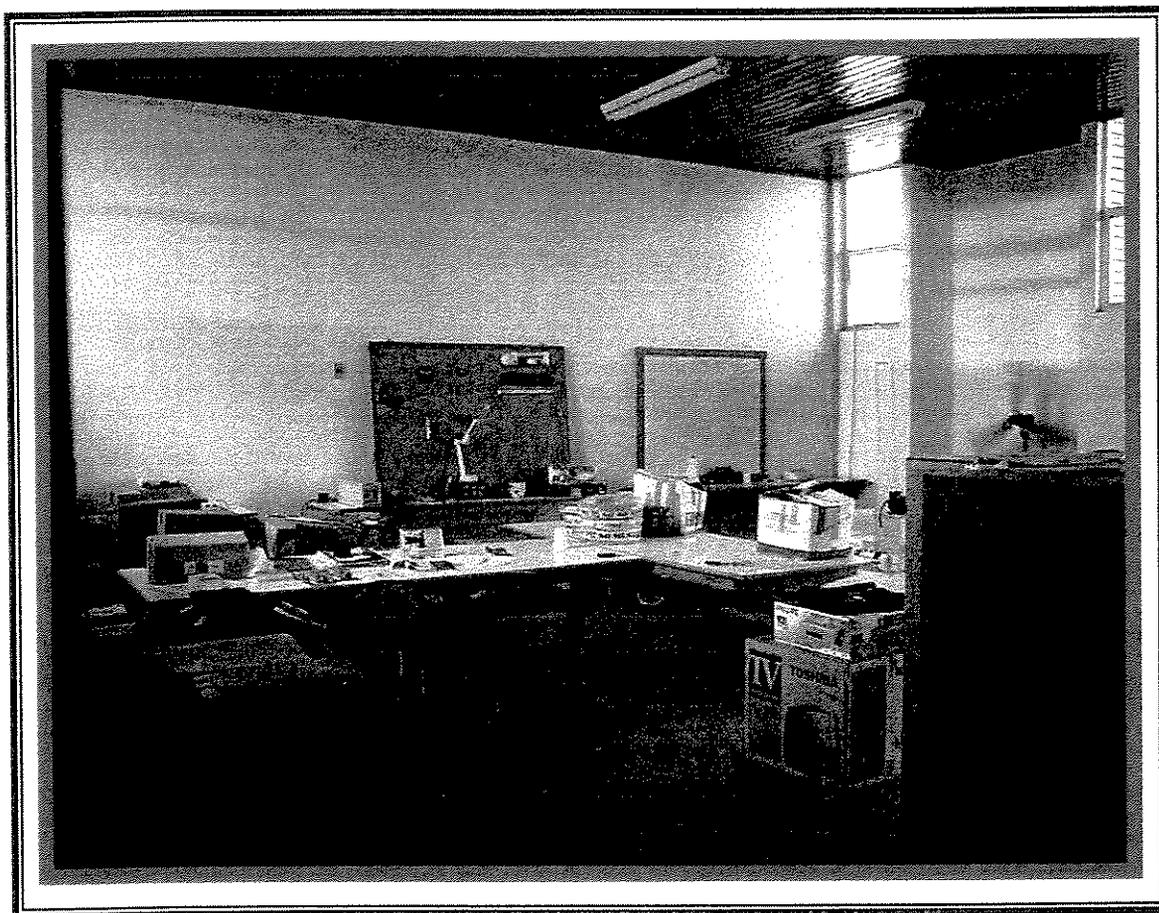


FOTO - 17

Anexo VII.18

Visão geral do ambiente climatizado do laboratório de energia solar

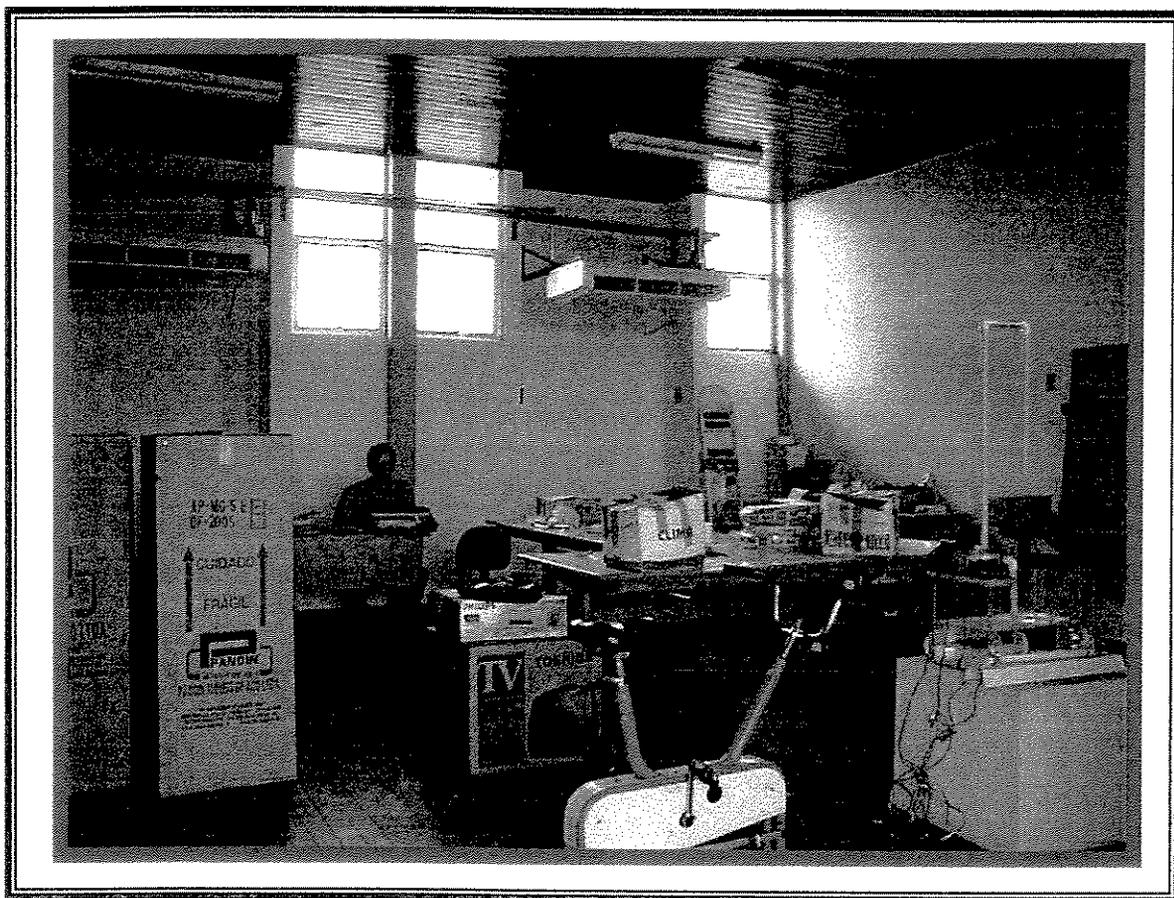


FOTO - 18

Apêndice A

Evolução da Legislação para setor elétrico brasileiro no período de 1981 a 2000

- Decreto-Lei número 1.827 de 21 de maio de 1981: Legislação que autoriza a aquisição de energia elétrica, gerada por autoprodutores, pelas concessionárias de serviços públicos de eletricidade; Atribui ao Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica - DNAEE, a competência para detalhar as condições de aplicação deste Decreto-Lei.

- Portaria 661/87: Institui Grupo de Trabalho do Ministério de Minas e Energia - GTMME: Função: Realização de estudo para definição da compra e venda de excedentes de eletricidade gerada por autoprodutores.

- Portarias número 246, de 23/12/88, Artigo 1: Estabelecem que, a aquisição de energia elétrica excedente, gerada por autoprodutores, pode ser feitas concessionárias através de contratos. As condições é a dá não utilização de derivados de petróleo, exceto no caso de cogeração.

- Portarias 234 e 236 de 12/12/88: Estabelecem as condições de preço segundo o tipo de fornecimento, o período de vigência do contrato, critérios e bases para os contratos de aquisição de energia elétrica excedente, o transporte e permuta de energia elétrica de autoprodutores ou de cogeneradores para o atendimento de suas instalações industriais em local diferente de onde é realizada a geração.

- Portaria número 187/ DNAEE de 21/10/88: Estabelece os procedimentos que dependem do tipo de geração e da capacidade a ser instalada, ou seja: Autogeração de energia elétrica até o limite de auto-suficiência; Vendas de excedentes de cogeração de longo prazo; e as vendas de excedentes de geração de curto prazo.

