A R I F E R R E I R A D E A B R E U

ANÁLISE DA EFICIENCIA ENERGÉTICA E DA VIABILIDADE DOS CICLOS DE ABSORÇÃO NA FRIGORIFICAÇÃO DE CARGAS

Dissertação apresentada ao Programa Interunidades de Pós-gradução em Energia da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre.

SÃO PAULO

1994

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA
USP
25/3/96
SECRETARIA

INSTITUTO DE ELETROTÉCNICA E ENERGIA USP
BIBLIOTECA Prof. Fonseca Telles
52di

A R I F E R R E I R A D E A B R E U

ANÁLISE DA EFICIENCIA ENERGÉTICA E DA VIABILIDADE DOS CICLOS DE ABSORÇÃO NA FRIGORIFICAÇÃO DE CARGAS

Dissertação apresentada ao Programa Interunidades de Pós-gradução em Energia da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre.

Orientador:
Ildo Luís Sauer

São Paulo

1994

INSTITUTO DE ELETROTÉCNICA E ENERGIA USP
BIBLIOTECA Prof. Fonseca Telles
Nº 52 di

DEDICATÓRIA

À Minha mãe por tudo

À meu pai, que mesmo falecido promeveu condições para meus estudos e de meus irmãos

Aos meus irmãos pelo apoio certo nas horas incertas

À Yumi pelo carinho e atenção

Agradecimentos:

Para a realização deste trabalho foi fundamental o apôio finaceiro da Fundação Rockfeller. Deve ser destacada a eficiência administrativa do Prof. Américo, diretor do IEE; Prof. Adney diretor da área de energia e Prof. David coordenador do programa facilitando em muito o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof Ildo Sauer pela orientação competente e por tantos copos de guaraná diet em companhia dele e de sua esposa, Eugênia.

Aos Professores Cálio, Cid, Fagá, Hukay, Marie Pierre, Martins, Otávio e Suely pela amizade e pelas orientações prestadas. Ao Professor Edgard (FEA USP) pelas orientaçãos prestadas quanto ao uso de computadores.

Aos colegas do IEE, notadamente: Juliana, Eliana, Eleni, Maurício, Suany, Ieno. E aos colegas da FEA USP com destaque a Mônica Costa por tantos trabalhos em grupo e Eduardo Fidelis pela impressora sem a qual seria muito difícil fazer as análises por computador.

Aos funcionários do IEE, notadamente Vagner Pancini. Destaque especial pela simpátia e dedidacação ao serviço à Cibeli e Flavinha.

À D. Rosa biliotecária da ABRAVA pelo apoio e ao colega Ismael Rocha pelas orientações, informações e sugestões.

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA
USP
25/3/96
SECRETARIA

S U M Á R I O

Lista de tabelas.....04
Lista de figuras.....06
Lista de gráficos.....07
Lista da variáveis.....08
Resumo.....10
"Abstract".....11

1 Introdução.....12
1.1 Motivação.....12
1.1.1 Histórico da conservação de alimentos.....14
1.1.2 Histórico da frigorificação de alimentos.....21
1.1.3 Histórico do transporte frigorificado.....26
1.2 Revisão bibliográfica.....28
1.3 Objetivos.....30
1.4 Metodologia.....31

2 Sistemas frigoríficos.....32
2.1 Princípios básicos de funcionamento.....32
2.2 Sistemas de refrigeração por compressão a vapor...35
2.2.1 Análise dos equipamentos por compressão a vapor existentes.....38
2.3 Sistema de refrigeração por absorção.....44
2.3.1 Equipamentos existentes para fins estacionários...46
2.4 Análise de melhorias dos sistemas por compressão a vapor atuais.....48
2.4.1 Geração de eletricidade pelo cavalo mecânico.....49

2.4.2 Dimensionamento adequado do motor de acionamento..50

3 Dimensionamento do sistema.....52

3.1 Dimensionamento termodinâmico.....55

3.2 Escolha dos materiais.....63

3.2.1 Toxidez.....64

3.2.2 Materiais.....65

3.3 Dimensionamento preliminar do equipamento.....67

3.4 Avaliação do desempenho do programa.....69

3.5 Resultados obtidos.....73

3.5.1 Variação de parâmetros.....74

3.6 Estudo do arranjo do sistema no veículo.....78

3.7 Avaliação preliminar de outras aplicações do sistema por absorção.....80

4 Análise comparativa dos sistemas.....82

4.1 Aspectos econômicos.....87

4.1.1 Custos de investimento.....87

4.1.2 Custo de operação.....88

4.1.3 Análise dos custo a variação de parâmetros.....93

4.2 Análise dos impactos ambientais.....101

4.2.1 Quanto a Toxicidade.....101

4.2.2 Efeito estufa.....103

4.2.3 Camada de ozônio e CFCs.....106

4.3 Aspectos legais.....108

4.3.1 Protocolo de Montreal e suas revisões.....108

4.3.2 Legislação sobre cargas perigosas.....109

4.4 Qualidade do produto transportado.....112

4.4.1 Influência do custo da refrigeração do frete no custo total do produto.....112

4.4.2 Falhas da unidade por utilização inadequada....113

5 Conclusões e recomendações.....115

5.1 Conclusões.....115

5.2 Recomendações.....117

Bibliografia.....118

Bibliografia recomendada.....121

ANEXO 1 - Listagem do programa para dimensionamento do sistema.....123

ANEXO 2 - Dados obtidos em ensaio de motor Perkins por SANTOS (1980).....159

ANEXO 3 - Resultados do dimensionamento por programa para o caso básico.....160

ANEXO 4 - Cálculo estequiométrico das emissões de CO_2 ..165

ANEXO 5 - C.O.P. dos sistemas de refrigeração por compressão a gasolina e por absorção a GLP 166

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - Comparação de dados calculados por programa com valores medidos em uma máquina real.....70

TABELA 2 - Coeficiente de transferência de calor em W/h·°C.....72

TABELA 3 - Estimativa da frota de caminhões frigoríficos.83

TABELA 4 - Dimensões de caminhões e semi-reboques frigorificados.....84

TABELA 5 - Custo acumulado do equipamento em função do tempo de uso.....94

TABELA 6 - Custo do equipamento em função da utilização da frota.....95

TABELA 7 - Custo do equipamento em função do fator de utilização temporal (ciclo liga-desliga).....97

TABELA 8 - Custo do equipamento em função do número de horas diárias de operação do motor.....99

TABELA 9 - Emissões por semi-reboques por compressão

a vapor a gasolina e diesel por absorção a GLP.....104

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - Ilustração da primeira patente de caminhão frigorífico depositada no Brasil - 1929.....27

FIGURA 2 - Diagrama P-*h* de estado de gases.....33

FIGURA 3 - Elementos comuns aos ciclos frigoríficos no diagrama P-*h*.....35

FIGURA 4 - Ciclos frigoríficos por compressão a vapor no diagrama P-*h*.....36

FIGURA 5 - Ciclo frigorífico por compressão a vapor esquema construtivo.....37

FIGURA 6 - Ciclo frigorífico por absorção esquema construtivo.....45

FIGURA 7 - Publicidade de 1951 sobre os CFCs.....107

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1 - Massa do sistema em função da potência frigorífica.....75

GRÁFICO 2 - Pressão alta em função da temperatura ambiente.....76

GRÁFICO 3 - Pressão baixa em função da temperatura da carga 77

GRÁFICO 4 - Custo acumulado do equipamento em função do tempo de uso.....94

GRÁFICO 5 - Custo do equipamento em função da utilização da frota.....96

GRÁFICO 6 - Custo do equipamento em função do fator de utilização temporal (ciclo liga-desliga).....98

GRÁFICO 7 - Custo do equipamento em função do número de horas diárias de operação do motor.....100

LISTA DE VARIÁVEIS

A_{sup} = Área superficial do veículo

Ch = Combustível consumido por hora de operação

Cm = Consumo do motor nas condições de trabalho

D = Diâmetro da tubulação

dens = Densidade

dh = Desnível

Dt = Diferença de temperatura entre o fluído e o meio

D_{tcg} = Diferença entre a temperatura da carga e a do meio

E_{isl} = Espessura do isolamento do veículo

fht = Fator de utilização temporal em função do ciclo

h ou *h* = Entalpia em um ponto

k = Relação entre calores específicos de um gás

K_{isl} = Condutividade do isolante

Kt = Coeficiente de transmissão de calor

M = Vazão em um ponto

P = Pressão em um ponto`

PA = Pressão alta

PB = Pressão baixa

Pbb = Potência da bomba

P_{trm} = "Perda de frio" da carga

Q = Calor trocado

r = Raio da tubulação

Sigma = Tensão de ruptura do material

t = Espessura da parede

T = Temperatura em um ponto

*X*abs = Grandeza *X* medida no absorvedor

*X*cnd = Grandeza *X* medida no condensador

*X*evp = Grandeza *X* medida no evaporador

*X*rtf = Grandeza *X* medida no retificador

Xfrc = Título da solução fraca

Xfrt = Título da solução forte

RESUMO:

Este trabalho aborda a problemática do transporte de carga frigorificada, sob a ótica da eficiência energética da unidade frigorífica.

São propostas alternativas para conservação de alimentos, independentemente do frio. Embora incapazes de substituir totalmente o frio, podem ser uma alternativa em vários casos.

É analisada a tecnologia de frigorificação atualmente empregada, enfocando custos do sistema, eficiência energética e efeitos da atual tecnologia sobre o meio ambiente.

É desenvolvido o projeto preliminar de uma unidade de refrigeração por absorção, que é analisado comparativamente com as unidades por compressão a vapor.

Este estudo mostra que o sistema de refrigeração por absorção pode ser viável em muitas aplicações onde não se dispõe de energia térmica ou mecânica.

ABSTRACT:

This study analyses refrigerated freigth transportation, under the scope of refrigeration energy effeciency.

There are several alternatives for food conservation, independently of refrigeration. These existing technologies are not capable of completely replacing refrigeration, but they could be utilized in many cases.

The refrigeration techonology currently used is analysed, focusing on system costs, energy efficiency and enviromental impacts.

A preliminary design of an absoption system was done and an analysis was performed comparating it with the compression units. Conclusive analysis of the system will depend of the evaluation of the experimental unit.

This study shows that refrigeration by absortion could be viable in various aplications where no eletricity or mechanical energy are available.

1 INTRODUÇÃO:

1.1 MOTIVAÇÃO

O transporte de carga frigorificada apresenta vários problemas tecnológicos e operacionais. Seu funcionamento baseado em ciclos de refrigeração por compressão a vapor requer energia mecânica para acionamento do compressor. Essa energia mecânica no caso do transporte frigorificado de cargas geralmente é fornecida por motores de combustão interna.

Os motores de combustão interna, geralmente, consomem combustível fóssil acarretando a emissão de CO_2 para a atmosfera e conseqüente contribuição para o aumento do efeito estufa. Além do CO_2 são emitidos outros poluentes como o SO_2 que colaboram para a formação de chuva ácida. São emitidos também poluentes de efeito local como o CO que se combina facilmente com a hemoglobina em substituição ao oxigênio podendo ser letal, quando inalado em altas concentrações. O CO é um dos principais agentes poluidores de áreas urbanas.

O rendimento termodinâmico do sistema deve levar em conta a baixa eficiência do motor de combustão interna empregado, que se situa ao redor de 25 % chegando a 30 % em

alguns casos, segundo PERRY (1984), em condições ótimas de operação. Esse rendimento é ainda menor devido ao emprego de motores com potência cerca de 3 vezes superior a do compressor, conforme procedimentos usuais em dimensionamento de máquinas alternativas para esta finalidade, segundo SILVA (1960). Esse superdimensionamento leva ao emprego de motores derivados de propulsores automotivos, que possuem a potência requerida e ainda proporcionam facilidade de aquisição e manutenção. O superdimensionamento implica na redução da eficiência de conversão energética do motor para valores na ordem para 10 % a 15 % conforme estimativa feita pelo autor baseada em dados de SANTOS (1980). Recentemente alguns fabricantes vêm adotando o emprego de motores de menor porte, minimizando este problema.

O ruído emitido pelo motor de acionamento do sistema frigorífico perturba o sono do motorista que eventualmente o desliga durante seu repouso, prejudicando a conservação dos produtos transportados. Este problema é minimizado com o uso de um motor elétrico que pode ser ligado durante o repouso do condutor em substituição ao motor de combustão interna, porém esse motor é opcional e nem sempre adquirido pelo frotista.

Apesar dos problemas essa tecnologia é consagrada pela prática. Analisando sob o ponto de vista da eficiência energética, podem ser encontradas tecnologias alternativas

para o sistema. Observando-se o veículo de forma mais cuidadosa encontram-se grandes quantidades de energia ociosa ou rejeitada. O conjunto motopropulsor rejeita grande quantidade de calor, pelo escapamento e fluído de arrefecimento. Além disso o conjunto motopropulsor possui um superdimensionamento que poderia ser aproveitado na frigorificação da carga.

Este trabalho estuda alternativas de melhorias no sistema de frigorificação com o objetivo de aumentar a sua eficiência energética. São analisadas as hipóteses de um melhor dimensionamento da unidade, aproveitamento da energia mecânica do motor para a geração de eletricidade. Este trabalho dará maior ênfase ao emprego do ciclo de refrigeração por absorção aproveitando o calor rejeitado pelo motor do veículo. Serão consideradas outras aplicações para esse sistema, como em grupos geradores estacionários e barcos pesqueiros. No caso de caminhões frigoríficos, será avaliado o impacto a nível de frota nacional.

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA
USP
25/3/96
SECRETARIA

1.1.1 HISTÓRICO DA CONSERVAÇÃO DE ALIMENTOS

Segundo ORNELAS (1978), desde que o homem loquaz passou a viver de forma sedentária, por volta de 4000 AC se deparou com o problema da conservação de alimentos. Foram

adotadas inúmeras alternativas para conservar o alimento através dos tempos. Segundo DESROSIER (1963), essas soluções geralmente buscaram tornar o alimento um meio pouco propício para o desenvolvimento de culturas de microrganismos e de transformações físico-químicas. Essas soluções sempre se basearam na desidratação, tratamentos térmicos ou esterilização do alimento e ambiente.

No início empregava-se principalmente a desidratação através da secagem ao sol. Segundo RIEDEL (1987), esse método de conservação de alimentos é pouco eficaz, devido à falta de controle sobre a umidade, temperatura e fluxo de ar. Esse processo não tem uso em escala industrial e comumente é acompanhado da adição de sal ou outros desidratantes. De acordo com DESROSIER (1963), a conservação de alimento por secagem ao sol é um processo simples e tem baixo custo de equipamentos. Por outro lado requer grande área (1/20 da área de cultivo no caso de frutas), além de ter problemas de higiene por ação de roedores e outros animais.

RIEDEL (1987) descreve vários processos de conservação por desidratação e defumação de alimentos. A desidratação por tratamento térmico é feita principalmente por evaporação. Essa evaporação em alimentos sólidos, geralmente é feita em cabines com temperaturas controladas. Alimentos líquidos, como leite e sucos, ou em pó, como o café, podem ser vaporizados em câmaras aquecidas

desidratando-se imediatamente; esse processo é denominado desidratação por atomização.

Modernamente se emprega a desidratação por sublimação ou liofilização. Esse processo consiste em congelar o alimento e secá-lo a vácuo de forma a retirar a sua umidade pela passagem da água diretamente do estado sólido ao estado gasoso. Desse processo resulta conservação dos compostos mais voláteis do alimento, manutenção das qualidades das proteínas e facilidade de reidratação. O alimento assim tratado se conserva por longos períodos, sem refrigeração. Esse processo é de aplicação recente pois até pouco tempo atrás seus custos eram muito elevados restringindo sua aplicação à indústria farmacêutica.

O processo de defumação já era usado pelos pescadores fenícios, antes do cristianismo. A defumação não deve ser confundida com processos de desidratação. A defumação consiste na impregnação, por substância oriundas da fumaça, da superfície do alimento com substâncias esterilizantes e/ou inibidoras de reações com potencial nocivo ao alimento. O calor tem importância secundária sendo a defumação "a frio" realizada em temperaturas ao redor de 25 °C. Antes da defumação o alimento pode ser salgado ou desidratado. A defumação pode acarretar problemas de aparência do produto, putrefação seca, além do potencial cancerígeno de associado aos elementos da fumaça.

Outro processo de origem antiga é a desidratação pela salga. A adição de sal aos alimentos ocasiona a desidratação de boa parte das bactérias contida nos alimentos. As bactérias resistentes à salga geralmente não atuam na decomposição da matéria orgânica. Esse processo é largamente usado na conservação de peixes como bacalhau, atum e pirarucu. A salga também se aplica a carnes de modo a produzir a "carne seca" com 10 % de umidade. O "charque" com 40 % de umidade sofre a adição de nitratos para manter a cor vermelha do produto. Ambos produtos, charque e carne seca, têm duração de vários meses, sendo ligeiramente menor no caso do "charque". A carne de sol de preparação doméstica contém cerca de 70 % de umidade e dura cerca de quatro dias. O sal também pode ser aplicado indiretamente através de salmoura onde o alimento é mantido imerso, como no caso do picles. No caso da salmoura podem ocorrer problemas de corrosão do recipiente, contaminando o alimento. O sal não tem grande eficiência ao ser aplicado em alimentos oleosos, causando problemas de rancificação, como no caso do pirarucu. Segundo HIRSCH (1991) o uso do sal de cozinha, cloreto de sódio, causa desequilíbrio nas quantidades de sódio, potássio e anions cloreto. Esses elementos são responsáveis por mecanismos de transmissão de impulsos nervosos e equilíbrios de líquidos no organismo. Raramente são verificadas carências de sódio no organismo e seu excesso pode provocar retenção de líquidos, reumatismos e retenção de ácido úrico além de riscos a pessoas com pressão arterial elevada e redução da concentração de

potássio. A baixa concentração de potássio causa problemas na transmissão de impulsos nervosos gerando sintomas como excitação nervosa, fraqueza, náuseas, falta de apetite alterações cardíacas e comportamento irracional .

Logo após o abate a tem-se a carne a verde que é considerada dura. Após um curto período de maturação ou resfriamento a carne começa a deteriorar-se adquirindo cor vermelha do ferro oxidado. Para conservá-la, além dos processos acima descritos de desidratação, salga e fermentação e do frio, existe a alternativa da fabricação de embutidos. Pode-se fabricar embutidos de carnes pouco nobres que são triturados, cozidos, salgados, defumados e/ou embalados; podendo ser, geralmente, armazenados a temperatura ambiente; é o caso do bacon, linguiça, mortadela, salame e salchicha. Alguns produtos como a linguiça devem ser necessariamente cozidos, pois sofrem uma última esterilização com a gordura nela contida que se derrete sob a ação do calor. Pode-se usar peças inteiras para a confecção de carnes conservadas, como no caso da copa, copa em salmoura e presunto.

Outro desidratante, o açúcar comercial, apresenta concentrações de sacarose correspondentes a 99,7 % e cerca de 0,3 % de umidade, tornando o alimento um meio de cultura pouco propício a microrganismos. Ainda de acordo com RIEDEL (1987), os doces que têm elevada concentração de açúcar e são fabricados a temperaturas superiores a 100 °C tornando-

os pouco sensíveis a deteriorações de origem microbiana. O açúcar também pode ser empregado em combinação com o sal para contrabalançar o sabor e o PH e no caso das carnes para auxiliar a manutenção da coloração. Algumas das bactérias resistentes a esse meio são responsáveis pela deterioração gomosa dos refrigerantes e pela acidificação dos alimentos. De acordo com HIRSCH (1992), a aplicação do açúcar como conservante deve ser limitada pois seu uso gera grande quantidade de radicais livres, além de consumir vitaminas B1, B2, B3 e colina; além de causar cárie e diminuir a sensação de fome levando a pessoa a se alimentar mal.

RIEDEL (1987) descreve o processo de fermentação como baseado na proliferação de microrganismos não nocivos ao homem, que nesse processo elevam o PH do alimento, tornando-o impróprio para outras bactérias. A fermentação láctica é empregada na fabricação de iogurte, leite ácido, quefir, e queijos. Na fabricação de queijos são tomados cuidados adicionais como a pasteurização, embalagem e eventual defumação e frigorificação. Na indústria de bebidas a fermentação alcoólica, apresenta a vantagem de se realizar na ausência de oxigênio, eliminando bactérias aeróbias. De acordo com ORNELAS (1978), essa técnica tem origem bastante antiga, sendo que povos antigos já fabricavam pães, queijos, vinhos e cerveja.

O emprego de radiações ionizantes é capaz de eliminar do ambiente grande parte dos microrganismos e outros parasitas. Segundo DESROSIER (1963), a radiação pode ser empregada para conservação de alimentos de forma associada ou não ao frio; além de ser usada para eliminar brotamento em cebolas e batatas e ser usada para melhoria de qualidade de produtos como o café. Segundo HIRSCH (1991), a mesma radiação que elimina os agentes que deterioram os alimentos, também atuam na desnaturação de proteínas, enzimas, lipídios e aminoácidos.

A embalagem pode auxiliar significativamente na conservação de alimentos, apesar de seus problemas. Quase todos os materiais empregados para embalagem, incluindo plásticos e alumínio, são permeáveis ao ar. Elementos usados para dar soldabilidade, revestimento a embalagem, podem ser tóxicos ou apresentar outras impurezas potenciais contaminantes dos alimentos, segundo RIEDEL (1987).

O frio atualmente é empregado largamente na conservação de alimentos. Segundo NEVES (1991), a ação do frio é inibidora da reprodução de microrganismos diminuindo fortemente a deterioração do alimento. O alimento pode ser simplesmente resfriado, a temperaturas próximas a 0 °C, para conservação por curtos períodos ou congelado a temperaturas de cerca de -20 °C para conservação por períodos mais longos. No caso do congelamento este deve ser feito de forma rápida para evitar a formação de gelo

intercelular, que no descongelamento pode causar perdas osmóticas de nutrientes, além de poder perfurar a membrana plasmática das células. Pelos mesmos motivos deve-se evitar que a temperatura suba durante o período de conservação a valores superiores a -16 °C.

Antes da invenção das máquinas térmicas o homem já empregava fontes naturais de frio para resfriar e conservar alimentos. ORNELAS (1978) relata que povos de regiões próximas a atual Sibéria conservavam alimentos sob frio a cerca de 5000 anos atrás. Mais recentemente, na época da grandes navegações, era relevante o uso de gelo oriundo de icebergs ou retirado de regiões frias do planeta.

1.1.2 HISTÓRICO DA FRIGORIFICAÇÃO DE ALIMENTOS

Segundo WRIGHT MILLS (1976), anteriormente a revolução industrial o homem habitava em pequenos núcleos, muitas vezes de base familiar. Esses núcleos eram praticamente auto-suficientes, não havendo a necessidade de preservação de alimento com a finalidade de transporte, mas apenas de se conservar o alimento para enfrentar-se a sazonalidade, o que era feito pelos métodos citados no item anterior ou pelo frio do inverno. Com a revolução industrial esses núcleos se extinguiram e a sociedade passou a se estruturar

em cidades com economia baseadas na atividade manufatureira e em regiões agrícolas que supriam os centros consumidores com alimentos. Surgiu daí a necessidade de aperfeiçoamento dos métodos de conservação de alimentos, mas desta vez não visando vencer a sazonalidade, mas sim de transportar grandes quantidades alimentos por distâncias cada vez maiores. Surgiu uma rede de sistema para cuidar do suprimento de alimento frigorificado denominado "cadeia do frio" composta por abatedouros, indústria da carne, entrepostos de distribuição, comércio atacadista e varejista e o consumidor final. Cada elemento da cadeia com seu equipamento frigorífico e entre eles o transporte frigorificado de cargas.

No passado o frio era extraído da natureza. Isso era feito pelo aproveitamento de gelo natural ou pela construção de edificações com a característica de receber correntes de ar frio.

Atualmente o fenômeno mais empregado para se obter grandes quantidades de frio são os ciclos de refrigeração por expansão de gases. Até as primeiras décadas deste século os ciclos frigoríficos por absorção reinaram soberanos. A energia mecânica era gerada por motores elétricos de grandes dimensões, os motores térmicos não eram acoplados ao refrigerador devido a custo, peso, ruído e rendimento. A energia comercializada em larga escala, notadamente a elétrica, era novidade sendo mais

interessante o uso de algum combustível. Nessa época a amônia era um fluido refrigerante sem concorrentes, apesar de sua toxicidade.

Na década de 1930 a história começou a mudar. Os motores elétricos tornaram-se menores e a eletricidade mais acessível; a amônia vitimou pessoas pela sua toxicidade e encontrou concorrentes como os CFCs (cloro-flúor-carbono) , a exemplo do FREON anunciado como "o refrigerante seguro", que não apresentava restrições a seu uso conhecidas na época. Os CFCs são inaplicáveis em ciclos de absorção. As décadas seguintes foram marcadas pelo consumo perdulário de energia, o que ajudou a restringir mais ainda o uso do ciclo de refrigeração por absorção, em sistemas de cogeração, a algumas poucas aplicações em grandes unidades frigoríficas ou em localidades isoladas. Após o choque do petróleo dos anos 70 o ciclo de refrigeração por absorção voltou a ser pesquisado, notadamente para aplicações empregando energia solar ou calor rejeitado por algum processo de combustão.

