

Ejercicio 3

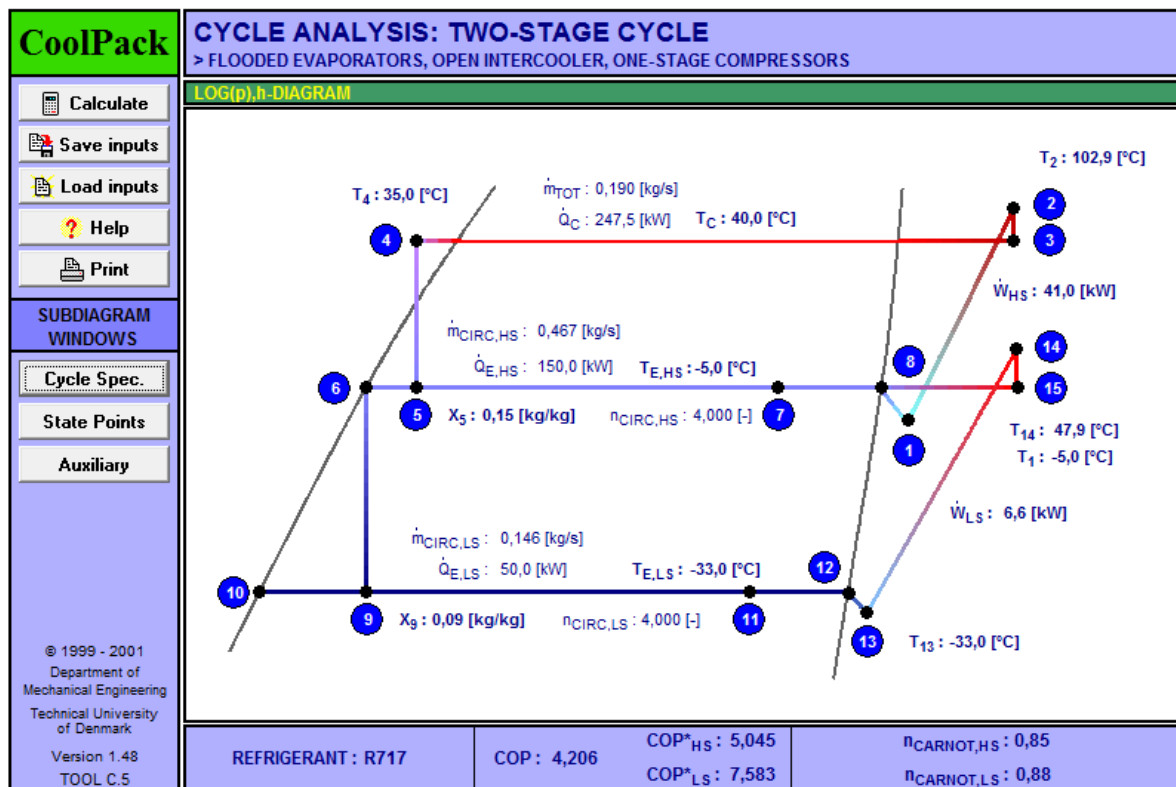
Se dispone de una instalación frigorífica de ciclo booster con R-717 (NH₃) trabajando en las siguientes condiciones: T^a evap. baja: -33°C, T^a evap. Interm: -5°C, T^a cond: 40°C, Recal: 0K, Subenf: 5K, Tasa recirculación: 4. La potencia frigorífica requerida es de 50 kW en baja temperatura y 150 kW en intermedia. Calcular:

- El caudal másico de refrigerante en el circuito y en los evaporadores de baja e intermedia temperatura.
- La potencia de compresión.
- La potencia de condensación.
- El COP del ciclo frigorífico.