- Portaria número 094/DNAEE de 23/12/88 e 246/DNAEE de 12/06/89: Estabelecem os procedimentos da venda de excedente de curto prazo.
- Portaria número 095/DNAEE de 2/12/88: Estabelece os procedimentos da venda de excedente por autoprodutores.
- Decreto S/N/1991 de 18/07/91: Dispõe sobre o Programa Nacional de Conservação de Energia – PROCEL e dá outras providências.
- Lei nº 8631 e decreto 774/marco/1993: Estabelece a desigualização tarifária, extingue a remuneração garantida, acerta as contas com a CRC, obrigatoriedade de contratos de suprimento, a reativação do RGR e criação da CCC – Conta de consumo de combustíveis, da política de conservação de energia e do conselho de consumidores.
- Decreto nº 915/setembro /1993: Permite a formação de consórcios entre concessionários e autoprodutores para a exploração de aproveitamentos hidrelétricos.
- Decreto nº 1009 de dezembro/1993 e portaria nº 337 de abril/1994: Cria o Sintrel – Sistema Nacional de Transmissão de Energia Elétrica; permite o livre acesso à malha federal de transmissão; incentiva a competição no segmento de geração; define os conceitos e requisitos básicos a serem utilizados; define as condições de comercialização e contabilização.
- Decreto S/N/1994 de 28/12/94: Cria o Programa de Desenvolvimento Energético dos Estados e Municípios, e dá outras providências.
- Lei nº 8997 de fevereiro/1995: Regulamenta o artigo nº 175 da Constituição Federal; obriga a licitação das concessões de geração, transmissão e distribuição; e define os critérios gerais a serem aplicados nas licitações e nos contratos de concessão.