Uma máquina com esse princípio aplicada para frigorificação de cargas de cerca de 40 W a temperaturas da ordem de 5 °C, foi construída por MEDEIROS (1981). Essa máquina funcionava com energia solar e dispunha de um "back-up" elétrico.

REFRIGERAÇÃO POR ADSORSÃO

A refrigeração por adsorsão opera de forma análoga à refrigeração por absorção, distinguindo-se desta pelo emprego de "absorventes" sólidos. Por envolver reações químicas com uma superfície sólida o sistema de refrigeração por adsorsão é um equipamento de grandes dimensões.

Segundo COSTA (1982), esse sistema vem sendo largamente empregado para desumidificação do ar, sendo os principais adsorventes atualmente empregados a sílica gel e a alumina ativada. Os equipamentos empregados para esse fim consistem em uma roda recoberta com adsorvente, sendo que uma parte dela fica em contato com o meio a desumidificar, enquanto outra parte é submetida a um tratamento de recuperação do adsorvente.

REFRIGERAÇÃO TERMOELÉTRICA

Em 1821 Seebeck observou que um anel constituído de dois metais diferentes submetidos a gradientes térmicos em suas junções passava a apresentar diferença de potencial em suas extremidades. Essas diferenças de potencial atingiam valores de 18 mV, quando o gradiente térmico era da ordem de 1700 °C.

Em 1934 Peltier observou a reversibilidade do efeito Seebeck, ou seja, o resfriamento da junção do anel de Seebeck, quando percorrido por uma corrente em sentido oposto.

Em 1857 William Thompson (Lord Kelvin) descobriu que o mesmo fenômeno ocorria em condutores lineares. Esse passou a ser o princípio básico dos termopares.

De acordo com COSTA (1982), a partir de 1950, com o desenvolvimento dos semicondutores foram construídas pequenas câmaras. Atualmente são construídas pequenas unidades para operação em bateria de 12 V. Já foram construídos aparelhos de condicionamento de ar para aplicações em naves especiais, apesar do alto custo e consumo de energia.

Como o coeficiente Seebeck, que mede a capacidade de resfriamento por aplicação de diferenças de potencial, é maior quanto menor a condutividade térmica e maior a condutividade elétrica, abre-se uma grande perspectiva para esses materiais com o desenvolvimento de novos materiais cerâmicos.

1.1.3 HISTÓRICO DO TRANSPORTE FRIGORIFICADO

O transporte frigorificado de carga surgiu logo após a fabricação dos primeiros caminhões. Sobre suas longarinas eram montadas carrocerias revestidas de cortiça, onde juntamente com a carga eram depositados materiais de elevada capacidade térmica, como gelo e salmoura, a baixas temperaturas.

O manual da ASRE (1950) relata que, com o passar do tempo, os sistemas frigoríficos evoluiram para sistemas de refrigeração por expansão de gases armazenados previamente em tanques. Esse sistema evoluiu para sistema por absorção não cíclico, onde a amônia expandida era absorvida por água em um segundo tanque para posterior recuperação na garagem. Na década de 1950 popularizaram-se os sistema frigoríficos como conhecemos hoje: um sistema de refrigeração por compressão a vapor operando com CFC, acionado por motor de combustão interna e eventual "back-up" elétrico. A isolação térmica do sistema evoluiu da cortiça para polímeros com melhores características de isolamento, densidade e durabilidade.

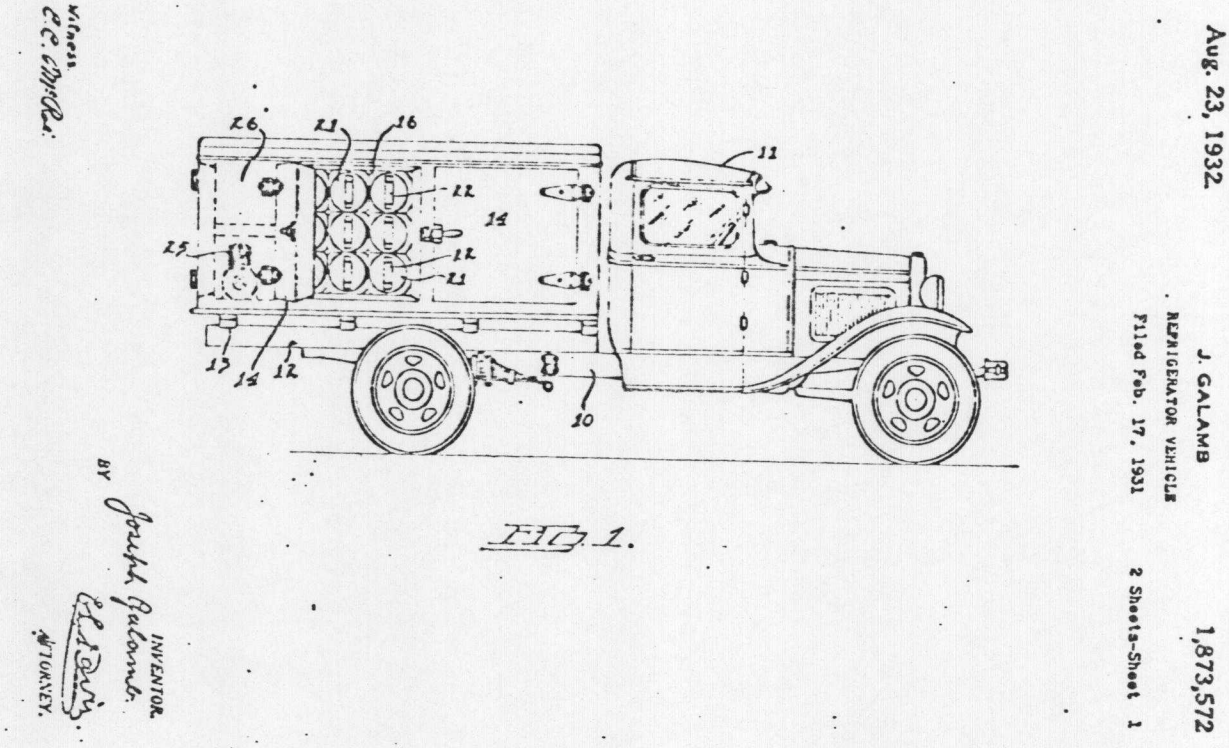


FIGURA 1 - Ilustração da primeira patente de caminhão frigorífico depositada no Brasil - 1929

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Embora largamente empregados desde os primórdios da refrigeração até o início deste século os ciclos de refrigeração por absorção caíram em desuso o que é claramente refletido no volume de bibliografia publicada ao longo dos anos.

WORICH (1938) em seu "Handbook of refrigerating engineering" descreveu de maneira clara o sistema refrigeração por absorção e publicou tabelas completas sobre vapor de amônia e solução água amônia.

Nos anos posteriores e até o choque do petróleo o tema foi marginalmente tratado, apenas, merecendo poucas páginas em algumas publicações. Destaca-se o manual da ASRE de 1951 onde é feita referência a transporte frigorificado de cargas em caminhões operando com absorção de amônia não cíclica.

Após o choque do poetróleo, o sistema de refrigeração por absorção voltou a ser estudado em várias publicaões. SANTOS (1980) publicou dissertação sobre o aproveitamento de gases de escape veiculares para acionamento de refrigeradores domésticos. Esta obra quantifica o potencial energético dos motores de combustão interna estudados.

Nessa época vários autores fizeram estudos de refrigeração por absorção com o uso de energia solar. SRESNEWSKY (1983) modelou matematicamente as variantes possíveis do ciclo de refrigeração por absorção. MAIA (1986) desenvolveu metodologia para determinação de parâmetros importantes do sistema e desenvolveu um programa computacional para análise de sistemas acionados por energia solar. MEDEIROS (1981) construiu e avaliou uma unidade se refrigeração por absorção por energia solar com "back-up" elétrico.

Outro fator que indica o forte interesse por esse tema após o segundo choque do petróleo é o número de patentes de acessório para esse tipo de equipamentos depositadas nos últimos vinte anos, conforme observado em visita ao INPI.

1.3 OBJETIVOS

Os principais objetivos desta dissertação são:

- Avaliar os estado da arte dos sistemas frigoríficos para veículos de carga e analisar as conseqüências de seu emprego.

- Propor e analisar soluções para o problema de baixa eficiência energética dos sistemas frigoríficos atualmente empregados.

- Dimensionar preliminarmente uma unidade refrigeradora por absorção para aplicação em caminhões frigoríficos.

- Analisar as conseqüências do emprego de sistemas de refrigeração por absorção no transporte de carga frigorificada.

1.4 METODOLOGIA

O desenvolvimento deste trabalho envolveu as seguintes etapas:

- Análise dos equipamentos existentes através de visita a frotistas e consulta a catálogos.

- Desenvolver método computacional para o dimensionamento de sistema frigorífico por absorção, empregando programação em alto nível.

- Verificação de compatibilidade do sistema dimensionado com o veículo.

- Análise de legislação pertinente à tecnologia empregada.

- Avaliação de custos do sistema dimensionado e comparação com o dos sistemas existentes, a nível de custo inicial, manutenção e operação.

- Avaliação dos poluentes emitidos por cada um dos sistemas

2 SISTEMAS FRIGORÍFICOS

2.1 PRINCÍPIOS BÁSICOS DE FUNCIONAMENTO

Para análise dos princípios de funcionamento dos sistemas de refrigeração torna-se conveniente uma breve explicação sobre diagramas de estado de fluídos.

A figura 2 ilustra um diagrama de P-*h* (pressão em função da entalpia) de um fluído confinado em um volume fixo. O líquido, ou tecnicamente líquido comprimido, (segmento AB) ao receber energia do meio tem sua temperatura e pressão aumentadas até atingir a temperatura de ebulição, entrando então na fase de líquido saturado (ponto B). A partir desse ponto o líquido que recebe mais energia passa a transformar-se em vapor (reta BC), mas sem alterar sua temperatura e pressão. Essa é a condição de mudança de fase onde o fluído tem as percentagens de água e vapor alteradas até tornar-se vapor puro. Nesse estado tem-se o vapor saturado seco (ponto C). Após esse ponto o fornecimento de energia adicional implica em aumento de temperatura e pressão. Nessa fase o vapor é denominado vapor super aquecido (reta CD).

A pressões superiores, verificam-se os mesmos fenômenos com níveis de entalpia específica também superiores. Por isso o fenômeno a pressões mais elevadas é representado por linhas aproximadamente paralelas e superiores a de pressões mais baixas, conforme observa-se na linha A'B'C'D', traçada para uma pressão superior a de ABCD.

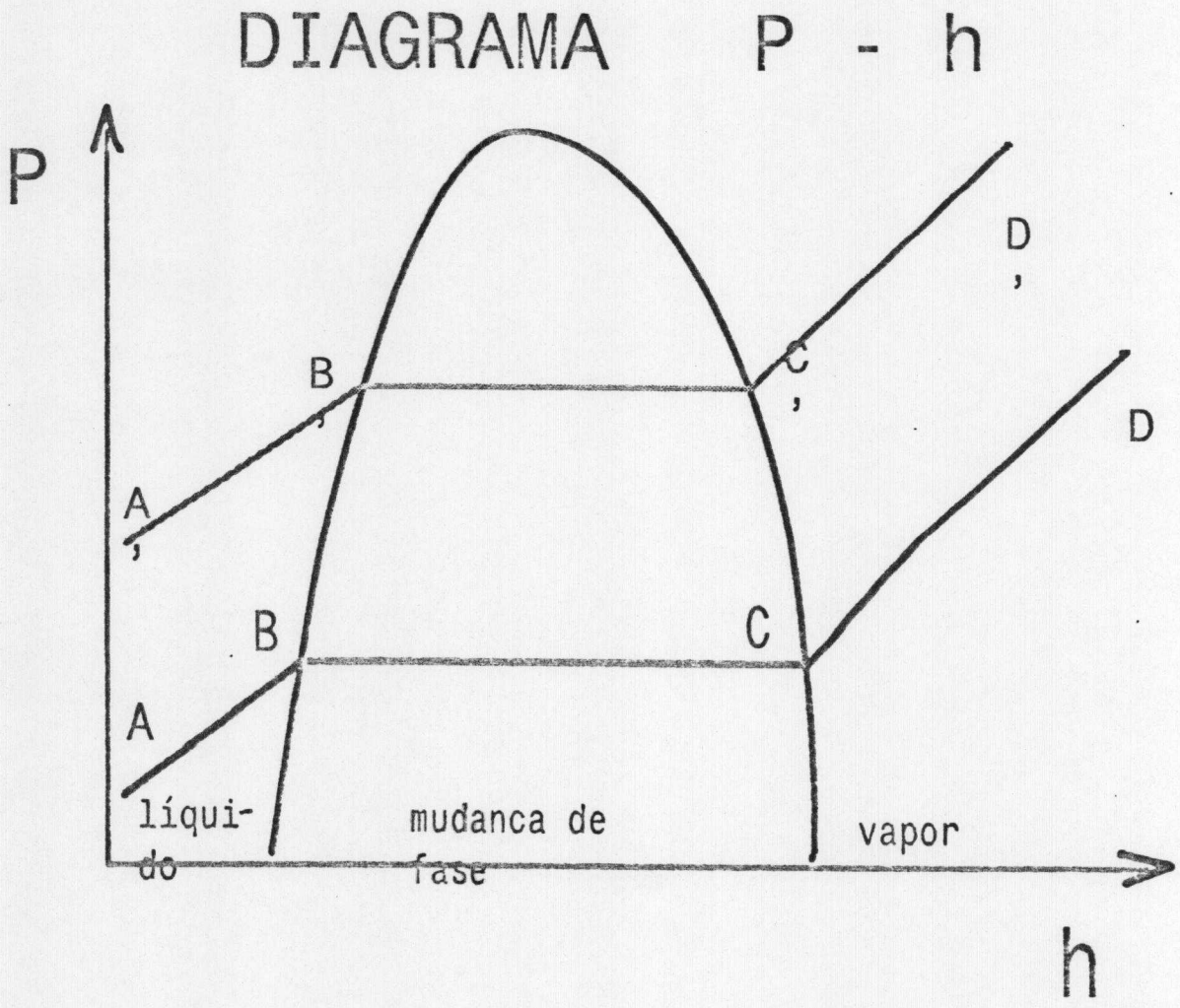


FIGURA 2

Diagrama P-*h* de estado de gases

A frigorificação por meio de gases baseia-se no fato de a variação da pressão e temperatura serem diretamente proporcionais. Quando a pressão de um gas é reduzida as moléculas do gas passam a ter maior agitação, necessitando para tanto de energia. A energia é retirada de uma fonte térmica que é o calor retirado ambiente.

A figura 3 ilustra a parte comum a maioria dos ciclos de refrigeração.

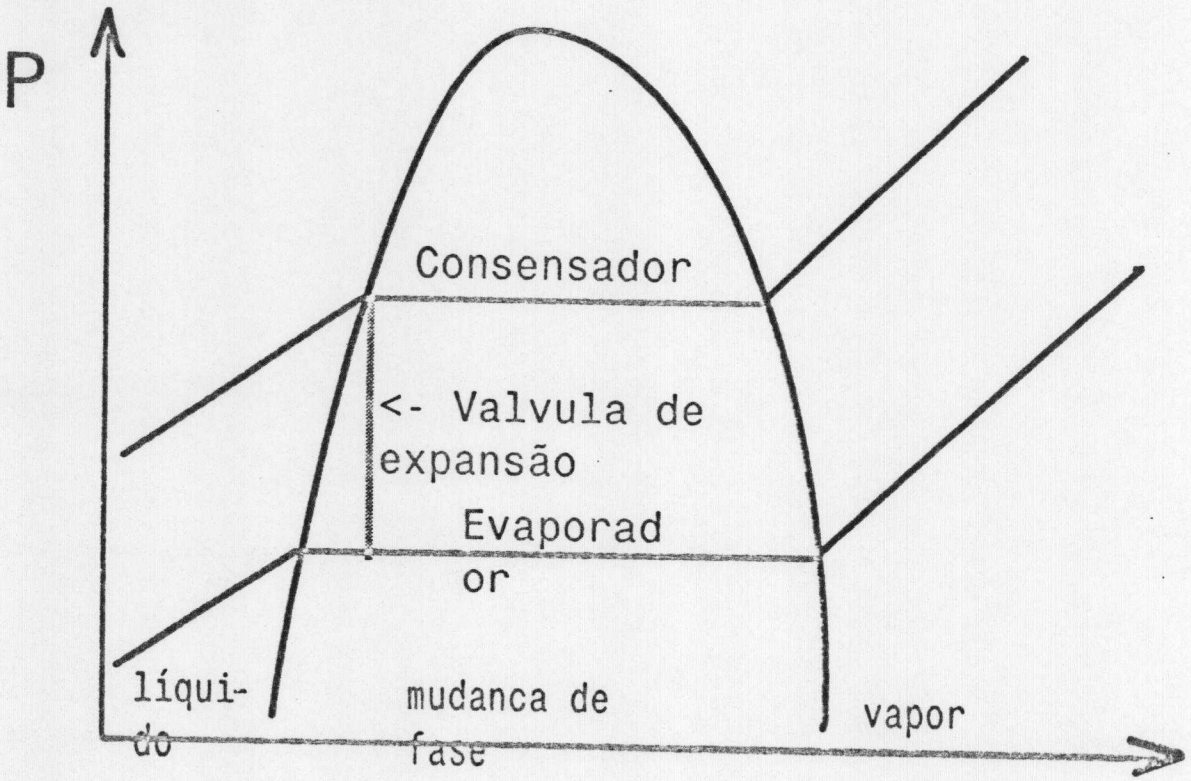
Nos sistema de refrigeração por meio de gases, vapores superaquecidos a alta pressão (Ponto A) perdem calor para o ambiente passando a líquido saturado, com passagem intermediária pela fase de vapor saturado (Ponto B). Essa transformação se dá em um trocador de calor denominado condensador.

O líquido saturado (ponto B) a alta pressão passa por uma válvula, denominada válvula de expansão, onde o fluído refrigerante é colocado em contato com um meio em baixa pressão, ocorrendo uma expansão isentálpica (reta BC).

Após se expandir na válvula de expansão e ter atingindo a fase líquida, o fluído (ponto C), que teve sua pressão e temperatura fortemente reduzidas, e passa a buscar o equilíbrio térmico com o meio, retirando calor do mesmo. Essa troca de calor entre o fluído e o meio a resfriar é feita em um trocador de calor denominado

evaporador (reta CD), pois nele ocorre a vaporização do fluído refrigerante. No final o fluído encontra-se no estado de vapor saturado a baixa pressão e deve receber energia do meio para retornar ao início do ciclo (ponto A)

Os sistemas de refrigeração por compressão a vapor, absorção e adsorsão diferem entre si na forma de retornar o fluído refrigerante ao estado de vapor super aquecido.



PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA
USP
SECRETARIA

FIGURA 3

Elementos comuns aos ciclos frigoríficos no diagrama P-*h*

2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR

O ciclo de refrigeração por compressão a vapor baseia-se nos princípios válidos para sistemas de refrigeração em geral, mas se caracteriza por ter seu funcionamento cíclico proporcionado por um compressor. A finalidade do compressor é retornar o fluído, que acabou de se expandir ao estado de vapor super aquecido a baixa pressão, para a alta pressão através da compressão a vapor mecânica do fluído refrigerante. Este ciclo é ilustrado na figura 4 e sua disposição construtiva na figura 5.

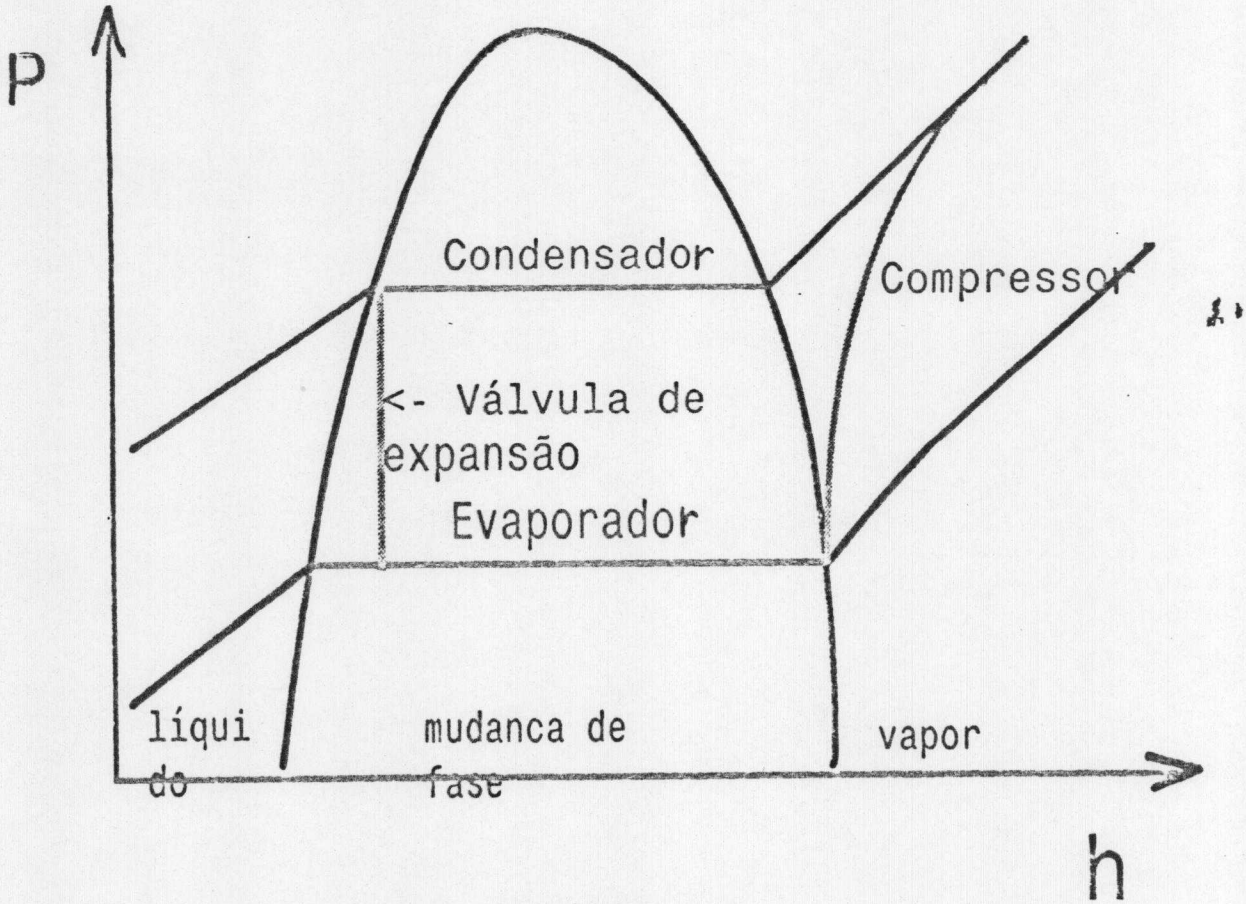


FIGURA 4

Ciclos frigoríficos por compressão a vapor no diagrama P-*h*

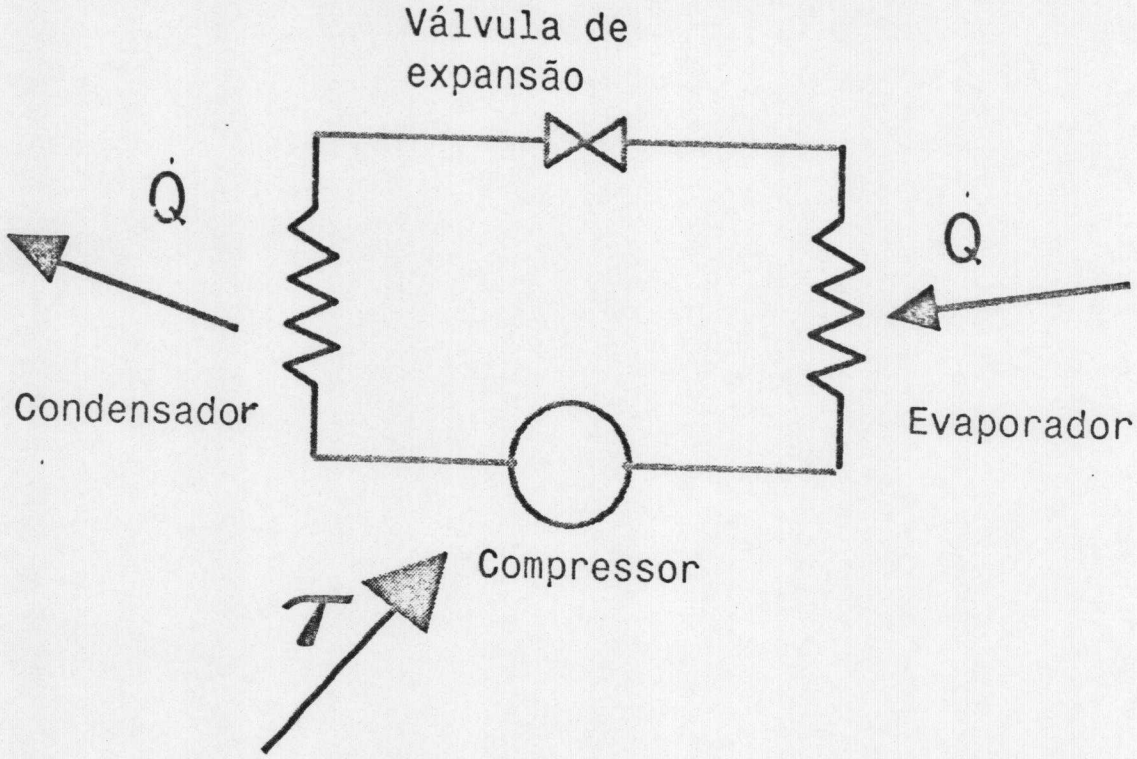


FIGURA 5

Ciclo frigorífico por compressão a vapor esquema construtivo

Esse tipo de ciclo tem a vantagem de operar com qualquer gás que tenha temperaturas de vaporização e condensação compatíveis com as temperaturas do ambiente e da carga térmica e pressões compatíveis com os materiais de construção mecânica.

