

FACTORES A CONSIDERAR AL CONVERTIR LA CAPACIDAD NOMINAL DE UN COMPRESOR A CAPACIDAD REAL

Una de las mayores áreas de confusión y malos entendidos en la industria del acondicionamiento de aire y la refrigeración es la de las capacidades nominales publicadas de los compresores. Históricamente, cada fabricante de compresores ha desarrollado su propio sistema de determinación de rango y, desafortunadamente, las condiciones de prueba han variado. Como resultado, ha habido problemas para poder hacer comparaciones precisas entre compresores de diferentes fabricantes.

Puesto que la capacidad nominal del compresor lleva pleno crédito por todo incremento en entalpía (el término ingenieril para designar el contenido de calor) debido al incremento en la temperatura de gas de retorno, normalmente la capacidad nominal del compresor será más alta con temperaturas más altas de gas de retorno. El efecto de mayores temperaturas de gas de retorno en la capacidad del compresor es un factor de diseño interno del mismo y variará con cada modelo de compresor. En realidad, no existe un factor de corrección universal, pero para los recambios es suficientemente preciso, en compresores herméticos de aire acondicionado, permitir un 3% de diferencia de capacidad, cuando se compraran compresores con capacidad nominal medida a 95°F de temperatura de gas de retorno, en oposición a aquellos ensayados a 65°F de gas de retorno.

Una segunda área mal comprendida surge debido a que los compresores en sistemas reales en funcionamiento rara vez operan exactamente en las mismas condiciones del rango nominal publicado. Obviamente, se debe hacer algún ajuste a los datos publicados para estimar la capacidad en las condiciones reales de campo.

Un tercer factor de complicación es el hecho de que hay diferencias de opinión y, al parecer, malos entendidos por parte de algunos ingenieros de la industria, acerca de la relación entre el subenfriamiento del líquido y el sobrecalentamiento del gas de succión que ocurren en un intercambiador de calor succión-líquido.

Valores Nominales Publicados Para los Compresores Copelametic

Durante muchos años, las especificaciones publicadas para los compresores de refrigeración Copelametic fueron obtenidas en condiciones de 65°F (18°C) de gas de retorno y sin subenfriamiento. En años recientes ha surgido una confusión debido a que la norma ARI 520 exigía 5°F (2,9°C) de subenfriamiento para baja temperatura y 15°F (7,8°C) de subenfriamiento para temperaturas media y alta, y se expidieron nuevas hojas de datos sobre esta base. Sin embargo, los rangos de subenfriamiento de líquido no fueron universalmente aceptados en la industria y, en algunos casos, se publicaron hojas de datos alternativos. El asunto se complicó más aún porque los compresores Copelametic de alta temperatura con R-22, son básicamente considerados modelos de acondicionamiento de aire y se publicaron datos con sobrecalentamiento de 20°F (11°C), mientras que en muchos casos el mismo compresor era utilizado en aplicaciones de refrigeración donde todos los otros datos se basaban en 65°F de gas de retorno.

Un valor fijo de los parámetros de ensayo es esencial para que se puedan efectuar controles de calidad consistentes y poder monitorear el rendimiento de los compresores en la línea de producción. Al establecer condiciones nominales, el compresor se hace funcionar sobre un calorímetro preciso y se toma el valor de la capacidad para las temperaturas establecidas de subenfriamiento del líquido y del gas de retorno. Al hacer comparaciones con compresores evaluados sobre bases diferentes, o al calcular la capacidad en condiciones diferentes, se deben hacer las correcciones que resulten necesarias.

Subenfriamiento del líquido

El subenfriamiento del líquido, que con frecuencia influye en la capacidad nominal publicada de un compresor, en realidad no tiene relación con la operación o el rendimiento del compresor. Se lo define como el calor extraído del refrigerante líquido condensado a una cierta presión y temperatura de saturación mediante algún tipo de sumidero de calor que no necesariamente forme parte del sistema de refrigeración. Frecuentemente es llamado "subenfriamiento natural" y es típicamente el subenfriamiento resultante del funcionamiento del condensador.