- Decreto nº 1503 de maio/1995: Inclui o sistema Eletrobras no PND – Programa Nacional de Desestatização e orienta a privatização dos segmentos de geração e distribuição do sistema Eletrobrás.
- Lei nº 9074 de julho /1995: Complementa a Lei de nº 8987, no que diz respeito aos serviços de energia elétrica; cria a figura do produtor independente de energia elétrica; libera grandes consumidores do monopólio comercial das concessionárias; assegura livre acesso aos sistemas de transmissão e distribuição.
- Decreto nº 2003 de Setembro/1996: Regulamenta a produção de energia elétrica por produtor independente e autoprodutores e dá outras providências.
- Lei Nº 9427 de Dezembro/1996: Institui a Aneel – Agência Nacional de Energia Elétrica, disciplina o regime de concessões de serviços públicos de energia elétrica e das outras providências.
- Decreto Nº 2655/1998 de 03/07/1998: Regulamenta o Mercado Atacadista de Energia Elétrica e define as regras de organização do Operador Nacional do Sistema Elétrico – NOS, de que trata a Lei 9.648, de 27/05/1998, revoga os Decretos 73.102 de 07/11/1973 e 1.9009 de 22/12/1993, e dá outras providências.
- Decreto S/N/1999 de 14/01/1999: Institui o Programa Nacional de Eletrificação Rural Luz no Campo, e dá outras providências.
- Portaria MME Nº 551/2000 de 07/12/2000: Define que as usinas termelétricas de cogeração qualificadas pela ANEEL que entre em operação até 31/12/2003, serão integrantes do Programa Prioritário de Termelétricidade 2000 – 2003, e revoga a portaria MME 413 de 24/08/2000.

Apêndice B

Com base na bibliografia utilizada no presente trabalho de tese, descreve-se neste apêndice os conceitos considerados básicos para realização de ensaios em motores alternativos, no tocante a: Torque, potência, dinamômetros, pressão, rendimento, consumo de combustível e relação estequiométrica.

A1.1-Torque

O momento de torção ou torque é provocado por duas forças de intensidade igual, agindo paralelamente em direções opostas, sobre um corpo que torna em movimento de rotação. No caso dos motores térmicos, as forças são produzidas pela combustão ar-combustível, produzindo uma forte pressão que empurra o pistão em linha reta no cilindro e, em seguida transforma-se em movimento rotativo pelo sistema biela-manivela.

A determinação do torque é feita através de uma bancada de prova ou por aparelhos como os freios de Prony, o hidráulico e o elétrico. A expressão matemática para o cálculo do torque é dada por:

$$T = F \times d \quad (A.1)$$

onde:

T = torque (N.m)

F = força (N)

d = deslocamento (m)

A1.2- Potência

Durante a queima da mistura a força da combustão não é totalmente transferida ao eixo do motor, já que parte dela é utilizada para vencer a força de atrito e a acionar os órgãos auxiliares. Baseado nessa constatação foram estabelecidas terminologias e definições para potência, como: Potência indicada (N_i), Potência efetiva (N_e), Potência absorvida pelas resistências passivas (N_p), Potência específica (N_s) e Potência por unidade de pistão (N_a).

A1.2.1- Potência indicada

É a potência desenvolvida no interior do cilindro ocasionada pela combustão da mistura ar-combustível. Esta potência é obtida por intermédio do ciclo indicado, através da fórmula:

$$N_i = (P_{mi} \times V \times n) / (225 \times n') \quad (A.2)$$

onde:

N_i = potência indicada

P_{mi} = pressão média indicada

V = cilindrada total em litro

n = número de rotações por minuto

n' = número de tempo do motor

A1.2.2- Potência efetiva

É também denominada de potência ao freio, sendo de grande interesse prático porque trata da potência gerada no eixo do motor. Esta potência é medida com um dispositivo freiante (dinamômetro) aplicado ao eixo do motor. A determinação da potência efetiva pode ser obtida através da utilização de um dispositivo freiante como o freio de Prony, ou pela pressão média indicada. Dessa forma são estabelecidas as seguintes expressões:

Expressão matemática deduzida a partir do freio de Prony

$$N_e = (2\pi F \times L \times n) / 716,2 \quad (A.3)$$

onde:

N_e = potência efetiva (W)

F = força obtida no dinamômetro (N)

n = número de rotações por minuto (rpm)

L = comprimento do braço da balança (m)

Expressão matemática deduzida a partir da pressão média indicada (PMI)

$$N_e = (P_{mi} \times \eta_m \times V \times n) / (225 \times n') \quad (A.4)$$

onde:

η_m = rendimento mecânico

A1.3- Dinamômetros

A1.3.1- Freio de Prony

Foi concebido por Gaspar de Prony (engenheiro francês) em 1821. A sua construção é feita com a utilização de duas placas de madeira através das quais se pode aumentar ou diminuir o momento freiante. Esse tipo de freio é bastante utilizado para efetuar provas de máquinas de baixa rotações, entretanto, não tem aplicação para as de alta rotações, já que se torna difícil manter a carga constante devido o surgimento de forte trepidação nas placas do freio e da elevação da temperatura causada pelo atrito. O cálculo do momento é feito através de uma balança colocada na extremidade do braço.

A1.3.2- Dinamômetro hidráulico

A inconveniência da utilização do freio de Prony para efetuar os testes de máquinas de grande potência e de altas rotações, é que foi concebido o dinamômetro hidráulico. Este dinamômetro, devido as suas características, apresenta uma série de vantagens quando comparado com o freio de Prony, sendo que as principais são:

- capacidade proporcional ao cubo da velocidade de rotação,
- evitar que o motor estanque durante a prova,
- permitir o ajustamento da carga em caso de variação da rotação,
- permitir testar variações de até 10.000 rpm,
- poder ser fabricado para atender variações de 4.000 a 17.500 HP.