Como desvantagem esse sistema requer energia mecânica, gerada por motores com eficiência relativamente baixa e conseqüentemente com custos de geração elevados. O coeficiente de eficiência do sistema (C.O.P.) não leva em conta a eficiência energética na geração de energia mecânica, que é de cerca de 15 %, quando de origem térmica.

2.2.1 ANÁLISE DOS EQUIPAMENTOS POR COMPRESSÃO A VAPOR EXISTENTES

Por necessitar de energia mecânica para acionar o compressor, os sistemas frigoríficos empregados em veículos rodoviários, geralmente, são acionados por motor de combustão interna independente do motor de tração do veículo. Essa configuração apresenta a vantagem de propiciar intercambiabilidade entre cavalo-mecânico e semi-reboque, além de permitir o funcionamento autônomo da unidade. São usados principalmente motores industriais à gasolina Volkswagen, refrigerados a ar ou a água, derivados de propulsores automotivos. Alguns fabricantes também empregam motores a diesel Mercedes Benz O-352.

Atualmente os fabricantes de sistemas frigoríficos estão passando a empregar motores com menores dimensões e conseqüentemente maior eficiência energética devido à menor ociosidade e operação mais próxima ao ponto ótimo, como a Termoking que fabrica seus próprios motores a diesel, e a Recrosul atualmente empregando motores Yanmar para acionamento de compressores. Alguns fabricantes de sistemas frigoríficos para veículos rodoviários de carga empregam um motor elétrico para acionar o sistema quando o veículo se encontra estacionado em local onde a eletricidade se encontra disponível. O emprego desse motor elétrico se deve

ao menor gasto com energia, ao silêncio, e a não emissão local de poluentes.

O sistema emprega evaporador e condensador de cobre com aletas de alumínio . O restante da tubulação também é constituída desses dois metais, com detalhes construtivos variando conforme o fabricante.

O ar frio é distribuído pela carroceria por convecção forçada proporcionada por um ventilador que promove a recirculação do ar da parte inferior, passando pelo evaporador do sistema frigorífico sendo posteriormente redistribuido na parte superior do compartimento de carga. O ventilador que promove a recirculação de ar frio é acionado por uma correia com comprimento total superior a dois metros, movida pelo motor de acionamento do sistema.

Essa correia leva o movimento da polia do motor de combustão interna que aciona o compressor ao ventilador e proporciona transmissão de movimentos entre eixos perpendiculares entre si, dispostos em planos distantes aproximadamente de 0,6 metros entre si.

2.2.1.A - CRÍTICA AO SISTEMA ATUALMENTE EMPREGADO

O sistema empregado atualmente é fornecido como única alternativa aos frotistas. Sem outras opções os frotistas e

a sociedade são obrigados a conviver com as características do sistema, algumas das quais inconvenientes:

a - QUANTO AO SISTEMA E AO FLUÍDO REFRIGERANTE:

Os sistemas de refrigeração por compressão a vapor admitem o uso do gás R-12. Esse gás é largamente empregado pela sua baixa toxicidade, mas recentemente descobriu-se que esse é um dos gases responsáveis pela degradação da camada de ozônio. Brevemente os veículos empregarão o gás R-22 cerca de 20 vezes menos agressivo à camada de ozônio. A partir de 2005 será obrigatório a eliminação do gás R-12 segundo o protocolo de Montreal e as convenções que o retificaram, as quais prevêem a redução da emissão de gases que contribuam para o aumento da depleção da camada de ozônio.

b - QUANTO AO MOTOR DE ACIONAMENTO:

O uso do motor de combustão interna apresenta vários problemas intrínsecos à sua aplicação. O custo inicial é significativo, devido às característica do equipamento que exige processos de fabricação onerosos. O peso do motor e do combustível é superior a 150 quilogramas em ordem de marcha o que acarreta aumento da tara do veículo, além de exigência de uma estrutura para a fixação da unidade

frigorífica. Os motores de combustão interna possuem a desvantagem de terem um rendimento baixo, na ordem de 25 % a plena carga, o que limita o rendimento global do equipamento. Em regimes de carga parcial o rendimento é ainda menor, sendo da ordem de 15% a um quarto da potência nominal, regime onde normalmente opera o motor de acionamento. Neste estudo é adotado o rendimento de 15 % devido a operação do sistema cerca de 25% de carga. Em suma, o coeficiente de eficiência do sistema é negativamente afetado pela baixa eficiência do motor de combustão interna.

A nível operacional o motor de combustão apresenta ainda custos adicionais com manutenção, notadamente em motores Ciclo Otto que são sensíveis a problemas de carburação e ignição.

c - QUANTO AO RUÍDO:

Como visto na seção 1.1.1, a elevação da temperatura da carga causa problemas à qualidade dos produtos alimentícios. Em seu processo de produção um alimento ao ser congelado deve ser resfriado o mais rapidamente possível para que os cristais de gelo que se formam nas células dos alimentos mantenham um tamanho pequeno. Com o aumento da temperatura os pequenos cristais de gelo têm um início de fusão de suas bordas permitindo sua união a

outros formando cristais grandes que atuam como lâminas que danificam as estruturas celulares. O derretimento do gelo pode gerar a retirada osmótica dos nutrientes contidos no interior da célula.

E existe a necessidade do sistema ser acionado cerca de quatro horas antes do carregamento para que a carroceria atinja a mesma temperatura da carga, evitando o aquecimento da carga pelo calor das paredes da carroceria. O sistema de frigorificação por compressão a vapor empregando motor de combustão interna para acionamento de sistema frigorífico apresenta problemas de ruído. Segundo relato de frotistas, devido a esse problema o motorista, que dorme na cabine do veículo, liga o motor apenas poucos minutos antes do carregamento do veículo. Para "enganar" o fiscal do cliente quanto à temperatura da carroceria, coloca o termômetro sobre a válvula de expansão, ou seja, o ponto mais frio do veículo, que está com temperatura inferior à da carroceria. Isto ocorre principalmente em veículo sem motor elétrico auxiliar, ou em locais onde a eletricidade não está disponível, acarretando problemas à qualidade dos produtos alimentícios transportados.

d - QUANTO AO COMBUSTÍVEL:

O combustível empregado acarreta custos ao sistema, com relevância aumentada pelo baixo rendimento do motor.

Segundo relato de frotistas, não existe um controle efetivo do consumo de combustível pela unidade frigorífica, pois é entregue ao motorista a verba para abastecimento, não havendo controles sobre consumo de combustível empregado, sendo qualquer tentativa de controle considerada trabalhosa e sujeita a erros por frotistas. Segundo dados levantados por SANTOS (1980) o consumo de um motor Volkswagen à gasolina operando a 25 % de carga consome 2,930 g/h ou equivale a 3,94 l/h. Como o motor opera cerca de 27,2 % do tempo, devido ao ciclo liga-desliga o consumo diário será de 26,1 litros de gasolina ou seja um gasto de US$ 14,54 por dia de operação.

Outro problema gerado pelo combustível é a emissão de poluentes, principalmente o de emissão de CO_2 uma vez que são usados principalmente combustíveis derivados do petróleo. Considerando a gasolina como C_8H_{18}, ocorre na queima completa de um litro de gasolina a emissão de 2.291 g de CO_2. A partir desse dado e do consumo estimado acima calcula-se a emissão diária de 60,48 kg de CO_2 por veículo.

A toxicidade e o risco de incêndio do combustível são fatores de risco do sistema de compressão a vapor, uma vez que o veículo transporta até 150 litros de gasolina ou óleo diesel armazenados próximos a produtos alimentícios.

2.3 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Os ciclos de refrigeração por absorção diferem dos ciclos de refrigeração por compressão a vapor pelo método empregado para transformar o vapor saturado seco a baixa pressão, da saída do evaporador (pt. 2) em vapor super aquecido a alta pressão, na entrada do retificador (pt. 8)/condensador (pt. 9).

Na saída do evaporador, dos sistemas por absorção, existe um tanque com produtos, denominados absorventes, que possuem elevada afinidade química com o fluído refrigerante. Neste ponto (3) forma-se uma solução de fluído refrigerante e absorvente, na fase líquida. Isso requer o uso de fluídos refrigerantes compatíveis com absorventes usando-se pares como água e brometo de lítio, amônia e água; no caso estudado amônia é o fluído refrigerante e água o absorvente. Esta solução de água e amônia atinge o nível de alta pressão (pt. 4) sendo bombeada por uma bomba de pequeno porte, consumindo cerca de 0,1 % da energia requerida por compressores de gases, devido ao menor volume específico do líquido.

A solução de fluído refrigerante é encaminhada a um destilador (pt. 5), denominado gerador de vapor. Do gerador de vapor obtém-se vapor com grande concentração de fluído refrigerante a alta pressão e uma solução líquida de absorvente com baixa concentração de fluído refrigerante

(pt. 6). A solução rica em absorvente retorna ao tanque de absorção (pt. 7). O fluído refrigerante passa um condensador semelhante ao do sistema de compressão a vapor, mas dotado de acessórios para a remoção da contaminação do fluído refrigerante por absorvente. A figura 6 ilustra o diagrama funcional de um ciclo de refrigeração por absorção

Os pontos 8 e 9 se referem ao condensador de líquido misturado ao refrigerante. Os pontos 4,5,6 e 7 pertencem a um trocador de calor, inexistente neste caso.

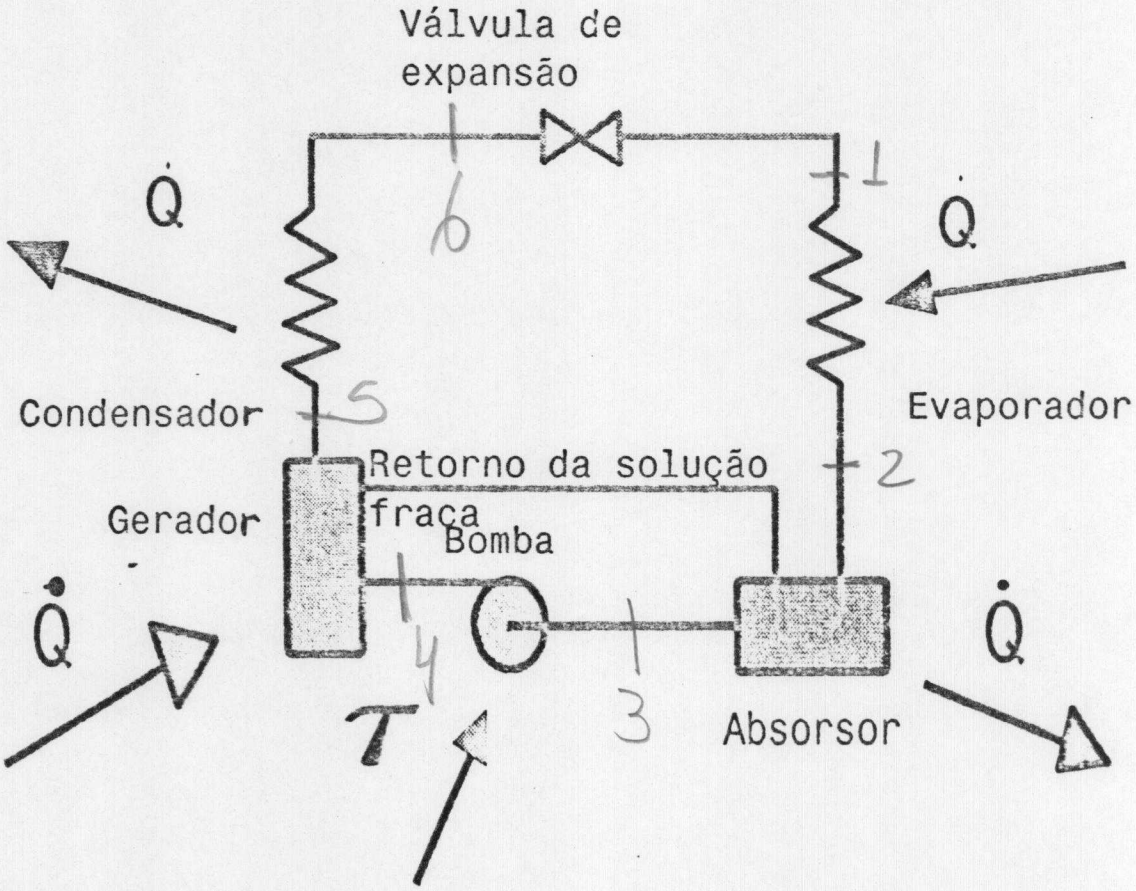


FIGURA 6

Ciclo frigorífico por absorção esquema construtivo

2.3.1 CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA

Os ciclos de refrigeração por absorção requerem principalmente energia térmica barata, gerada com maior rendimento por processos de combustão, ou eventualmente rejeitada por outros processos. O sistema também necessita de pequena quantidade de energia mecânica para acionamento da bomba.

Como desvantagem o ciclo de refrigeração por absorção requer grande volume para o gerador e tanque de absorção, além de exigir como condição adicional para a escolha do refrigerante a sua afinidade química com o absorvente.

a - O POTENCIAL ENERGÉTICO DO CALOR REJEITADO PELO VEÍCULO

Os motores de combustão interna de aplicação veicular têm rendimentos baixos. Os motores diesel de concepção mais moderna com potência entre 85 C.V. (62,5 kW) e 400 C.V. (294,2 kW) têm rendimentos de aproximadamente 28 %, segundo PERRY (1984). Os outros 72 % da energia não aproveitada da queima do combustível são rejeitados pelo fluído de refrigeração e pelos gases de escape.

O aproveitamento da energia contida no fluído do sistema de arrefecimento do veículo, para uso em sistemas

frigoríficos, é difícil devido à sua temperatura relativamente baixa, de cerca de 90 °C. A baixa temperatura da fonte quente tornaria o sistema de refrigeração muito volumoso, devido às grandes dimensões do gerador. Outro problema do uso do fluído refrigerante do motor para aquecimento do ciclo de absorção é a necessidade de uma intervenção severa no projeto original do cavalo mecânico, o que exigiria o um projeto conjunto com a montadora do veículo. Por último, como seria empregado um fluído de aquecimento líquido existiriam problemas para a utilização de "back-up", que é mais simples em meio seco.

Neste trabalho se analisa, como fluído e fonte térmica para aquecimento, o gás de escape. Analisando dados de SANTOS (1980) de testes de motores de combustão interna pode-se observar que a energia liberada pelos gases de escape é aproximadamente a mesma disponível no eixo do veículo, com variação de cerca de até 40%, para praticamente qualquer regime de operação. O sistema de "back-up" pode ser feito facilmente usando-se um queimador para alimentar diretamente o gerador, sem a necessidade do uso de fluído térmico intermediário. Para o aproveitamento da energia não serão necessárias mudanças significativas no conjunto motopropulsor, limitando-se ao isolamento do escape, estudo da perda de carga na saída de gases e análise e correção de efeitos negativos sobre o turbocompressor e o catalisador, se existirem.

2.4 ANÁLISE DE MELHORIAS DOS SISTEMAS POR COMPRESSÃO A VAPOR ATUAIS

O problema do transporte frigorificado de cargas pode ser analisado sob a ótica da administração de cargas onde é questionado o uso do frio para a conservação de alimentos, ou sob a ótica da tecnologia de refrigeração, onde são analisadas alternativas técnicas para aumentar a eficiência da geração do frio.

Analisando do primeiro ponto de vista, devem ser considerados problemas de concentração urbana e de tecnologias alternativas. Conforme mencionado na Introdução, a necessidade da cadeia do frio está intimamente ligada à urbanização. Sua importância poderia ser reduzida com a descentralização das cidades, aproximando o produtor e o consumidor, diminuindo a importância do transporte.

Ainda sob essa ótica, novas tecnologias de conservação de alimento, como o tratamento por radiações ionizantes e a liofilização, abrem novos horizontes para a conservação de alimentos de forma independente da cadeia do frio.

Sob a ótica da tecnologia da refrigeração em si existem várias possibilidades para o aumento da eficiência energética. Um grande potencial para esse aumento é a

geração de energia sem o uso de um motor de combustão interna independente, o qual possui rendimento para as condições de usuais de operação na ordem de 15 %, tornando menos importante para a melhoria global do conjunto outras melhorias no restante do sistema. Os tópicos subseqüentes propõem algumas alternativas, diferentes da refrigeração por absorção proposto anteriormente.

2.4.1 GERAÇÃO DE ELETRICIDADE NO CAVALO MECÂNICO

Uma alternativa para acionamento do sistema de refrigeração por compressão a vapor é a geração da energia a partir do motor do cavalo mecânico. Pode ser acoplado um gerador de cerca de 8 kW de potência mecânica. Essa ordem de grandeza de potência é relativamente elevada para acionamento por correias, devendo ser analisada a hipótese do acionamento por tomada de força na transmissão do veículo. Por questão de estabilidade de rotação do compressor deve-se usar um sistema de baterias. Isso implica no uso de motor de corrente contínua e/ou inversor de frequência o que permite a otimização da rotação de operação do compressor.

Essa alternativa apresenta o inconveniente da perda de intercambiabilidade entre cavalo-mecânico e semi-reboque,

pois o semi-reboque exigiria um cavalo-mecânico com capacidade de geração de eletricidade adicional. Em caso de pane do motor do veículo a frota deverá enviar rapidamente junto com o socorro mecânico, um gerador para operar o sistema. A parada para repouso deverá ser feita obrigatoriamente em locais dotados de energia elétrica.

Caminhões de pequeno porte apresentam vantagem pois, devido à menor demanda de energia, podem ter o gerador acionado por correias, além de sua característica usual de operação próxima a sua base operacional, o que facilitaria o socorro em caso de pane do motor.

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA
USP
25/3/96
SECRETARIA

2.4.2 DIMENSIONAMENTO ADEQUADO DO MOTOR DE ACIONAMENTO

O consumo específico de combustível (consumo por unidade de energia mecânica fornecida) aumenta inversamente com a potência fornecida pelo motor, ou seja, o rendimento é menor quando o motor fornece pouca potência. Um motor VW 1300 CC refrigerado a ar consome 333 g/C.V.·h (453 g/kW·h) a plena carga e 565 g/C.V.·h (768 g/kW·h) a 25 % de carga, conforme SANTOS (1980). Os fabricantes procuram empregar motores derivados de automotivos pela facilidade de aquisição e manutenção. Apesar do compressor requerer cerca de 8 C.V. (5,88 kW), alguns fabricantes já empregaram

motores Mercedes Benz O-352, com potência disponível de cerca de 70 C.V. (51,5 kW). Atualmente é comum o emprego de motores industriais VW, com potência nominal de 27,5 C.V. (20,2 kW) (Recrosul), mas derivado de um motor com potência de cerca de 50 C.V. (36,8 kW). Estão sendo introduzidos motores mais compactos e de menor potência como motores Yanmar diesel com potência de cerca de 18 C.V. (13,2 kW). Esse é praticamente o limite. SILVA (1960) recomenda o emprego de motores com potência três vezes superior a requerida pelo compressor, cerca de 8 C.V. (5,88 kW).

INSTITUTO DE ELETROTÉCNICA E ENERGIA USP
BIBLIOTECA Prof. Fonseca Telles
Nº

3 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA

O dimensionamento feito neste trabalho é teórico. O dimensionamento experimental deverá ser a continuidade natural desta pesquisa. Com a finalidade de dimensionar uma unidade eficiente em todas as condição foram consideradas condições pouco favoráveis.

A capacidade frigorífica nominal de 6.500 W é a mesma de um sistema frigorífico com aplicação típica em semi-reboques de grande porte. Essa potência atende a carga no início do processo de refrigeração. Quando em operação, o sistema opera de forma intermitente em função da razão entre a carga térmica e a capacidade da máquina. Não foi feito o dimensionamento da isolação térmica do semi-reboque, uma vez que o objeto de estudo é o sistema frigorífico. Foi admitido que o semi-reboque tem isolação suficiente para se manter a temperatura de projeto com a unidade frigorífica encontrada no mercado, embora não possa vir a ser feita uma análise para verificação de custo durante o ciclo de vida do equipamento. Outro motivo para se manter a isolação original foi a coerência de condições de dimensionamento dos sistemas considerados, pois a comparação passaria a ter um viés caso fossem consideradas instalações diferentes. Também para evitar o viés da comparação de sistemas e componentes diferentes, não foi

considerado o emprego de componentes que por si só tragam maior eficiência ao sistema.

Foi adotada a temperatura de -18 °C como temperatura da câmara fria. Esse valor é recomendado por NEVES (1991) para conservação de carne congelada. Em temperaturas superiores, pode ocorrer o fenômeno da recristalização dos cristais de gelo do interior da célula. Para o transporte de outros produtos como flores, frutas, hortaliças, filmes fotográficos e laticínios podem ser usadas outras faixas de temperatura.

A temperatura ambiente foi considerada, para efeito de cálculos, +35 °C. Essa temperatura é superior em mais de 5 °C às médias máximas de ar no verão à sombra, para as capitais brasileiras (exceto as da região Norte, Terezina e São Luíz). Essa temperatura foi adotada por recomendação da NB-10 para sistemas operando expostos ao sol.

O volume de fluído refrigerante é limitado pelo decreto nº 90.044 de 18/05/1988 que regulamenta o transporte rodoviário de produtos perigosos. No caso da amônia os limites de produto possíveis de serem transportados sem restrições são:

- Soluções de amônia com densidade relativa inferior 0,880 a 15 °C , com concentração de amônia superior a 35 %: 300 kg.

- Soluções com densidade relativa entre 0,880 e 0,957 a 15 °C com concentração de amônia entre 10 % e 35 %: 250 kg

A temperatura do gás de escape foi considerada 300 °C. No anexo 2 figuram testes realizados por SANTOS (1980) Nesses testes foram obtidas temperaturas não inferiores a 550 °C na válvula de escapamento em ensaios de motor Perkins. Nesses ensaios pode-se observar que mesmo um motor de médio porte rejeita calor suficiente para acionar o sistema de refrigeração por absorção. Nesta análise foram consideradas temperaturas inferiores prevendo o emprego de algum catalisador. Nos cálculos não foram consideradas perdas térmicas na tubulação, nem influências sobre a operação do turbocompressor e/ou sistema de pós resfriamento.

Os valores obtidos, constantes no Anexo 3, dos cálculos, ou seja, dimensões dos trocadores de calor, energia a ser retirada dos gases de escape tiveram suas dimensões verificados com os espaços e capacidades disponíveis no veículo.

3.1 DIMENSIONAMENTO TERMODINÂMICO

Foi elaborado um programa para dimensionamento de sistema frigoríficos por absorção. Esse programa foi elaborado em linguagem QBasic. Foram usadas técnicas de programação estruturada.

O dimensionamento do sistema de refrigeração segue os métodos clássicos de dimensionamento de sistemas frigoríficos baseados nas equações de conservação de massa e energia.

São considerados dados do problema:

- Carga térmica;
- Temperatura da carga;
- Temperatura ambiente.