En realidad, esto parte de la operación del sistema y se puede argumentar lógicamente que el subenfriamiento del líquido no debe incluirse en la capacidad nominal del compresor. La razón para hacer esto ha sido por comodidad, sobre la base de que un sistema típico operará con cierto grado de subenfriamiento y la capacidad nominal equivalente del compresor reflejará entonces más precisamente la capacidad esperada del sistema. Al margen de los pros y contras, es un hecho que el subenfriamiento del líquido no se toma en cuenta en muchas determinaciones de la capacidad nominal de los compresores. Los cambios en la temperatura del líquido a presión constante, reflejan sólo cambios en la entalpía, y dicha variación de entalpía puede calcularse fácilmente a partir de las tablas disponibles.

Subenfriamiento mecánico es el término utilizado para describir un enfriamiento mayor del refrigerante líquido, mediante un intercambiador de calor. Un caso típico es el subenfriamiento del líquido para la instalación de baja temperatura de un supermercado por medio de un intercambiador conectado al sistema de media temperatura. De acuerdo al grado en que este subenfriamiento pueda mantenerse mediante la aislación de las líneas, el refrigerante subenfriado puede brindar una refrigeración más efectiva con un mayor nivel de eficiencia en el sistema de baja temperatura.

La tercera forma de subenfriamiento es aquella que se obtiene a través del uso de un intercambiador de calor líquido-succión, y este tipo es el frecuentemente menos entendido. El mero acto de transferir calor del líquido al vapor no crea, por sí mismo, un efecto adicional de refrigeración, ya que la disminución en la entalpía del líquido es contrarrestada por la reducción del flujo de masa a través del compresor debido al incremento del volumen específico del gas. Se producirá efectivamente una ganancia, en la medida de que dicho incremento en la temperatura del gas de succión, resultante de la transferencia de calor del líquido,

reemplace a la ganancia de calor que pueda ocurrir desde fuera del espacio refrigerado.

Por ejemplo, suponiendo que el gas de succión deja una cámara refrigerada a 0° F, va bajo tierra y es sobrecalentado hasta 40° F por el calor recogido del suelo y luego se incrementa su temperatura hasta 65° F en la sala de máquinas. Si se puede utilizar un intercambiador de calor, aumentando la temperatura del gas a 40°F antes de que vaya bajo tierra y si igualmente el gas llega al compresor a 65°F, hay definitivamente una ganancia en capacidad, representada por el incremento a 40°F en la temperatura del gas de succión.

Habrà un aumento en capacidad si el gas de succión es elevado a una temperatura mayor por un intercambiador de calor líquido-succión antes de entrar al compresor. Por ejemplo, suponiendo que un compresor opera con gas entrando al compresor a 45°F. Al utilizar un intercambiador de calor para elevar la temperatura del gas a 65° F se incrementará la capacidad del compresor.

Si el aumento en temperatura del gas de succión en un intercambiador de calor afecta la temperatura del gas que entra al compresor, el aumento en capacidad debe medirse solamente por el efecto del gas de succión, ya que el cambio en el flujo de masa puede contrarrestar el efecto logrado por el subenfriamiento del líquido. En ningún caso se pueden acreditar simultáneamente los cambios de entalpía en el líquido y en el vapor ya que esto sería una duplicación de valores.

Puede ser de ayuda visualizar la cámara refrigerada y el intercambiador de calor dentro de una caja negra, con el líquido entrando y el vapor de succión saliendo. Con o sin un intercambiador de calor, el líquido que entra no cambia, sólo cambia la temperatura del gas de succión.

El factor limitante en el uso de intercambiadores de calor puede efectivamente ser la temperatura de descarga del compresor, ya que ésta cambia casi proporcionalmente a la temperatura del gas de retorno, y el recalentamiento sigue siendo la mayor causa de fallas de compresores en los sistemas de baja temperatura.