A1.3.3- Freio a ar ou dinamômetro de ventilação

Tem aplicação nos casos em que as provas são longas e que a precisão não seja um elemento primordial do teste, como no caso do acionamento de motores novos. A sua utilização apresenta alguns inconvenientes no tocante aos seguintes aspectos:

- dificuldade de controlar a carga e ajustar ao valor desejado,
- para obtenção de uma variação de carga é necessário alterar o diâmetro, ou o tamanho, ou o ângulo das pás;
- as variações de temperatura e densidade do ar atmosférico afetam a carga.

O cálculo da potência de um motor que aciona um dinamômetro de ventilação, pode ser feito através da calibragem do dinamômetro. Outro método consiste em montar o motor em um berço, onde é feita a medida do conjugado de reação por meio de pesos. Este é o método mais comum.

A1.3.4- Freio elétrico

Os freios elétricos são os medidores de potência considerados mais práticos, sua utilização é feita em grande escala nos testes automobilísticos por apresentarem sensibilidade e precisão nas medidas de potência e do par com baixa carga. Nesse tipo de freio, o gerador é utilizado para servir de carga para o motor de prova ou para dar partida e fazer girar a máquina motriz em várias velocidades de rotação, ou como gerador para absorver a potência da máquina. A determinação da potência é feita pela medição do voltímetro e do amperímetro, os quais fornecem a leitura para o cálculo da potência elétrica gerada pelo dínamo, do qual se conhece o rendimento nos vários regime de operação

Os freios elétricos também podem ser acoplados a um freio hidráulico, esse conjunto constitui-se em uma espécie de freio universal, onde a parte hidráulica do conjunto é utilizada para absorver a maior parte da potência, permitindo um amplo campo de utilização e para efetuar as medidas com fortes diferenças de potência e velocidade, enquanto o freio elétrico mede a fração restante da potência com precisão a qual não é possível de ser feita pelo freio hidráulico.

A1.4- Potência absorvida por resistências passivas

É a potência utilizada para vencer o atrito entre as partes mecânicas em movimento (que afetam o bombeamento, aspiração e descarga) que acionam os órgãos acessórios como: a bomba de óleo, alterador, bomba d'água e outros.

A potência absorvida tem a seguinte relação com as potências efetivas e a indicada:

$$N_a = N_i - N_e \quad (A.5)$$

A mensuração pode ser feita através dos métodos Motoring e Morse.

A1.4.1- Método Motoring

O método consiste em utilizar outro motor como instrumento de medida, o qual é ligado em série.

Procedimento:

- Inicialmente mede-se a potência do motor-1 a uma determinada rotação;
- Liga-se em série ao motor-2 sem ignição e mede-se a potência do conjugado na mesma rotação.
- A potência absorvida pelas resistências passivas do motor-2 será:

$$N_a(2) = N_e(1) - N_e(1.2) \quad (A.6)$$

onde:

$N_a(2)$ = potência absorvida pelo motor-2

$N_e(1)$ = potência efetiva do motor-1

$N_e(1.2)$ = potência efetiva do conjunto (motor-1 movimentando o motor-2 sem ignição e com a borboleta do carburador toda aberta).

- Conhecendo-se a potência efetiva do motor-2, pode-se calcular sua potência indicada pela seguinte expressão:

$$N_i(2) = N_e(2) + N_a(2) \quad (A.7)$$

Esse método é empregado para mensurar a potência absorvida pelas resistências passivas dos motores de pequena e média cilindrada.

A1.4.2- Método Morse

O método consiste em medir separadamente a potência absorvida de cada cilindro.

Procedimento:

Tomando-se como exemplo um motor de quatro cilindros para aplicação do método:

- Inicialmente mede-se a potência efetiva do motor numa determinada rotação;
- Em seguida liga-se a ignição do primeiro cilindro e mede-se a potência no dinamômetro (na mesma rotação que foi medida a potência efetiva);
- A potência indicada do primeiro cilindro é igual a diferença entre a potência efetiva do motor com todos os cilindros com ignição e da potência com o primeiro cilindro sem ignição:

$$Ni(1c) = Ne - Ne(1c) \quad (A.8)$$

onde:

Ni(1c) = potência indicada no primeiro cilindro

Ne = potência efetiva com os quatro cilindros

Ne(1c) = potência efetiva do motor sem ignição no primeiro cilindro (motor funcionando com três cilindros).

Para o segundo, o terceiro e o quarto cilindro, adota-se o mesmo procedimento:

$$Ni(2c) = Ne - Ne(2c)$$

$$Ni(3c) = Ne - Ne(3c)$$

$$Ni(4c) = Ne - Ne(4c)$$

A potência indicada do motor será igual a soma das potências indicadas de todos os cilindros:

$$Ni = Ni(1c) + Ni(2c) + Ni(3c) + Ni(4c)$$

A potência absorvida pelas potências passivas do motor, nesta rotação é dada por:

$$Np = Ni - Ne \quad (A.9)$$

Usando-se o mesmo procedimento para as demais rotações, pode-se traçar a curva das potências absorvidas.

