



## **DETERMINAÇÃO TEÓRICO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TÉRMICO DOS CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

**Prof. Dr. Carlos Umberto da Silva Lima.**

**Heyder Cartney Araújo Coelho.**

**Marcus Vinicius Serrate Pereira**

Universidade Federal do Pará - Centro Tecnológico – DEM

Rua Augusto Corrêa, 01 – Guamá – Belém – PA CEP: 66.075.900

**Resumo** *Neste trabalho são apresentados os resultados da comparação do desempenho térmico de sistemas de refrigeração por compressão de vapor; de um lado obtido a partir de um programa simples de simulação e por outro lado a partir de dados experimentais obtidos em uma bancada experimental montada nas dependências do laboratório de refrigeração da UFPA. Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são os mais utilizados hoje no mercado devido ao domínio da tecnologia ali empregada. Sua utilização ainda deve perdurar por um longo período. A busca atual é no sentido de aumentar o seu desempenho térmico através da utilização de componentes mais modernos que aumentem o desempenho do sistema como um todo e assim propicie a economia de energia tão parca nos dias atuais. Uma outra vertente no estudo dos sistemas de refrigeração por compressão a vapor é a substituição do fluido de trabalho empregado por outros menos nocivos ao meio ambiente.*

*Em que pese a simplicidade do programa de simulação, este apresentou resultados bastante animadores em determinadas faixas de temperatura. Gráficos são apresentados nos quais são mostrados a influência de parâmetros como Temperatura de evaporação, Temperatura de condensação, entre outros, sobre o coeficiente de eficácia do ciclo.*

**Palavras-chave:** *refrigerantes, coeficiente de performance, máquinas térmicas, refrigeração.*

### **1. INTRODUÇÃO**

O mecanismo de mudança de fase de refrigerantes tem sido intensamente investigado nesta última década em virtude das lacunas deixadas no passado em relação ao fenômeno físico e também da assinatura do Protocolo de Montreal (1986), onde se estabeleceram as bases para a retirada dos hidrocarbonetos halogenados à base de cloro, CFCs, que afetam a camada de ozônio. Se por um lado a necessidade de desenvolvimento de compostos alternativos causou um certo desarranjo nos esquemas industriais estabelecidos, por outro lado redundou na retomada das pesquisas relativa ao desempenho térmico de sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Os estudos do desempenho térmico dos refrigerantes, mesmo num país não produtor, é importante, por proporcionar à indústria local possibilidades de avaliação independente. O equipamento experimental descrito neste trabalho tem esse

objetivo. Os resultados apresentados envolvem uma primeira fase de pesquisas as quais pretendem se estender para outros refrigerantes e também para casos do cotidiano.

## 2. EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL

O equipamento experimental é composto de um compressor, um motor elétrico, um dinamômetro, um condensador, uma válvula de expansão termostática, um evaporador envolvido por uma resistência elétrica. Dois manômetros, um para a leitura de pressão no evaporador que é automaticamente controlada pela carga do sistema, e o outro para a leitura de pressão no condensador que é controlada pela taxa de fluxo de água. Uma redução na vazão de água, tem como consequência um aumento na pressão do condensador. O equipamento pode medir a temperatura em oito pontos no circuito selecionando estações de 1 à 8 distribuídos da seguinte forma:  $T_1$  que é a temperatura na entrada do compressor,  $T_2$  que é a temperatura na saída do compressor,  $T_3$  é a temperatura na saída do condensador,  $T_4$  que é a temperatura na entrada da válvula de expansão,  $T_5$  é a temperatura de evaporação,  $T_6$  é a temperatura na saída do evaporador,  $T_7$  é a temperatura de entrada da água,  $T_8$  é a temperatura de saída da água. O sistema é constituído ainda por um voltímetro e um amperímetro que servem para medir a tensão e corrente tanto no motor de acionamento do compressor quanto na resistência elétrica que alimenta o evaporador. A vazão máxima de água proporcionada é 0,055 kg/s e é controlada por um válvula de controle de fluxo, já a vazão do refrigerante é controlada pela próprio sistema.

O circuito do equipamento está ilustrado na Fig.(1).

