

ANÁLISE DE CICLOS FRIGORÍFICOS

Índice:

1. Análise de Ciclos frigoríficos para bomba de calor	3
1.1. Consideracións sobre os datos do estudo	4
1.2. Comparativa entre refrixerantes a 45°C	7
1.2.2. Ciclos frigorífico con GLPs.....	8
1.2.2.1. Ciclo frigorífico con R600a.....	8
1.2.2.2. Ciclo frigorífico con R-290.....	9
1.3. Comparativa entre os refrixerantes a 55°C	10
1.3.2. Ciclos frigorífico con GLPs.....	13
1.3.2.1. Ciclo frigorífico con R600a.....	13
1.3.2.2. Ciclo frigorífico con R-290.....	15
1.4. Comparativa entre o refrixerantes a 45°C	16
1.4.2. Ciclos frigorífico con GLPs.....	17
1.4.2.1. Ciclo frigorífico con R600a.....	17
1.4.2.2. Ciclo frigorífico con R-290.....	20
2. Resultados e conclusións da comparativa de ciclos.....	21
2.1. Resultados das simulacións.....	21
2.2. Comparativa de consumo e emisións	22
2.3. Conclusións	25
3. Exercicios relacionados con esta unidade de traballo	26
4. Módulos vencellados con esta unidade de traballo	26

1. Análise de Ciclos frigoríficos para bomba de calor.

Os equipos de aerotermia permiten extraer calor do aire exterior a través dun ciclo termodinámico, e consumindo en electricidade só unha parte do calor que aporta a instalación.

Partimos da base dunha instalación de calefacción e/ou AQS (auga quente sanitaria) de tamaño pequeno, que podería servir a unha vivenda de uns 80/100 m², e na que podemos establecer unha potencia térmica nominal de 6 kW. A escala da instalación non afecta en ningún caso ós resultados, que sería reproducibles para instalacións maiores, de ata 20 ou 25 kW de potencia calorífica e que podería atender necesidades de produción de calor de vivendas ou locais de ata 250/300 m².

No noso caso analizaremos o comportamento dunha bomba de calor aire-agua Cobaltherm 6M, con diversas temperaturas de uso para calefacción, ben sexa chan radiante, radiadores e/ou produción de AQS e considerando en todos os casos a mesma temperatura exterior de inverno.

Estas máquinas contan con tecnoloxía inverter no compresor, que se encarga de modular a potencia do mesmo e reducir deste xeito os consumos a carga parcial. Ademais o ciclo no que opera é reversible e poden de tal xeito proporcionar climatización en verán, se ben ese non é o campo de estudo do presente traballo.

O principio de funcionamento desta máquina e, a grandes rasgos, o definido na figura 1. Un fluído refrixerante, de serie o R-410A, faise circular por dentro dunha máquina na que se lle provoca un cambio de estado, primeiro de líquido a gas e logo de gas a líquido. O calor latente liberado ou absorbido neses cambios de estado é aproveitado pola máquina para quentar ou enfriar un recinto, xa ben sexa polo medio dun fluído caloportador coma a auga ou de xeito directo. O consumo enerxético desa máquina prodúcese no motor eléctrico que alimenta ó compresor, de tal xeito que alcanzamos rendementos nominais en produción de calor do orde do 400%. Isto quere dicir que consumindo un 25% de enerxía eléctrica esa máquina produce un 100% de enerxía calorífica. Este valor de rendimento nas máquinas nomease COP.

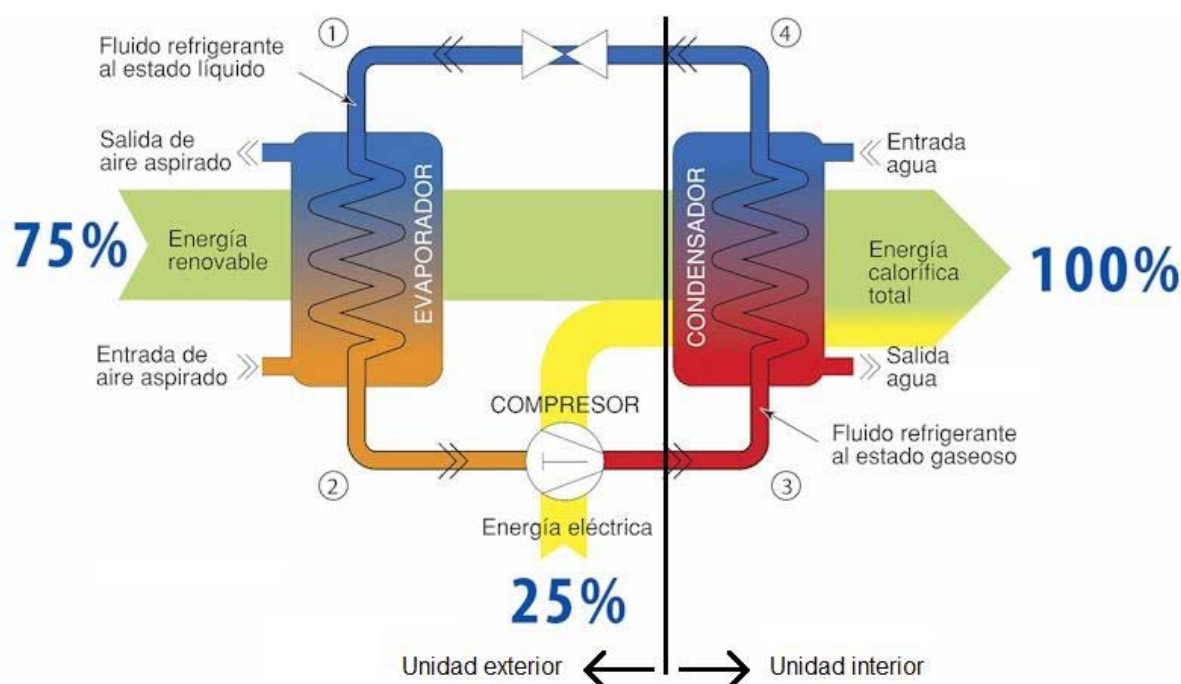


Figura 1 (Fonte: catálogo aerotermia Eternity Panel)

Os fabricantes de bombas de calor solen expresar para unha máquina dada os valores de COP, potencia calorífica dispoñible e potencia eléctrica do compresor para uns valores de temperatura exterior e de temperatura de preparación dadas. No caso da bomba que nos traballamos estes datos “comerciais” son os indicados na táboa 1, para temperaturas ambiente exterior de 7°C e de quencemento de auga de 35°C.

MODELO BOMBA DE CALOR			MONOFÁSICAS			
			6M	8M	12M	16M
Calor a A7°/W35°	Potencia nominal	kW	6	8	11,2	16
	Consumo nominal	kW	1,36	1,82	2,51	3,9
	COP		4,42	4,4	4,45	4,1
	Tª máx. impulsión	°C	60	60	60	60

Táboa 1 (Fonte: catálogo aerotermia Eternity Panel)

1.1. Consideracións sobre os datos do estudo

Como se introduceu no apartado anterior o estudo que se fará neste documento é a comparativa do desempeño, medido polo seu COP, da máquina comercial, unha bomba de calor Cobaltherm 6M, con tres fluídos refrixerantes distintos e en diferentes situacións, simulando diferentes aplicacións terminais do calor producido.

As condicións nominais da máquina, as que se indican na táboa 1, veñen dadas polo uso do refrixerante R410A e traballando para unha temperatura ambiente exterior de 7°C e unha temperatura de preparación de auga quente a 35°C. Estas condicións nominais, se ben son válidas para usos comerciais, e para comparar o desempeño de distintos modelos e fabricantes, non nos chegan para analizar polo miúdo o comportamento e a conveniencia de cambiar o refrixerante de partida polos refrixerantes propostos. Por iso, a máquina comparárase en 3 condicións de traballo, cada unha coincidente con un tipo de instalación de calor diferente.