METODOLOGIA DE CÁLCULO:

Tendo-se a temperatura do evaporador, pode-se determinar a pressão baixa do sistema, além do valor da entalpia na entrada e saída do evaporador. Sabendo-se a potência frigorífica pode-se calcular a vazão no evaporador.

$$M_{evp} = \frac{Q_{evp}}{h_{10} - h_2} \quad \{Eq.\ 1\}$$

Onde:

M_{evp} = Vazão no evaporador

Q_{evp} = Calor trocado no evaporador

h_2 = Entalpia do vapor saturado a baixa pressão

$h_{10} = h_1$ = Entalpia do líquido comprimido a alta pressão na válvula de expansão

Devido à dificuldade de se aplicar a convecção forçada com o veículo estacionado foi considerado o uso de evaporador de tubos lisos instalados no teto da câmara fria, por ser esta montagem menos sujeita a danos por impactos. Pode-se eventualmente usar também a convecção forçada ou, se for desejável, reduzir o trocador se existir disponibilidade de energia para acionar o ventilador do sistema. Conforme recomendação de COSTA (1982), a temperatura do fluído refrigerante no evaporador deve ser entre 5 e 15 °C inferior a do ambiente frigorificado. Foi adotado o pior caso, 15 °C. Definida essa temperatura procura-se a pressão correspondente a pressão baixa do sistema. De acordo com a mesma referência foi adotado o valor do coeficiente global de transferência de calor, que pode ser obtida por:

$$Kt = 2,8 * (Dt/D)^{0,25} \quad \{Eq.\ 2\}$$

Onde:

Kt = Coeficiente de transmissão de calor ($kcal/m^2 \cdot h \cdot °C$)

Dt = Diferença de temperatura entre o fluído e o meio (°C)

D = Diâmetro da tubulação (m)

Como temperatura de condensação foi adotada, por recomendação de SILVA (1960), 15 °C acima da temperatura ambiente, de forma a propiciar um dimensionamento adequado do condensador. O valor da temperatura de condensação determina a pressão alta do sistema. Essa temperatura permite determinar a entalpia na entrada e na saída do condensador. A vazão no condensador é a mesma do evaporador. Com esses valores é calculado o calor cedido no condensador.

$Q_{cnd} = M_{cnd} \cdot (h_{10} - h_9)$ {Eq. 3}

Onde:

Q_{cnd} = Calor cedido no condensador

M_{cnd} = Vazão no condensador

h_{10} = Entalpia específica na saída do condensador

h_9 = Entalpia específica na entrada do condensador

Foi considerado o veículo em movimento, podendo-se utilizar convecção forçada nos trocadores externos ao compartimento de carga. Isso implicará no emprego de um ventilador acionado por motor elétrico para caso de

engarrafamentos. À noite, esse ventilador elétrico será menos utilizado que durante o dia, devido a menor temperatura ambiente. O valor do coeficiente de transferência de calor foi determinado por uma sub-rotina específica para esse fim.

A temperatura do vapor de amônia que sai do gerador é determinada por uma solução de compromisso entre a quantidade de água contida no vapor, o que recomenda a elevação da temperatura e favorecendo a destilação, e a dimensão do retificador, que recomenda temperaturas menores. O valor da temperatura escolhida deve ser limitado pela temperatura dos gases do escape.

$Q_{rtf} = M_{rtf} \cdot (h_8 - h_9)$ {Eq. 4}

Onde:

Q_{rtf} = Calor cedido no retificador

M_{rtf} = Vazão no retificador = Vazão no evaporador

h_8 = Entalpia na entrada do retificador

h_9 = Entalpia na saída do retificador

Para cálculo do retificador foi empregada a fórmula dada por COSTA (1982) para condensadores, por se tratar também de um retificador construído no mesmo material e com o mesmo fluído de trabalho. Por se tratar de trocador de

calor aletado a área obtida deve ser dividida por dois, conforme recomendado por SILVA (1960).

Seguindo recomendação de SRESNEWSKY (1983), foi adotada temperatura no fundo do gerador e entrada do fluído a resfriar no trocador de calor (ponto 6) 20 °C inferior a temperatura do vapor.

Não foi considerado o trocador de calor entre o licor forte e o licor fraco, visando a diminuição do inventário de amônia. No caso de caminhões, onde é grande a quantidade de calor disponível, o rendimento passa a ter importância secundária. Esse trocador pode ser empregado em outras aplicações do sistema.

De posse da temperatura na saída do absorvedor e da pressão baixa determina-se, através de tabelas, o título da solução forte. Pelo o mesmo critério determina-se o título da solução fraca, a partir da pressão baixa e da temperatura do fluído de retorno. Usa-se sempre a pressão baixa por ser ela a que permite menor dissolução de amônia.

Por meio das equações de balanço de massa, determina-se as vazões de licor forte e licor fraco:

$$Mfrc = \frac{1 - Xfrc}{(Xfrt - Xfrc) \cdot Mevp} \qquad \{Eq.\ 5\}$$

Onde:

Mfrc = Vazão de licor fraco

Xfrt = Título do licor forte

Xfrc = Título do licor fraco

Mevp = Vazão no evaporador

Por conservação de energia determina-se o calor rejeitado no absorvedor.

$$Q_{abs} = M_{evp} \cdot h_2 + M_{frc} \cdot h_7 - M_{frt} \cdot h_3 \quad \{Eq.\ 6\}$$

Onde:

Q_{abs} = Calor cedido no absorvedor

M_{evp} = Vazão no evaporador

M_{frc} = Vazão de licor fraco

M_{frt} = Vazão de licor forte

h_2 = Entalpia específica na saída do evaporador

h_3 = Entalpia do licor fraco

h_7 = Entalpia do licor forte

Em vista da baixa vazão de fluído refrigerante no sistema, é desprezada a perda de carga. Nesse caso a potência da bomba, em kW, é dada por:

$$P_{bb} = \frac{M_{frt}}{3600} \cdot dens \cdot \left(g \cdot dh + \frac{(P_A - P_B)}{1000} \right) \quad \{Eq.\ 6\}$$

Onde:

P_{bb} = Potência da bomba (w)

M_{frt} = Vazão do licor forte

dens = densidade do fluído

dh = desnível do sistema

Caso fosse empregado trocador de calor com a finalidade de aumentar o rendimento do sistema a entalpia específica do fluído que sai da bomba deve ser acrescida da entalpia recebida no trocador:

$$h_5 = \frac{h_4 \cdot X_{frc} + n \cdot (h_7 - h_6) \cdot X_{frt}}{X_{frc}} \quad \{Eq.\ 8\}$$

Onde:

h_4 = Entalpia específica do licor forte na entrada do trocador

h_5 = Entalpia específica do licor forte na saída do trocador

h_6 = Entalpia específica do licor fraco na entrada do trocador

h_7 = Entalpia específica do licor fraco na saída do trocador

X_{frc} = Vazão do licor fraco

K_{frt} = Vazão do licor forte

n = Eficiência do trocador de calor

Por conservação de energia determina-se o calor recebido no gerador:

$$Q_{ger} = M_{frc} \cdot h_6 + M_{evp} \cdot h_8 - M_{frt} \cdot h_5 \quad \{Eq.9\}$$

Q_{ger} = Energia recebida no gerador

M_{frc} = Vazão de licor fraco

M_{evp} = Vazão no evaporador

M_{frt} = Vazão do licor forte

h_5 = Entalpia do licor forte na entrada do gerador

h_6 = Entalpia do licor fraco na saída do gerador

h_7 = Entalpia do vapor na saída do gerador

Finalmente determina-se a vazão necessária de gás de escape. Esse cálculo é feito considerando-se a energia recebida pelo gerador, a eficiência do gerador e a entalpia do gás de escape que entra e sai do gerador.

3.2 ESCOLHA DOS MATERIAIS

Dentre os vários pares de fluído refrigerante e absorvente conhecidos, foi escolhido o par amônia-água. A escolha recaiu sobre este par devido a seu bom funcionamento em temperaturas abaixo de 0 °C com pressões superiores a atmosférica; existência de materiais convencionais resistentes a corrosão provocada pela amônia; pela existência de informações técnicas e a existência de várias máquinas com os mesmos fluídos.

JABARDO (1994) relata: "A amônia apresenta características de transporte bastante favoráveis, uma vez que seu calor específico é muito superior ao dos refrigerantes halogenados (de um fator 4, aproximadamente) e comparável ao da água, o mesmo ocorrendo com a condutividade térmica. Por outro lado, sua densidade é duas vezes inferior o que lhe confere menor inércia térmica, e a viscosidade é da mesma ordem de grandeza que a dos compostos halogenados. Com essas características, é de esperar que os coeficientes de transferência de calor da amônia sejam significativamente superiores aos dos outros refrigerantes. Nessas condições as instalações frigoríficas de amônia podem operar com trocadores de calor mais compactos, tendo como conseqüência imediata uma redução no custo inicial e na carga (massa) de refrigerante presente no sistema". O mesmo texto relata a vantagem da baixa massa molecular, o que proporciona menor vazão de fluído; e da

baixa temperatura de ebulição proporcionado a operação com pressões superiores à atmosférica a baixas temperaturas.

3.2.1 TOXIDEZ

KIRK E OTHOMER relatam que a amônia pode causar irritações oculares, desidratações cutâneas e problemas no aparelho respiratório. Se ingerida pode ocorrer corrosão do esôfago. Esses problemas ocorrem devido a capacidade de absorção que causa desidratação e ao caráter básico da amônia. Mas esses problemas somente apresentam efeitos graves caso o ser humano esteja sujeito a elevadas concentrações de amônia. No caso de caminhões frigoríficos haverá ventilação devido ao uso em ambiente aberto o que minimizará os riscos a saúde.

Sob o ponto de vista da legislação, o decreto n° 90.044 de 18/05/1988, que regulamenta o transporte rodoviário de produtos perigosos, impõe algumas ressalvas. O artigo 7° veda o transporte de produto perigoso junto com alimentos. Deve-se observar que nesse caso a amônia não está sendo transportada como um produto, mas sim empregada como um fluído operante do sistema. Em seu anexo, o mesmo decreto determina quantidade de produtos tóxicos que podem ser transportados sem restrições. No caso da amônia esses limites são:

- Soluções de amônia com densidade relativa inferior 0,880 a 15 °C , com concentração de amônia superior a 35 %: 300 kg.

- Soluções com densidade relativa entre 0,880 e 0,957 a 15 °C com concentração de amônia entre 10 % e 35 %: 250 kg

3.2.2 MATERIAIS

Para confecção dos trocadores de calor não deve ser empregado o cobre. Apesar de sua condutividade térmica excelente deve ser evitado em sistemas que operam com amônia devido a sua suscetibilidade à corrosão.

Para efeito de cálculos foi considerada a tubulação construída inteiramente em aço. Devido à sua resist6encia mecâanica, o aço pode ser empregado em todas situações do projeto, principalmente no gerador ou elementos sujeitos a fadiga. O coeficiente de transmissão de calor vale 50 W/m·K. A densidade é 7,8 kg/dm^3. O aço está sujeito à corrosão de cerca de 0,02 polegadas/ano (0,51 mm/ano) em temperaturas superiores a 75 °F (23,9 °C), segundo PERRY (1984).

Parte da tubulação metálica poderá ser construída em alumínio, cujo coeficiente de transmissão de calor de 209 W/m·K, cerca de 4 vezes superior ao do aço. O alumínio tem elevada resistência a corrosão pela amônia. Segundo PERRY (1984) e ALCAN (1962) a corrosão do alumínio é inferior a 0,005 polegadas/ano (0,13 mm/ano) para a temperatura de 100 °F (37,8 °C) com diversas concentrações e para 100 % de concentração a 150 °F (65,6 °C). Aliada a esses fatores está a baixa densidade, de 2,7 kg/dm^3. O alumínio é recomendado principalmente para o evaporador, pois esse elemento é o mais pesado do sistema e opera a baixas pressões. As diferenças de densidade e de condutividade térmica implicam que a substituição de um trocador para baixas pressões tenha redução massa cerca de 85 % inferior a massa de um trocador de aço.

3.3 DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DO EQUIPAMENTO

O programa desenvolvido realiza um cálculo preliminar com a finalidade única de fornecer a ordem de grandeza das dimensões dos trocadores de calor para efeitos de análises.

A sub-rotina que dimensiona os trocadores de calor realiza os seguintes passos:

1 - Cálculo da diferença média logarítmica entre as temperatura do fluído em aquecimento e em resfriamento; incluindo com a entrada para fator de correção no caso de trocadores de fluxo cruzado. O valor da diferença média logarítmica é corrigido no caso de trocadores de fluxo cruzado.

2 - Estimativa da área de troca de calor por meio da equação:

$$A_{trc} = \frac{Kt \cdot D_{tlg}}{Q} \qquad \{Eq.10\}$$

Onde:

A_{trc} = Área de troca (m^2)

D_{tlg} = Diferença logarítmica de temperatura (°C)

Q = Calor transferido (W)

Kt = Coeficiente global de transferência de calor, calculado por fórmulas usuais para convecção com os fluidos

e condução de calor em tubos ($W/m^2 \cdot °C$). Nos casos específicos do evaporador e retificador foi usada a equação simplificada recomendada por COSTA (1982). {Eq. 2}.

3 - Estimativa do comprimento, massa, volume da tubulação e do volume de refrigerante no interior do trocador. Para essa avaliação foram considerados tubos de aço sem costura, cujas dimensões foram verificadas pela equação 11, sugerida por SCHIEL (1984)

$$\text{Sigma} = \frac{P \cdot r}{t} \qquad \{\text{Eq. 11}\}$$

Onde:

Sigma = Tensão de ruptura do material

P = Pressão de trabalho

r = Raio da tubulação

t = Espessura da parede

Esse programa poderá futuramente incorporar alguns refinamentos, tais como:

1 - Cálculo da perda de carga no sistema.

2 - Uso de métodos iterativos para otimização do sistema.

3 - Consulta automática de tabelas termodinâmicas ou uso de curvas características do fluído.

3.4 AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DO PROGRAMA

A tabela 1 mostra a comparação dos dados obtidos por MEDEIROS (1981) com os obtidos pelo programa para a mesma faixa de temperatura ambiente e da carga. Foram feitas alterações no programa para adaptá-lo a trocas com meio líquido. MEDEIROS (1981) construiu e mediu os parâmetros de funcionamento de uma máquina de refrigeração por absorção. Mediu também os valores termodinâmicos de sua operação. Embora a máquina de MEDEIROS (1981) empregue trocador de calor para resfriamento de licor fraco e aquecimento do licor forte, o dimensionamento do evaporador e condensador é idêntico. A principal diferença ocorre no dimensionamento do gerador que transfere apenas 43,5 % da energia requerida pela solução forte, vindo o restante do trocador de calor.

Verificam-se desvios pouco significativos nos elementos com dimensionamento comum (condensado/retificador e evaporador). São verificadas as seguintes discrepâncias significativas:

1 - Vazão de solução forte e fraca. MEDEIROS (1981) relata em seu trabalho a necessidade do aumento dessa vazão, pois sua máquina não absorvia adequadamente o vapor oriundo do evaporador. Pela mesma razão o título da solução forte é inferior ao calculado.

TABELA 1 - Comparação de dados calculados pelo programa desenvolvido com valores medidos em uma máquina real.

Dado comparado	Programa	MEDEIROS (1981)	variação %
Calor trocado [W]			
Evaporador	54	54	Dado
Condensador/retificador	62,8	63	- 0,3
Absorvedor	94,4	76	+24,2
Gerador	103,2	114	vide Obs. 1
Trocador entre soluções	-	148	vide Obs. 1
Pressões [kpa]			
Alta	1159	800	vide Obs. 3
Baixa	203	168	+20,8
Vazão [g/min]			
Vapor	176	180	- 2,2
Solução rica	889	4500	vide Obs. 2
Solução pobre	713	4320	vide Obs. 2
Título [%]			
Solução rica	46	40	vide Obs. 1/3
Solução pobre	32,6	31	+ 5,2

2 - Calor trocado no gerador. Embora tenha um valor próximo ao medido, isso se deve uma série de discrepâncias que se cancelaram. São elas:

- Energia recebida do trocador de calor, que multiplicaria o valor obtido por 2,3.
- Vazão, cerca de 4,3 vezes maior que a calculada.
- Pressão de trabalho calculada a medida.
- Diferença no título da solução forte.

3 - Pressão alta: Teve que ser reduzida pois a temperatura extremamente elevada do gerador causava a vaporização de água, contaminando o vapor de amônia; a redução da temperatura do gerador de vapor implica em conseqüente redução da pressão. Esta redução de temperatura foi responsável pela redução do título da solução forte, e conseqüentemente da largura do processo, o que exigiu aumento da vazão.

Não foram encontrados na bibliografia consultada exemplos de máquinas com todos seus trocadores de calor realizando trocas com o ar. Os valores do coeficiente de transferência de calor se encontram na tabela 2. Na mesma tabela estão alguns valores típicos para o mesmo coeficiente recomendados por SILVA (1960).

TABELA 2 Coeficiente de transferência de calor em W/h·°C

	PROGRAMA	SILVA (1960)
Evaporador	3,45	9,1
Retificador	18,61	37,2
Condensador	39,24	37,2
Absorvedor	44,02	
Gerador	67,69	

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA
USP
25/3/96
SECRETARIA

3.5 RESULTADOS OBTIDOS

Para as condições adotadas, temperatura ambiente de 35 °C, temperatura da carga de - 18 °C e potência frigorífica de 6.500 W foram calculadas as seguintes dimensões:

Massa total: 1052 kg

Massa do evaporador: 837 kg

Volume exceto evaporador: 103 dm^3

Volume do evaporador: 402 dm^3

Volume total: 505 dm^3

Massa de amônia (pura e solução): 32,5 kg

Foi considerada a construção do evaporador em aço, sua construção em alumínio proporcionaria uma redução estimada em oito vezes de sua massa, devido à densidade e condutividade térmica mais favoráveis. Também foi considerada sua construção com tubos dispostos no teto da câmara, com convecção natural. Poderiam ser empregados trocadores mais eficientes ou convecção forçada caso houvesse energia elétrica disponível. Essas melhorias podem reduzir a massa e volume do trocador e da amônia nele contida.

A massa é cerca de 30 % superior a do sistema por compressão a vapor. Embora o sistema termodinâmico seja mais pesado, devido ao maior número de trocadores, feitos em aço e empregando convecção natural ou convecção forçada

a baixas velocidades, existe a eliminação do conjunto motor compressor, com o respectivo combustível que correspondem acrescenta uma massa de cerca de 200 kg ao conjunto.

3.5.1 VARIAÇÃO DE PARÂMETROS

Foram feitas análises do comportamento do equipamento, supondo-se a variação da temperatura da carga, temperatura ambiente e da carga térmica.

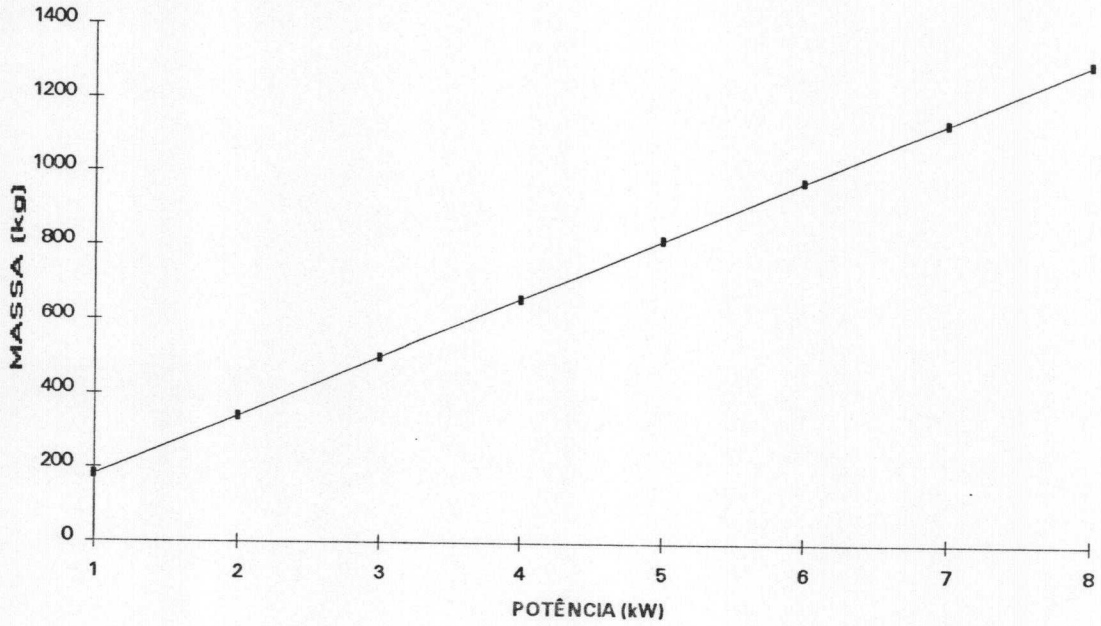
A - VARIAÇÃO COM A CARGA TÉRMICA

Conforme ilustrado no gráfico 1, existe uma variação próxima à linear da massa do sistema em função da potência da carga. Isso se deve à redução de forma proporcional da potência trocada nos demais trocadores, ao contrário do sistema por compressão a vapor que tem suas dimensões variando de forma discreta em função de motores e compressores disponíveis no mercado. A variação proporcional permite a colocação de maior quantidade de potências nominais no mercado.

Essa variação pode permitir o uso de unidades com fator de utilização horários mais elevados, com uma conseqüente redução de massa, volume e custo da unidade.

Para isso deve ser avaliada a velocidade de resfriamento da câmara fria. Tal variação é mais difícil de ser feita em sistemas por compressão a vapor devido ao uso de motores comerciais.

Gráfico 1- Massa do sistema em função da potência frigorífica

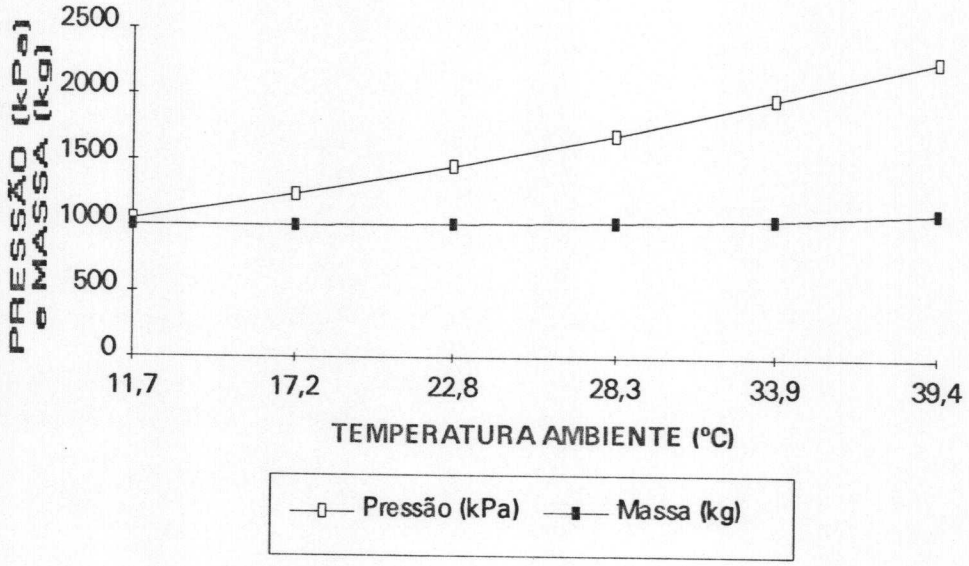


B - VARIAÇÃO COM A TEMPERATURA AMBIENTE

Conforme ilustra o gráfico 2, a temperatura ambiente afeta a determinação a pressão alta do sistema de forma diretamente proporcional. A pressões menos elevadas, o sistema apresenta melhor funcionamento do gerador onde se verifica melhor eficiência da separação da amônia e água. Essas pressões permitem que, a temperaturas inferiores à de

projeto, o sistema trabalhe em condições mais favoráveis de destilação e a pressão de trabalho inferior. Como a diferença de temperatura é considerada constante, a massa do sistema varia apenas em função das características do fluído nas temperaturas consideradas.

Gráfico 2 - Pressão alta em função da temperatura ambiente

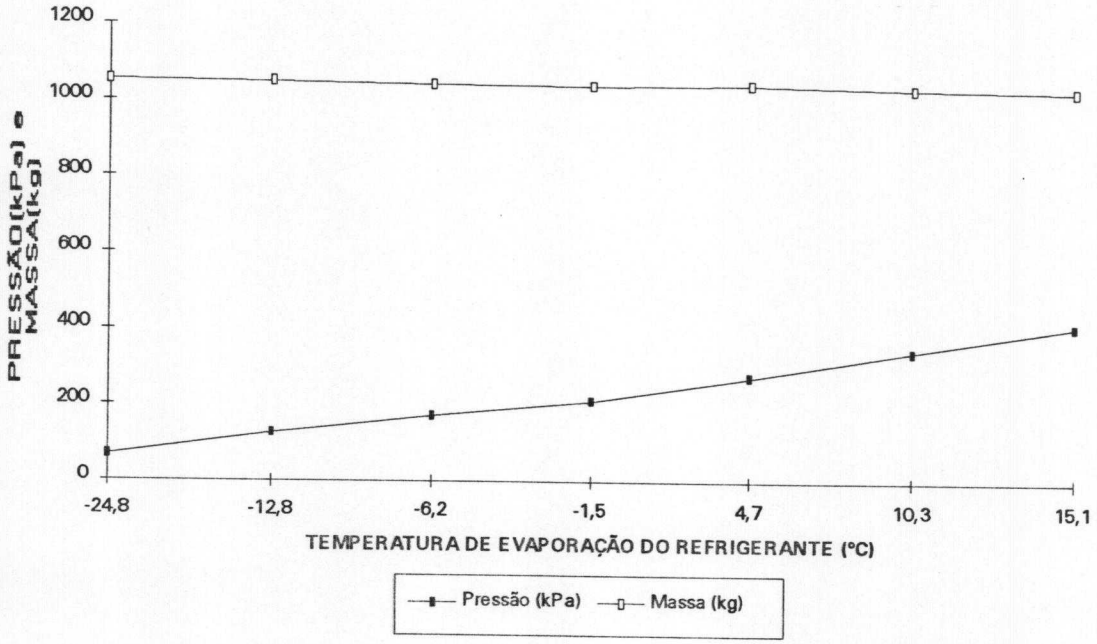


C - VARIAÇÃO COM A TEMPERATURA DA CARGA

A temperatura da carga determina a pressão baixa do sistema. Devido a temperatura do fluído ser 15 °C inferior à da carga cuja tempetratura de projeto é de -18 °C. A temperatura do fluído de - 32°C implica em pressões abaixo da atmosférica, dificultando a operação do sistema. O gráfico 2 ilustra como a massa e a pressão baixa do sistema são influenciadas apenas pelos diferentes características do fluido devidas às temperaturas consideradas. O gradiente

térmico entre a carga e o ambiênte foi considerado constante.