Por medida de segurança o equipamento foi testado da seguinte forma:

Pressão excessiva :

Quando a pressão atinge 1,4 MPa o pressostato atua desligando o motor de acionamento do compressor e a resistência de aquecimento do evaporador, então abre-se a válvula para a água circular mais livremente e resfriar até que a pressão atinja 1Mpa. Após alcançar esta pressão o evaporador e o motor operam normalmente.

Temperatura excessiva :

Quando a temperatura do evaporador atinge  $30^{\circ}\text{C}$ , o termostato desliga a resistência de aquecimento do mesmo, mas o compressor continuará funcionando. Quando a temperatura de evaporação alcança  $10^{\circ}\text{C}$  a resistência de aquecimento liga automaticamente.

### 2.1. Procedimento experimental.

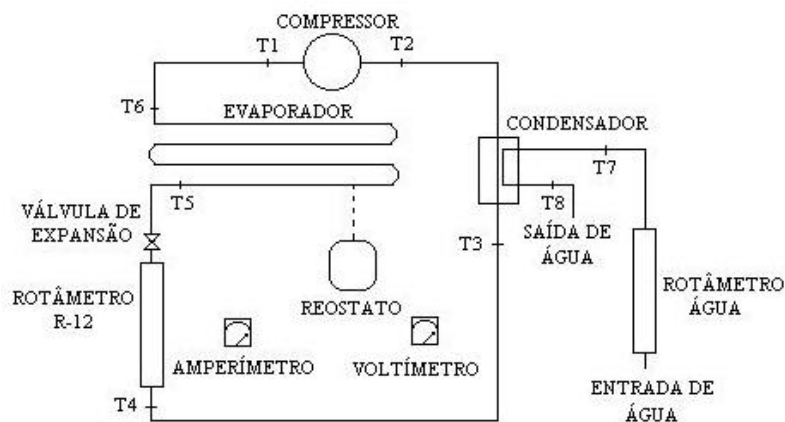


Figura 1. Esquema do circuito experimental.

Primeiramente controlou-se a pressão de condensação através do fluxo de água de condensação de modo que esta permanecesse constante e variou-se a carga do sistema de 15 em 15 volts através do reostato. A cada equilíbrio do sistema, ou seja, quando os parâmetros a serem lidos parassem de apresentar variações foram feitas medidas das oito temperaturas, da tensão, da corrente, das vazões e das pressões. Na segunda fase experimental, a pressão de evaporação foi mantida constante através do controle da carga do sistema e diminuiu-se o fluxo de água de 0,010 em 0,010 kg/s esperou-se o equilíbrio e voltou-se a anotar os mesmos dados anteriores. Com os resultados experimentais obtidos utilizou-se as equações adequadas para o cálculo do coeficiente de performance e foi possível a comparação com aquele obtido teoricamente.

## 2.2. Análise Teórica

Para determinar o desempenho do ciclo de compressão a vapor teoricamente, seguiu-se os seguintes passos :

1º) Analisando o ciclo das transformações (Pressão x Entalpia), Stoecker, Wilbert (1985) mostra que é necessário determinar as entalpias de vapor saturado, líquido saturado e vapor superaquecido ( $h_1$ ,  $h_4$  e  $h_2$  respectivamente) para o cálculo do Coeficiente de Desempenho do Ciclo (COP).

2º) Utilizando a tabela das propriedades termodinâmicas dos refrigerantes para os estados saturados e superaquecidos, é possível determinar estas entalpias na faixa de temperatura requerida para este experimento que é de  $-20^\circ\text{C}$  à  $40^\circ\text{C}$ . Dessa forma  $h_1$  é a entalpia de vapor saturado ( $h_v$ ), o  $h_3 = h_4$  é a entalpia de líquido saturado ( $h_l$ ) e o  $h_2$  foi calculado utilizando a tabela de vapor superaquecido.

3º) O último passo foi criar um programa de simulação simples com rotinas iterativas de computador na linguagem de programação Delphi, para calcular o desempenho do ciclo de compressão a vapor quando empregamos os refrigerantes R-12, R-22 e R-134 em duas situações, na primeira mantendo a temperatura de condensação constante e na segunda mantendo a temperatura de evaporação constante. Para o cálculo das entalpias 1, 2 e 4, para o cálculo do trabalho de compressão e do coeficiente de desempenho foram utilizadas equações, que podem ser vistas na Tab (1). O uso do programa facilitou os cálculos, e em particular ajudou na seleção das condições operacionais apropriadas para cada refrigerante e nas aplicações particulares de cada um. Os seus resultados teóricos e gráficos correspondentes para cada refrigerante analisado será mostrado mais adiante. A tabela (1) mostra algumas equações, cuja legenda é a seguinte:

$h_1$ : entalpia de vapor saturado.	$T_r$ : diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação ( $T_c - T_e$ ).
$h_2$ : entalpia de vapor superaquecido.	$W$ : trabalho de compressão.
$h_3$ : entalpia de líquido saturado.	$Cop$ : coeficiente de desempenho.
$T_e$ : temperatura de evaporação.	
$T_c$ : temperatura de condensação.	