Los Cuadros 1 a 5 muestran el ajuste de la capacidad nominal del compresor para cambios en la temperatura del líquido resultantes de un subenfriamiento natural o mecánico.

Cualquier aumento de capacidad resultante del intercambio de calor de líquido a succión se calcula con mayor precisión a partir de los Cuadros 6 a 10.

CUADRO 1

Incremento de la Capacidad Nominal del Compresor por cada 10°F de Cambio en la Temperatura del Líquido por Subenfriamiento Natural o Mecánico

R-12

Para Todas las Temperaturas de Evaporación

Temperatura de Condensación	Gas de Retorno 65°F	Gas de Retorno 50°F
130°F	5,2%	5,3%
120°F	4,8%	5,0%
110°F	4,6%	4,7%
100°F	4,2%	4,3%
90°F	4,0%	4,1%

CUADRO 2

Incremento de la Capacidad Nominal del Compresor por cada 10°F de Cambio en la Temperatura del Líquido por Subenfriamiento Natural o Mecánico

R-502

Temperatura de Condensación	Gas de Retorno 65°F	Gas de Retorno 50°F
Temp. Baja		
130°F	7,5%	7,9%
120°F	6,8%	7,0%
110°F	6,3%	6,5%
100°F	5,8%	6,0%
90°F	5,4%	5,5%
Temp. Media		
130°F	7,8%	8,3%
120°F	7,0%	7,5%
110°F	6,4%	6,8%
100°F	5,9%	6,3%
90°F	5,5%	5,8%

CUADRO 3

Incremento de la Capacidad Nominal del Compresor por cada 10°F de Cambio en la Temperatura del Líquido por Subenfriamiento Natural o Mecánico

R-22

Para Todas las Temperaturas de Evaporación

Temperatura de Condensación	Gas de Retorno 65°F	Gas de Retorno 50°F
140°F	5,6%	6,0%
130°F	5,1%	5,5%
120°F	4,7%	5,0%
110°F	4,4%	4,7%
100°F	4,1%	4,4%
90°F	3,9%	4,1%

CUADRO 4

Incremento de la Capacidad Nominal del Compresor por cada 10°F de Cambio en la Temperatura del Líquido por Subenfriamiento Natural o Mecánico

R-134a

Para Todas las Temperaturas de Evaporación

Temperatura de Condensación	Gas de Retorno 65°F	Gas de Retorno 50°F
140°F	6,9%	7,6%
130°F	6,3%	6,9%
120°F	5,8%	6,3%
110°F	5,4%	5,8%
100°F	5,0%	5,4%
90°F	4,6%	5,0%

CUADRO 5

Incremento de la Capacidad Nominal del Compresor por cada 10°F de Cambio en la Temperatura del Líquido por Subenfriamiento Natural o Mecánico

R-404A

Para Todas las Temperaturas de Evaporación

Temperatura de Condensación	Gas de Retorno 65°F	Gas de Retorno 50°F
140°F	15,8%	18,5%
130°F	12,4%	14,3%
120°F	10,2%	11,6%
110°F	8,7%	9,8%
100°F	7,6%	8,4%
90°F	6,8%	7,4%

Transferencia de Calor al Vapor de Succión

En una hoja de especificaciones de un compresor que muestra la capacidad con gas de retorno a 65°F, la capacidad del compresor ha sido medida en un calorímetro considerando todo el contenido de calor del gas de succión a 65°F. Esto sólo puede lograrse con un intercambiador de calor de líquido de succión ubicado en la salida del espacio refrigerado y con una capacidad suficiente como para incrementar la temperatura del gas de succión a 65°F.

En la práctica, esto rara vez o nunca sucede en una instalación real. Es bastante común tener gas a 65°F entrando al compresor, pero parte de la ganancia de calor típicamente entra a la línea de succión desde afuera del espacio refrigerado y reduce por lo tanto la capacidad publicada. Los Cuadros 6 a 10 muestran el efecto en la capacidad bajo diferentes condiciones.