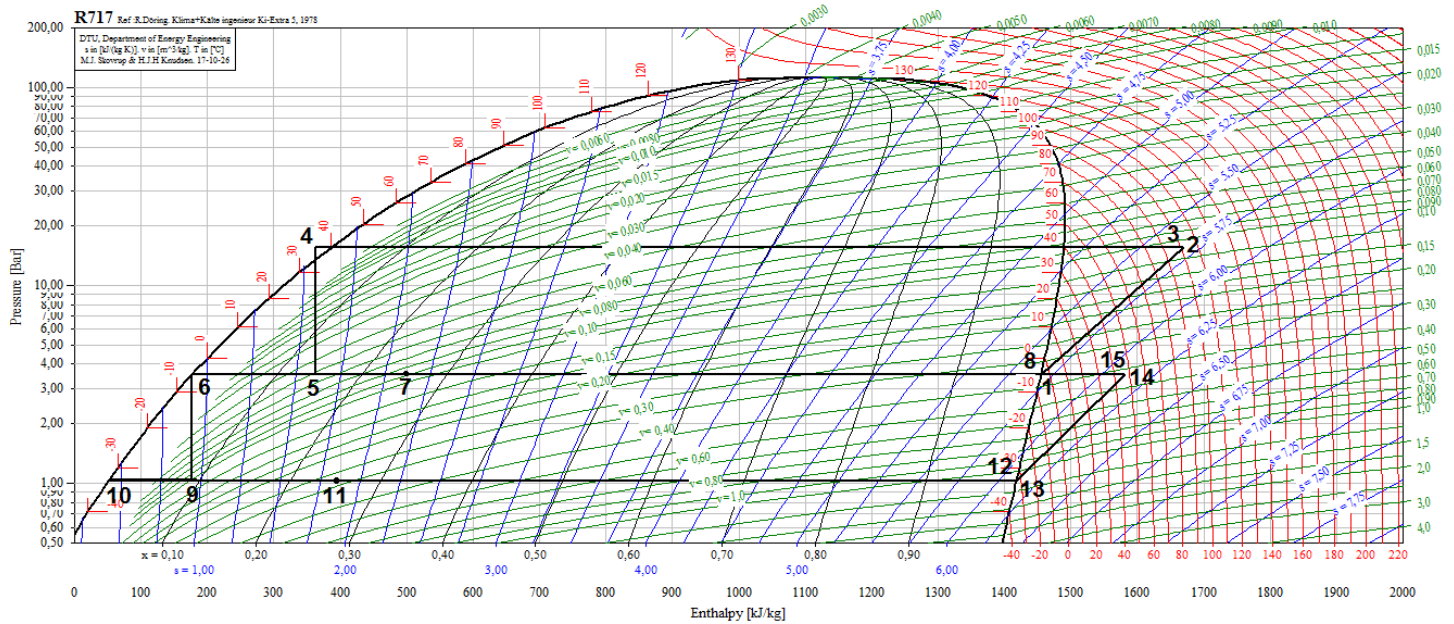
Solución

En primer lugar se define el ciclo frigorífico en Coolpack:

CYCLE SPECIFICATION							
TEMPERATURE LEVELS				PRESSURE LOSSES		REFRIGERANT	
HS: T _{E,HS} [°C]:	-5,0	n _{CIRC} [-]:	4	Δp _{SL,HS} [K]:	0	Δp _{SL,LS} [K]:	R717
LS: T _{E,LS} [°C]:	-33,0	n _{CIRC} [-]:	4	Δp _{DL,HS} [K]:	0	Δp _{DL,LS} [K]:	
T _C [°C]:	40,0	ΔT _{SC} [K]:	5,0				
CYCLE CAPACITY							
HS: Cooling capacity $\dot{Q}_{E,HS}$ [kW]	150	$\dot{Q}_{E,HS}$: 150,0 [kW]	$\dot{m}_{HS}$: 0,190 [kg/s]	$\dot{V}_{S,HS}$: 236,4 [m ³ /h]			
LS: Cooling capacity $\dot{Q}_{E,LS}$ [kW]	50	$\dot{Q}_{E,LS}$: 50,0 [kW]	$\dot{m}_{LS}$: 0,040 [kg/s]	$\dot{V}_{S,LS}$: 160,3 [m ³ /h]			
COMPRESSOR PERFORMANCE							
HS: Isentropic efficiency $\eta_{is,HS}$ [-]	1	$\eta_{is,HS}$: 1,000 [-]	$\dot{W}_{HS}$: 41,0 [kW]	$\dot{W}_{TOT}$: 47,5 [kW]			
LS: Isentropic efficiency $\eta_{is,LS}$ [-]	1	$\eta_{is,LS}$: 1,000 [-]	$\dot{W}_{LS}$: 6,6 [kW]				
COMPRESSOR HEAT LOSS							
HS: Heat loss factor $f_{Q,HS}$ [%]	0	$f_{Q,HS}$: 0,0 [%]	T ₂ : 102,9 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,HS}$: 0,0 [kW]			
LS: Heat loss factor $f_{Q,LS}$ [%]	0	$f_{Q,LS}$: 0,0 [%]	T ₁₄ : 47,9 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,LS}$: -0,0 [kW]			
SUCTION LINES							
HS: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,HS}$ [K]	0,0	$\dot{Q}_{SL,HS}$: 0 [W]	T ₁ : -5,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,HS}$: 0,0 [K]			
LS: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,LS}$ [K]	0,0	$\dot{Q}_{SL,LS}$: 0 [W]	T ₁₃ : -33,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,LS}$: 0,0 [K]			