Tabela 1. Equações utilizadas no programa para o cálculo do desempenho do ciclo.

<u>Entalpia de vapor saturado</u>	$h_1 = 249,44 + 0,33.T_e + 0,001.T_e^2 + 5,63E^{-5}.T_e^3$	R-22
	$h_1 = 398,4 + 0,52.T_e - 8,30.T_e^2 + 2,19E^{-4}.T_e^3$	R-134
	$h_1 = 187,31 + 0,42.T_e - 5,0.T_e^2$	R-12
<u>Trabalho de compressão</u>	$W = 1,69 + 0,59.Tr + 0,002.Tr^2$	R-22
	$W = -0,7 + 0,84.Tr - 0,005.Tr^2$	R-134
	$W = 1,28 + 0,68.Tr + 0,0024.Tr^2$	R-12
<u>Entalpia de vapor superaquecido</u>	$h_{2r} = 249,02 + 1,33.T_c - 0,02.T_c^2 - 0,003.T_c^3$	R-22

Tabelada

	$h_{2t} = 397,65 + 0,844.Tc - 0,0046.Tc^2$	R-134
	$h_{2t} = 188,21 + 0,5609.Te - 0,0014.Te^2$	R-12
<u>Entalpia de líquido saturado</u>	$h_4 = 199,9 + 1,41.Tc + 0,0014.Tc^2 - 1,93E^{-4}.Tc^3$	R-22 e 134
	$h_4 = 36,2 + 0,94.Te + 0,00064.Te^2$	R-12
<u>Entalpia de vapor superaquecido</u> <u>Calculada</u>	$h_{2c} = W + h_1$	R-22, 12 e 134
<u>Coeficiente de desempenho</u>	$Cop = \frac{h_1 - h_4}{h_{2c} - h_1}$	R-22, 12 e 134

## 2.3 Resultados teóricos.

Os refrigerantes analisados R-12, R-22 e R-134 apresentaram resultados muito próximos com os obtido experimentalmente no equipamento HILTON para as entalpias, para o trabalho de compressão, para o coeficiente de desempenho e ainda mostraram uma comparação através de erro percentual para o  $h_2$  tabelado e o  $h_2$  calculado através do programa, já que este exigiu alguns cuidados para ser determinado através do programa de simulação. Para o levantamento das tabelas foi admitido que o equipamento funcionaria de duas maneiras, uma operando com a temperatura de evaporação constante a  $-20^\circ\text{C}$  e a outra operando a temperatura de condensação constante e igual a  $40^\circ\text{C}$ . Não houve a preocupação em escolher uma faixa característica de temperatura para algum tipo específico de aplicação, mas simplesmente procurou-se ilustrar o efeito do tipo de refrigerante nos parâmetros de desempenho termodinâmico. O primeiro comportamento observado foi mantendo a temperatura de condensação constante os refrigerantes apresentaram, através de tabelas e gráficos, os desempenhos mostrados nas figuras seguintes.

### 2.3.1 Temperatura de condensação constante.

Os resultados obtidos para o refrigerante R-12 estão mostrados na Tab. (2) e no gráfico da Fig.(2).

Tabela. 2. Resultados do programa para o R-12 à  $T_c = 40^\circ\text{C}$  ( $h_3 = h_4 = 74,587 \text{ kJ/kg}$ ).