Para as condicións exteriores en todos os casos se escolleu unha temperatura evaporación a 0°C, mentres que para a temperatura de condensación tomaráanse 3 escalons:

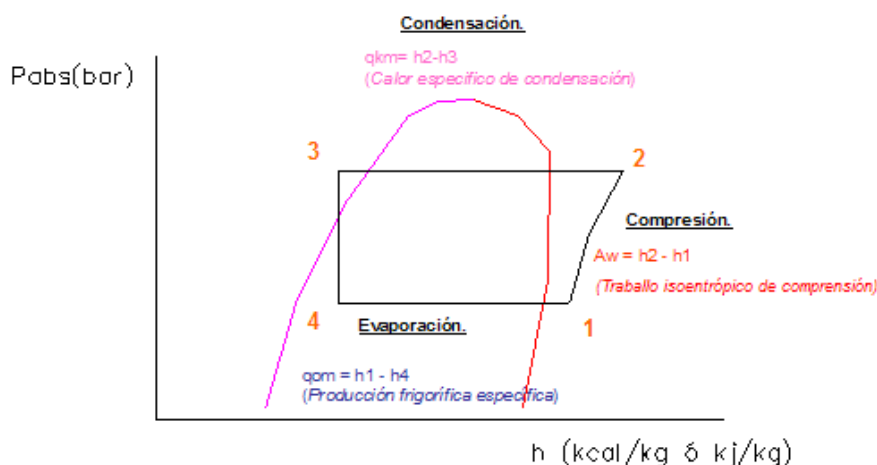
- **45°C**, que correspondería con unha aplicación de sólo calefacción de baixa temperatura como o chan radiante, no que pretendemos impulsar auga a un máximo de 35°C
- **55°C**, que correspondería con unha aplicación de calefacción por radiadores, a baixa temperatura, e ca produción sumultánea de AQS, no que pretendemos traballar con auga cercana ós 50°C
- **50°C** para unha aplicación mixta entre as dúas anteriores, ou na que se teñan radiadores pero non produción de AQS

A metodoloxía que empregaremos será a de apoiarnos nun programa informático, usaremos o programa informático COOLPACK versión 1.49 (Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark), para deste xeito afinar os datos e os valores de COP das distintas simulacións para ás 3 situacións simuladas de traballo e con 3 refrixerantes distintos:

- O **R410A**, que é un refrixerante hidrofluorocarbonado de uso xeralizado neste tipo de máquinas
- Dous GLP (gases licuados do petróleo) como son o **R290** (propano) e o **R600a** (isobutano)

Deste xeito poderemos comparar os desempeños de nove simulacións da mesma máquina con diferentes combinacións refrixerante-aplicación.

O primeiro paso será introducir os datos de partida no programa informático e deste xeito poder trazar en cada un destes nove casos o comportamento do refrixerante dentro da máquina. Este comportamento seguirá un ciclo, que representado nun diagrama Presión-entalpía (p-h) terá un aspecto coma o que se amosa na imaxe.



ENERXÍAS NO CICLO FRIGORÍFICO

Coas entalpías dos puntos característicos da máquina, que o programa informático nos da con gran precisión e nos representa por medio duha táboa que chama “state points”, podemos calcular as enerxías en xogo no ciclo frigorífico.

Potencia calorífica neta (Heating capacity, q_{km}): É a potencia calorífica que se obtén no condensador.

Potencia compresión (A_w): É a potencia, traballo por unidade de tempo, da que se alimenta o compresor.

Rendemento indicado (Compressor performance, η_i): Representa o incremento no traballo de compresión debido aos rendementos do compresor. Nel inflúen tanto o rendemento volumétrico(η_v) como o rendemento eléctrico(η_e) e o rendemento mecánico(η_m).

$$\eta_i = \eta_v * \eta_m * \eta_e$$

$$A_w(\text{real}) = \frac{A_w(\text{teórico})}{\eta_i}$$

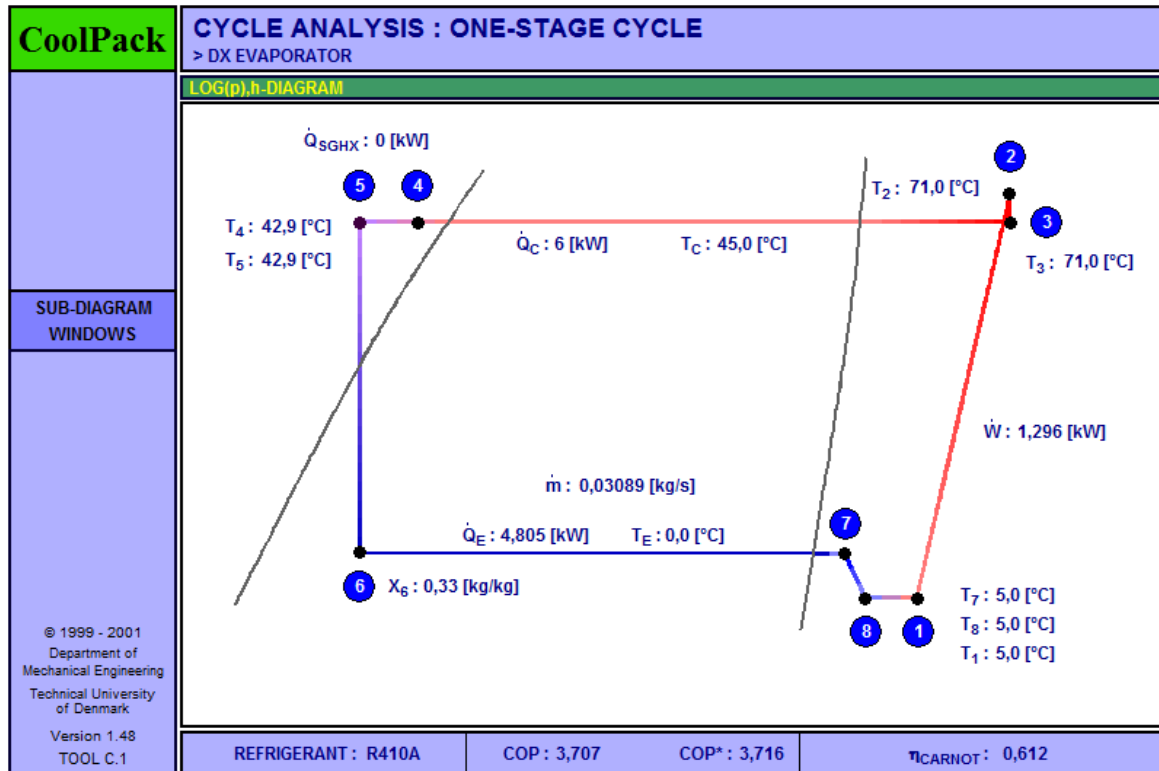
Os compresores que usan estas máquinas son compresores tipo scroll; ao non dispoñer de datos dos fabricantes, en canto ao rendemento indicado destes, usaremos un valor teórico igual para todos os casos. Os compresores scroll, ao carecer do espazo morto característico dos compresores alternativos, teñen un elevado rendemento volumétrico para todas as condicións de funcionamento que poden presentarse (de diversas relacións de compresión. Ademais a inexistencia de xuntas e segmentos fai que as perdas mecánicas por rozamento sexan tamén moi baixas. Por todo iso tómasse 85% como rendemento de referencia, rendemento co que practicamente se pode replicar no ciclo teórico os resultados dos valores de rendemento nominal dados polo fabricante da máquina para o R410A. En calquer caso, o erro de precisión que poidamos cometer ao aplicar este rendemento nas simulación das instalacións non alterará en ningún caso o resultado final comparativo.