Gráfico 3 - Pressão baixa em função da temperatura da carga



3.6 ESTUDO DO ARRANJO DO SISTEMA NO VEÍCULO

Para a aplicação do sistema de refrigeração por absorção no conjunto cavalo-mecânico e semi-reboque foram consideradas duas hipótese: montagem distribuída no dois conjuntos ou montagem concentrada no semi-reboque.

MONTAGEM DISTRIBUÍDA NOS DOIS CONJUNTOS

Esse tipo de montagem prevê a instalação de parte do sistema no cavalo-mecânico. O cavalo-mecânico receberia o absorvente, o gerador de vapor e a bomba, por questões de desnível e proximidade a fontes de calor e energia. Essa montagem proporciona dimensionamento e montagem simples devido ao espaço disponível no chassi do veículo, porém acarreta dificuldades operacionais pela dificuldade de intercambiabilidade dos veículos. Um semi-reboque operando por absorção somente poderá ser atrelado a um cavalo mecânico adaptado ao sistema. Essa montagem dificulta a operação autônoma do sistema, requerendo o emprego de parte da unidade montada externamente. Outro problema dessa montagem é a necessidade do emprego de tubulações flexíveis para unir o semi-reboque e o cavalo mecânico.

Essa montagem traz a vantagem de se instalar os componentes com amônia líquida entre as longarinas do

cavalo-mecânico proporcionando maior segurança no caso de acidentes.

MONTAGEM CONCENTRADA NO SEMI-REBOQUE

É o arranjo mais conveniente devido a facilidades operacionais. Consiste em colocar no semi-reboque todo o sistema de refrigeração que será alimentado por uma tubulação devidamente isolada termicamente e articulada de gás de escape oriundo do motor. Apesar da facilidade operacional, esse sistema é de um dimensionamento mais difícil e oferece maiores riscos, pela montagem menos protegida dos componentes.

Essa montagem por exigir poucas modificações no cavalo-mecânico possibilita sua implantação em maior número de veículos.

Esse arranjo esbarra no problema da falta de espaço na parte dianteira do semi-reboque. A disposição de componentes abaixo da cota do teto da cabine apresenta restrições devido ao risco da tubulação ser facilmente atingida no caso de acidente com deslocamento da cabine.

3.7 AVALIAÇÃO PRELIMINAR DE OUTRAS APLICAÇÕES DO SISTEMA POR ABSORÇÃO

Foram analisados vários tipos de veículo com motor de combustão interna que poderiam usar o sistema de absorção. Podem se usados equipamentos de ar condicionado operando com água e brometo de lítio, apesar dos grandes volumes desse sistema devido às propriedades termodinâmicas da água. Em automóveis de passeio esse sistema tem aplicação restrita devido à inércia térmica do motor e do gerador de vapor que causaria demora na início da refrigeração do veículo pelo sistema. Apesar dessas ressalvas, existem patentes depositadas no Brasil e registradas no INPI referntas a componentes para ar condicionado de automóveis de origem nacional e estrangeira. Os ônibus, urbanos e especialmente rodoviários, são aplicações que devem ser estudadas por aumentar o conforto dos veículos, notadamente nas regiões mais quentes do país. Em trens o sistema apresenta dificuldades de instalação devido à extensão do veículo e abaixa relação potência por massa total do veículo.

Barcos pesqueiros ensejam outra aplicação possível com grande efeito social. A rápida deterioração do pescada causa prejuisos para pequenas comunidades de pescadores, que acabam vendendo o produto a baixos preços, antes de sua deterioração. Outro problema dessas comunidades é a

aquisição de gelo a elevados preços para conservação da carga. A aplicação em embarcações possui a vantagem de ter à disposição água cerca de apenas 10 °C acima da temperatura ambiente, rejeitada pela bomba de refrigeração do motor marítimo, o que pode ser usada para resfriar os trocadores de calor.

O sistema de refrigeração por absorção pode ser empregado em terra, em localidades desprovidas de fornecimento de eletricidade e conseqüentemente sem acesso a sistemas de refrigeração por compressão a vapor.

Esse sistema pode ser aplicado em motores estacionários viabilizando esses motores em algumas situações. Ao se montar um frigorífico, ou outra instalação com grande demanda de frio, pode-se empregar um sistema análogo ao estudado. Desta forma pode-se adquirir um motor menor e mais barato, além de se diminuir o consumo de combustível. Esse forma de cogeração de frio e eletricidade torna a geração de eletricidade por grupos geradores competitiva em certos casos.

Outra aplicação estacionária é o uso em sistemas de cogeração. O edifício sede do BANESPA possui um sistema de geração de eletricidade por turbina a gás, sendo o calor rejeitado aciona o sistema de ar condicionado por absorção à água-brometo de lítio.

4 ANÁLISE COMPARATIVA DOS SISTEMAS.

Para as análises deste trabalho foram adotados os seguintes valores, ou feitas as seguintes estimativas:

ESTIMATIVA DA FROTA

A última pesquisa publicada pelo IBGE onde é discriminada a frota de caminhões frigoríficos foi realizada em 1986, sobre um universo de 20.015 empresas de transporte de carga e passageiros. Os dados dessa pesquisa de interesse desta análise encontram-se na tabela 3.

As pesquisa mais recentes não apresentam dados discriminados para o setor de transporte frigorificado. Para 1990, ano sobre o qual existem dados mais precisos, foi projetado o tamanho da frota, considerando-se que a participação de caminhões frigoríficos no total da frota se manteve constante.

Para efeito deste estudo não foram considerados "pick-ups" e reboques, devido a três fatores:

1- Pequena participação no setor;

TABELA 3 - Estimativa da frota de caminhões frigoríficos

Dado		Caminhões	Semi-reboques e reboques
Frota para carga frigorificada	(1)	3.126	3.582
Frota total em 1986	(1)	80.848	43.106
participação do transporte frigorificado (%)		3,87	8,31
Frota total em 1990	(2)	91.701	57.631
Projeção da frota de veículos frigorificados		3.549	4.767

(1) Frota em 31/12/1986

FONTE : Anuário estatístico do IBGE - 1986

(2) Frota em 31/12/1990

FONTE : Anuário estatístico do IBGE - 1990

2- Dificuldades de instalação do equipamento nesse tipo de veículo, que possuem espaço restrito e/ou dificuldade para alterações de tubulações de escapamento; e

3- Possibilidade de acionamento direto do compressor de furgões pelo motor do veículo, através de coreias, tornando o sistema simples devido à pequena potência envolvida.

ESTIMATIVA DE CARGA TÉRMICA

Esta análise contempla somente a unidade frigorífica, não considerando a carroceria, que a priori poderá ser muito semelhante à da atualmente empregada. Para estimativa de perda de carga térmica foram consideradas as seguintes características da carroceria:

TABELA 4 - Dimensões de caminhões e semi-reboques frigorificados

	caminhão MBB - 1318	Semi-reboque
comprimento externo (mm)	5000	15000
largura externa (mm)	2500	2500
altura interna (mm)	2100	2400
área superficial (m^2)	56,5	158,00
isolamento poliuretano (mm)	50	100
temperatura da carga (°C)	-18	-18
temperatura ambiente (°C)	35	35
potência da unidade (W)	3200	6500

condutividade térmica do poliuretano: 0,021 W/m·°C. (1)

(1) Fonte: Catálogos RECROSUL - 1993

As perdas de calor para o alimento o alimento deve ser embarcado previamente resfriado. Foram consideradas inexistentes aberturas de portas no percurso e outras cargas térmicas no ambiente frigorificado. Não foram consideradas a resistência térmica oriunda da convecção por questão de simplicidade de cálculo. Nessas condições a carga térmica é determinada pelas perdas por condução calculadas por:

$$P_{trm} = \frac{A_{sup} \cdot K_{isl} \cdot D_{tcg}}{E_{isl}} \qquad \{Eq.\ 12\}$$

P_{trm} = "Perda de frio" da carga

A_{sup} = Área superficial do veículo

K_{isl} = Condutividade do isolante

D_{tcg} = Diferença entre a temperatura da carga e a do meio

E_{isl} = Espessura do isolamento do veículo

Substituindo os dados da tabela 4 na equação 12 encontra-se a carga térmica de 1258 W para caminhões e de 1770 W para semi-reboques. A potência nominal das unidades típicas para esses equipamentos são: 3200 W e 6500 W respectivamente, implicando em fatores de utilização temporal de 0,393 e 0,272, respectivamente. Esse fator representa a fração de tempo que o equipamento deve ficar ligado para manter a temperatura. Determina ainda o período que o equipamento fica ligado no ciclo de operação do

equipamento. Esse valor é relativamente pequeno devido à necessidade de abaixar de forma relativamente rápida a temperatura da câmara frigorífica antes do carregamento. Foi desprezada a participação da resistência térmica oriunda das trocas convectivas nas paredes da carroceria.

4.1 ASPECTOS ECONÔMICOS

Ao se considerar o custo do cavalo-mecânico (cerca de US$ 150.000) e do semi-reboque (cerca de US$ 80.000) o custo da unidade refrigeradora é comparativamente baixo (US$ 10.000). Ao somar-se a esse custo o valor do combustível, praticamente igual ao da unidade (cerca de US$ 10.000 no total), a sua participação no custo do semi-reboque chega a cerca de 12,5 %. As análises feitas adiante neste seção mostram que, com os custos do sistema por absorção, de cerca de US$ 2.000, incluindo custo menor do equipamento e energia, essa participação pode cair para cerca de 2,5 %.

4.1.1 CUSTOS DE INVESTIMENTO

A diferença básica do sistema por absorção para o por compressão a vapor é o uso de dois trocadores de calor e uma bomba em substituição ao motor e compressor. O preço do sistema de refrigeração por absorção considerado para, estimativa de custo do equipamento novo, o valor do equipamento por compressão a vapor sem o motor, o que corresponde a US$ 8.000,00 para o sistema por absorção. Esse custo é 20 % mais barato que o sistema convencional

por compressão a vapor que tem custos de US$ 10.000,00 conforme consulta ao fabricante RECROSUL. Essa diferença deve-se ao não emprego de partes móveis, fabricadas por usinagem de precisão como motor de combustão interna e compressor. Não foi orçado o equipamento, pois haveria um viés na comparação entre o preço de um protótipo fornecido e o preço de mercado de um equipamento otimizado e produzido em série.

Como a vida de um semi-reboque é estimada em 20 anos deve ser considerada a hipótese de reforma de veículos. Em veículos usados a serem repotenciados a vantagem inicial do sistema de absorção é menor, porque, exige mão-de-obra qualificada para a adaptação. A sucata do veículo é relativamente valiosa, tendo elementos como o motor e o cobre que podem atingir valores significativos no mercado de reciclagem.

4.1.2 CUSTOS DE OPERAÇÃO

Os custos de operação do sistema por absorção aprsesentam redução substancial em relação ao de compressão a vapor. Essa redução se deve à diminuição do uso do combustível do sistema frigorífico empregado apenas como "back-up". Não será analisada a questão do custo real da

eletricidade e combustíveis, sendo levado em conta apenas o preço ao consumidor final. Para cálculo do custo do combustível, o valor foi trazido a valor presente considerando taxa de desconto (acima da corrosão do poder aquisitivo da moeda) de 12 % ao ano. Para a análise do caso básico foram considerados:

- Período de descanso do motorista de dez horas diárias.
- Consumo horário dado pela equação 13 para considerar a redução do consumo do motor devido ao ciclo liga-desliga.

$$Ch = Cm \cdot fht \quad \{Eq.\ 13\}$$

Onde:

Ch = Combustível consumido por hora de operação

Cm = Consumo do motor nas condições de trabalho

fht = Fator de utilização temporal em função do ciclo liga desliga do equipamento

- Ocupação da frota 35% no resto do período o veículo se encontra parado ou fazendo viagem de retorno sem carga.
- Vida do semi-reboque: 20 anos
- Valor do sistema frigorífico por compressão a vapor, motor a combustão pesquisados junto e comerciantes.
- Valor do motor elétrico foi considerado em dobro, devido ao mecanismo de acionamento e embreagem.

Para o semi-reboque analisado no item 5.1 e descrito na tabela 4, o custo de combustível e custo durante o ciclo de vida será:

A - Sistema por compressão a vapor operando a óleo diesel:

Consumo do motor: 4,5 l/h[1]

Fator de utilização temporal: 0,272

Consumo horário: 1,2 l/h

Preço do óleo diesel: US$ 0,35/l

Gasto diário com diesel: US$ 10,08

Gasto com diesel durante a vida: US$ 9.599

Custo durante o ciclo de vida: US$ 19.299

B - Sistema por compressão a vapor operando a Gasolina:

Consumo do motor: 4 l/h[2]

Fator de utilização temporal: 0,272

Consumo horário: 1,1 l/h

Preço da gasolina: US$ 0,55/l

Gasto diário com gasolina: US$ 14,52

Gasto com gasolina durante a vida: US$ 13.855

Custo durante o ciclo de vida: US$ 23.555

C - Sistema por compressão a vapor operando por eletricidade:

Consumo horário do motor[3]: 7,46 kW·h

Fator de utilização temporal: 0,272

Consumo horário: 2,03 kW·h

Preço da eletricidade: US$ 0,10/kW·h

Gasto diário com eletricidade: US$ 4,87

Gasto com eletricidade durante a vida: US$ 4.647

---

[1]Fonte: catálogo Recrossul 1993

[2]80% do valor medido por SANTOS (1980) para motor a álcool a 1800 RPM, com potência disponível de 8 cv

[3]Rendimento 79%

Custo durante o ciclo de vida: US$ 12.947

D - Sistema por absorção operando por GLP

Calor necessário no gerador: 15,64 kW = 56.304 kJ/h

Eficiência do queimador/trocador: 0,6

Poder calorífico do GLP[4]: 11.750 kcal/kg = 49.195 kJ/kg

Consumo do sistema em potência máxima: 1,91 kg/h

Fator de utilização temporal: 0,272

Consumo horário: 0,52 kg/h

Preço do GLP: US$ 0,35/kg

Gasto diário com GLP: US$ 4,37

Gasto com GLP durante a vida: US$ 4.170

Custo durante o ciclo de vida US$: 12.170

E - Consumo do sistema por compressão a vapor operando a óleo diesel com alternativa elétrica:

Consumo do motor diesel: 4,5 l/h

Fator de utilização temporal: 0,272

Consumo horário: 1,2 l/h

Preço do óleo diesel: US$ 0,35/l

Gasto diário com diesel (14 horas): US$ 5,88

Consumo horário do motor elétrico: 7,46 kW·h

Fator de utilização temporal: 0,272

Consumo horário: 2,03 kW·h

Preço da eletricidade: US$ 0,10/kW·h

Gasto diário com eletricidade (10 horas): US$ 2,03

Gasto com energia durante a vida: US$ 7.337

---

[4] Fonte: Balanço Energético Nacional - 1992

Custo durante o ciclo de vida: US$ 17.337

F - Sistema por compressão a vapor operando a gasolina com alternativa elétrica:

Consumo do motor à gasolina: 4 l/h

Fator de utilização temporal: 0,272

Consumo horário: 1,1 l/h

Preço da gasolina: US$ 0,55/l

Gasto diário com gasolina (14 horas): US$ 8,47

Consumo do motor elétrico: 7,46 kW·h

Fator de utilização temporal: 0,272

Consumo horário: 2,03 kW·h

Preço da eletricidade: US$ 0,10/kW·h

Gasto diário com eletricidade (10 horas): US$ 2,03

Gasto com energia durante a vida: US$ 9.820

Custo durante o ciclo de vida: US$ 19.820

O combustível usado como "back-up" é consumido com perdas inferiores as do motor de combustão interna, o que compensa a menor eficiência do ciclo de absorção. O C.O.P., calculado no anexo 4, do sistema por compressão a vapor 0,609 enquanto o do sistema por absorção é de 0,416.

No caso de análise para funcionamento por eletricidade, temos apenas um cálculo teórico devido à impossibilidade de fornecer permanentemente eletricidade ao veículo, exceto com o veículo parado. Seu custo inicial foi estimado subtraindo-se o custo do motor a gasolina. Os

casos mais reais do funcionamento por eletricidade se refere aos casos E e F onde a eletricidade é usada somente durante o repouso do motorista.

4.1.3 ANÁLISE DOS CUSTOS A VARIAÇÃO DE PARÂMETROS

A - Vida do equipamento

Analisando, para o caso básico citado no item 5.1.2, o custo inicial do equipamento adicionado pelo valor do combustível trazido a valor presente, considerando-se uma taxa de desconto de 12 % ao ano. Nota-se, exceção feita ao caso da gasolina, o custo do equipamento representa mais que 50 % do custo do equipamento durante seu ciclo de vida. A participação do combustível no custo total é:

Gasolina 58 %

Diesel 49 %

Eletricidade 45,1%

Absorção 34,3%

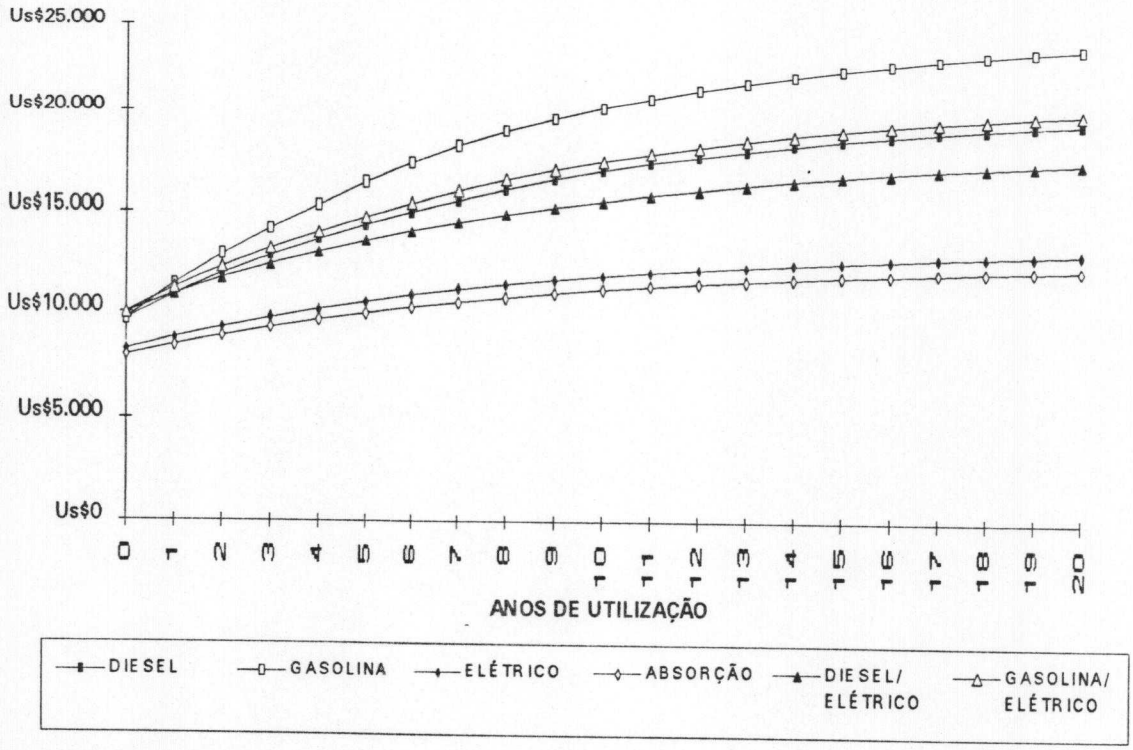
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA
USP
25/3/96
SECRETARIA

A percentagem acima pode ser ainda menor, caso o custo inicial do sistema de refrigeração por absorção tenha sido subestimado. O gráfico 4 e a tabela 5, exibem os dados que deram origem as percentagens calculadas acima.

TABELA 5- Custo acumulado do equipamento em função do tempo de uso (Valores em US$)

ANO	Diesel	Gasolina	Eletricidade	Absorção	Diesel/ elétric	Gasol/ elétrico	Tx desc
0	9.700	9.700	8.300	8.000	10.000	10.000	12%
1	10.847	11.356	8.855	8.498	10.877	11.174	
2	11.872	12.835	9.351	8.944	11.660	12.222	
3	12.787	14.155	9.794	9.341	12.359	13.158	
4	13.603	15.334	10.190	9.696	12.984	13.993	
5	14.333	16.387	10.543	10.012	13.541	14.739	
6	14.984	17.326	10.858	10.295	14.039	15.405	
7	15.565	18.165	11.139	10.548	14.483	16.000	
8	16.084	18.915	11.391	10.773	14.880	16.531	
9	16.548	19.584	11.615	10.975	15.234	17.005	
10	16.961	20.181	11.815	11.154	15.550	17.428	
11	17.331	20.714	11.994	11.315	15.833	17.806	
12	17.661	21.190	12.154	11.458	16.085	18.143	
13	17.955	21.615	12.296	11.586	16.310	18.445	
14	18.218	21.995	12.424	11.700	16.511	18.714	
15	18.453	22.334	12.537	11.802	16.690	18.954	
16	18.663	22.636	12.639	11.893	16.850	19.168	
17	18.850	22.906	12.729	11.975	16.994	19.360	
18	19.017	23.148	12.810	12.047	17.121	19.531	
19	19.166	23.363	12.883	12.112	17.235	19.683	
20	19.299	23.555	12.947	12.170	17.337	19.820	

Gráfico 4 - Custo acumulado do equipamento em função do tempo de uso.



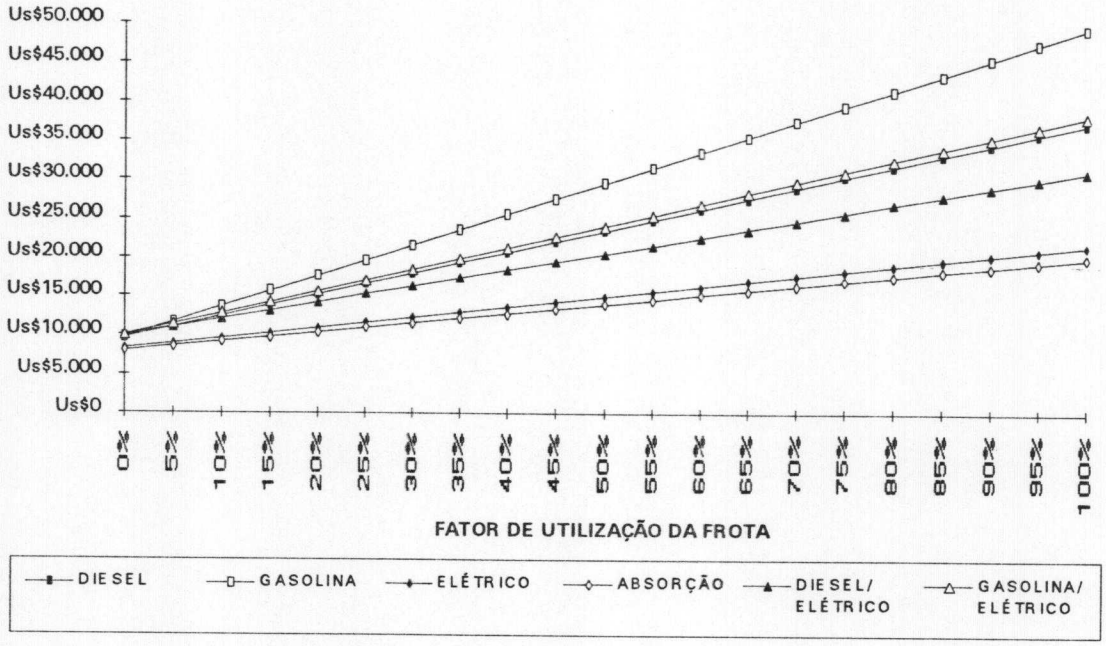
B - Fator de utilização da frota

Esse fator quantifica a percentagem do tempo que o veículo transporta carga. A Associação Nacional dos Transportadores de carga estima a utilização da frota em cerca de 35 %. O aumento desse fator favorece sistema de refrigeração por absorção, devido a seu menor consumo de energia. O gráfico 5 e a tabela 6 ilustram essa análise.