$T_e$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_c - T_e$ ( $^\circ\text{C}$ )	$h_1$ (kJ/kg)	$h_{2c}$ (kJ/kg)	$h_{2t}$ (kJ/kg)	W (kJ/kg)	Cop	Erro%
-20	60	178,7	208,0	176,4	29,29	3,55	15,21
-15	55	180,9	208,2	179,4	27,29	3,89	13,81
-10	50	183,1	208,3	182,4	25,22	4,30	12,4
-5	45	185,2	208,3	185,3	23,08	4,79	11
0	40	187,3	208,1	188,2	20,87	5,4	9,59
5	35	189,3	207,9	190,9	18,59	6,17	8,17
10	30	191,4	207,6	193,6	16,24	7,20	6,73
15	25	193,4	207,2	196,3	13,82	8,59	5,28
20	20	195,4	206,7	198,8	11,33	10,66	3,81
25	15	197,3	206,1	201,3	8,77	13,99	2,33
30	10	199,3	205,4	203,7	6,15	20,29	0,8
35	5	201,2	204,6	206,1	3,44	36,76	0,7
40	0	203,1	203,8	208,4	0,676	190,1	2,25

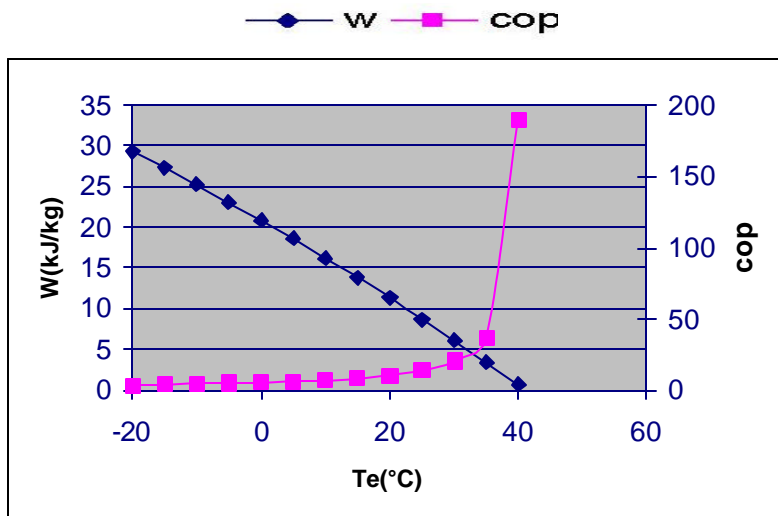


Figura .2. Gráfico do Trabalho de compressão e do Coeficiente de desempenho em função da temperatura de evaporação para o R-12.

A curva que representa o trabalho de compressão apresenta uma tendência decrescente com o aumento da temperatura de evaporação, isto era de se esperar uma vez que há um crescente distanciamento entre as pressões de evaporação e condensação. Ao atingir uma temperatura de 40°C a temperatura de evaporação se iguala a temperatura de condensação fazendo com que o trabalho seja nulo. Já a curva do COP apresenta uma tendência crescente com o aumento da temperatura de evaporação, quando esta atingir aproximadamente 35°C há um aumento brusco na curva do COP, devido este obedecer a equação vista na Tab. (1), que matematicamente prova que quando o trabalho tende a zero o COP tende ao máximo.

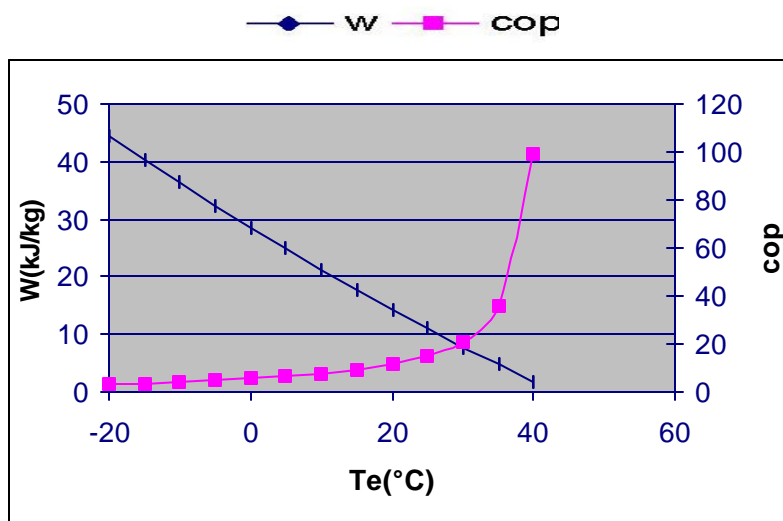


Figura. 3 . Gráfico do Trabalho de compressão e do Coeficiente de desempenho em função da temperatura de evaporação para o R-22.