A1.5- Potência específica

É a potência obtida por unidade de cilindrada, sendo que seu cálculo é efetuado pela seguinte expressão matemática:

$$Ns = Ne / V \quad (A.10)$$

onde:

Ns = potência específica

V = cilindrada total em litro

Ne = potência efetiva

Os valores de N_s para diversas especificações de motores, são as seguintes:

Motor moderno, $N_s = 50$ CV/litro
 Motor especiais de corrida, $N_s = 250$ CV/litro
 Motor turbo alimentado no bocais, $N_s = 90$ CV/litro
 Motor turbo alimentado para corrida, $N_s = 330$ CV/litro

A1.5.1- Potência por unidade de área do pistão

A potência por unidade de área do pistão é dada pela seguinte fórmula:

$$N_a = N_e / (A_p \times n_c) \quad (A.11)$$

onde:

N_a = potência por unidade de área do pistão

N_e = potência efetiva

A_p = área do pistão

n_c = número de cilindros

A1.5.2- Potência corrigida

Como a potência de um motor está relacionada diretamente com as condições atmosféricas ambientais, verifica-se que a influência é devida as seguintes variáveis: a pressão barométrica, o teor de umidade do ar e da temperatura ambiental.

A1.5.2.1- Pressão barométrica

Esta variável interfere diretamente no rendimento volumétrico e por conseguinte na potência, isto é: quanto menor for a pressão barométrica, menor será a potência observada no motor. Essa interferência deve-se ao fato de que em grandes alturas o ar se torna mais rarefeito, diminuindo sua densidade.

O coeficiente de correção é dado pela seguinte fórmula:

$$K_b = P_r / P_i \quad (A.12)$$

onde:

K_b = coeficiente de correção da pressão barométrica

P_r = pressão barométrica de referência

P_i = pressão barométrica indicada

A pressão corrigida em função da pressão barométrica será:

$$N_{ecb} = N_e \times K_b \quad (A.13)$$

onde:

N_{ecb} = potência corrigida em função da pressão barométrica

N_e = potência efetiva

A1.5.2.2- Teor de umidade do ar

Considerando-se somente a umidade relativa do ar, teoricamente podemos dizer que a potência do motor é universalmente proporcional à umidade relativa do ar, isto é; quando a umidade cresce, teoricamente a potência deveria diminuir, entretanto a água atua como aditivo antidetonante e multiplicador da taxa de compressão.

- Para o caso do aditivo antidetonante:

O aditivo antidetonante é composto de ar + combustível, quando a mistura entra em combustão, a água contida no ar evapora, provocando um abaixamento de temperatura no interior da câmara. Como a detonação está relacionada com essa temperatura, ela ao diminuir faz com que a probabilidade de ocorrência de detonação também diminua, logo passa a atuar como um aditivo antidetonante.

- Para o caso do aumento da taxa de compressão:

O aumento da taxa de compressão deve-se ao fato de a água contida no ar, ao evaporar-se durante a fase de combustão, aumentar de volume, provocando um aumento da pressão no interior da câmara, o que eleva a pressão média efetiva. Esta variação de potência, cuja intensidade varia de motor para motor, pode ser observada quando o veículo se desloca em dias muito úmidos (garoa ou chuva fina), onde se verifica um melhor desempenho do motor.

Existem aparelhos no mercado como o “Vitamer” e outros, cuja a finalidade é a de injetar por meio de um pulverizador colocado depois do carburador, uma pequena quantidade de água pura ou mistura com álcool etílico ou metílico. Entretanto, essa prática não é recomendada, já que pode causar danos ao motor.

-Coeficiente de correção:

O coeficiente de correção da potência em função da umidade relativa do ar, pode ser obtido pela seguinte expressão:

$$K_a = P_i / (P_i - U_r \times P_{vs}) \quad (A.14)$$

onde:

K_a = coeficiente de correção da potência em função da umidade relativa do ar (padrão $U_r = 0 \%$)

U_r = umidade relativa do ar

P_{vs} = pressão de vapor saturado

P_i = pressão barométrica indicada

-Potência corrigida em função da umidade relativa do ar:

A potência corrigida pode ser obtida através da expressão:

$$N_{eca} = N_e \times K_a \quad (A.15)$$

onde:

N_{eca} = potência corrigida em função do ar

N_e = potência efetiva

K_a = coeficiente de correção

A1.5.2.3- Temperatura ambiente

O aumento da temperatura para uma mesma pressão atmosférica acarreta um aumento do volume do ar a ser aspirado, diminuindo sua densidade e por conseguinte o rendimento volumétrico.

O coeficiente de correção da potência em função da temperatura pode ser obtido pela expressão:

$$K_t = \sqrt{273 + t_a} / \sqrt{273 + t_r} \quad (A.16)$$

Onde:

K_t = coeficiente de correção da temperatura

t_a = temperatura do ar aspirado

t_r = temperatura de referência

Pela fórmula acima pode-se verificar que, quanto mais baixa for a temperatura do ar aspirado, maior será a potência fornecida pelo motor. Entretanto, vale ressaltar que esta temperatura tem um valor ideal (próximo a 15 °C).