Como se señaló previamente, las mismas cifras pueden usarse para calcular el beneficio de un intercambio de calor de líquido a succión, determinando cuánto de la ganancia de calor externo puede reemplazarse por un intercambio de calor entre el líquido y la succión.

CUADRO 6

Pérdida de Capacidad Nominal del Compresor
Debido a la Ganancia de Calor en la Línea de Succión Fuera del Espacio Refrigerado
por cada 10°F de Incremento en la Temperatura del Gas de Succión
R-12

Condiciones	Temperatura de Condensación 100°F		Temperatura de Condensación 110°F		Temperatura de Condensación 120°F	
	65°F Gas de Retorno	50°F Gas de Retorno	65°F Gas de Retorno	50°F Gas de Retorno	65°F Gas de Retorno	50°F Gas de Retorno
Baja						
0°F subenf.	2,6%	2,7%	2,7%	2,8%	2,8%	2,9%
50°F subenf.	2,1%	2,2%	2,2%	2,3%	2,3%	2,4%
Media						
0°F subenf.	2,7%	2,8%	2,8%	3,0%	3,0%	3,1%
50°F subenf.	2,3%	2,3%	2,3%	2,4%	2,4%	2,5%
Alta						
0°F subenf.	2,9%		3,1%		3,2%	
50°F subenf.	2,4%		2,5%		2,6%	

CUADRO 7

Pérdida de Capacidad Nominal del Compresor
Debido a la Ganancia de Calor en la Línea de Succión Fuera del Espacio Refrigerado
por cada 10°F de Incremento en la Temperatura del Gas de Succión
R-502

Condiciones	Temperatura de Condensación 100°F		Temperatura de Condensación 110°F		Temperatura de Condensación 120°F	
	65°F Gas de Retorno	50°F Gas de Retorno	65°F Gas de Retorno	50°F Gas de Retorno	65°F Gas de Retorno	50°F Gas de Retorno
Temp. Baja						
0°F subenf.	3,1%	3,3%	3,4%	3,5%	3,6%	3,8%
50°F subenf.	2,5%	2,5%	2,6%	2,7%	2,7%	2,8%
Temp. Media						
0°F subenf.	2,7%	3,5%	3,6%	3,8%	3,8%	4,1%
50°F subenf.	2,6%	2,7%	2,7%	2,8%	2,8%	3,0%

CUADRO 8

Pérdida de Capacidad Nominal del Compresor
Debido a la Ganancia de Calor en la Línea de Succión Fuera del Espacio Refrigerado
por cada 10°F de Incremento en la Temperatura del Gas de Succión
R-22

Condiciones	Temperatura de Condensación 100°F		Temperatura de Condensación 110°F		Temperatura de Condensación 120°F	
	65°F Gas de Retorno	50°F Gas de Retorno	65°F Gas de Retorno	50°F Gas de Retorno	65°F Gas de Retorno	50°F Gas de Retorno
Temp. Baja 0°F subenf. 50°F subenf.	2,2% 1,9%	2,3% 1,9%	2,3% 1,9%	2,3% 2,0%	2,4% 2,0%	2,5% 2,0%
Temp. Media 0°F subenf. 50°F subenf.	2,5% 2,0%		2,5% 2,2%		2,7% 2,2%	

CUADRO 9

Pérdida de Capacidad Nominal del Compresor
Debido a la Ganancia de Calor en la Línea de Succión Fuera del Espacio Refrigerado
por cada 10°F de Incremento en la Temperatura del Gas de Succión
R-404A

Condiciones	Temperatura de Condensación 100°F		Temperatura de Condensación 110°F		Temperatura de Condensación 120°F	
	65°F Gas de Retorno	50°F Gas de Retorno	65°F Gas de Retorno	50°F Gas de Retorno	65°F Gas de Retorno	50°F Gas de Retorno
Temp. Baja 0°F subenf. 50°F subenf.	3,5% 2,6%	3,6% 2,7%	3,7% 2,8%	3,9% 2,9%	4,1% 2,9%	4,3% 3,0%
Temp. Media 0°F subenf. 50°F subenf.	3,8% 2,9%	4,1% 3,1%	4,2% 3,1%	4,4% 3,2%	4,5% 3,2%	4,8% 3,4%