Rendemento do ciclo frígorigo (COP):a continuación acharemos en rendemento do ciclo frígorigo (COP) como:

$$\text{COP} = q_{km} / A_w \text{ real}$$

1.2. Comparativa entre refrigerantes a 45°C

1.2.1. Ciclo frigorífico con R-410A



Cos datos de partida o ciclo queda como sigue:

STATE POINTS					Additional information
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	
1	5,0	783,6	287,3	29,0	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 3,509
2	71,0	2749,2	325,0	92,2	
3	71,0	2716,9	325,6	90,7	$T_{2,IS}$: 45,5 [°C] $T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
4	42,9	2716,9	131,3	960,5	
5	42,9	2716,9	131,3	960,5	$T_{2,W}$: 45,5 [°C] $T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
6	-0,1	796,1	131,3	-----	
7	5,0	796,1	286,9	29,6	
8	5,0	783,6	287,3	29,0	

NUMERACIÓN DE PUNTOS NO CICLO FRIGORÍFICO

Pechamos o ciclo frigorífico no programa informático obtendo os seguintes valores:

Co que os datos rendemento neste caso quedáanos: COP=3,707

CYCLE CAPACITY					
Heating capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	6	$\dot{Q}_E$: 4,805 [kW]	$\dot{Q}_C$: 6 [kW]	$\dot{m}$: 0,03089 [kg/s]	$\dot{V}_S$: 3,83 [m³/h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,85	η_{IS} : 0,850 [-]	$\dot{W}$: 1,296 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,0 [%]	T_2 : 71,0 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$: 0,1296 [kW]	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	$\dot{Q}_{SL}$: 11 [W]	T_8 : 5,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]	

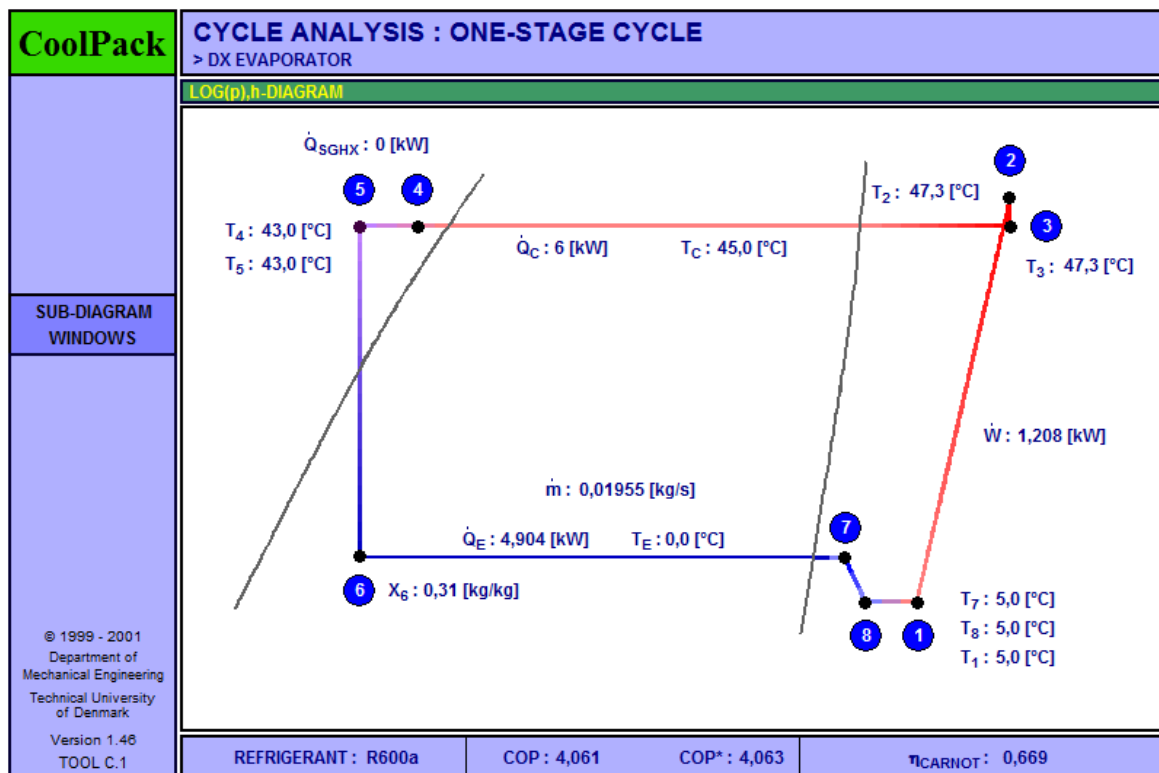
1.2.2. Ciclos frigorífico con GLPs

Neste caso estableceremos duas soluciones; unha con R600a (isobutano) e outra con R290 (propano)

1.2.2.1. Ciclo frigorífico con R600a.

Cos datos de partida o ciclo queda como sigue:

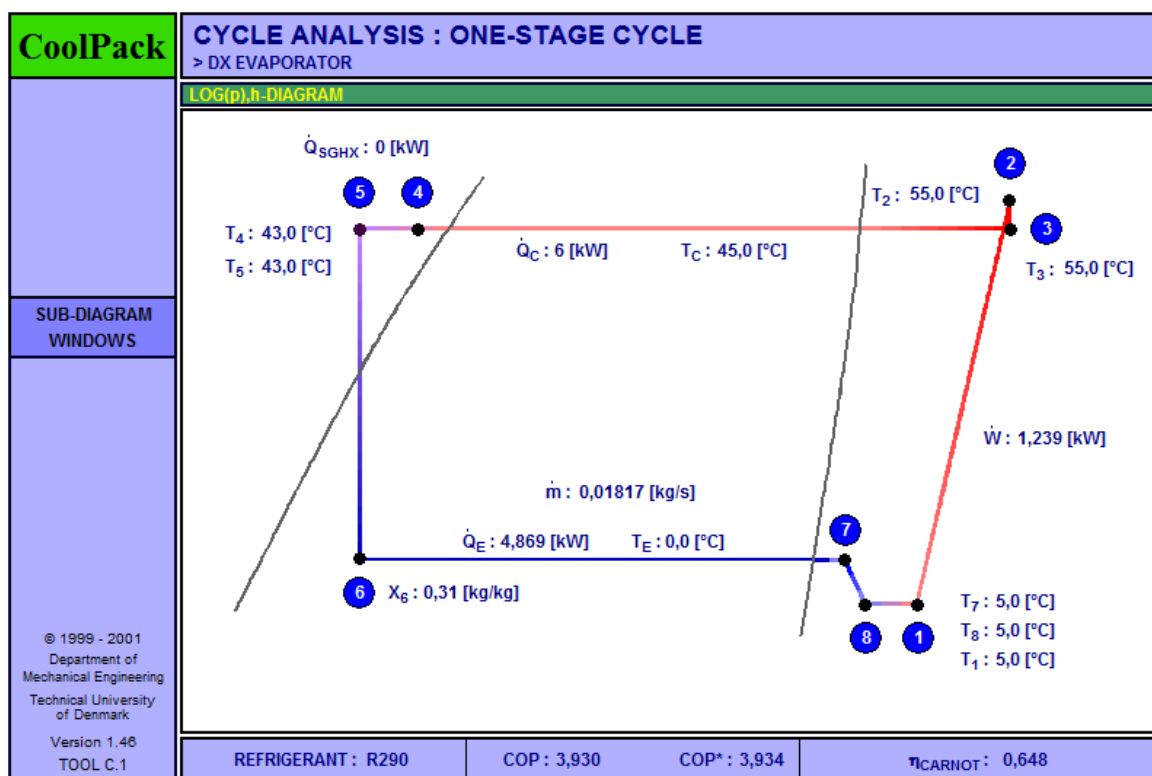
Pechamos o ciclo frigorífico no programa informático obtendo os seguintes valores:



STATE POINTS					
STATE POINT	TEMPERATURE	PRESSURE	ENTHALPY	DENSITY	Additional information
	[°C]	[kPa]	[kJ/kg]	[kg/m ³]	
1	5,0	154,9	685,7	4,1	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 3,924
2	47,3	607,8	741,3	15,7	
3	47,3	600,3	741,7	15,4	$T_{2,IS} : 45,8 [°C]$
4	43,0	600,3	434,8	527,3	$T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
5	43,0	600,3	434,8	527,3	$T_{2,W} : 50,4 [°C]$
6	0,0	157,7	434,8	-----	
7	5,0	157,7	685,6	4,2	$T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
8	5,0	154,9	685,7	4,1	

Co que o rendemento neste caso nos queda, $COP = 4,061$

1.2.2.2. Ciclo frigorífico con R-290



Como no apartado anterior partimos dos datos e trazamos o ciclo:

STATE POINTS					
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	Additional information
1	5,0	470,7	485,3	9,9	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 3,286
2	55,0	1546,6	546,6	31,3	
3	55,0	1529,7	547,2	30,9	
4	43,0	1529,7	216,9	461,9	$T_{2,IS}$: 53,5 [°C] $T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
5	43,0	1529,7	216,9	461,9	
6	0,0	477,9	216,9	-----	$T_{2,W}$: 58,1 [°C] $T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
7	5,0	477,9	485,0	10,1	
8	5,0	470,7	485,3	9,9	

Pechamos o ciclo frigorífico no programa informático obtendo os seguintes valores:

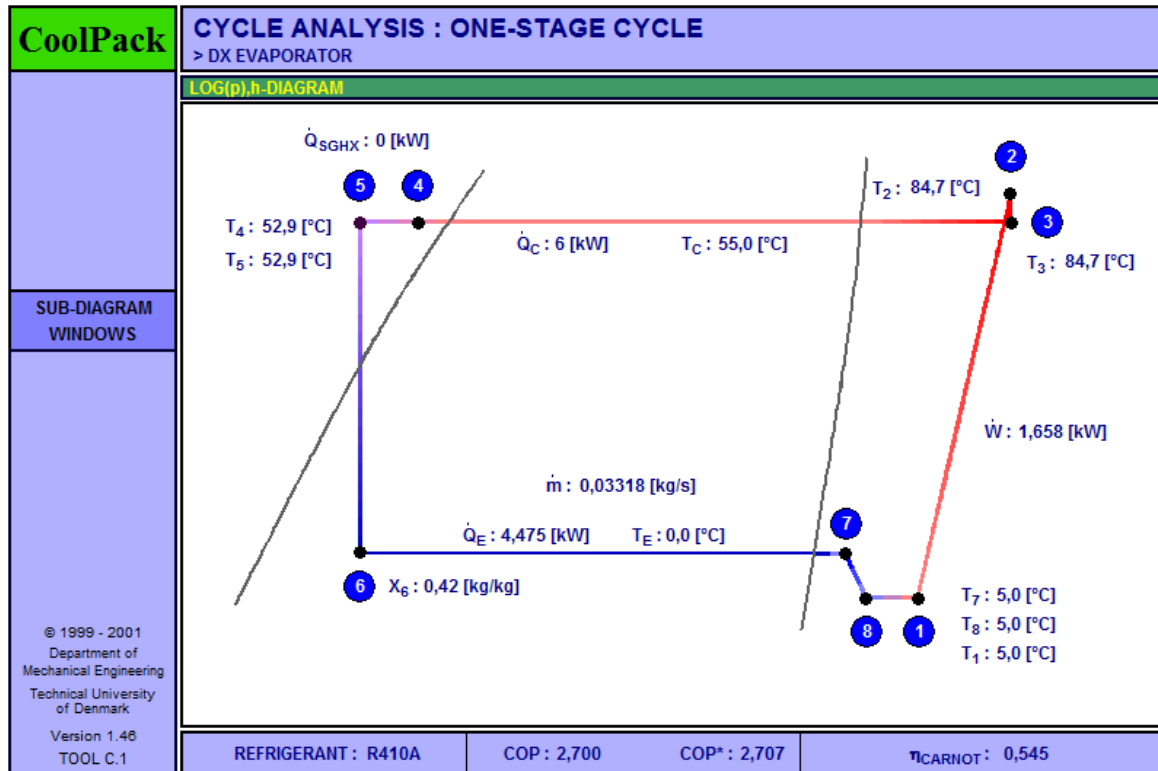
CYCLE CAPACITY					
Heating capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	6	$\dot{Q}_E$: 4,869 [kW]	$\dot{Q}_C$: 6 [kW]	$\dot{m}$: 0,01817 [kg/s]	$\dot{V}_S$: 6,60 [m³/h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,85	η_{IS} : 0,850 [-]	$\dot{W}$: 1,239 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,0 [%]	T_2 : 55,0 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$: 0,1239 [kW]	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	$\dot{Q}_{SL}$: 5 [W]	T_8 : 5,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]	

Co que o rendimento neste caso nos queda, COP =3,930

1.3. Comparativa entre os refrixerantes a 55°C

1.3.1. Ciclo frigorífico con R-410A

Cos datos de partida o ciclo queda como sigue:



Pechamos o ciclo frigorífico no programa informático obtendo os seguintes valores:

STATE POINTS					Additional information
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	
1	5,0	783,6	287,3	29,0	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 4,416
2	84,7	3459,9	332,2	114,9	
3	84,7	3421,3	332,9	113,1	$T_{2,IS}$: 55,5 [°C] $T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
4	52,9	3421,3	152,0	888,7	
5	52,9	3421,3	152,0	888,7	$T_{2,W}$: 55,5 [°C] $T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
6	-0,1	796,1	152,0	----	
7	5,0	796,1	286,9	29,6	
8	5,0	783,6	287,3	29,0	

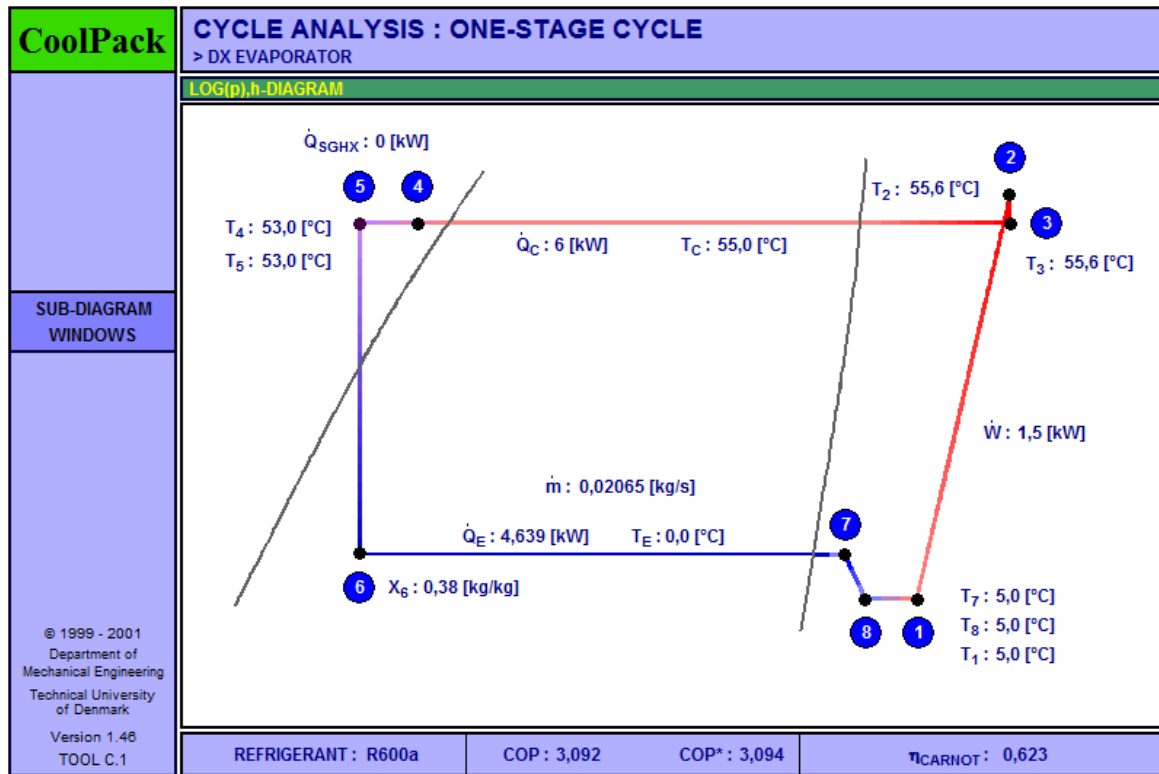
CYCLE CAPACITY				
Heating capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	6	$\dot{Q}_E$: 4,475 [kW]	$\dot{Q}_C$: 6 [kW]	$\dot{m}$: 0,03318 [kg/s] $\dot{V}_S$: 4,12 [m ³ /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE				
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,85	η_{IS} : 0,850 [-]	$\dot{W}$: 1,658 [kW]	
COMPRESSOR HEAT LOSS				
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,0 [%]	T_2 : 84,7 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$: 0,1658 [kW]
SUCTION LINE				
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	$\dot{Q}_{SL}$: 12 [W]	T_8 : 5,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]