Os refrigerantes R-22 e R-134 apresentaram resultados similares aos das tabelas vistas acima para o refrigerante R-12, porém como não foi possível realizar experiências práticas com ambos refrigerantes, resumimos seus resultados teóricos, respectivamente, aos gráficos da Fig. (3) e Fig.(4)

para temperatura de condensação constante e aos gráficos para temperatura de evaporação constante. Esses gráficos representam o efeito de cada refrigerante, ora mantendo a temperatura de condensação constante ora mantendo a temperatura de evaporação constante, no desempenho termodinâmico do ciclo de compressão a vapor. A tendência das curvas do trabalho de compressão e do COP para os refrigerantes R-22 e R-134 é a mesma daquela apresentada pelo refrigerante R-12.

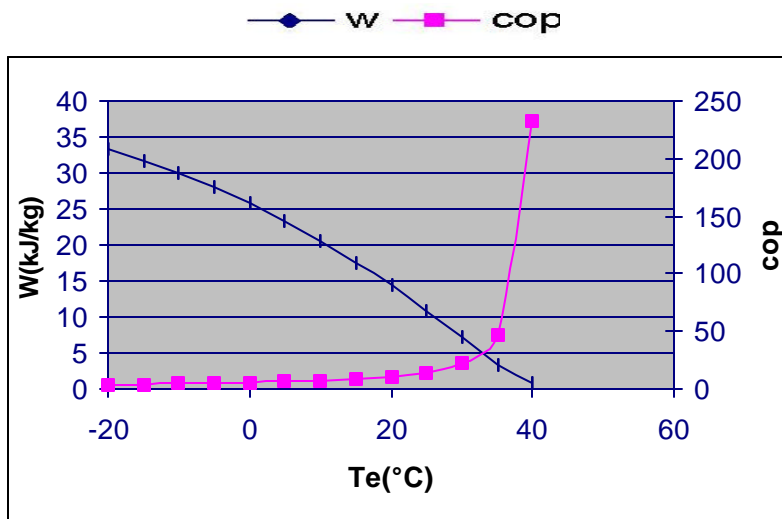


Figura 4 . Gráfico do Trabalho de compressão e do Coeficiente de desempenho em função da temperatura de evaporação para o R-134.

Fazendo uma análise dos gráficos é possível observar que ao manter a temperatura de condensação constante cada refrigerante se destacou apresentando coeficientes de performance maiores em determinadas faixas de temperatura divididas da seguinte forma : -20°C à 0°C (R-134 > R-12 > R-22), de 5°C à 25°C (R-22 > R-12 = R-134), e de 30 à 40°C (R-134 > R-12 > R-22).

### 2.3.2 Temperatura de evaporação constante

A outra condição aplicada na pesquisa foi manter a temperatura de evaporação constante. Para o refrigerante R-12 foi obtida a Tab. (3) e a Fig. (5) mostradas abaixo.

Tabela 3. Resultados do programa para o R-12 à  $T_e$  : cte = -20°C ( $h_1 = cte = 187,531$  kJ/kg).

$T_c$ (°C)	$T_c - T_e$ (°C)	$h_4$ (kJ/kg)	$h_{2c}$ (kJ/kg)	$h_{2t}$ (kJ/kg)	W(kJ/kg)	Cop	Erro%
-20	60	17,72	188,2	176,4	0,67	251,1	6,25
-15	55	22,29	190,9	179,4	3,44	47,95	6,01
-10	50	26,29	193,6	182,4	6,14	26,14	5,79
-5	45	31,53	196,3	185,3	8,77	17,77	5,57
0	40	36,19	198,8	188,2	11,33	13,35	5,35
5	35	40,49	201,3	190,9	13,82	10,60	5,15
10	30	45,62	203,7	193,6	16,24	8,73	4,95
15	25	50,38	206,1	196,3	18,59	7,376	4,76
20	20	55,17	208,4	198,8	20,87	6,341	4,57
25	15	60,00	210,6	201,3	23,08	5,52	4,39
30	10	64,86	212,7	203,7	25,22	4,86	4,21