CUADRO 10

Pérdida de Capacidad Nominal del Compresor
Debido a la Ganancia de Calor en la Línea de Succión Fuera del Espacio Refrigerado
por cada 10°F de Incremento en la Temperatura del Gas de Succión
R-134a

Condiciones	Temperatura de Condensación 100°F		Temperatura de Condensación 110°F		Temperatura de Condensación 120°F	
	65°F Gas de Retorno	50°F Gas de Retorno	65°F Gas de Retorno	50°F Gas de Retorno	65°F Gas de Retorno	50°F Gas de Retorno
Temp. Baja 0°F subenf. 50°F subenf.	2,9% 2,3%	3,0% 2,4%	3,1% 2,4%	3,2% 2,5%	3,2% 2,6%	3,4% 2,6%
Temp. Media 0°F subenf. 50°F subenf.	3,1% 2,5%		3,3% 2,6%		3,5% 2,7%	

Cambios en la Temperatura del Gas de Retorno

Los valores nominales de los compresores se determinan ya sea para una temperatura determinada del gas de retorno, o para un sobrecalentamiento fijo del gas de succión. Vapor de succión entrando al compresor a cualquier otra temperatura cambia la capacidad del compresor. Tres factores deben ser considerados. Una disminución en la temperatura del gas de retorno reducirá la entalpía, o el contenido de calor del vapor entrante, mientras que el gas más frío será más denso, incrementando así el flujo de masa a través del compresor, y estos dos factores tienden a compensarse entre sí. Un cambio en la temperatura del gas de retorno afectará la transferencia de calor dentro del compresor.

El efecto neto de estos cambios en un compresor Copelametic típico con diferentes refrigerantes se indica en el Cuadro 11.

Es de notar la gran diferencia en el funcionamiento del R-22 en contraposición al R-12 y al R-502. El R-22 tiene un efecto de refrigeración mucho mayor que los otros refrigerantes y el vapor es mucho menos denso que el del R-502. El efecto neto es que, en compresores herméticos accesibles usados para trabajos de

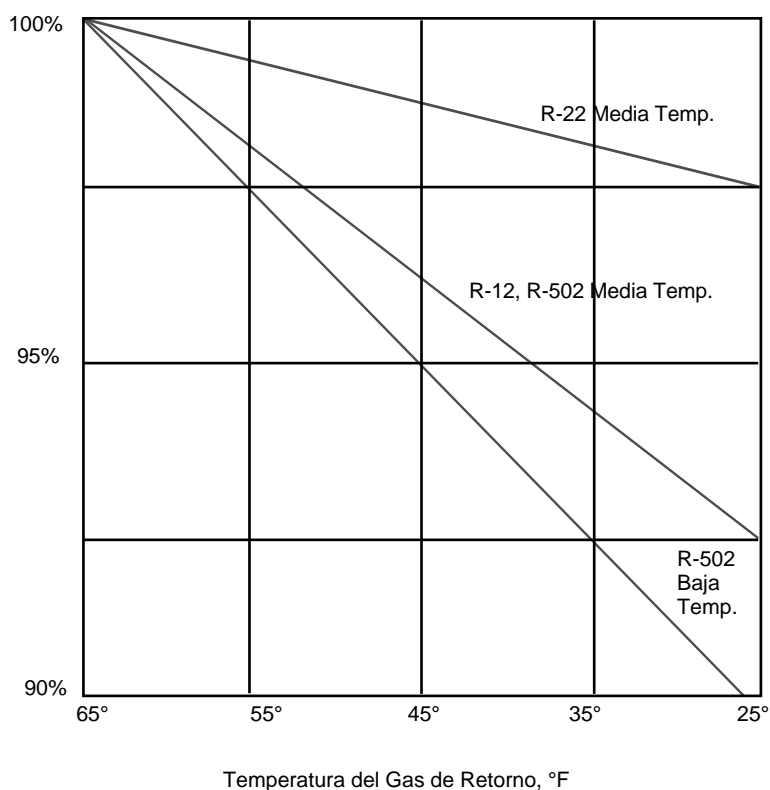
refrigeración, los cambios en la temperatura del gas de retorno con el R-22 tienen poco efecto sobre la capacidad del compresor.