Co que os datos rendemento neste caso quédanos, COP=2,700

1.3.2. Ciclos frigorífico con GLPs

Neste caso, igual que antes, estableceremos duas soluciones; unha con R600a (isobutano) e outra con R290 (propano)

1.3.2.1. Ciclo frigorífico con R600a.



Cos datos de partida o ciclo queda como sigue:

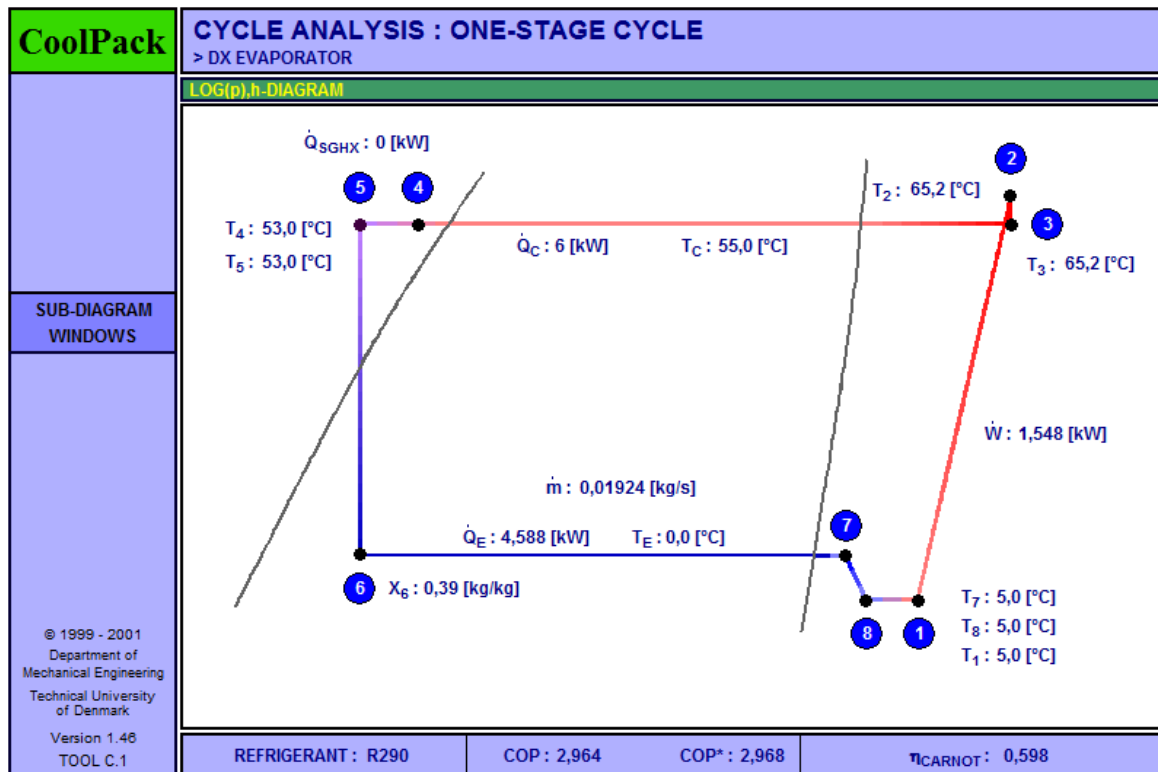
STATE POINTS					Additional information
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	
1	5,0	154,9	685,7	4,1	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 4,995
2	55,6	773,8	751,1	20,1	
3	55,6	764,8	751,5	19,9	$T_{2,IS}$: 55,5 [°C] $T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
4	53,0	764,8	461,0	513,1	
5	53,0	764,8	461,0	513,1	$T_{2,W}$: 59,1 [°C] $T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
6	0,0	157,7	461,0	-----	
7	5,0	157,7	685,6	4,2	
8	5,0	154,9	685,7	4,1	

Pechamos o ciclo frigorífico no programa informático obtendo os seguintes valores:

CYCLE CAPACITY				
Heating capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	6	$\dot{Q}_E$: 4,639 [kW]	$\dot{Q}_C$: 6 [kW]	$\dot{m}$: 0,02065 [kg/s] $\dot{V}_S$: 17,99 [m ³ /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE				
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,85	η_{IS} : 0,850 [-]	$\dot{W}$: 1,5 [kW]	
COMPRESSOR HEAT LOSS				
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,0 [%]	T_2 : 55,6 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$: 0,15 [kW]
SUCTION LINE				
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	$\dot{Q}_{SL}$: 3 [W]	T_8 : 5,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]

Co que o rendemento neste caso nos queda, COP=3,092

1.3.2.2. Ciclo frigorífico con R-290



Como no apartado anterior partimos dos datos e trazamos o ciclo:

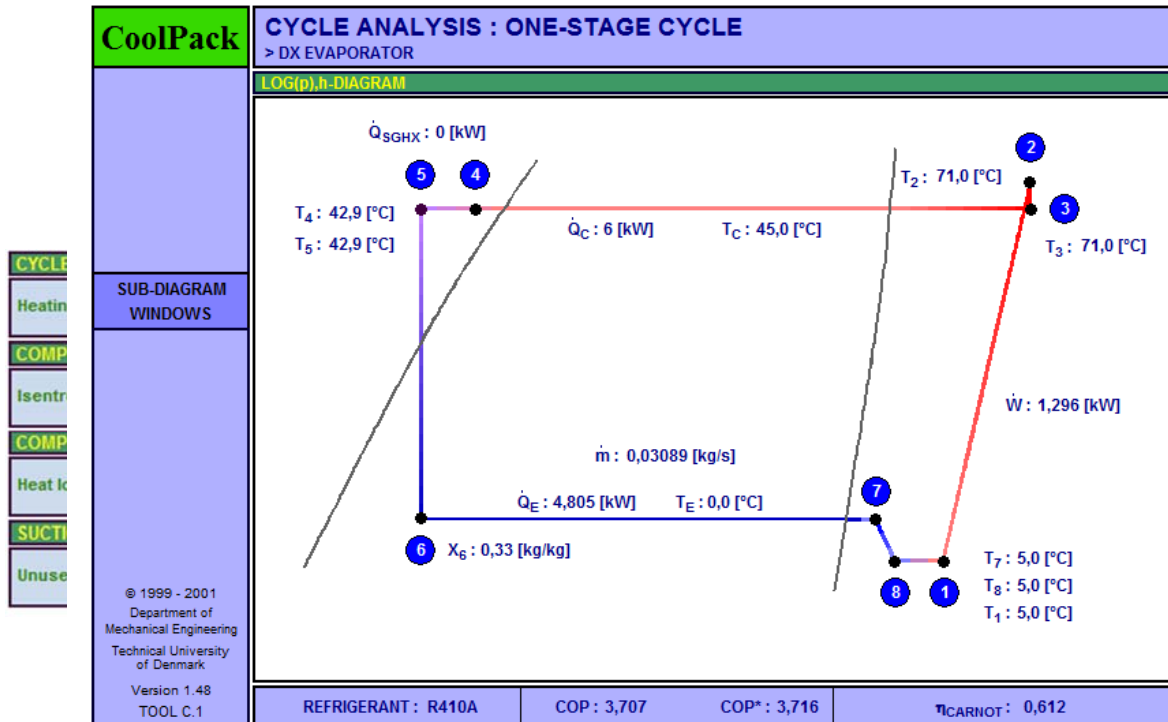
Pechamos o ciclo frigorífico no programa informático obtendo os seguintes valores:

STATE POINTS					
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	Additional information
1	5,0	470,7	485,3	9,9	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 4,068
2	65,2	1915,0	557,6	39,2	
3	65,2	1895,2	558,3	38,6	
4	53,0	1895,2	246,5	442,7	
5	53,0	1895,2	246,5	442,7	$T_{2,IS}$: 63,5 [°C] $T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
6	0,0	477,9	246,5	-----	
7	5,0	477,9	485,0	10,1	$T_{2,W}$: 68,6 [°C] $T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
8	5,0	470,7	485,3	9,9	