35	5	69,75	214,8	206,1	27,29	4,31	4,04
40	0	74,67	216,8	208,4	29,29	3,85	3,88

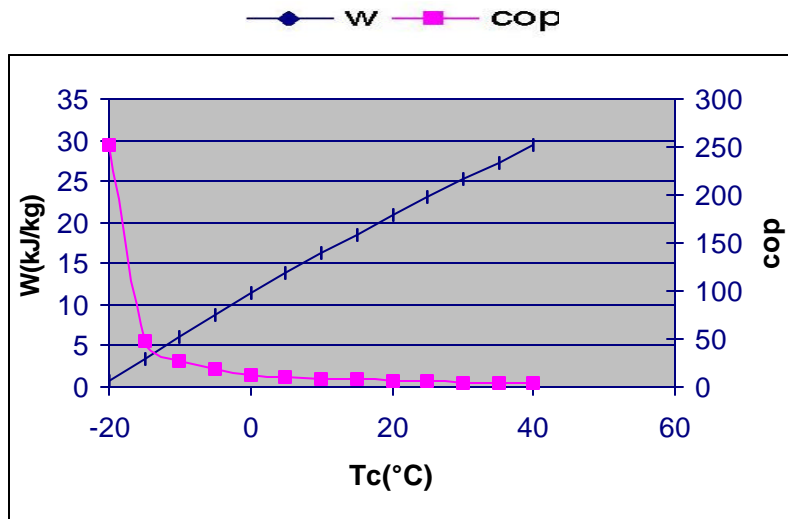


Figura. 5. Gráfico do Trabalho de compressão e do Coeficiente de desempenho em função da temperatura de condensação para o R-12.

A curva que representa o trabalho apresenta uma tendência crescente com o aumento da temperatura de condensação. Ao atingir uma temperatura de  $-20^{\circ}\text{C}$  a temperatura de condensação se iguala a temperatura de evaporação fazendo com que o trabalho tenda a zero. Já a curva do COP apresenta uma tendência decrescente com o aumento da temperatura de condensação, quando esta atingir aproximadamente  $40^{\circ}\text{C}$  o COP apresenta seu valor mínimo, devido este obedecer a equação vista na Tab. (1), que matematicamente prova que quando o trabalho de compressão é máximo o COP tende a zero.

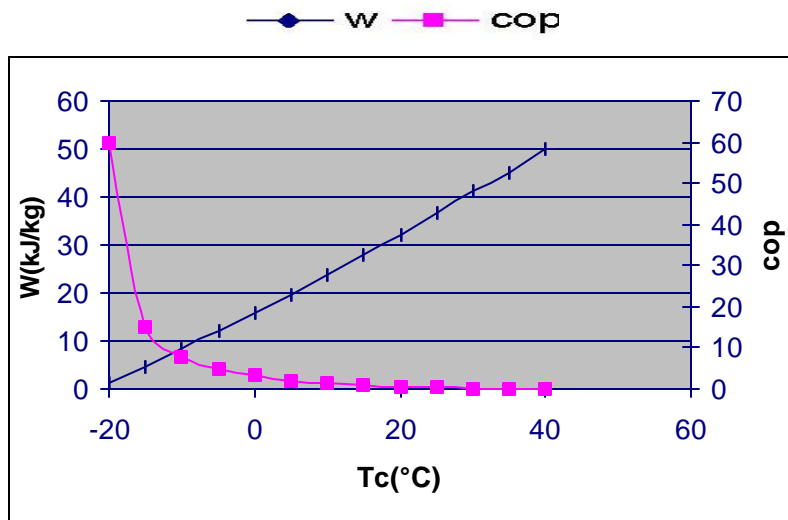


Figura.6. Gráfico do Trabalho de compressão e do Coeficiente de desempenho em função da temperatura de condensação para o R-22.

Os refrigerantes R-22 e R-134 apresentam seus desempenhos mostrados nos gráficos da Fig. (6) e Fig. (7), respectivamente. As análises gráficas desses refrigerantes são similares aos resultados apresentados pelo refrigerante R-12 de modo que suas curvas têm as mesmas tendências tanto para o trabalho de compressão quanto para o COP.