Parece haber poco efecto en el consumo de energía con bajas temperaturas de gas de retorno. Los cambios son tan pequeños que son difíciles de medir pero, al parecer, promedian aproximadamente 1% de aumento en el consumo de energía por cada 30°F de disminución en la temperatura del gas de retorno.

Efecto de la Temperatura del Gas de Retorno en la Capacidad del Compresor

Se incluye información adicional sobre el R-22 y los nuevos refrigerantes HFC que no afectan la capa de ozono como el R-134a y el R-404a. Esta información se halla en las tablas 12 y 13. Estas tablas muestran la variación neta de la capacidad para una temperatura de evaporación de 0°F (-17,8°C) con temperaturas variables de condensación y de gas de retorno. Se dan los valores para temperaturas de gas de retorno de 40°F y de 65°F, debido a que los compresores semiherméticos se evalúan con una temperatura de gas de retorno de 65°F, y los herméticos con 40°F.

CUADRO 11
Efecto de la Temperatura del Gas de Retorno en la Capacidad del Compresor



CUADRO 12

Pérdida en la Capacidad Nominal del Compresor Debida a la Temperatura del Gas de Retorno Con Respecto a un Gas de Retorno de 65°F

R-22

Gas de Retorno	Temperatura de Condensación 140°F	Temperatura de Condensación 130°F	Temperatura de Condensación 110°F	Temperatura de Condensación 90°F
0°F	6,0%	4,7%	3,1%	1,8%
20°F	4,2%	3,4%	2,3%	1,4%
30°F	2,9%	2,7%	1,8%	1,2%
40°F	2,0%	1,9%	1,4%	0,0%
65°F	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%

CUADRO 13

Pérdida en la Capacidad Nominal del Compresor Debida a la Temperatura del Gas de Retorno Con Respecto a un Gas de Retorno de 40°F

R-22

Gas de Retorno	Temperatura de Condensación 140°F	Temperatura de Condensación 130°F	Temperatura de Condensación 110°F	Temperatura de Condensación 90°F
0°F	3,5%	2,8%	1,8%	1,0%
20°F	1,8%	1,5%	1,0%	0,5%
30°F	0,9%	0,8%	0,5%	0,3%
40°F	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
65°F	+2,3%	2,0%	+1,4%	+0,9%

R-404A

Gas de Retorno	Temperatura de Condensación 140°F	Temperatura de Condensación 130°F	Temperatura de Condensación 110°F	Temperatura de Condensación 90°F
0°F	28,6%	22,9%	16,0%	11,7%
20°F	19,5%	15,7%	11,0%	8,2%
30°F	15,1%	12,1%	8,5%	6,4%
40°F	10,7%	8,6%	6,1%	4,5%
65°F	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%

R-404A

Gas de Retorno	Temperatura de Condensación 140°F	Temperatura de Condensación 130°F	Temperatura de Condensación 110°F	Temperatura de Condensación 90°F
0°F	20,1%	15,6%	10,5%	7,5%
20°F	9,9%	7,7%	5,2%	3,8%
30°F	4,9%	3,8%	2,6%	1,9%
40°F	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
65°F	12,0%	+9,4%	+6,5%	+4,8%

R-134a

Gas de Retorno	Temperatura de Condensación 140°F	Temperatura de Condensación 130°F	Temperatura de Condensación 110°F	Temperatura de Condensación 90°F
0°F	13,2%	12,2%	9,4%	7,3%
20°F	9,3%	8,4%	6,6%	5,2%
30°F	7,3%	6,6%	5,1%	4,0%
40°F	5,3%	4,7%	3,7%	2,9%
65°F	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%