A potência corrigida em função da temperatura, pode ser obtida pela expressão:

$$N_{ect} = N_e \times K_t \quad (A.17)$$

onde

N_{ect} = potência corrigida em função da temperatura

N_e = potência efetiva

K_t = coeficiente de correção da temperatura

-Potência totalmente corrigida

A potência totalmente corrigida é igual ao produto da potência observada pelos coeficientes de correção da temperatura, umidade do ar e da pressão barométrica, conforme a seguinte expressão:

$$N_{ec} = N_e (K_b \times K_a \times K_t) \quad (A.18)$$

A1.5.2.4- Normas de correção da potência

Como a potência de um motor é influenciada pelas condições ambientais do local onde trabalha e também pelos seus acessórios montados, foram criadas certas normas, estabelecendo-se condições ambientais padrão e tipos de acessórios a serem montados. As normas atualmente mais usadas são: SAE, DIN, CUNA e ABTN.

- Norma SAE (Society of Automotive Engineers):

A norma SAE se divide em dois grupos, segundo o tipo de acessórios e condições atmosféricas a que está sujeito o motor durante as provas. Esses grupos receberam as denominações de SAE (líquida) e SAE (Bruta).

SAE (Líquida) - esta divisão da norma SAE estabelece as seguintes condições atmosféricas padrões:

- Temperatura ambiente de 29,4 °C
- Pressão barométrica de 746,25 mmHg
- Pressão de vapor de 9,65 mmHg

Os acessórios que não são utilizados no motor durante as provas são:

- Filtro de ar
- Ventilador de refrigeração
- Silencioso
- Alternador ou dínamo (deve ser montado no motor, porém sem gerar corrente).

SAE (Bruta) - estabelece as mesmas condições atmosféricas da SAE (Líquida), sendo que o motor deve funcionar com todos os acessórios.

- Norma DIN (Deutsche Industrie Normen):

Esta norma alemã estabelece que o motor deve ser testado nas mesmas condições de como é montado no veículo, isto é: com ventilador, tubo de descarga completo e demais acessórios de utilização:

- Temperatura ambiente padrão 20 °C
- Pressão barométrica padrão 0,1 MPa

- Norma Cuna (Comissione Tecnica Unificazione Automobile):

Esta norma italiana estabelece que o motor deve ser testado nas mesmas condições de como é montado no veículo sem o ventilador e o silencioso, as condições padrão ambiental são as seguintes:

- Pressão barométrica 0,1 MPa
- Temperatura ambiente 15 °C

- Norma ABTN (Associação Brasileira de Normas Técnicas):

A norma ABTN como a SAE, está dividida em SAE (líquida) e SAE (Bruta).

SAE (Líquida) - estabelece que o motor deve funcionar com os seguintes acessórios: Tubo de descarga, silencioso, filtro de ar, gerador com carga e ventilador.

SAE (Bruta) - estabelece que o motor deve funcionar do seguinte modo: sem silencioso, gerador sem carga, sem ventilador e filtro de ar (opcional).

A1.6- Pressões atuante no cilindro

Durante o funcionamento do motor a pressão no interior do cilindro varia a cada instante e seu valor está relacionado com o deslocamento do pistão e com o momento de abertura e fechamento das válvulas. A pressão atuante incide diretamente no rendimento global do motor portanto, também na sua performance. As pressões atuantes em um motor são:

- Pressão média indicada (Pmi)
- Pressão média efetiva (Pme)
- Pressão de compressão (Pcp)
- Pressão de combustão (Pcb)
- Pressão de aspiração (Pas)
- Pressão de descarga (Pdc)

A1.6.1- Pressão média indicada

A pressão média indicada (Pmi) pode ser obtida através do ciclo indicado ou teoricamente através da seguinte expressão:

$$Pmi = (225 \times n' \times Ni) / V \times n \quad (A.19)$$

Onde:

Ni = potência indicada

O valor da Pmi para motores de funcionamento normal é de 0,58 a 1,1 MPa.

A1.6.2- Pressão média efetiva

A pressão média efetiva (Pme) é definida como sendo a soma entre a pressão teórica para vencer as resistências e a pressão necessárias para produzir trabalho efetivo do motor. Entretanto, como definição matemática para determinar a PME e dada por:

$$Pme = Pmi \times \eta_m \quad (A.20)$$

onde

η_m = rendimento mecânico

A P_{me} também pode ser determinada em função da potência efetiva do motor, do potencial térmico do combustível, pelas seguintes expressões:

-Em função da potência para:
 .motores de quatro tempos:

$$P_{me} = (900 \times N_e) / (V \times n) \quad (A.21)$$

.motores de dois tempos:

$$P_{me} = (450 \times N_e) / (V \times n) \quad (A.22)$$

-Em função do potencial térmico do combustível:

$$P_{me} = 0,0427 \times \eta \times \gamma_m \times \eta_v \times t_t \quad (A.23)$$

sendo:

$$t_t = PCI / (1 + Ar + R)$$

onde:

η = rendimento total

η_v = rendimento volumétrico

γ_m = peso específico da mistura

t_t = tonalidade térmica

PCI = poder calorífico inferior do combustível

Ar = peso do ar necessário para produzir a combustão de 1kg do combustível

R = fator de correção da mistura

-Valores observados para P_{me} :

- Motores do ciclo Otto

. com funcionamento normal de 0,72 a 0,82 MPa

. com funcionamento esportivo de 0,82 a 1,1 MPa

- Motores de aviação:

. normal de 0,82 a 1,0 MPa

. sobrealimentado de 1,0 a 1,8 MPa

- Motores do ciclo Diesel a quatro tempos:

. injeção direta de 0,6 a 1,0 MPa

. pré-câmara de 0,53 a 0,69 MPa

- Motor do ciclo Diesel a dois tempos:

- . injeção direta de 0,62 a 0,82 MPa
- . pré-câmara de 0,53 a 0,69 MPa

A1.6.3- Pressão da Combustão

É a pressão que atua dentro do cilindro, durante a combustão. Geralmente a pressão de combustão nos motores de ciclo Otto está na ordem de 3,8 a 5,2 MPa e para os de ciclo Diesel na ordem de 5,5 a 7,0 Mpa.