Co que o rendimento neste caso nos queda, COP=2,964

1.4. Comparativa entre o refrixerantes a 45°C

1.4.1. Ciclo frigorífico con R-410A. Cos datos de partida o ciclo queda como sigue:



STATE POINTS					
STATE POINT	TEMPERATURE	PRESSURE	ENTHALPY	DENSITY	Additional information
	[°C]	[kPa]	[kJ/kg]	[kg/m ³]	
1	5,0	783,6	287,3	29,0	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 3,509
2	71,0	2749,2	325,0	92,2	
3	71,0	2716,9	325,6	90,7	$T_{2,IS}$: 45,5 [°C] $T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
4	42,9	2716,9	131,3	960,5	
5	42,9	2716,9	131,3	960,5	$T_{2,W}$: 45,5 [°C] $T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
6	-0,1	796,1	131,3	-----	
7	5,0	796,1	286,9	29,6	
8	5,0	783,6	287,3	29,0	

Pechamos o ciclo frigorífico no programa informático obtendo os seguintes valores:

CYCLE CAPACITY					
Heating capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	6	$\dot{Q}_E$: 4,805 [kW]	$\dot{Q}_C$: 6 [kW]	$\dot{m}$: 0,03089 [kg/s]	$\dot{V}_S$: 3,83 [m³/h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,85	η_{IS} : 0,850 [-]	$\dot{W}$: 1,296 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,0 [%]	T_2 : 71,0 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$: 0,1296 [kW]	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	$\dot{Q}_{SL}$: 11 [W]	T_8 : 5,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]	

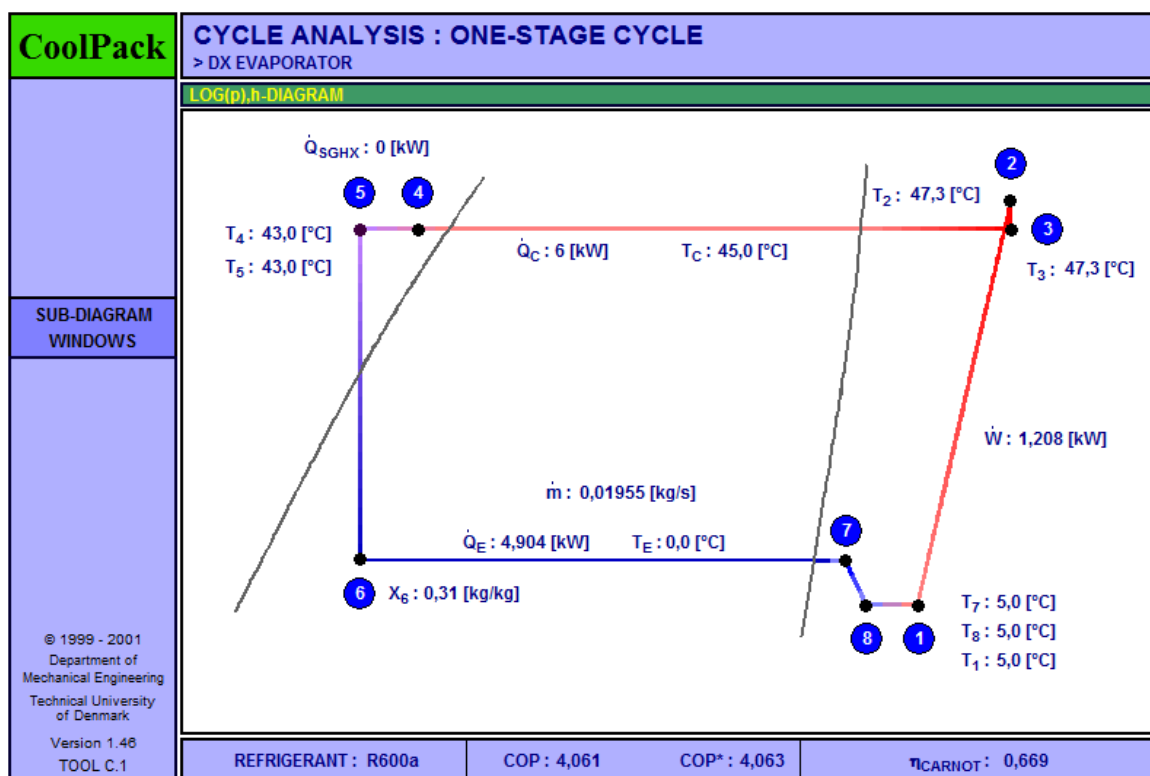
Co que os datos rendemento neste caso quedanos, COP=3,707

1.4.2. Ciclos frigorífico con GLPs

Neste caso, igual que nos dous anteriores supostos, estableceremos duas solucións; unha con R600a (isobutano) e outra con R290 (propano)

1.4.2.1. Ciclo frigorífico con R600a.

Cos datos de partida o ciclo queda como sigue:



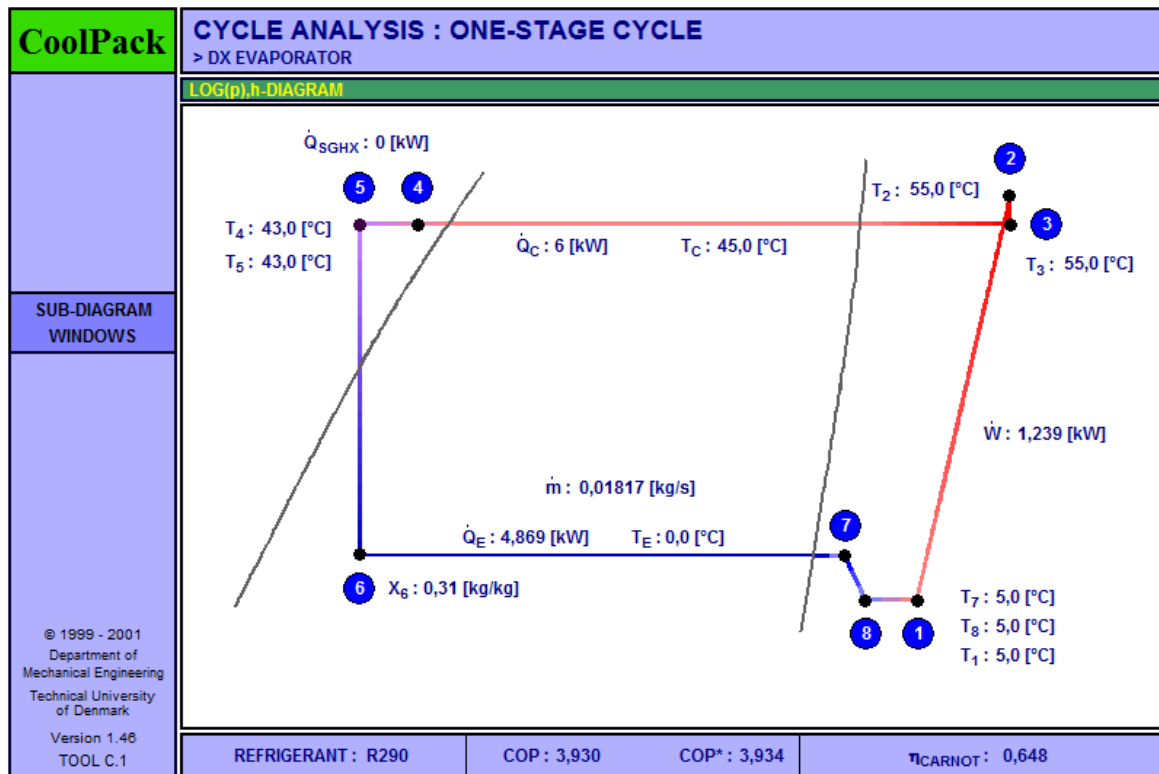
Pechamos o ciclo frigorífico no programa informático obtendo os seguintes valores:

STATE POINTS					Additional information
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	
1	5,0	154,9	685,7	4,1	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 3,924
2	47,3	607,8	741,3	15,7	
3	47,3	600,3	741,7	15,4	$T_{2,IS}$: 45,8 [°C] $T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
4	43,0	600,3	434,8	527,3	
5	43,0	600,3	434,8	527,3	$T_{2,W}$: 50,4 [°C] $T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
6	0,0	157,7	434,8	----	
7	5,0	157,7	685,6	4,2	
8	5,0	154,9	685,7	4,1	