TABELA 6 - Custo do equipamento em função da utilização da frota (Valores em US$)

USO	Diesel	Gasolina	Eletricidade	Absorção	Diesel/elétric	Gasol/elétrico
0%	9.700	9.700	8.300	8.000	10.000	10.000
5%	11.071	11.679	8.964	8.596	11.048	11.403
10%	12.443	13.659	9.628	9.191	12.096	12.806
15%	13.814	15.638	10.292	9.787	13.145	14.208
20%	15.185	17.617	10.955	10.383	14.193	15.611
25%	16.557	19.597	11.619	10.979	15.241	17.014
30%	17.928	21.576	12.283	11.574	16.289	18.417
35%	19.299	23.555	12.947	12.170	17.337	19.820
40%	20.671	25.535	13.611	12.766	18.385	21.223
45%	22.042	27.514	14.275	13.361	19.434	22.625
50%	23.414	29.493	14.939	13.957	20.482	24.028
55%	24.785	31.473	15.603	14.553	21.530	25.431
60%	26.156	33.452	16.266	15.148	22.578	26.834
65%	27.528	35.431	16.930	15.744	23.626	28.237
70%	28.899	37.411	17.594	16.340	24.674	29.639
75%	30.270	39.390	18.258	16.936	25.723	31.042
80%	31.642	41.369	18.922	17.531	26.771	32.445
85%	33.013	43.349	19.586	18.127	27.819	33.848
90%	34.384	45.328	20.250	18.723	28.867	35.251
95%	35.756	47.307	20.913	19.318	29.915	36.654
100%	37.127	49.287	21.577	19.914	30.963	38.056

GRÁFICO 5 - Custo do equipamento em função da utilização da frota.



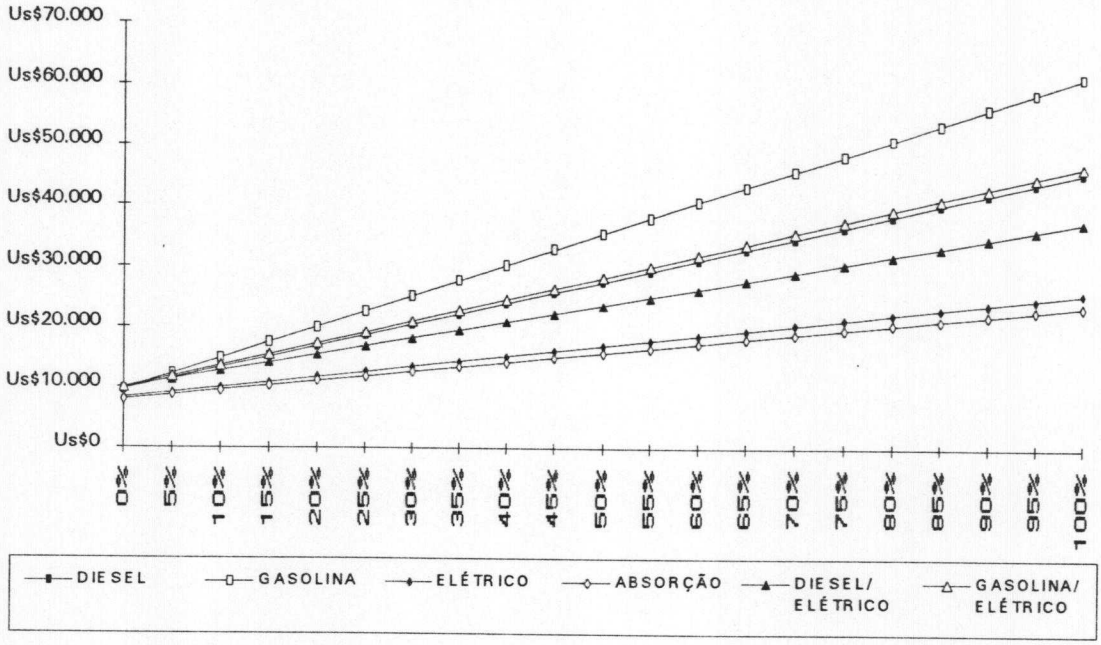
C - Fator de utilização temporal

O fator de utilização temporal pode variar no caso de variações de temperatura e de outras carga térmicas como aberturas de porta. Um parâmetro que afeta substancialmente esse fator é o transiente, quando é feito o resfriamento da câmara frigorífica, antes da colocação da carga. Nesse caso, novamente, o aumento da consumo de combustível traz vantagem ao sistema de refrigeração por absorção. O gráfico 6 e a tabela 7 mostram dados para essa análise.

TABELA 7 - Custo do equipamento em função do fator de utilização temporal (ciclo liga-desliga)(Valores em US$)

USO	Diesel	Gasolina	Eletricidade	Absorção	Diesel/elétric	Gasol/elétrico
0%	9.700	9.700	8.300	8.000	10.000	10.000
5%	11.478	12.266	9.161	8.772	11.359	11.818
10%	13.255	14.832	10.021	9.544	12.717	13.637
15%	15.033	17.397	10.882	10.317	14.076	15.455
20%	16.811	19.963	11.742	11.089	15.435	17.274
25%	18.588	22.529	12.603	11.861	16.794	19.092
30%	20.366	25.095	13.463	12.633	18.152	20.911
35%	22.144	27.661	14.324	13.405	19.511	22.729
40%	23.921	30.226	15.185	14.178	20.870	24.548
45%	25.699	32.792	16.045	14.950	22.229	26.366
50%	27.477	35.358	16.906	15.722	23.587	28.185
55%	29.254	37.924	17.766	16.494	24.946	30.003
60%	31.032	40.490	18.627	17.267	26.305	31.822
65%	32.810	43.055	19.487	18.039	27.664	33.640
70%	34.588	45.621	20.348	18.811	29.022	35.459
75%	36.365	48.187	21.208	19.583	30.381	37.277
80%	38.143	50.753	22.069	20.355	31.740	39.096
85%	39.921	53.319	22.930	21.128	33.098	40.914
90%	41.698	55.884	23.790	21.900	34.457	42.732
95%	43.476	58.450	24.651	22.672	35.816	44.551
100%	45.254	61.016	25.511	23.444	37.175	46.369

GRÁFICO 6 - Custo do equipamento em função do fator de utilização temporal (ciclo liga-desliga)



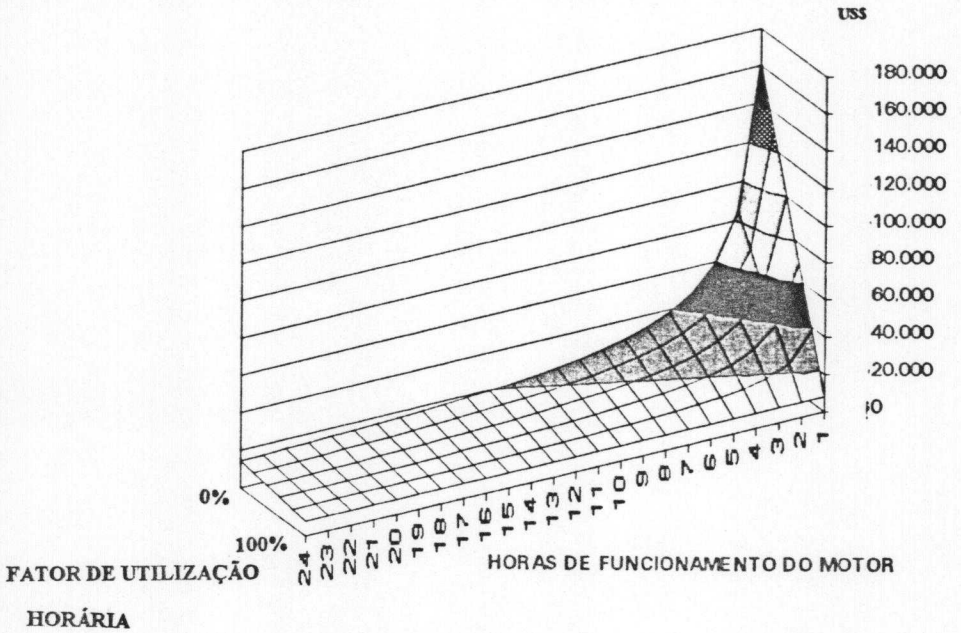
D - Funcionamento do veículo

No caso básico analisado no item 5.1.1 foi considerado o funcionamento do motor do veículo por 14 horas diárias. Esse número de horas pode diminuir no caso de interrupções na estrada. Nesse caso a vantagem do sistema de refrigeração por absorção é reduzida devido ao uso do GLP por um maior número de horas por dia. Mesmo assim o custo é médio diário é inferior. A tabela 8 e o gráfico 7 mostram os dados dessa análise.

TABELA 8 - Custo do equipamento em função do número de horas diárias de operação do motor (em US$)

utiliz. hor. ->	100%	80%	60%	40%	20%	0%
Uso diário (h)						
1	161,307	130,646	99,984	69,323	38,661	8,000
2	84,653	69,323	53,992	38,661	23,331	8,000
3	59,102	48,882	38,661	28,441	18,220	8,000
4	46,327	38,661	30,996	23,331	15,665	8,000
5	38,661	32,529	26,397	20,265	14,132	8,000
6	33,551	28,441	23,331	18,220	13,110	8,000
7	29,901	25,521	21,141	16,760	12,380	8,000
8	27,163	23,331	19,498	15,665	11,833	8,000
9	25,034	21,627	18,220	14,814	11,407	8,000
10	23,331	20,265	17,198	14,132	11,066	8,000
11	21,937	19,150	16,362	13,575	10,787	8,000
12	20,776	18,220	15,665	13,110	10,555	8,000
13	19,793	17,434	15,076	12,717	10,359	8,000
14	18,950	16,760	14,570	12,380	10,190	8,000
15	18,220	16,176	14,132	12,088	10,044	8,000
16	17,582	15,665	13,749	11,833	9,916	8,000
17	17,018	15,214	13,411	11,607	9,804	8,000
18	16,517	14,814	13,110	11,407	9,703	8,000
19	16,069	14,455	12,841	11,228	9,614	8,000
20	15,665	14,132	12,599	11,066	9,533	8,000
21	15,300	13,840	12,380	10,920	9,460	8,000
22	14,968	13,575	12,181	10,787	9,394	8,000
23	14,666	13,332	11,999	10,666	9,333	8,000
24	14,388	13,110	11,833	10,555	9,278	8,000

GRÁFICO 7 - Custo do equipamento por absorção em função do número de horas diárias de operação do motor



4.2 ANÁLISE DOS IMPACTOS AMBIENTAIS

A amônia, apesar de sua toxicidade, apresenta boas propriedades termodinâmicas tanto em ciclos por absorção como em ciclos por compressão a vapor. Nas primeiras décadas deste século a amônia era um dos poucos fluidos refrigerantes em uso. Não tardaram a ocorrer acidentes em ambientes fechados causando a morte de pessoas que se encontravam no local. A eletrificação da área urbana popularizou os ciclos de refrigeração por compressão a vapor, o qual possui maior eficiência, quando empregando energia elétrica, a tecnologia de refrigeração por absorção. A refrigeração por compressão a vapor pode usar outros fluídos como o CFC; e, devido a problemas causados por intoxicação, a amônia passou a ter uso reduzido e mais tarde banido em algumas aplicações, como em refrigeradores domésticos.

4.2.1 QUANTO À TOXICIDADE

A amônia cria problemas de intoxicação ao ser humano quando inalada ou ingerida. No caso de inalação, os danos à saúde dependem da concentração e do tempo de inalação, podendo causar os seguintes danos:

20 PPM - Primeiros odores perceptíveis.

40 PPM - Leve irritação dos olhos.

100 PPM - Irritação de olhos e nariz após poucos minutos.

400 PPM - Forte irritação da parte superior do aparelho respiratório.

700 - Forte irritação ocular podendo ser permanente, caso a exposição dure mais que 30 minutos.

1700 - Pode ser fatal em 30 minutos por danos ao aparelho respiratório.

5000 - Asfixia; morte quase imediata.

É possível o emprego de válvulas para isolar setores do sistema em caso de vazamento, diminuindo as perdas de amônia para o ambiente. Todavia um acidente envolvendo um veículo ocorrerá com maior probabilidade em local aberto favorecendo a dispersão dos vapores de amônia. Vazamentos em ambientes fechados são menos problemáticos para a segurança pessoal. Não havendo restrições ao movimento as pessoas poderão abandonar o recinto em tempo hábil, devido a facilidade de detecção de vazamento.

A 15 °C e pressão atmosférica a densidade da amônia é de 0,77 kg/m^3 enquanto a densidade do ar é de 1,293 kg/m^3. Nas mesmas condições a temperatura de ebulição da amônia é -33,7 °C. Essas características da amônia favorecem à dispersão de seus vapores a céu aberto.

A título de comparação com os sistemas atualmente empregados, vale notar que os sistemas de refrigeração por compressão a vapor transportam mais que 50 litros de gasolina ou diesel. Embora tenham potencial toxicológico menor que a amônia, possuem grande potencial inflamabilidade.

A amônia pode ser explosiva quando em concentrações entre 16 e 25% em mistura ao ar com temperatura superiores a 651 °C. Segundo a SABROE (1993) em ensaios práticos essas concentrações somente se verificam em ambientes fechados, jamais em ambientes abertos ou ventilados.

4.2.2 EFEITO ESTUFA

O dióxido de carbono (CO_2), entre outros gases, possui a propriedade de causar o efeito estufa. Esse efeito consiste na manutenção da permeabilidade da atmosfera à luz solar que aquece o planeta e a impermeabilidade a radiação em frequências que a Terra dissipa calor. Esse efeito causa o aquecimento global do planeta e outras alterações climáticas. O CO_2 é emitido para atmosfera pela queima de combustíveis fósseis. Para redução dessas emissões deve reduzir-se a queima de combustíveis fósseis, por aumento de

eficiência, uso de biomassa ou por outros energéticos não fósseis.

TABELA 9 - Emissões por semi-reboques por compressão a vapor a gasolina e diesel por absorção a GLP

	SEMI-REBOQUES diesel	SEMI-REBOQUES gasolina	ABSORÇÃO GLP
FROTA NACIONAL	4.767		
FATOR DE UTILIZAÇÃO	0,272	0,272	0,272
CONSUMO HORÁRIO			
por veículo (l/h)(kg/h)	1,2	1,1	0,52
CONSUMO DIÁRIO			
por veículo (l/dia)(kg/dia)	28,8	26,4	5,2 (*)
CONSUMO DIÁRIO			
frota nacional(l/dia)(kg/dia)	137.290	125.849	24.788
CONSUMO ANUAL			
frota nacional ($m^3 \cdot 10^3$)($ton \cdot 10^3$)	17.536	16.077	3.166
EMISSÃO DE CO_2 por litro/kg			
de combustível (g)	2.652	2.291	3.035
EMISSÃO DIÁRIA de CO_2			
por veículo (kg)	76,4	60,48	15,8
FATOR DE OCUPAÇÃO DA FROTA	0,35	0,35	0,35
EMISSÕES ANUAIS de CO_2	46.513	36.833	9.616
frota nacional (ton)			

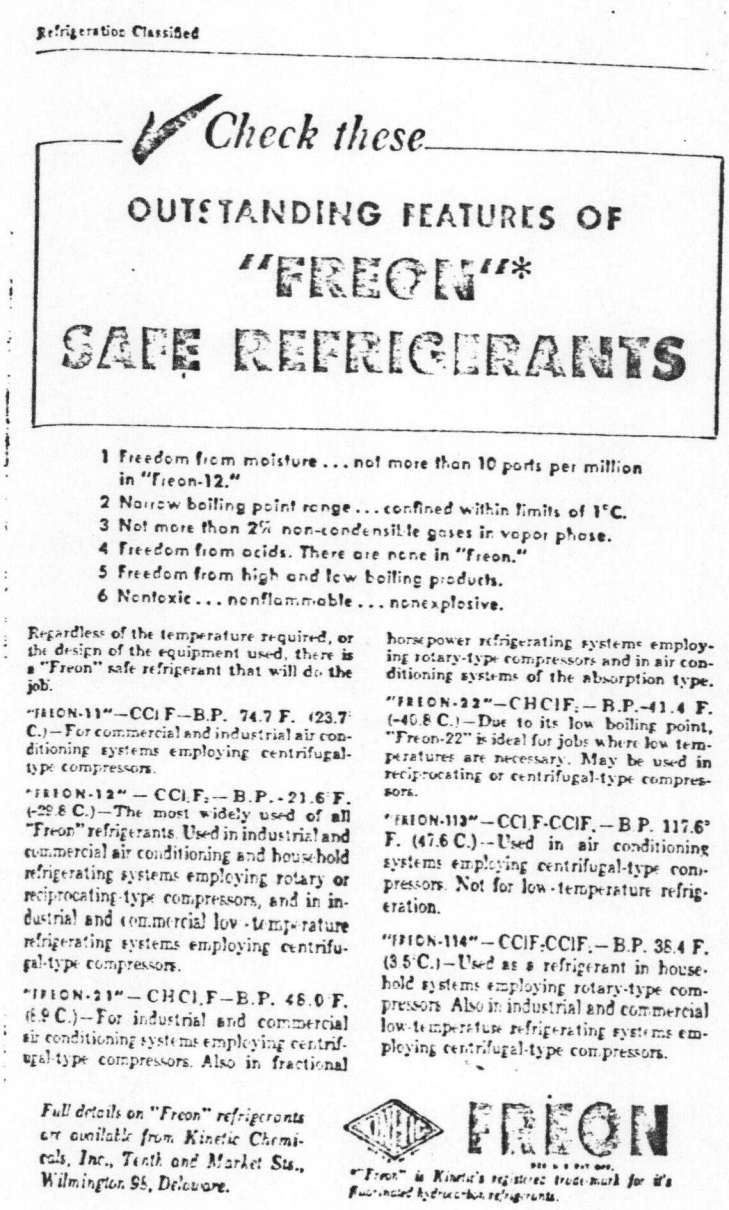
(*) 10 horas de operação diárias por GLP

A tabela 9 mostra a produção anual de CO_2 em sistemas de frigorificação por compressão a vapor operando com diesel e gasolina e o sistema de absorção operando 10 horas diárias com GLP. Supõe-se que no resto do dia o veículo opere com o calor do escape. O consumo horário já considera o fator de utilização temporal que se refere ao quociente da potência do sistema pela perda de calor através das paredes do semi-reboque. Teoricamente essa perda é igual à percentagem de tempo que o motor opera quando o sistema está ligado. O Cálculo estequiométrico das emissões de CO_2 por unidade de combustível se encontra no anexo 4.

4.2.3 CAMADA DE OZÔNIO E CFC

Segundo catálogos da Recrosul emprego médio CFCs em unidades frigoríficas para caminhões de 4,5 kg e de unidades para semi-reboques de 8 kg, e a frota de cada tipo de veículo estimada em 3548 e 4767 veículos, respectivamente, tem-se o emprego de 54,1 toneladas de CFC na frota circulante. Por falta de estatísticas disponíveis sobre a quantidade de gás empregado durante a manutenção preventiva e corretiva do sistema, esta não será considerada, bem como a recuperação do mesmo durante a manutenção do sistema.

A demanda nacional de CFCs é da ordem de 8.000 ton/ano, ou seja, o transporte frigorificado de carga possui armazenado na frota nacional existente cerca de 0,67 % do consumo nacional de CFCs durante um ano.



Refrigeration Classified

Check these

OUTSTANDING FEATURES OF

"FREON"*

SAFE REFRIGERANTS

1 Freedom from moisture ... not more than 10 parts per million in "Freon-12."
2 Narrow boiling point range ... confined within limits of 1°C.
3 Not more than 2% non-condensible gases in vapor phase.
4 Freedom from acids. There are none in "Freon."
5 Freedom from high and low boiling products.
6 Nontoxic ... nonflammable ... nonexplosive.

Regardless of the temperature required, or the design of the equipment used, there is a "Freon" safe refrigerant that will do the job.

"FREON-11"—CCl_3F—B.P. 74.7 F. (23.7° C.)—For commercial and industrial air conditioning systems employing centrifugal-type compressors.

"FREON-12"—CCl_2F_2—B.P. -21.6° F. (-29.8° C.)—The most widely used of all "Freon" refrigerants. Used in industrial and commercial air conditioning and household refrigerating systems employing rotary or reciprocating-type compressors, and in industrial and commercial low-temperature refrigerating systems employing centrifugal-type compressors.

"FREON-21"—$CHCl_2F$—B.P. 48.0° F. (8.9° C.)—For industrial and commercial air conditioning systems employing centrifugal-type compressors. Also in fractional horsepower refrigerating systems employing rotary-type compressors and in air conditioning systems of the absorption type.

"FREON-22"—$CHClF_2$—B.P.-41.4 F. (-40.8° C.)—Due to its low boiling point, "Freon-22" is ideal for jobs where low temperatures are necessary. May be used in reciprocating or centrifugal-type compressors.

"FREON-113"—CCl_2F-$CClF_2$—B.P. 117.6° F. (47.6° C.)—Used in air conditioning systems employing centrifugal-type compressors. Not for low-temperature refrigeration.

"FREON-114"—$CClF_2$-$CClF_2$—B.P. 38.4 F. (3.5° C.)—Used as a refrigerant in household systems employing rotary-type compressors. Also in industrial and commercial low-temperature refrigerating systems employing centrifugal-type compressors.

Full details on "Freon" refrigerants are available from Kinetic Chemicals, Inc., Tenth and Market Sts., Wilmington 98, Delaware.

FREON

REG. U. S. PAT. OFF.

"Freon" is Kinetic's registered trade-mark for its fluorinated hydrocarbon refrigerants.

FIGURA 7

Publicidade de 1951 sobre os CFCs

4.3 ASPECTOS LEGAIS

4.3.1 PROTOCOLO DE MONTREAL E SUAS REVISÕES

Os sistemas de refrigeração por compressão a vapor empregam CFCs como fluído refrigerante. Esse gás ao atingir a estratosfera libera cloro. O cloro atua como catalisador da transformação do ozônio, que protege a Terra de radiações ultravioleta, em oxigênio. Essa deterioração do ozônio estratosférico vem causando áreas de baixa concentração de ozônio que tornam a incidência de raios ultravioletas sobre a crosta terrestre bastante significativas nessas regiões. O emprego de gases danosos à camada de ozônio teve sua diminuição prevista pelo Protocolo de Montreal assinado em setembro de 1987 e retificado na Convenção de Copenhagem, 1992. Os CFCs deverão ser banidos até 1° de janeiro de 1996. Os CFCs podem ser substituídos por outros fluídos de custo mais elevado como os HCFCs, cerca de 20 vezes menos danosos que os CFCs. Os HCFCs também terão seu uso proibido, mas somente em 2030; sendo previstas reduções parciais de seu uso de 35 % em 2004, 65 % em 2010, 90% em 2015 e 99,5 em 2020. Esses reduções têm por ano base 1989, para países em desenvolvimento existe um prazo adicional de 10 anos, mas o o Brasil pretende não usar essa prorrogação; pois isso comprometeria as exportações de equipamentos para

frigorificação. Outra alternativa de fluído refrigerante são os HFCs, sem cloro e portanto inofensivos à camadas de ozônio; mas equipamentos operando com esse fluído estão em desenvolvimento.

4.3.2 LEGISLAÇÃO SOBRE CARGAS PERIGOSAS

A Legislação sobre o transporte de cargas perigosas, lei n° 90.044 de 15 de maio de 1988, classifica a amônia como fluído perigoso de ser transportado e impõe restrições ao seu transporte.

A mesma Legislação prevê o transporte de quantidades de produtos perigosos, sem a necessidade do atendimento das exigências legais. Para a amônia essas quantidade são:

- 300 kg para soluções com título superior a 35 %
- 250 kg para soluções com título entre 10 e 35 %

O sistema sugerido neste trabalho contém cerca de 40 kg de amônia para sistemas montados em semi reboque e cerca de 20 kg para caminhões, atendendo o limite legal, dispensando as providências especiais para transporte de cargas perigosas.

Não obstante a possibilidade legal, foram analisadas estatísticas sobre acidentes a fim de determinar a sua probabilidade. Segundo estatísticas da Corretora de Seguros Pancary, que detém cerca de 40 % do mercado de veículos do mercado de seguros de cargas, a probabilidade de ocorrência de acidentes a cada viagem é de cerca de 0,000513 %, sendo 8,29 % capotamentos, que é o tipo de acidente com maior potencial de danos à unidade e conseqüente vazamento de amônia. Isto implica que ocorrem cerca de 1 acidente a cada 2.351.409 viagens. Atualmente esse tipo de acidente não acarreta problema de intoxicação devido inexistência de toxicidade dos CFCs e HCFCs.