A pressão de combustão em função da taxa de compressão é dada pela seguinte expressão:

$$P_{\text{comb}} = 7r_c - 3 \quad (\text{A.24})$$

Onde:

P_{comb} = pressão de combustão MPa
 r_c = taxa de compressão

A1.6.4-Pressão de Aspiração

É a pressão que aparece durante a fase de aspiração, quando o pistão desloca o PMS ao PMI. O valor desta pressão de aspiração para os motores do ciclo Otto varia de 0,05 a 0,07 MPa.

A1.6.5- Pressão de Descarga

É a pressão formada no cilindro quando o pistão desloca do ponto morto inferior ao ponto morto superior durante a fase de descarga. O valor da pressão de descarga é em torno de 0,15 a 0,2 MPa.

A1.7- Rendimento do motor

Quando se fornece energia a um motor somente uma parte é transformada em trabalho útil, o restante é eliminado em forma de calor. O trabalho útil produzido pelo motor em relação à quantidade de combustível que lhe é fornecido, está diretamente ligado ao rendimento do motor, isto é, para a mesma quantidade de combustível, quanto maior for o trabalho útil do motor maior será o seu rendimento. Os rendimentos verificados em um motor, são:

- Rendimento volumétrico (η_v)
- Rendimento térmico (η_{te})
- Rendimento indicado (η_i)
- Rendimento mecânico (η_m)
- Rendimento termodinâmico (η_{tm})
- Rendimento total (η)

A1.7.1- Rendimento volumétrico

Durante a fase de aspiração o pistão, ao se deslocar do PMS para o PMI, libera um certo volume no cilindro. Caso a aspiração fosse perfeita, todo o espaço liberado pelo pistão, seria imediatamente ocupado pela mistura. Entretanto, na prática isto não ocorre devido a vários fatores. Como o volume da mistura aspirada, em condições normais, é sempre inferior àquele que seria ideal, o rendimento volumétrico é sempre menor que a unidade.

O rendimento volumétrico é definido como sendo a relação entre o peso de ar efetivamente introduzido no cilindro e o peso teórico máximo que poderia ser introduzido neste cilindro em cada ciclo, nas condições atmosférica de 15 °C e 0,1 MPa. O rendimento volumétrico é representado pela seguinte expressão:

$$\eta_v = P_m / P_o \quad (A.25)$$

onde:

P_m = peso do ar efetivamente introduzido no cilindro

P_o = peso teórico máximo do ar que poderia ser introduzido no cilindro

Os fatores que influenciam no rendimento volumétrico são:

- Perdas de carga no conduto
- Tempo de abertura das válvulas
- Temperatura da mistura
- Pressão barométrica
- Porcentagem de gás residual contido na mistura
- Rotação do motor
- Inércia da mistura

A1.7.2- Rendimento térmico

O rendimento térmico de um motor é a relação entre o calor que efetivamente se transforma em trabalho útil e o calor equivalente ao trabalho que poderia ser obtido pela queima do combustível. Para os motores de combustão interna, operando no ciclo ideal, o rendimento térmico pode ser obtido pela seguinte expressão:

- Para o ciclo Otto:

$$\eta_{te} = 1 - 1/(r_e^{k-1}) \quad (A.26)$$

onde

$$k = C_p / C_v$$

- Para o ciclo Diesel:

$$\eta_{te} = 1 - 1 / k.r \times (T' / T' - 1) \quad (A.27)$$

sendo

$$T' = V_3 / V_2$$

onde:

V_3 = Volume do ar no fim da combustão

V_2 = Volume do ar no início da combustão

O rendimento térmico dos motores a combustão varia na ordem de 60 % a 70%.

A1.7.3- Rendimento indicado

É a relação entre o trabalho realizado pelo motor no ciclo indicado e o trabalho realizado no ciclo teórico, podendo ser representado pela seguinte expressão:

$$\eta_i = W_i / W \quad (A.28)$$

onde

W_i = Trabalho realizado pelo motor no ciclo indicado

W = Trabalho realizado pelo motor no ciclo teórico

Os fatores que influenciam o rendimento indicado são:

- Combustão imperfeita:

A combustão imperfeita da mistura ar-combustível pode ser ocasionada por: ignição antecipada, ignição atrasada e ignição incompleta.

-Troca de calor:

Durante a combustão é necessário retirar das paredes do cilindro, uma certa quantidade de calor, para que não haja fusão dos órgãos móveis do motor. Quanto maior for a quantidade de calor retirado, menor será o rendimento indicado, esta quantidade é função da velocidade média do pistão, forma da câmara de combustão e da velocidade da combustão. O rendimento indicado em um motor alternativo médio varia de 50% a 80%.