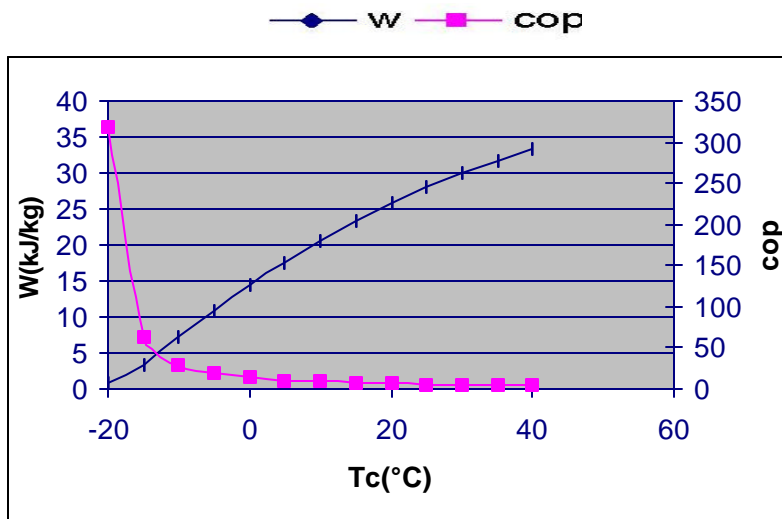


Figura. 7. Gráfico do Trabalho de compressão e do Coeficiente de desempenho em função da temperatura de condensação para o R-134

Nestas condições os desempenhos termodinâmicos apresentados pelos refrigerantes foram distribuídos da seguinte forma : Fazendo uma análise dos gráficos é possível observar que ao manter a temperatura de condensação constante cada refrigerante se destacou apresentando coeficientes de performance maiores em determinadas faixas de temperatura divididos da seguinte forma : De -20°C à 0°C (R-134 > R-12 > R-22), de 5°C à 25°C (R-134 = R-12 > R-22), e de 30 à 40°C (R-134 > R-12 > R-22).

#### 2.4. Resultados Experimentais:

A parte experimental foi realizada no equipamento HILTON de onde foi retirado os valores da Tab. (4) e da Tab.(5) descritos abaixo.

Tabela 4. Resultados Experimentais para a Temperatura de Condensação Constante

Descrição	Símbolo	Unidade	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4
Saída do Compressor	$T_2$	°C	79,0	83,0	87,0	89,0
Saída do Condensador	$T_3$	°C	43,0	39,0	42,0	38,5
Entrada na Válvula de Expansão	$T_4$	°C	22,0	26,0	26	20,5
Pressão do Condensador	$P_c$	KN/m <sup>2</sup>	1000	1000	1000	1000
Entrada do Evaporador	$T_5$	°C	6,0	-6,0	-14,5	-21,0
Entrada do Compressor	$T_1$	°C	25,5	27,0	26,0	27,0
Pressão do Evaporador	$P_e$	KN/m <sup>2</sup>	270	205	130	80



Tabela 5. Resultados Experimentais para a Temperatura de Evaporação Constante

Descrição	Símbolo	Unidade	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4
Saída do Compressor	$T_2$	°C	76,0	78,0	82,0	86,0
Saída do Condensador	$T_3$	°C	32,5	33,0	33,5	38,5
Entrada na Válvula de Expansão	$T_4$	°C	18,0	18,0	18,5	20,0
Pressão do Condensador	$P_c$	KN/m <sup>2</sup>	780	800	820	970
Entrada do Evaporador	$T_5$	°C	-20,0	-21,0	-22,0	-21,5
Entrada do Compressor	$T_1$	°C	22,0	22,0	22,5	26,0
Pressão do Evaporador	$P_e$	KN/m <sup>2</sup>	65	65	65	65

## 2.5. Comparação teórico- experimental

A comparação foi feita apenas para o refrigerante R-12, já que houveram alguns entraves burocráticos no que diz respeito a compra do sistema de aquisição de dados. Desta forma não foi possível fazer a parte experimental para os outros refrigerantes devido a experiência ter sido realizada em uma bancada experimental existente na UFPa, que possui seu uso restrito ao refrigerante R-12.

O desempenho experimental para este refrigerante apresentou resultados muito próximos da teoria para a temperatura de condensação constante ( $T_c$ ), mas na situação de temperatura de evaporação constante ( $T_e$ ) foi encontrado um erro relativamente grande, ou seja, a diferença entre o desempenho apresentado pelo equipamento e pelo programa de simulação na faixa de temperatura abaixo de  $-20^\circ\text{C}$  e na faixa de temperatura um pouco acima de  $0^\circ\text{C}$  excederam o valor de 10% que é considerado razoável na Engenharia, estes erros são mostrados na Tab.(6). Isto ocorre provavelmente pelo distanciamento das curvas de evaporação e condensação nestas faixas de temperatura.