Como cada veículo realiza ao longo de seus 20 anos de vida cerca de 2000 viagens, estima-se que cerca de 1 em cada 118 caminhões se acidentarão ao longo de sua vida útil. Como existem no Brasil cerca de 8000 caminhões frigoríficos, calcula-se que 68 deles terão problemas com vazamentos, ao longo de sua vida o que implicará em cerca de 3,5 acidentes com vazamento de amônia ao ano. Apesar dessas estimativas não se pode chegar a conclusões definitivas sobre as conseqüências desses acidentes. Boa parte dos acidentes ocorrerem ao ar livre, o que favorece a dispersão dos vapores. Além disso podem ser adotados sistemas que tornem estanques partes do sistema evitando o vazamento de toda a amônia contida no sistema.

Para uma análise comparativa entre os sistemas deve-se considerar o potencial toxicológico e de geração de incêndios causados pelo vazamento do combustível empregado no motor de combustão interna que aciona o sistema de refrigeração por compressão a vapor. Segundo relato de diretores da corretora de seguros citada, a empresa não tem registros desse tipo de ocorrência; mas isso não elimina o potencial de risco existente.

4.4 QUALIDADE DO PRODUTO TRANSPORTADO

O sistema de refrigeração por absorção tende a melhorar a qualidade do produto transportado. Essa tendência se deve a diminuição de custos de manutenção e operação podendo popularizar o sistema, incluindo seu emprego ao transporte de produtos hoje pouco refrigerados como frutas. O silêncio do sistema evitará o desligamento por parte do motorista em seu período de descanso, mantendo a temperatura da carga constante.

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA
USP 96
25/3/
SECRETARIA

4.4.1 INFLUÊNCIA DO CUSTO DA REFRIGERAÇÃO DO FRETE NO CUSTO TOTAL DO PRODUTO

Atualmente a influência do combustível no custo final do produto é desprezível. Considerando-se a carga de 15.000 kg e o gasto diário com gasolina de US$ 14,52 termos o custo de transporte de carga US$ 0,001/kg·dia de viagem. Essa tecnologia não causará redução substancial de preço ao consumidor, devido à baixa influência do preço do combustível para frigorificação. O custo do combustível é mais significativo, pois um cavalo mecânico consumindo 0,3 l/km de óleo diesel gasta em uma viagem de 1.200 km cerca

de 360 l de óleo diesel, contra 28,8 l de óleo diesel consumido para frigorificação.

Deve ser ressaltada a diferença entre preço e custo. MARTINS (1991) define custo como o total de desembolsos necessários para se produzir um produto ou serviço, enquanto preço como o valor que o mercado está disposto a pagar por esse bem. A única relação entre os dois é que geralmente o custo não pode ser superior ao preço por períodos longos.

4.4.2 FALHAS DA UNIDADE POR UTILIZAÇÃO INADEQUADA

Segundo relato de frotista é comum a unidade de refrigeração por compressão a vapor apresentar falhas de operação devido ao uso indevido ou mesmo sabotagem.

Como exemplo de uso indevido tem-se o desligamento da unidade durante o repouso do motorista no período de anterior ao carregamento do veículo ou paradas durante o percurso, quando é necessário o resfriamento da carroceria para a mesma não ceder calor ao alimento. Esse desligamento é feito com relativa freqüência devido ao ruído emitido pelo motor de combustão interna, elemento inexistente no sistema de refrigeração por absorção.

Exemplo de sabotagem seria a falha da unidade provocada por ação do condutor. Os frotistas queixam-se de que boa parte das falhas, notadamente ruptura de correias, ocorrem próximos a pontos que oferecem opções de entretenimento ao motorista. Para evitar esse fato, bem como outros problemas como a ingestão de bebidas alcoólicas e condução perigosa do veículo alguns frotistas tem por norma incentivar e custear a viagem da família de motorista junto com ele.

5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

5.1 CONCLUSÕES.

As análise feitas neste trabalho levam às seguintes conclusões:

1 - O menor rendimento do motor de combustão interna torna interessante o estudo de alternativas à sua utilização.

2 - O uso da energia do motor do cavalo mecânico apresenta como inconveniente em caso de pane do motor, tornando necessária a existência de uma rede de apoio ao veículo quebrado ou um sistema de "back-up", sendo seu uso recomendado principalmente para uso urbano.

3 - O sistema de refrigeração por absorção traz as seguintes vantagens:

- Menor custo inicial
- Menor custo de combustível (usado somente como "back-up")
- Melhoria do rendimento global do conjunto
- Possibilidade de "back-up" silencioso

4 - O sistema de refrigeração por absorção traz as seguintes desvantagens:

- Riscos associados ao uso da amônia (toxicidade, corrosão e inflamabilidade)
- Eventual perda da intercambiabilidade entre cavalo mecânico de semi-reboque.

5 - Embora essa tecnologia não afete diretamente o preço final ao consumidor, causa um aumento de eficiência ao frotista, tornado-o mais competitivo. Além disso pode expandir o uso da refrigeração para cargas hoje não refrigeradas, diminuindo as perdas de alimentos por más condições de transporte, beneficiando diretamente o consumidor final de produtos que necessitam de frio para sua conservação.

5.2 RECOMENDAÇÕES

Para continuidade e aperfeiçoamento deste estudo é recomendável:

1 - Construção de um protótipo do veículo refrigerado por ciclos de absorção, para Verificação experimental de sua viabilidade.

2 - Elaboração de estatísticas sobre a frota de caminhões, discriminados por tipo de carroceria.

3 - Elaboração de programa com consulta automática de tabelas termodinâmicas, com destinação para dimensionamento de sistemas frigoríficos.

4 - Verificação da operação máquina por absorção buscando subsídios para melhoria dos cálculos da vazão de licor forte e fraco pelo programa.

5 - Estudo do potencial de conservação de energia com o uso de tecnologias para conservação de alimentos de forma independente do frio.

BIBLIOGRAFIA

ALUMINIUN LIMITED SALES INC., "MANUAL DEL ALUMINIO", New York, 1962

Desrosier, Norman W, "Conservacion de alimentos", The AVI Publishing Company, INC., Westport, Connecticut, USA, 1963.

HIRSCH, Sonia, "Pequeno guia dos alimentos", Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1993

Jabardo, José Maria Saiz, "Amônia em sistema frigoríficos", in Revista ABRAVA, n° 137, pp 17-32, São Paulo, SP, Brasil, 1994.

Kirk and othomer, "Enciclopedia of chemical technology", JWS, USA

Kreith, Frank, "Princípios da transmissão do calor", Editora Edgard Blücher Ltda., São Paulo, SP, Brasil, 1973.

Maia, Luís Otávio Aleotti, "Ciclo frigorífico por absorção água-amônia utilizando energia solar não concentrada", COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1986.

Martins, Eliseu, "Contabilidade de custos", Editora Atlas, São Paulo, SP, Brasil, 1990.

Medeiros, Barroso leite de, "Estudo experimental de uma máquina à absorção água-amônia para refrigeração de baixa potência operando com energias elétrica e solar", Tese de doutorado, Escola de Engenharia de São Carlos/USP, São Carlos, SP, Brasil, 1981.

MINISTÉRIO DE INFRA-ESTRUTURA, "Balanço Energético Nacional", Brasília, DF, Brasil, 1991.

Neves F°, Lincoln de Camargo, "Resfriamento, congelamento e estocagem de alimento", Instituto Brasileiro do Frio, São Paulo, SP, Brasil, 1991

Ornelas, Liesolotte Hoeschi "A alimentação atravéz dos tempos" UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil, 1978

Perry, Robert H., "Perry's chemical engineers' handbook", McGraw-Hill International Editions, 1984

Riedel, Guenther, "Controle sanitário dos alimentos"; Edições Loyola; São Paulo - SP; 1987

SABROE - Amônia - O refrigerante do futuro - Palestras de divilgação - São Paulo - 1993

Santos, Antônio Moreira dos, "Aproveitamento de energia rejeitada em máquinas térmicas para a produção de frio através de sistemas de absorção", dissertação de mestrado, Escola de Engenharia de São Carlos/USP, São Carlos, SP, Brasil, 1980.

Schiel, Frederico, "Introdução a resistência dos materiais", Editora Harper & Row do Brasil LTDA., São Paulo, 1984.

Silva, Remí Benedito, "Instalações frigoríficas", Grêmio Politécnico, São Paulo, SP, Brasil, 1960

Sresnewsky, Svetlana Francisca Galvão Bueno, "Estudos de ciclos de refrigeração por absorção quanto a sua aplicação e fonte energética", Escola Politécnica/USP, São Paulo, SP, 1983.

Trevisan, W, "Manual termo-técnico", Instituto Brasileiro de edições científicas, São Paulo, SP, 1980.

Woolrich, W.R., "Handbook of refrigerating engineering", Vol. 1, The AVI Publishing Company, INC., Westport, Connecticut, USA, 1965.

BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA:

A. Henatsch, S.M., "Use of exausth gases for generation of cold transport storage" in Long distance refrigerated transport: land and sea pp. 135, Institute International of Refrigeration, Paris, 1982

Akerman, J. R., "Automotive Air conditioning systems with absortion refrgeration", SAE, paper n° 710037/69

AMERICAN SOCIETY OF HETING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING, "ASHRAE handbook", Atalnta, EUA, 1993

AMERICAN SOCIETY OF HETING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING, "Refrigeration systens and Applications", Atalnta, EUA, 1990

Dossat, J. D., "Princípios de refrigeração", Hemus Editora LTDA., São Paulo.

Institute International of Refrigeration, "Solar energy for refrigeration and air conditioning", Paris, 1982

Van Wilen, G. J.; Sonntag, R.E. "Fundamentos da termodinâmica clássica", Ed. Edgard Blücher LTDA, São Paulo, 1976

Vicent Mei, P. E. "A truck exhaust gas-operated absortion refrigeration system" ASHAE, paper n°2531/1975

ANEXO 1 - Listagem do programa para dimensionamento do sistema

REM a -=> Coef. de filme global interno (sub 420)

REM areai (i) -=> Superf¡cie de troca de calor em um trocador (sub 350/800)

REM b -=> Coef. de transmissao de um tubo (sub 420)

REM c -=> Coef. de filme global externo (sub 420)

REM calor (i) -=> Calor trocado em um trocador (Kw)

REM compi (i) -=> Comprimento da tubulação de um trocador

REM deltati -=> Diferença média logar¡tmica (sub 300)

REM densarb -=> Densidade do ar (sub 400)

REM discond* -=> Dissipação da fase líquida no condensador (sub 110)

REM disgerb -=> Calor fornecido ao gerador

REM disretif* -=> Dissipação da fase vapor no retificador (sub 110)

REM dinttub* -=> Diâmetro interno do tubo de um trocador (sub 400/410)

REM dexttub* -=> Diâmetro externo do tubo de um trocador (sub 400/410)

REM dtescapei -=> Resfriamento do g s de escape

REM dttroclici -=> Diferença de temperatura no trocador de licores (cálculo de t(7))

REM dtrefi -=> Aquecimento permitido ao fluido refrigerante do trocador

REM dmedi -=> Diâmetro médio de um tubo

REM element$ -=> Componente do sistema em an lise

REM f -=> Fator de correção para trocador de fluxo cruzado (sub 300)

REM G -=> Vazão de ar em massa em um trocador (sub 400)

REM haf -=> Entalpia do gás de escape na saída do gerador

REM haq -=> Entalpia do gás de escape na entrada do gerador

REM harb -=> Coeficiente de película externo em um tubo (sub 400/420)

REM hliqb -=> Coeficiente de película interno em um tubo (sub 410/420)

REM h*(i) -=> Entalpia de vapor no ponto "i"

REM i -=>

REM kacob -=> Condutividade térmica do aço (sub 420)

REM karb -=> Condutividade térmica do ar (sub 400)

REM ki -=> Coeficiente global de transferência de calor (sub 350)

REM massai e(i)-=> Massa da tubulação de um trocador

REM p -=> Fator de correção para trocador de fluxo cruzado (sub 300)

REM pa* -=> Pressão alta (sub 100)

REM pb* -=> Pressão baixa (sub 100)

REM ponto$ -=> Ponto no qual serao levantados dados

REM potfrig* -=> Potência frigorífica do sistema (sub 100)

REM q* -=> Calor trocado em um trocador (sub 350)

REM qabsb -=> Calor trocado no absorvedor

REM r -=> Fator de correção para trocador de fluxo cruzado (sub 300)

REM secmini -=> Diâmetro mínimo da tubulação avaliado por velocidade do fluido

REM secmaxi -=> Diâmetro máximo da tubulação avaliado por velocidade do fluído

REM t*(i) -=> Temperatura no ponto "i"

REM ta -=> Valor para calculo do deltati (sub 300)

REM ta1 -=> Valor para calculo do deltati (sub 300)

REM tamb* -=> Temperatura ambiente (sub 100)

REM tb -=> Valor para cálculo do deltati (sub 300)

REM tb1 -=> Valor para cálculo do deltati (sub 300)

REM tcarga* -=> Temperatura da carga (sub 100)

REM tescapei -=> Temperatura do gás de escape

REM tipo -=> Tipo de trocador (oposto, paralelo ou cruzado)

REM titfort -=> T¡tulo da solução forte

REM titfrac -=> T¡tulo da solução fraca

REM trabbomb* -=> Trabalho na bomba

REM transftroc*-=> Transferência de calor no trocador de licores

REM trocok -=> Questiona sobre o emprego ou não de trocador de licores

REM uso -=> Finalidade do programa

REM vazaoi -=> Vazão no trocador calculado

REM vazar* -=> Vazão de gás de escape no gerador

REM vazevap* -=> Vazão no evaporador, condensador e válvula de expansão (sub 100)

REM vazfort -=> Vazão do licor forte no trocador e bomba

REM vazfrac* -=> Vazão do licor fraco

REM velar* -=> Velocidade do ar em um trocador (sub 400)

REM viscdinb -=> Viscosidade dinâmica de um fluído (sub 400)

REM volliqi -=> Volume de líquido em um trocador

REM voltuboi -=> Volume externo da tubulação de um trocador

REM w -=> Variável para liberação de continuação

REM z -=> Variável contadora para espaçamento e interrupçãoo

REM **********

```
CLS
GOSUB 10
CLS
PRINT "Qual o emprego desse programa:"
PRINT : PRINT
PRINT "1 - Sistema de refrigeração"
PRINT
PRINT "2 - Trocador de calor"
PRINT
INPUT "3 - Sistema de refrigeração completo "; uso
LPRINT "uso .......................-=> "; uso
CLS
IF uso = 2 THEN
   GOSUB 900
END IF
GOSUB 100
IF uso = 1 THEN
      REM dimensionamento termodinâmico do evaporador
   ELSE
      GOSUB 200
      REM dimensionamento construtivo do evaporador
END IF
GOSUB 110
IF uso = 1 THEN
      REM dimensionamento termodinâmico do condensador /
evaporador
   ELSE
      GOSUB 210
```

```
        REM dimensionamento construtivo do retificador
        GOSUB 215
        REM dimensionamento construtivo do condensador
END IF
GOSUB 130
GOSUB 135
IF uso = 1 THEN
        REM dimensionamento termodinâmico do absorvedor
    ELSE
        GOSUB 230
        REM dimensionamento construtivo do absorvedor
END IF
GOSUB 140
REM calculo do trabalho da bomba
INPUT "Ser  empregado trocador de calor (s/n)"; sn$
LPRINT "Trocador de calor ........-=> "; sn$
IF sn$ = "s" THEN
    GOSUB 150
    IF uso = 1 THEN
        REM  dimensionamento  termodinâmico  do  trocador  de
calor
        ELSE
        GOSUB 250
        REM calculo construtivo do trocador
        END IF
    ELSE
        GOSUB 155
        REM acerto das entalpias
```

```
END IF
GOSUB 160
IF uso = 1 THEN
      REM dimensionamento termodinâmico do gerador
   ELSE
      GOSUB 260
      REM dimensionamento construtivo do gerador
END IF
CLS
INPUT "Você deseja imprimir o relatório (S/N)"; sn$
LPRINT "Impressao de relatório.....-=> "; sn$
IF sn$ = "s" THEN
   GOSUB 850
   IF uso = 3 THEN
      GOSUB 860
   END IF
END IF
GOSUB 10
CLS
END
```

```
10 FOR z = 1 TO 3
      PRINT
   NEXT z
   PRINT "          U N I V E R S I D A D E   D E   S Ã O
P A U L O"
   FOR z = 1 TO 5
      PRINT
   NEXT z
   PRINT "  I N S T I T U T O   D E   E L E T R O T É C N I
C A   E   E N E R G I A"
   FOR z = 1 TO 5
      PRINT
   NEXT z
   PRINT "                    DIMENSIONAMENTO DE SISTEMAS
FRIGORÍFICOS POR ABSORÇÃO"
   PRINT : PRINT "                          COM SOLUÇÃO ÁGUA
AMÔNIA"
   FOR z = 1 TO 3
      PRINT
   NEXT z
   PRINT "                        Ari Ferreira de Abreu -
1994"
   FOR z = 1 TO 3
      PRINT
   NEXT z
   INPUT "enter continua"; w
LPRINT "ENTER"
RETURN
```

```
100 REM cálculo da vazão no evaporador ********************
    REM  VARIÁVEIS DE  ENTRADA  potfrigi;  tambi;  tcargai;
    trockok; pbb; pbi; hb(2/9/10)
    REM  VARIÁVEIS DE SAÍDA  potfrigb; calor(1); qb; tambb;
    tcargab; ti(2/9/10)
    REM tb(2); hi(1/2/9); vazevapi; vazevapb; ti(1); tb(1);
    pbi; pai;
    INPUT "Entre com a potência frigorifica do sistema (kw)
    ", potfrigi
    LPRINT "Potencia frigorifica....kw.-=> "; potfrigi
    calor(1) = potfrigi
    potfrigb = potfrigi * 3412
    PRINT " -=> "; potfrigb; " BTU / h"
    PRINT : PRINT "- = - = - = - = - = - = - = - = - = - = -"
    PRINT : INPUT "Entre com a temperatura ambiente (°C) ";
    tambi
    LPRINT "Temperatura ambiente....°C..-=> "; tambi
    tambb = (tambi * 1.8) + 32
    PRINT " -=> "; tambb; " °C"
    PRINT : PRINT : PRINT "- - = - = - = - = - = - = - = "
    PRINT : INPUT "Entre com a temperatura da carga (°C) ";
    tcargai
    LPRINT "temp da carga..........°C...-=> "; tcargai
    tcargab = (tcargai * 1.8) + 32
    ti(2) = tcargai - 16
    REM remi silva recomenda entre 4.5 e 16 (pag. 225)
    tb(2) = (ti(2) * 1.8) + 32
    ti(1) = ti(2)
```