A1.7.4- Rendimento Mecânico

O rendimento mecânico é a relação entre a potência efetiva medida no eixo do motor e a potência indicada. Este rendimento pode ser obtido pela seguinte expressão:

$$\eta_m = 1 - N_p/N_i \quad (A.29)$$

Os fatores que influenciam no rendimento mecânico são:

- Força de atrito que aparecem entre os órgãos móveis
- A potência absorvida pelos órgãos auxiliares
- A potência absorvida no bombeamento

O rendimento mecânico de um motor está compreendido entre 80% a 90%.

A1.7.5- Rendimento termodinâmico

É a relação entre o trabalho indicado (obtido através da área do cilindro indicado) e o equivalente em trabalho, do calor gasto para obtê-lo. Este rendimento pode ser obtido pela seguinte expressão:

$$\eta_{tm} = \eta_{te} \times \eta_i \quad (A.30)$$

O rendimento termodinâmico de um motor varia de 50% a 69%.

A1.7.6- Rendimento total

O rendimento total ou também chamado de global, de um motor, é a relação entre o trabalho útil produzido pelo motor e o equivalente em energia calorífica do combustível consumido. O rendimento total pode ser expresso em função do poder calorífico do combustível através da seguinte expressão:

$$\eta = 632 / C_s \times PCI \quad (A.31)$$

onde:

C_s = consumo específico

PCI = poder calorífico inferior

O rendimento total também pode ser expresso como produto dos rendimentos mecânicos, indicado e térmico, pela seguinte expressão:

$$\eta = \eta_m \times \eta_i \times \eta_{te} \quad (A.32)$$

O rendimento total de um motor de combustão interna varia de 20% a 30% e no caso de utilização de combustíveis especiais, o rendimento pode chegar a até 38%.

A1.8- Consumo de combustível

O consumo de combustível em um motor pode ser medido por dois métodos: pelo consumo horário ou por quilometragem e pelo consumo específico.

A1.8.1- Consumo horário ou por quilometragem

Este método de medição não é muito significativo, já que um motor de grande potência pode apresentar um consumo horário igual a de um motor de pequena potência, bastando apenas que, o motor de alta potência apresente um rendimento alto.

A1.8.2- Consumo específico

O consumo específico é definido como a quantidade de combustível medido em grama, para cada cavalo de potência produzido, durante uma hora de funcionamento. Para se obter o consumo específico a uma dada rotação, divide-se o consumo horário pela quantidade de cavalo, produzido em uma mesma rotação, o qual é obtido pela seguinte expressão:

$$C_s = C_h / N_e \quad (A.33)$$

Onde:

C_s = consumo específico

C_h = consumo horário do motor

N_e = potência efetiva do motor

Portanto, quanto mais baixo for o consumo específico, maior será o rendimento do motor. Observa-se também que o consumo específico varia em função da rotação do motor, apresentando um valor menor quando as rotações forem de 2/3 a 3/4 da rotação máxima.

- Fatores responsáveis pelo aumento do consumo específico a baixa rotação:

- . Calor dissipado
- . Condensação da mistura nos condutos

- Fatores responsáveis pelo aumento do consumo específico a alta rotação:

- . Aumento da potência absorvida
- . Temperatura da câmara

-Fatores que influenciam no consumo específico:

- . Rendimento total do motor
- . Poder calorífico inferior do combustível
- . Pressão média específica
- . Taxa de compressão

A1.8.2.1- Determinação do consumo específico

O consumo específico pode ser obtido de forma teórica e de forma prática:

- Forma teórica

O consumo específico é obtido teoricamente através da relação entre o rendimento total do motor e do poder calorífico do combustível, através da seguinte expressão:

$$C_s = (6,32 \times 10) / \eta \times PCI \quad (A.34)$$

Onde:

PCI = poder calorífico inferior

O consumo específico é calculado pela seguinte expressão:

$$C_s = (60 \times V \times \gamma \times 10) / t \times N_e \quad (\text{A.35})$$

Onde:

V = volume do fluviômetro

t = tempo medido pelo cronômetro em minuto

N_e = potência efetiva a uma dada rotação

γ = peso específico corrigido do combustível

O peso específico corrigido do combustível é obtido em função da temperatura que se encontra, através das seguintes fórmulas:

.Para temperatura de 15 °C

$$\gamma = \gamma_0 + 0,0008 (t_c - 15) \quad (\text{A.36})$$

.Para temperatura inferior a 15 °C

$$\gamma = \gamma_0 + 0,0008 (15 - t_c) \quad (\text{A.37})$$

onde:

γ₀ = peso específico obtido (medido com densímetro)

t_c = temperatura em que se encontra o combustível

- Consumo horário de combustível em um motor

O consumo horário de combustível é obtido através da seguinte expressão:

$$C_h = C_s \times N_e \quad (\text{A.38})$$

onde:

C_h = consumo horário

C_s = consumo específico

N_e = potência efetiva

A1.8.2.3- Consumo total de combustível em um motor

O consumo total de combustível é igual ao produto do consumo horário pelo tempo de funcionamento do motor, o qual é obtido pela seguinte expressão:

$$C_t = C_h \times t \quad \text{ou} \quad C_t = C_s \times N_e \times t \quad (\text{A.39})$$