R-134a

Gas de Retorno	Temperatura de Condensación 140°F	Temperatura de Condensación 130°F	Temperatura de Condensación 110°F	Temperatura de Condensación 90°F
0°F	8,3%	7,9%	6,0%	4,5%
20°F	4,2%	3,9%	3,0%	2,3%
30°F	2,1%	2,0%	1,5%	1,2%
40°F	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
65°F	+5,6%	+4,9%	+3,8%	3,0%

Conversión de la Capacidad Nominal a la Capacidad Real

Evaluando el efecto de las condiciones reales de operación y partiendo de los valores nominales publicados, es posible hacer estimaciones razonables de la capacidad real efectiva del sistema y, en algunos casos, es posible evaluar los efectos de los cambios de diseño sobre el sistema.

Ejemplo N° 1

El compresor scroll de refrigeración modelo ZF06K4E-TF5 operando con R-404A tiene una capacidad nominal de 6.820 Btu/hr a -25°F de evaporación, 100°F de condensación, 0°F de subenfriamiento líquido y 65°F de gas de retorno.

¿Cuál es la capacidad efectiva real estimada en la cámara fría si hay un subenfriamiento del líquido natural de 10°F, si el gas de succión deja el refrigerador y el intercambiador de calor a +10°F, recoge calor del suelo y del cuarto de máquinas y entra al compresor a 40°F?

1. Efecto del gas de retorno a 40°F del Cuadro 12	- 5,3%
2. Efecto de 10°F de subenfriamiento adicional del Cuadro 5	+ 8,4 %
3. Pérdida debida a ganancia de calor de 30° en la línea de succión del Cuadro 9	- 10,7%
Corrección Neta	- 7,6%

Capacidad neta real disponible
6.820 Btu/hr x 92,4% = 6.300 Btu/hr

Ejemplo N° 2

Tomando en cuenta el mismo compresor, ¿cuál es la capacidad efectiva real si los 10°F de subenfriamiento permanecen como en el ejemplo n° 1, el gas de succión es elevado a 40°F antes de dejar el refrigerador y el intercambiador de calor, y el gas de retorno entra al compresor a 65°F?

1. Efecto de 10°F de subenfriamiento Adicional del Cuadro 5	+ 8,4%
2. Pérdida debida a ganancia de calor de 25°F en la línea de succión del Cuadro 9	- 8,3%
Corrección Neta	+ 0,1%

Capacidad neta real disponible
6.820 Btu/hr x 100,1% = 6.830 Btu/hr.

Ejemplo N° 3

El compresor Discus modelo 6DH3-200E-TSK tiene una capacidad nominal de 136.000 Btu/hr con R-134A a 15°F de evaporación, 110°F de condensación, 0°F de subenfriamiento líquido y 65°F de gas de retorno.

¿Cuál es la capacidad efectiva si se aplica en un supermercado con líquido saturado entrando a un intercambiador de calor líquido-succión en la sala del compresor, el líquido subenfriado corre en líneas aisladas al refrigerador, el gas de succión deja el refrigerador a 20°F, el vapor de succión se calienta a 40°F antes de entrar al intercambiador de calor y el vapor de succión se calienta a 50°F al dejar el intercambiador de calor y entrar al compresor?

1. Pérdida debida a la ganancia de calor de 20°F en la línea de succión del Cuadro 10	- 6,4%
2. Pérdida debida a la disminución en la temperatura del gas de retorno de 15°F del Cuadro 12	- 3,3%
Corrección Neta	- 9,7%

Capacidad neta real disponible
136.000 Btu/hr x 90,3% = 122.810 Btu/hr.

De un modo similar, con interpolación, es posible hacer una evaluación de la mayoría de los sistemas de refrigeración que operan en condiciones distintas a las de los valores nominales. Para realizar comparaciones, los mismos factores pueden aplicarse a compresores con diferentes valores nominales.