CYCLE CAPACITY				
Heating capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	6	$\dot{Q}_E$: 4,904 [kW]	$\dot{Q}_C$: 6 [kW]	$\dot{m}$: 0,01955 [kg/s] $\dot{V}_S$: 17,03 [m ³ /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE				
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,85	η_{IS} : 0,850 [-]	$\dot{W}$: 1,208 [kW]	
COMPRESSOR HEAT LOSS				
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,0 [%]	T_2 : 47,3 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$: 0,1208 [kW]
SUCTION LINE				
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	$\dot{Q}_{SL}$: 3 [W]	T_g : 5,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]

Co que o rendimento neste caso nos queda, COP=4,061

1.4.2.2. Ciclo frigorífico con R-290.



Como no apartado anterior partimos dos datos e trazamos o ciclo:

STATE POINTS						
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	Additional information	
1	5,0	470,7	485,3	9,9	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 3,286	
2	55,0	1546,6	546,6	31,3	$T_{2,IS}$: 53,5 [°C]	
3	55,0	1529,7	547,2	30,9	$T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression	
4	43,0	1529,7	216,9	461,9	$T_{2,W}$: 58,1 [°C]	
5	43,0	1529,7	216,9	461,9	$T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression	
6	0,0	477,9	216,9	----		
7	5,0	477,9	485,0	10,1		
8	5,0	470,7	485,3	9,9		

CYCLE CAPACITY				
Heating capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	6	$\dot{Q}_E$: 4,869 [kW]	$\dot{Q}_C$: 6 [kW]	$\dot{m}$: 0,01817 [kg/s] $\dot{V}_S$: 6,60 [m³/h]
COMPRESSOR PERFORMANCE				
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,85	η_{IS} : 0,850 [-]	$\dot{W}$: 1,239 [kW]	
COMPRESSOR HEAT LOSS				
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,0 [%]	T_2 : 55,0 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$: 0,1239 [kW]
SUCTION LINE				
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	$\dot{Q}_{SL}$: 5 [W]	T_8 : 5,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]

Pechamos o ciclo frigorífico no programa informático obtendo os valores da táboa e o rendemento neste caso nos queda, COP=3,930

2. Resultados e conclusións da comparativa de ciclos.

2.1. Resultados das simulacións

O seguinte paso neste estudo comparativo das posibilidades da máquina a diferentes temperaturas e refrixerantes é poñer en coñ todos estes datos nunha táboa. Deste xeito podemos observar con facilidade os desempeños das máquinas (Táboa 2.1)

Táboa 2.1.1 COP das diferentes simulacións refrixerante/ T^a de preparación

Aquí podemos observar que os ciclos con refrixerantes GLP son en todo caso de maior rendemento que o ciclo que segue a máquina con R410A. A mellora en rendemento é do orde dun 6% para a

simulación de menor temperatura, a que podemos asociar a unha calefacción por chan radiante, e usando isobutano na máquina. Este dato é suficientemente bó como para xustificar por si mesmo o cambio e a inversión precisa para a máquina, pero o máis interesante é que ese desempeño superior das máquinas con GLPs, especialmente no caso do propano, acentúase ó incrementar a temperatura de traballo no lado de calor. Deste xeito o COP na máquina con propano cando a temperatura de traballo é de 55°C alcanza a ser un 14,52% maior ca mesma máquina con R410A como refrixerante.

Táboa 2.1.2 Incremento do COP das aplicacións con GLP respecto da máquina de R410A

Estes resultados son moi interesantes no canto a difusión e xeralización dos GLPs como refrixerantes para bombas de calor, por que amosan que non solo as máquinas que equipen GLPs son máis eficientes, senon que asemade amosan ser mais versátiles sendo capaces de manter mellor o seu desempeño en aplicacións usualmente descartadas para elas como pode ser a produción de AQS ou

REFRIGERANTE	Tº condens. 45°C	Tº condens. 50°C	Tº condens. 55°C
R410A	3,707	3,164	2,70
R290	3,93	3,404	2,9464
R600a	4,06	3,523	3,092

a de calefacción por radiadores.

2.2. Comparativa de consumo e emisións

Os datos da comparativa, se ben son elocuentes para un estudante da materia e/ou un profesional do sector, poden ser pouco demostrativos do real desempeño da máquina bomba de calor para todos os públicos. Por isto, e buscando unha maior posibilidade de divulgación a continuación faremos unha comparativa desa máquina en termos de consumo enerxético, e polo tanto costes económicos para o

REFRIGERANTE	Tº condens. 45°C	Tº condens. 50°C	Tº condens. 55°C
R290	6,02 %	7,59 %	9,13 %
R600a	9,52 %	11,35 %	14,52 %

usuario, e de emisións de CO₂ no seu funcionamento como sistema de calefacción e AQS para unha vivienda media.

Por ese motivo no referente ao consumo tomaremos os datos que o propio programa que se usou (Coolpack) para a simulación dos ciclos fai para un desempeño tipo (neste caso o de T^a de condensación de 55°C). Nese apartado supón un funcionamento igual para as tres máquinas e danos, en función do ciclo que sigue cada refrixerante, os seguintes resultados de consumo eléctrico

AUXILIARY			
VOLUMETRIC EFFICIENCY			
Volumetric efficiency η_{VOL} [-]	0,9	η_{VOL} : 0,900 [-]	$\dot{V}_S$: 4,12 [m ³ /h] $\dot{V}_D$: 4,573 [m ³ /h]
$\dot{V}_S$ can be chosen as input in the cycle specification window.			
UTILIZATION OF DISCHARGE GAS SUPERHEAT FOR HEATING OF WATER			
Temperature increase ΔT_{WATER} [K]	20	ΔT_{WATER} : 20 [K] $T_{DL,OUT}$: 84,7 [°C]	$\dot{V}_{WATER}$: 0,075 [m ³ /h] T_C : 55,0 [°C] $\dot{Q}_{DSH}$: 1,716 [kW]
Water in the desuperheating heat exchanger can only be heated to discharge temperature $T_{DL,OUT}$. $\dot{Q}_C$ in the main diagram window includes both the heat load for both desuperheating and condensing of the refrigerant.			
ENERGY CONSUMPTION			
Hours of operation [h] :	1200	Energy consumption : 1989 [kWh]	
PIPE DIMENSIONS			
PIPE SECTION	VELOCITY [m/s]	PIPE DIAMETER (Internal) [mm]	Condition corresponds to
Suction line	10,0	12,1	State Point #1
Discharge line	12,0	5,5	State Point #2
Liquid line	0,6	8,9	State Point #5
			COP : 2,700 COP* : 2,707

en kW-h para cada un deles.

Táboa 2.2.1 Consumo da máquina con R410A

Táboa 2.2.2 Consumo da máquina con R290

AUXILIARY			
VOLUMETRIC EFFICIENCY			
Volumetric efficiency η_{VOL} [-]	0,9	$\eta_{VOL} : 0,900$ [-]	$\dot{V}_S : 6,99$ [m ³ /h] $\dot{V}_D : 7,764$ [m ³ /h]
$\dot{V}_S$ can be chosen as input in the cycle specification window.			
UTILIZATION OF DISCHARGE GAS SUPERHEAT FOR HEATING OF WATER			
Temperature increase ΔT_{WATER} [K]	20	$\Delta T_{WATER} : 20$ [K] $T_{DL,OUT} : 65,2$ [°C]	$\dot{V}_{WATER} : 0,02076$ [m ³ /h] $T_C : 55,0$ [°C] $\dot{Q}_{DSH} : 0,4752$ [kW]
Water in the desuperheating heat exchanger can only be heated to discharge temperature $T_{DL,OUT}$. $\dot{Q}_C$ in the main diagram window includes both the heat load for both desuperheating and condensing of the refrigerant.			
ENERGY CONSUMPTION			
Hours of operation [h] :	1200	Energy consumption : 1857 [kWh]	
PIPE DIMENSIONS			
PIPE SECTION	VELOCITY [m/s]	PIPE DIAMETER (Internal) [mm]	Condition corresponds to
Suction line	10,0	15,7	State Point #1
Discharge line	12,0	7,2	State Point #2
Liquid line	0,6	9,6	State Point #5