STATE POINTS						
	STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	Additional information
HIGH PRESSURE	2	102,9	1558,6	1656,1	9,1	$p_{OPTIMUM} = \sqrt{p_2 \cdot p_{13}}$ $p_{OPTIMUM} : 400,3 \text{ [kPa]}$ $T_{SAT,OPTIMUM} : -1,9 \text{ [°C]}$
	3	102,9	1558,6	1656,1	9,1	
	4	35,0	1558,6	350,6	587,3	
INTERMEDIATE PRESSURE	5	-5,0	355,2	350,6	-	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 4,387 Pressure ratio (p_{14} / p_{13}) : 3,455
	6	-5,0	355,2	156,4	645,3	
	7	-5,0	355,2	477,3	-	$T_{2,IS} : 102,9 \text{ [°C]}$ $T_{2,W} : 102,9 \text{ [°C]}$ $T_{14,IS} : 47,9 \text{ [°C]}$ $T_{14,W} : 47,9 \text{ [°C]}$
	8	-5,0	355,2	1440,1	2,9	
	1	-5,0	355,2	1440,1	2,9	
	15	47,9	355,2	1566,2	2,3	
LOW PRESSURE	14	47,9	355,2	1566,2	2,3	T_{IS} is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression T_{W} is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
	9	-33,0	102,8	156,4	-	
	10	-33,0	102,8	30,0	681,0	
	11	-33,0	102,8	373,0	-	
	12	-33,0	102,8	1402,0	0,9	
	13	-33,0	102,8	1402,0	0,9	



a) El caudal másico de refrigerante en el circuito y en los evaporadores de baja e intermedia temperatura.

Primero es necesario calcular el caudal másico recirculado en los evaporadores:

$$\dot{m}_{bEV} = n \cdot \frac{\dot{Q}_{fb}}{(h_{13} - h_{10})} = 4 \cdot \frac{50}{(1402,00 - 30,00)} = 0,1458 \text{ kg/s} = 524,78 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{iEV} = n \cdot \frac{\dot{Q}_{fi}}{(h_1 - h_6)} = 4 \cdot \frac{150}{(1440,10 - 156,40)} = 0,4674 \text{ kg/s} = 1682,64 \text{ kg/h}$$

Balance de energía en el separador de baja presión para calcular el caudal en la etapa de baja presión:

$$\dot{m}_b \cdot h_9 + \dot{m}_{bEV} \cdot h_{11} = \dot{m}_b \cdot h_{13} + \dot{m}_{bEV} \cdot h_{10}$$

$$\dot{m}_b = \dot{m}_{bEV} \cdot \frac{(h_{10} - h_{11})}{(h_9 - h_{13})} = 0,1458 \cdot \frac{(30,00 - 373,00)}{(156,40 - 1402,00)} = 0,0401 \text{ kg/s} = 144,54 \text{ kg/h}$$

Balance de energía en el separador de intermedia presión para calcular el caudal en la etapa de alta presión:

$$\dot{m}_a \cdot h_5 + \dot{m}_b \cdot h_{15} + \dot{m}_{iEV} \cdot h_7 = \dot{m}_a \cdot h_1 + \dot{m}_b \cdot h_6 + \dot{m}_{iEV} \cdot h_6$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_a &= \frac{\dot{m}_b \cdot (h_6 - h_{15}) + \dot{m}_{iEV} \cdot (h_6 - h_7)}{(h_5 - h_1)} = \\ &= \frac{0,0401 \cdot (156,40 - 1566,20) + 0,4674 \cdot (156,40 - 477,30)}{(350,60 - 1440,10)} = 0,1896 \text{ kg/s} \\ &= 663,45 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

b) La potencia de compresión.

$$\dot{W}_b = \dot{m}_b \cdot (h_{15} - h_{13}) = 0,0401 \cdot (1566,20 - 1402,00) = 6,58 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_a = \dot{m}_a \cdot (h_3 - h_1) = 0,1896 \cdot (1656,10 - 1440,10) = 40,95 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{TOTAL} = \dot{W}_a + \dot{W}_b = 40,96 + 6,58 = 47,54 \text{ kW}$$

c) La potencia de condensación.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a \cdot (h_3 - h_4) = 0,1896 \cdot (1656,10 - 350,60) = 247,53 \text{ kW}$$

d) El COP del ciclo frigorífico.

$$COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = \frac{200}{47,54} = 4,21$$