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA
USP
SECRETARIA
25/3/96

```
tb(1) = tb(2)
PRINT " -=> "; tb(2); " °F"
PRINT : PRINT : PRINT "- = - = - = - = - = - = - = - = - = "
trocok = 2
PRINT : PRINT : PRINT "Procure as tabelas de amônia
saturada"
PRINT : PRINT "no livro da AVI pg 42/45 entre com os
dados"
REM -=-=-=-
```

```
REM -=-=-=-
```

```
   PRINT : PRINT
RETURN
110  REM  dimensionamento  térmico  do  condensador  /
retificador
   PRINT :  PRINT : INPUT "Entre com a temperatura na saída
   do gerador"; ti(8)
   PRINT : PRINT
   LPRINT "temperatura pt 8........°C.. -=>"; ti(8)
   tb(8) = (ti(8) * 1.8) + 32
   REM -=-=-=-
```

```
   PRINT  : PRINT  : PRINT "Energia dissipada na mudança de
   fase "; discondi; " kw"
   PRINT  : PRINT  : PRINT "Dissipação total no conjunto
   retificador/condensador "; disretifi + discondi; " kw"
   PRINT : PRINT "- = - = - = - = - = - = - = - = - = - = - = "
RETURN
130 REM cálculo termodinâmico do absorvedor e trocadores de
licores
   REM coleta de dados relativos ao absorvedor
19 IF trocok = 1 THEN
      PRINT  : INPUT  "Qual o resfriamento da solução fraca
      no trocador (°C) "; dttroclici
      LPRINT "Resfriamento trocador ..°C.-=> "; dttroclici
      PRINT : PRINT
      ELSE
      IF trocok = 2 THEN
      dttroclici = 0
      ELSE
      PRINT "Você digitou o número incorreto": PRINT
      GOTO 19
      END IF
   END IF
   ti(6) = ti(8) - 20
   ti(7) = ti(6) - dttroclici
   REM segundo SRENEWSKY
   tb(6) = (ti(6) * 1.8) + 32
   tb(7) = (ti(7) * 1.8) + 32
   REM -=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=-=
```

```
PRINT  : PRINT  : PRINT  "Consulte  a  tabela de solução
água-amônia"
PRINT  : PRINT : PRINT "Procure a linha correspondente a
pressão "; pbb; " PSI"
PRINT  : PRINT "Ache a coluna correspondente a "; tb(7);
" °F"
PRINT  : INPUT "Entre com o título para líquido saturado
(PU) "; titfrac
LPRINT "Titulo fraco...............-=> "; titfrac
PRINT : INPUT "Entre com a entalpia (BTU/lb) "; hb(7)
LPRINT "Entalpia pt 7......BTU/lb..-=> "; hb(7)
hi(7) = hb(7) * 2.3265
IF trocok = 2 THEN
     hi(6) = hi(7)
     hb(6) = hb(7)
END IF
PRINT " -=> "; hi(7); " kj/kg"
REM -=-=-=-
```

```
    PRINT : INPUT "Entre com o título para líquido saturado
    (PU) "; titfort
    LPRINT "Título forte...............-=> "; titfort
    IF titifrac > titfort THEN
         PRINT "valor do titulo incorreto"
         FOR i = 1 TO 500
            BEEP
         NEXT i
    END IF
    PRINT : INPUT "Entre com a entalpia (BTU/lb) "; hb(3)
    LPRINT "Entalpia pt 3......BTU/lb..-=> "; hb(3)
    hi(3) = hb(3) * 2.3265
    PRINT " -=> "; hi(3); " kj/kg"
    PRINT : PRINT
RETURN
135 REM Cálculo termodinâmico do absorvedor
    vazfracb = ((1 - titfort) / (titfort - titfrac)) *
    vazevapb
    vazfraci = vazfracb * .4535
    vazfortb = vazfracb + vazevapb
    vazforti = vazfortb * .4535
    PRINT "A vazão do licor fraco de "; vazfraci; " kg/h"
    PRINT : PRINT : PRINT "A vazão do licor forte de ";
    vazforti; " kg/h"
    qabsb = vazevapb * hb(2) + vazfracb * hb(7) - vazfortb *
    hb(3)
    calor(4) = qabsb * .000293
    PRINT : PRINT : PRINT "O calor rejeitado no absorvedor
```

```
    vale "; qabsb; " BTU"
    PRINT : INPUT "enter continua"; w
    LPRINT "ENTER"
    PRINT : PRINT "- = - = - = - = - = - = - = - = - = - = - = "
RETURN
140 REM Cálculo do trabalho da bomba
    ti(4) = ti(3)
    tb(4) = tb(3)
    REM sendo densidade .75; g=10
    trabbombi  =  ((( pai - pbi) / 1000) + 30) * (vazforti /
    3600) * .75
    REM densidade = .75       gh = 30
    trabbombb = trabbombi * 3.412
    PRINT  : PRINT  : PRINT : PRINT "A potência desenvolvida
    pela bomba é de "; trabbombi; " w"
    hb(4) = hb(3) + (trabbombb / vazfortb)
    IF trocok = 2 THEN
         hb(5) = hb(4)
         hi(5) = hi(4)
    END IF
    PRINT  :  PRINT  "A entalpia no ponto 4 vale "; hb(4); "
    Btu/lb"
    hi(4) = hb(4) * 2.3265
    PRINT : PRINT "- = - = - = - = - = - = - = - = - = - = - = "
RETURN
150 REM cálculo termodinâmico do trocador propriamente dito
    PRINT "Procure na tabela de solução água-amômia a
    pressão "; pab; " PSI"
```

```
    PRINT : PRINT : PRINT "Procure a temperatura que
    correspondente ao t¡tulo para l¡quido "; titfort; " %"
    ti(5) = ti(4) + dttroclici
    tb(5) = (ti(5) * 1.8) + 32
    PRINT : PRINT : INPUT " Entre com a entalpia
    correspondente (BTU/lb) "; hb(5)
    LPRINT "Entalpia pt 5 .....BTU/lb..-=> "; hb(5)
    hi(5) = hb(5) * 2.3265
    PRINT " -=> "; hb(5); " kj/kg"
    transftrocb = (hb(7) - hb(6)) / vazfracb
    calor(5) = tranftrocb * .000293
    transftroci = transftrocb * 1.055
RETURN
155  REM caso nao seja empregado o trocador de calor entre
licores
    hb(5) = hb(4)
    hi(5) = hi(4)
    ti(5) = ti(4)
    tb(5) = tb(4)
RETURN
160 REM C lculo termodinâmico do gerador
    disgerb = - vazfortb * hb(5) + vazfracb * hb(6) +
    vazevapb * hb(8)
    calor(6) = disgerb * .000293
    PRINT : PRINT : PRINT "No gerador são trocados";
    calor(6); " kw"
    PRINT : PRINT : PRINT "- = - = - = - = - = - = - = - = "
    PRINT : PRINT : PRINT "Para pressão atmosférica entre
```

```
    com a entalpia do ar a temperatura na entrada "
    INPUT "do trocador (BTU/lb) "; haq
    LPRINT "Entap ar entrada ..BTU/lb..-=> "; haq
    PRINT  :  PRINT  "Para  pressão  atmosférica entre com a
    entalpia do ar a temperatura na sa¡da "
    INPUT "do trocador (BTU/lb) "; haf
    LPRINT "Entap ar saida.....BTU/lb..-=> "; haf
    vazarb = disgerb / (haq - haf)
    PRINT  : PRINT "a vazao de ar necess ria ser  "; vazarb;
    " lb/h"
    PRINT
    INPUT "Enter continua"; w
    LPRINT "ENTER"
    CLS
RETURN
```

```
200 deltati = tcargai - ti(1)
    element$ = "do evaporador"
    PRINT : PRINT : PRINT "Qual o Diâmetro externo do ";
    element$; " (mm)"
    INPUT dexttubi
    LPRINT "D. ext. evap.........mm...-=>"; dexttubi
    PRINT : PRINT : INPUT "Qual o Diâmetro do interno (mm)";
    dinttubi
    LPRINT "D. int. evap.........mm...-=>"; dinttubi
    REM ki conforme costa e deltati capitulo 12 do Remi para
    tubo liso
    ki = (2.8 * (deltati / dexttubi) ^ .25) * 1.163
    qb = potfrigb
    GOSUB 350
    k = 1
    U(k) = ki
    deltati(k) = deltati
    GOSUB 800
RETURN
210 REM inicio do dimensionamento construtivo do
retificador
    ta1i = ti(8)
    tb1i = ti(9)
    tai = tambi
    INPUT "Qual o aquecimento permitido para o ar (°C) ";
    dtrefi
    LPRINT "Aquec ar retif.........°C...-=> "; dtrefi
    tbi = tambi + dtrefi
```

```
    tipo = 3
    GOSUB 300
    element$ = "do retificador"
    PRINT  :  PRINT  :  PRINT "Qual o Diâmetro externo do ";
    element$; " (mm)"
    INPUT dexttubi
    LPRINT "D ext. retif .........mm...-=>"; dexttubi
    PRINT : PRINT : INPUT "Qual o Diâmetro do interno (mm)";
    dinttubi
    LPRINT "D int. retif .........mm...-=>"; dinttubi
    qb = disretifb
    ki = 16 * 1.163
    REM conforme pg 189 do Remi para condensadores
    GOSUB 350
    k = 2
    U(k) = ki
    deltati(k) = deltati
    GOSUB 800
RETURN
215 PRINT "- = - = - = - = - = - = - = - = - = - = - = - = - =="
   REM construtivo do condensador
      GOTO 38
      ta1i = ti(9)
      tb1i = ti(9)
      tai = tambi
      tbi = tambi + dtrefi
38 REM
   deltati = ti(9) - tambi
```

```
    tipo = 3
    element$ = "do condensador"
    PRINT  :  PRINT  :  PRINT "Qual o Diâmetro externo do ";
    element$; " (mm)"
    INPUT dexttubi
    LPRINT "D ext. cond ..........mm...-=>"; dexttubi
    PRINT : PRINT : INPUT "Qual o Diâmetro do interno (mm)";
    dinttubi
    LPRINT "D int. cond..........mm...-=>"; dinttubi
    qb = discondb
    t = tb(9)
    Vazao = vazevapb
    GOSUB 400: GOSUB 410: GOSUB 420
    GOSUB 350
    k = 3
    U(k) = ki
    deltati(k) = deltati
    GOSUB 800
RETURN
230 REM dimensionamento construtivo do absorvedor
    ta1i = ti(7)
    tb1i = ti(3)
    tai = tambi
    tbi = tambi + 15
    REM Por recomendação de Benedito Remi Silva
    tipo = 3
    GOSUB 300
    element$ = "do absorvedor"
```

```
    PRINT  :  PRINT  :  PRINT "Qual o Diâmetro externo do ";
    element$; " (mm)"
    INPUT dexttubi
    LPRINT "D int. absorv.........mm...-=>"; dexttubi
    PRINT : PRINT : INPUT "Qual o Diâmetro do interno (mm)";
    dinttubi
    LPRINT "D int. absorv.........mm...-=>"; dinttubi
    qb = qabsb
    t = tambb - (deltati * 1.8 + 32)
    Vazao = vazfortb
    GOSUB 400: GOSUB 410: GOSUB 420
    GOSUB 350
    k = 4
    U(k) = ki
    deltati(k) = deltati
    GOSUB 800
RETURN
250 REM Cálculo executivo do trocador de calor propriamente
dito
      tai = ti(6)
      tbi = ti(7)
      ta1i = ti(4)
      tb1i = ti(5)
      tipo = 2
      GOSUB 300
      PRINT  : PRINT : PRINT "Qual o Diâmetro externo do ";
      element$; " (mm)"
      INPUT dexttubi
```

```
    LPRINT "D ext"; element$; ".mm..-=> "; dexttubi
    PRINT : PRINT : INPUT "Qual o Diâmetro do interno
   (mm)"; dinttubi
    LPRINT "D int"; element$; ".mm..-=> "; dinttubi
    qb = tranftrocb
    ki = 300
    REM conforme pag 34 do Remi para tubo duplo
    GOSUB 350
    element$ = "do trocador de calor"
    GOSUB 850
RETURN
260 REM dimensionamento construtivo do gerador
   tai = ti(5)
   tbi = ti(8)
47 INPUT "Qual a temperatura do gás de escape (°C) ";
   tescapei
   LPRINT "Temp do escape.........°C...-=> "; tescapei
   ta1i = tescapei
   PRINT : INPUT "Qual o resfriamento esperado do gás de
   escape (°C) "; dtescapei
   LPRINT "Resfriamento do escape °C...-=> "; dtescapei
   PRINT
   tb1i = tescapei - dtescapei
   IF tb1i < ti(8) THEN
      LPRINT
      FOR Q = 1 TO 5
      BEEP
      NEXT Q
```

```
        LPRINT " temperatura mínima insuficiente DIGITE
        NOVAMENTE"
        LPRINT
        GOTO 47
    END IF
    tipo = 1
    GOSUB 300
    element$ = "do gerador"
    PRINT : PRINT : PRINT "Qual o diâmetro externo do ";
    element$; " (mm)"
    INPUT dexttubi
    LPRINT "D ext. gerador........mm...-=> "; dexttubi
    PRINT : PRINT : INPUT "Qual o Diâmetro do interno (mm)";
    dinttubi
    LPRINT "D int. gerador........mm...-=> "; dinttubi
    qb = disgerb
    t = (tb(5) + tb(8)) / 2
    Vazao = vazfortb
    GOSUB 400: GOSUB 410: GOSUB 420
    GOSUB 350
    k = 6
    U(k) = ki
    deltati(k) = deltati
    GOSUB 800
RETURN
```

```
300 REM Cálculo do delta T médio
    REM DADOS DE ENTRADA:     tipo;  tai;  tbi;  ta1i;  tb1i
    REM entradas eventuais:   p;     r;    f
    REM DADOS DE SAÍDA:       deltati
REM o tipo de trocador   1 - Paralelo   2 - Oposto   3 -
Cruzados var = tipo
IF tipo = 1 THEN
   deltati = ((ta1i - tai) - (tb1i - tbi)) / LOG((ta1i -
tai) / (tb1i - tbi))
   ELSE
   deltati = ((ta1i - tbi) - (tb1i - tai) / LOG((ta1i -
tbi) / (tb1i - tai)))
      IF tipo = 2 THEN
      REM Delta t médio não precisa de fator de correção
      ELSE
      IF tipo = 3 THEN
         IF tai = tbi THEN
            REM não existe delta neste caso
            ELSE
            PRINT : PRINT "- = - = - = - = - = - = - = - =="
            P = (tbi - tai) / (ta1i - tai)
            R = (ta1i - tb1i) / (tbi - tai)
            PRINT "p = "; P; "        r = "; R
            PRINT  : INPUT "Para os valores acima entre com
            ° F (pg 170 Silva Teles) "; f
            LPRINT "F.......................-=>"; f
            deltati = deltati * f
         END IF
```

```
        ELSE
        END IF
    END IF
END IF
RETURN
350 REM cálculo dos trocadores de calor e impressão dos
resultados
    REM VARIÁVEIS DE ENTRADA
    REM deltati;  qb;  Ki;  dinttubi;  dexttubi
    REM VARIÁVEIS DE SAÍDA: qi; areai; dmedi; compi; massai,
    voltuboi; voliqi
    PRINT : PRINT : PRINT "                    DIMENSIONAMENTO DO
    TROCADOR"
    PRINT  : PRINT :  PRINT "A temperatura média logaritmica
    corresponde a "; deltati
    qi = qb * .293
    REM cálculo da área
    areai = qi / (ki * deltati)
    PRINT  :  PRINT  :  PRINT  "Área  de troca de calor = ";
    areai; "m2"
    dmedi = (dinttubi + dexttubi) / 2
    compi = areai / (2 * 3.14 * (dmedi / 2000))
    PRINT  : PRINT " serao necessários "; compi; " metros de
    tubo"
    PRINT : PRINT : PRINT
    REM densidade do aço estimada em 7.9 kg/l
    massai = (3.14 * (((dexttubi / 2000) ^ 2) - ((dinttubi /
    2000) ^ 2))) * (compi) * 7900
```

```
    voltuboi  =  (3.14  * ((dexttubi / 2000) ^ 2) * compi) *
    1000
    volliqi  =  (3.14  *  ((dinttubi / 2000) ^ 2) * compi) *
    1000
RETURN
```

```
400 REM cálculo de h para ar resfriando tubos
perpendicularmente sist brit
   dexttubpes = dexttubi * 3.28 ^ -3
   viscdinb = .046
   REM viscosidade dinâmica do ar (mi) pg 83 Silva Telles
sist brit 35 °C
   densarb = .071
   REM densidade do ar (ro) pg 83 Silva Telles Sist brit 35
   °C
   karb = .0158
   REM  condutividade térmica do ar pg 83 Silva Telles Sist
   brit 35 °C
   REM Para outras temp alterar viscsdinb, densarb e karb
   PRINT : PRINT : INPUT "velocidade do ar (km/h)"; velari
   LPRINT "velocidade do ar ....Km/h..-=> "; velari
   velarb = 3281 * velari
   G = velarb * densarb
   harb = ((G * dexttubpes / viscdinb) ^ .6) * .24 * karb /
   dexttubpes
RETURN
410 REM cálculo de h para água em tubos
    REM usado por simplicidade e falta de dados
    REM importar a temperatura do fluido para variável t
    REM importar a Vazão (sist brit) para variável vazaob
    dinttubpes = dinttubi * 3.28 ^ -3
    hliqb  = .0134 * (t + 100) * (Vazao * 6.25 ^ -2 / (.785
    * dinttubpes ^ 2) ^ .8) / (dinttubpes ^ .2)
RETURN
```

```
420 REM coeficiente global de tranaf de calor pela área
interna
    kacob = 8.805
    a = 1 / hliqb
    B = ((dinttubpes / 2) * (LOG(dexttubpes / dinttubpes)))
    / kacob
    c = dinttubpes / (dexttubpes * harb)
    kb = 1 / (a + B + c)
    ki = kb * 4.886 * 1.163
    RETURN
```

```
800 REM resultados do dimensionamento de trocadores de
    calor
    PRINT "A área de troca "; element$; " , "; areai; " m2"
    areai(k) = areai
    PRINT : PRINT : PRINT "Serão necessários "; compi; "
    metros de tubo"
    compi(k) = compi
    PRINT : PRINT : PRINT "O volume da tubulação é de ";
    voltuboi; " litros"
    voltuboi(k) = voltuboi
    PRINT : PRINT : PRINT "O volume do interior da tubulação
    é de "; volliqi; " litros"
    volliqi(k) = volliqi
    PRINT : PRINT : PRINT "A massa "; element$; " é de ";
    massai; " kg"
    massai(k) = massai
    PRINT : INPUT "enter continua"; w
    LPRINT "ENTER"
    PRINT : PRINT "- = - = - = - = - = - = -  = - = - = - ="
    CLS
RETURN
850 REM impressão do relatório final
    element$(1) = "evaporador"
    element$(2) = "retificador"
    element$(3) = "condensador"
    element$(4) = "absorvedor"
    element$(5) = "trocador de calor"
    element$(6) = "gerador"
```

```
element$(7) = "bomba"
CLS
FOR z = 1 TO 10
   PRINT
NEXT z
PRINT "                    I M P R E S S Ã O   D E   R E L
A T Ó R I O"
FOR z = 1 TO 6
   BEEP
NEXT z
PRINT : PRINT : PRINT
PRINT "                     V E R I F I Q U E   A   I M P
R E S S O R A"
FOR z = 1 TO 12
   BEEP
NEXT z
INPUT "enter continua"; w
LPRINT "ENTER"
voltubo = 0
volliq = 0
massa = 0
LPRINT "      P  R  O  B  L  E  M  A      P  R
O  P  O  S  T  O"
LPRINT : LPRINT "Capacidade de frigorificação ";
potfrigi; " kW"
LPRINT "Temperatura da carga . . . . "; tcargai; " °C"
LPRINT "Temperatura ambiente . . . . "; tambi; " °C"
LPRINT : LPRINT
```

```
LPRINT "  R E S U L T A D O S   I N T E
R M E D I A R I O S"
LPRINT : LPRINT "Pressao: alta  "; pai; " KPa"
LPRINT "          baixa "; pbi; " KPa"
LPRINT  :  LPRINT  "Vazão : no evaporador "; vazevapi; "
Kg/h"
LPRINT  "          licor  forte    "; vazforti;  " Kg/h -
Título: licor forte "; titfort
LPRINT  "          licor fraco    "; vazfraci;  "  Kg/h
licor fraco "; titfrac
LPRINT : LPRINT
ponto$(1)  =  "Saída  da válvula de expansão; entrada do
evaporador"
ponto$(2) = "Saída do evaporador; entrada do absorvedor"
ponto$(3) = "Saída do absorvedor; entrada da bomba"
ponto$(4)  =  "Saída  da  bomba;  entrada do trocador de
calor"
ponto$(5)  =  "Saída  do  trocador  de calor; entrada do
gerador"
ponto$(6)  =  "Saída  do gerador; entrada do trocador de
calor"
ponto$(7)  =  "Saída  do  trocador  de calor; entrada do
absorvedor"
ponto$(8) = "Saída do gerador; entrada do retificador"
ponto$(9)  =  "Saída  do  retificador;  entrada  do
condensador"
ponto$(10)  =  "Saída do condensador; entrada da válvula
de expansão"
```

```
IF uso = 1 THEN
   LPRINT : LPRINT : LPRINT "T R O C A S   D E   C A L O
   R "
   LPRINT : LPRINT
   FOR i = 1 TO 6
   LPRINT "calor trocado no "; element$(i); " = ";
   calor(i); " kw"
   NEXT i
   LPRINT "vazão necessária de gás de escape "; vazarb;
   " lb/h"
END IF
LPRINT "    R E S U L T A D O S   T E R M
O D I N Â M I C O S"
LPRINT
FOR i = 1 TO 10
   LPRINT "Dados do ponto "; i; "   "; ponto$(i)
   LPRINT "    Entalpia = "; hi(i); " kJ/kg   ou ";
   hb(i); " BTU/lb"
   LPRINT "    Temperatura = "; ti(i); " °C   ou ";
   tb(i); " °F"
   LPRINT
NEXT i
LPRINT : LPRINT
RETURN
860 LPRINT "    R E S U L T A D O S   C O N
S T R U T I V O S"
LPRINT : LPRINT
FOR i = 1 TO 6
```

```
IF i = 5 THEN
IF trocok = 2 THEN
      LPRINT "Sistema sem trocador de calor entre
licores"
   LPRINT : LPRINT
ELSE
   LPRINT "Dados referentes ao "; element$(i)
   LPRINT "     Troca de calor = "; calor(i); " kw"
   LPRINT  "     Área de troca de calor "; areai(i);
   " metros quadrados"
   LPRINT   "        Comprimento da tubulação = ";
   compi(i); " metros"
  LPRINT "     Volume da tubulação = "; voltuboi(i);
  " litros"
   voltubo = voltubo + voltuboi(i)
   LPRINT "     Volume de liquido no "; element$(i);
   " = "; volliqi(i); " litros"
   volliq = volliq + volliqi(i)
   LPRINT "     Massa = "; massai(i); " kg"
   LPRINT : LPRINT
   massa = massa + massai(i)
END IF
ELSE
LPRINT "Dados referentes ao "; element$(i); "  U= ";
U(i); " W/h°C"; "   Dt= "; deltati(i); "°C"
LPRINT  : LPRINT "     Troca de calor = "; calor(i);
" kw"
LPRINT   "     Área de troca de calor "; areai(i); "
```

```
        metros quadrados"
        LPRINT "      Comprimento da tubulação = "; compi(i);
        " metros"
        LPRINT "      Volume da tubulação = "; voltuboi(i); "
        litros"
        voltubo = voltubo + voltuboi(i)
        LPRINT  "      Volume de liquido no "; element$(i); "
        = "; volliqi(i); " litros"
        volliq = volliq + volliqi(i)
        LPRINT "      Massa = "; massai(i); " kg"
           IF i = 6 THEN
              LPRINT "Vazao de ar necessaria = "; vazarb; "
              lb/h"
           END IF
        LPRINT : LPRINT
        massa = massa + massai(i)
        END IF
    NEXT i
    LPRINT "Trabalho da bomba "; trabbombi; " W"
    massi = (volliqi(4) + volliqi(5) + volliqi(6)) * .75
    LPRINT
    LPRINT "* * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *"
    LPRINT : LPRINT "      D A D O S    T O T A I
    S    D O    S I S T E M A"
    LPRINT  : LPRINT  : LPRINT  "Massa total do sistema = ";
    massa; " kg"
    LPRINT   "Volume de tubos nos trocadores = "; voltubo; "
    litros"
```

```
    LPRINT "Volume total de refrigerante nos trocadores = ";
    volliq; " litros"
    LPRINT "Massa total de amonia = "; massi; " kg"
    RETURN
900 REM subrotina para cálculo de trocador (versão
    independente)
    PRINT "Subrrotina não concluída
RETURN
```

ANEXO 2 - Dados obtdos em ensaio de motor Perkins por SANTOS (1980)

ANEXO 3 - Resultados do dimensionamento por programa para o caso básico.

Nota: Os pontos aqui referidos se referem a figura 6

PROBLEMA PROPOSTO

Capacidade de frigorificação 6.5 kW

Temperatura da carga ..... - 18 °C

Temperatura ambiente ..... 35 °C

RESULTADOS INTERMEDIÁRIOS

PRESSÃO: alta 2019.2 kPa

baixa 97.3 kPa

VAZÃO: no evaporador 23,9 kg/h

licor forte 113,4 kg/h

licor fraco 89,4 kg/h

RESULTADOS TERMODINÂMICOS

Dados do ponto 1 : Saída da válvula de expansão; entrada do evaporador

Entalpia = 422 kJ/kg ou 181,4 BTU/lb

Temperatura = -34 °C ou -29,2 °F

Dados do ponto 2 : Saída do evaporador entrada do absorvedor

Entalpia = 1400 kJ/kg ou 601,6 BTU/lb

Temperatura = -34 °C ou -29,2 °F

Dados do ponto 3 : Saída do absorvedor entrada da bomba

Entalpia = 65,14 kJ/kg ou 28 BTU/lb

Temperatura = 50 °C ou 122 °F

Dados do ponto 4 : Saída da bomba entrada do trocador de calor

Entalpia = 65,1 kJ/kg ou 28 BTU/lb

Temperatura = 50 °C ou 122 °F

Dados do ponto 5 : Saída do trocador de calor entrada do gerador

Entalpia = 65,1 kJ/kg ou 28 BTU/lb

Temperatura = 50 °C ou 122 °F

Dados do ponto 6 : Saída do gerador entrada do trocador de calor

Entalpia = 325,7 kJ/kg ou 140 BTU/lb

Temperatura = 90 °C ou 194 °F

Dados do ponto 7 : Saída dtrocador de calor entrada do absorvedor

Entalpia = 325,7 kJ/kg ou 140 BTU/lb

Temperatura = 90 °C ou 194 °F

Dados do ponto 8 : Saída do gerador entrada do retificador

Entalpia = 1661 kJ/kg ou 714 BTU/lb

Temperatura = 110 °C ou 230 °F

Dados do ponto 9 : Saída do retificador entrada do condensador

Entalpia = 1475 kJ/kg ou 634 BTU/lb

Temperatura = 50 °C ou 122 °F

Dados do ponto 10 : Saída do condensador entrada da válvula de expansão

Entalpia = 422 kJ/kg ou 181,4 BTU/lb

Temperatura = 50 °C ou 122 °F

RESULTADOS CONSTRUTIVOS

Dados referentes ao evaporador U= 3,45 W/h·°C Dt= 16 °C

Troca de calor = 6,5 kW

Área de troca de calor = 117,7 m^2

Comprimento da tubulação = 3177 m

Volume da tubulação = 402 dm^3

Volume de fluído no evaporador = 296 dm^3

Massa = 837 kg

Dados referentes ao retificador U= 18,6 W/h·°C Dt= 53,1 °C

Troca de calor = 1,23 kW

Área de troca de calor = 1,25 m^2

Comprimento da tubulação = 33,8 m

Volume da tubulação = 4,28 dm^3

Volume de fluído no retificador = 3,15 dm^3

Massa = 8,9 kg

Dados referentes ao condensador U= 39,3 W/h·°C Dt= 15 °C

Troca de calor = 7,0 kW

Área de troca de calor = 11,9 m^2

Comprimento da tubulação = 320,1 m

Volume da tubulação = 40,5 dm^3

Volume de fluído no condensador = 29,9 dm^3

Massa = 84,3 kg

Dados referentes ao absorvedor U= 44,0 W/h·°C Dt= 21,7 °C

Troca de calor = 15,3 kW

Área de troca de calor = 16,0 m^2

Comprimento da tubulação = 432,6 m

Volume da tubulação = 54,8 dm^3

Volume de fluído no absorvedor = 40,3 dm^3

Massa = 113,9 kg

Sistema sem trocador de calor entre licores

Dados referentes ao gerador U= 67,6 W/h·°C Dt= 217,6 °C

Troca de calor = 17,08 kW

Área de troca de calor = 1,16 m^2

Comprimento da tubulação = 31,35 m

Volume da tubulação = 3,97 dm^3

Volume de fluído no gerador = 2,92 dm^3

Massa = 8,25 kg

Vazão necessária de ar = 11.705 lb/h (5314 kg/h)

Trabalho da bomba 0,75 W

DADOS TOTAIS DO SISTEMA

Massa total do sistema = 1052 kg

Volume de tubos nos trocadores = 505,6 dm^3

Volume total de refrigerante nos trocadores = 372,6 dm^3

Massa total de amônia = 32,5 kg

ANEXO 4 - Resultado de cálculo estequiomético das emissões de CO_2

	GLP	Gasolina	Diesel
Molécula	C_4H_{10}	C_8H_{18}	$C_{15}H_{32}$
Mols de combustível/g	17,24	8,77	4,72
Mols de C ou CO_2/g comb.	68,97	70,18	70,75
g de CO_2/ g de combustível	3,035	3,088	3,113
Massa específica Kg/m3	-	742	852
Emissão por litro (kg)	-	2.291	2.652

ANEXO 5 - C.O.P. dos sistemas de refrigeração por compressão a gasolina e por absorção a GLP

A - Consideração termodinâmica

	COMPRESSÃO	ABSORÇÃO
Energia máxima no gerador(W)		15,64
Potência máxima fornecida ao compressor(W)	5,88	
Fator de utilização horáio	0,272	0,272
Potência forrnecida ao sistema (w)	1,60	4,25
Potência frigorífica (kw)	1,77	1,77
C.O.P.	1,10	0,42

B - Consideração à partir do consumo de combustível

	COMPRESSÃO	ABSORÇÃO
Consumo de combustível (l/h)	1,1	
Consumo de combustível (kg/h)	0,815	0,52
Poder calorífico (kcal/kg)	11.200	11.750
Potência fornecida (kcal/h)	9.128	6.110
Potência fornecida (kw)	10,62	7,11
Potência frigorífica (kw)	1,77	1,77
C.O.P.	0,17	0,25

INSTITUTO DE ELETROTÉCNICA E ENERGIA USP
BIBLIOTECA Prof. Fonseca Telles
Nº 52 di

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA
USP
SECRETARIA