		COP : 2,964	COP* : 2,968
--	--	-------------	--------------

AUXILIARY			
VOLUMETRIC EFFICIENCY			
Volumetric efficiency η_{VOL} [-]	0,9	$\eta_{VOL} : 0,900$ [-]	$\dot{V}_S : 17,99$ [m ³ /h] $\dot{V}_D : 19,99$ [m ³ /h]
$\dot{V}_S$ can be chosen as input in the cycle specification window.			
UTILIZATION OF DISCHARGE GAS SUPERHEAT FOR HEATING OF WATER			
Temperature increase ΔT_{WATER} [K]	20	$\Delta T_{WATER} : 20$ [K] $T_{DL,OUT} : 55,6$ [°C]	$\dot{V}_{WATER} : 0,001224$ [m ³ /h] $T_C : 55,0$ [°C] $\dot{Q}_{DSH} : 0,028$ [kW]
Water in the desuperheating heat exchanger can only be heated to discharge temperature $T_{DL,OUT}$. $\dot{Q}_C$ in the main diagram window includes both the heat load for both desuperheating and condensing of the refrigerant.			
ENERGY CONSUMPTION			
Hours of operation [h] :	1200	Energy consumption : 1800 [kWh]	
PIPE DIMENSIONS			
PIPE SECTION	VELOCITY [m/s]	PIPE DIAMETER (Internal) [mm]	Condition corresponds to
Suction line	10,0	25,2	State Point #1
Discharge line	12,0	10,4	State Point #2
Liquid line	0,6	9,2	State Point #5

		COP : 3,092	COP* : 3,094
--	--	-------------	--------------

Táboa 2.2.3 Consumo da máquina con R600a

Así a primeira máquina, con R410A, consumiría neste suposto 1989 kW-h, mentres que ese consumo se reduce a 1857 e 1800 kW-h para as máquinas con R290 e R600a respectivamente.

Ese consumo de enerxía eléctrica ten asociado unhas emisións de CO₂ na súa xeración, transporte, etc. No caso de Gas Natural Fenosa, compañía comercializadora de enerxía eléctrica que tomamos como referencia do sector, esas emisións foron en ecembro do 2016 de 0,4 Kg de CO₂ por kW-h de electricidade. Tamén, polos datos que sacamos dunha factura don tarifa 3.0 da mesma compañía, podemos inferir que o precio de cada kW-h de enerxía foi de 0,125 €.

Deste xeito podemos levar a cabo os cálculos que se representan na táboa 2.2.4, datos que amosan os diferentes consumos de enerxía e de emisións cos tres refrixerantes e nas condicións mencionadas. Estes datos serán de moita utilidade para divulgar e facer coñecer aos consumidores, clientes finais das aplicacións de calefacción as vantaxes que ten o uso das máquinas que equipamos con GLPs.

REFRIXERANTE	Consumo (kW-h)	Emisións (kg CO ₂)	Coste económico
R410A	1989	795,6	99,45 €
R290	1857	742,8	92,85 €
R600a	1800	720	90,00 €

Táboa 2.2.4 Consumo e emisións das máquinas a T^a 55 °C e diferentes refrixerantes

2.3. Conclusións

Estas máquinas, as bombas de calor aire-auga, son ben coñecidas e amplamente usadas en climatización dende hai tempo. Vemos o facer o estudo o seu bo comportamento e potencial de aforro de enerxía e emisións de CO₂ na calefacción. Nembargates hai varios factores que limitaron a súa xeralización como sistema principal ou único de produción de calor no ámbito doméstico. Un deles era o seu precio, que de momento segue a ser elevado en comparación con caldeiras da mesma potencia, pero empezan a xeralizarse no mercado bombas con potencias mais baixas, por baixo de 10 kW, que serán suficientes para a maioría dos casos e que son máis asequibles.

Unha vez que o mercado ofrece máquinas de potencia axeitada ás necesidades das vivendas e pequenos comercios, o potencial de aforro que poduzan e polo tanto o tempo de amortización deste equipo é o factor clave para o usuario. Aquó observamos que en todos os casos os ciclos con GLPs, especialmente o do propano, obtén mellores resultados que o do R410A. Melloras que van dende o 6 ó 15% segundo os casos. Esa mellora redundará nunha amortización mais rápida da inversión e tamen nunha redución de emisións contaminantes.

Outra limitación para a súa xeralización era a pouca versatilidade da máquina, que dá o seu rendemento máximo e a súa potencia para aplicacións de baixa temperatura. Aquí é onde observamos un moito mellor comportamento dos GLPs. Nas máquinas con GLPs o desempeño tamén diminúe coa temperatura de condensación, pero faíno de maneira máis suave. Se o representáramos por medio dunha curva, veríamos que nos dous casos teríamos unha caída pero a dos GLPs con moita menor pendente. Isto implica unha maior versatilidade, que a máquina sexa máis axeitada para traballar a altas temperaturas de condensación, tal e como se precisa por exemplo para a produción de AQS.

3. Exercicios relacionados con esta unidade de traballo

1.- Temos unha máquina bomba de calor que traballa con R410a. O manómetro de alta marca 10,16 bar. O manómetro de baixa marca 1,06 bar. Mídense as temperaturas de saída do vaporizador, e da -5°C e a de saída do condensador, e da 45°C .

Pídese:

- a) Graos de Requecemento e Subarrefriamento.
- b) Obter todos os efectos.
- c) Se a potencia da máquina é de 100 kilovatios, calcular o caudal máxico de refrixerante.
- d) Obter todas as potencias.
- e) Obter a eficiencia do ciclo.

2.- Unha máquina bomba de calor aire-a auga que opera con R-410A pretende alimentar un circuito de chan radiante a 35°C con un salto térmico de 5°C entre o refrixerante e auga de xeito que a T^a do vaporizador é de -2°C e a T^a do condensador é de 40°C . A potencia térmica que se pretende acadar é de 100 Kw.

Calcula o efecto frigorífico, o traballo do compresor, o calor intercambiado polo condensador e o COP da máquina para os casos indicados e compara os resultados:

- a) Máquina de compresión simple segundo un ciclo ideal de compresión de vapor
- b) Máquina de compresión simple con requecemento de 10°C controlado por válvula de expansión e subarrefriamento de 5°C provocado pola ganancia de calor na tubaxe de líquido
- c) Máquina de compresión dobre que traballa a igualdade de relacións de compresión, con requecemento de 10°C , sen desrequecemento intermedio
- d) Máquina de compresión dobre que traballa a igualdade de relacións de compresión, con requecemento de 10°C con desrequecemento ata saturación por axente externo (valorar se o aire é posible)
- e) Máquina de compresión dobre que traballa a igualdade de relacións de compresión, con requecemento de 10°C con inxección de líquido ata requecemento igual ó compresor de baixa
- f) Máquina de compresión simple con requecemento de 10°C logrado con un intercambiador ILV (intercambiador líquido-vapor)

4. Módulos vencellados con esta unidade de traballo

Ciclo superior de mantemento de instalacións térmicas e de fluídos

- 0121-Equipos e instalacións térmicas
- 0134-Configuración de instalacións térmicas e de fluídos
- 0135-Mantemento de instalacións frigoríficas e de climatización

Ciclo superior de desenvolvemento de proxectos de instalacións térmicas e de fluídos

- 0121-Equipos e instalacións térmicas
- 0126-Configuración de instalacións frigoríficas
- 0126-Configuración de instalacións frigoríficas

Ciclo superior en eficiencia enerxética e enerxía solar térmica

0121-Equipos e instalacións térmicas

0349-Eficiencia enerxética de instalacións

Ciclo medio instalacións frigoríficas e de climatización

0036- Máquinas e equipamentos térmicos

0039- Configuración de instalacións de frío e climatización.

0040- Montaxe e mantemento de equipamentos de refrixeración comercial.

0041- Montaxe e mantemento de instalacións frigoríficas industriais.

Ciclo medio de produción de calor

0036- Máquinas e equipamentos térmicos