Tabela 6. Comparação Teórico-Experimental para  $T_c$ : cte= $40^\circ\text{C}$  e  $T_e$ : cte=  $-20^\circ\text{C}$ .

P/ $T_c$ : cte= $40^\circ\text{C}$				P/ $T_e$ : cte= $-20^\circ\text{C}$			
$T_5$	CopEquip	CopProg.	Erro(%)	$T_3$	CopEquip	CopProg.	Erro(%)
6	5,01	6,4	21,7	32	4,7	4,6	2,17
-6	4,6	4,7	2,12	33	4,7	4,5	4,44
-14,5	4,01	3,9	2,81	34	4,3	4,4	2,27
-21	4,29	3,5	22,57	38	4,4	4,03	9,11

## 3. CONCLUSÕES

O desempenho dos ciclos de compressão a vapor depende do refrigerante empregado. Para uma aplicação particular o desempenho termodinâmico é um fator essencial na seleção do refrigerante, já que este pode ser determinante em termos do consumo de energia da instalação e do tamanho do compressor entre outros aspectos. Porém, é importante enfatizar que as temperaturas limites, evaporação e condensação, constituem os parâmetros que determinam o tipo de refrigerante da instalação. Refrigerantes de baixa temperatura crítica e, portanto, de reduzida temperatura de ebulição normal, devem ser utilizados em aplicações de baixa temperatura de evaporação. No caso de uma temperatura crítica da ordem do meio ambiente, a possibilidade de condições operacionais envolvendo pressões próximas da crítica ou mesmo supercríticas tornaria o refrigerante inadequado para ciclos normais, em virtude do reduzido COP resultante e das elevadas pressões de condensação.

#### 4. REFERÊNCIAS

BADR, O. ,O'CALLAGHAN, P.W. and PROBERT, S.D., 1990, "Vapour-Compression Refrigeration Systems" Applied Energy 36, Elsevier Science Publishers Ltda.

CHADDOCK, J.B. and NOERAGER, J.A., 1966, "Evaporation of R12 in Horizontal Tube with Constant Wall Heat Flux" ASHRAE Transactions, Vol. 72, part I, pp.90-103.

STOECKER, W. F., 1985, *Refrigeração e ar condicionado*; - São Paulo : MacGraw-Hill do Brasil.

WATTELET, J. P.; CHATO, J. C.; SOUZA, A L. and CHRISTOFFERSEN, B. R., 1994, "Evaporative Characteristics of R12, R134a, and Mixture at Low mass Fluxes. "ASHRAE Transitions Symposia ,No. 94-2-1 ,pp. 603-615.

#### 5. DIREITOS AUTORAIS.

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

### **THEORETICAL-EXPERIMENTAL DETERMINATION PERFORMANCES OF THE VAPOUR COMPRESSION REFRIGERATION CYCLES**

**Carlos Umberto da Silva Lima**

**Heyder Cartney A. Coelho**

**Marcus Vinicius Serrate Pereira**

Federal University of Pará - Technological Center - Department of Mechanical Engineering.  
St. Augusto Corrêa, 01 – Belém – PA ZIP 66.075-900

**Abstract.** *In this work are presented results of the comparison of the performances for vapour-compression refrigeration systems: on a side obtained initially from a simple program of simulation and on other hand from experimental data obtained in a experimental apparatus mounted in the Laboratory of Refrigeration of UFPA. The vapour-compression refrigeration systems are the more used actually at the market, due to the domain of the technology there employed. Your use should still last long for a long time. The current search is in sense of increasing your performances through the use of more modern components and so increase the performances of the system and propitiate like this the economy of energy, so scanty in the current days. Another slope in the study of the vapour-compression refrigeration system is the substitution of the refrigerant actually used for non ozone depleting refrigerants.*

*Because of simplicity of the simulation program, this presented quite exciting results in certain temperature interval. Graphs are presented which are shown the influences of parameters as evaporation temperature, condensation temperature, refrigerant type, refrigerant flow among other coefficient of performance of the cycle.*

**keywords:** refrigerant , coefficient of performances, thermal machines, refrigeration.