



## TD T4 – MACHINES THERMIQUES

D.Malka – MPSI 2018-2019 – Lycée Jeanne d'Albret

### T1 – Le deuxième principe selon Lord Kelvin

Au XIX<sup>ème</sup> siècle, Lord Kelvin formula le deuxième principe de la façon suivante :

*Il n'existe pas de moteur cyclique monotherme.*

Démontrer cette affirmation.

### T2 – Quel mode de chauffage pour une serre ?

On souhaite maintenir la température d'une serre à la valeur constante  $T_1 = 293K$ . L'air extérieur est à la température  $T_2 = 283K$ . Dans ce but, on utilise une chaudière à la température  $T_3 = 600K$  capable de fournir un transfert thermique  $Q_3 > 0$ . On décide de ne pas chauffer directement la chaudière pour chauffer la serre mais d'adopter le dispositif suivant : la chaudière fournit le transfert thermique  $Q_3$  à l'agent thermique d'un moteur réversible fonctionnant entre la chaudière à  $T_3$  et l'air extérieur à  $T_2$ . Le travail récupéré est utilisé pour actionner une pompe à chaleur réversible fonctionnant entre l'air extérieur à  $T_2$  et l'intérieur de la serre à  $T_1$ . On note  $Q_2$  le transfert thermique algébrique de l'atmosphère extérieur vers l'agent thermique du moteur et  $Q'_2$  le transfert thermique algébrique de l'atmosphère extérieur vers l'agent thermique de la pompe.

1. Reporter sur un schéma de principe les différents échanges énergétiques algébriques mis en jeu lors du chauffage.
2. Exprimer le travail algébrique  $W$  reçu par le moteur en fonction de  $Q_3$ ,  $T_2$  et  $T_3$ .
3. Exprimer le transfert thermique algébrique  $Q'_1$  de l'intérieur de la serre vers l'agent thermique de la pompe en fonction de  $W$ ,  $T_1$  et  $T_2$ .
4. Définir puis exprimer l'efficacité  $e$  de l'ensemble du dispositif de chauffage en fonction de  $T_1$ ,  $T_2$  et  $T_3$ . Application numérique. Comparer avec l'efficacité du chauffage direct de la serre par la chaudière.

### T3 – Moteur de Stirling

On considère un moteur, dit de Stirling, fonctionnant entre une source froide à la température  $T_F = 293 K$  et une source chaude à la température  $T_C = 493 K$ . Au cours d'un cycle, une mole de gaz parfait subit les transformations suivantes :

- de  $A$  à  $B$  : compression isotherme quasistatique à  $T_F$ ,
- de  $B$  à  $C$  : échauffement isochore (volume  $V_B$ ),
- de  $C$  à  $D$  : détente isotherme quasistatique à  $T_C$ ,
- de  $D$  à  $A$  : refroidissement isochore (volume  $V_A$ ).

Données :  $R = 8,314 J.K^{-1}$ ,  $\gamma = 1.4$ , taux de compression  $\alpha = \frac{V_A}{V_B} = 5$ .

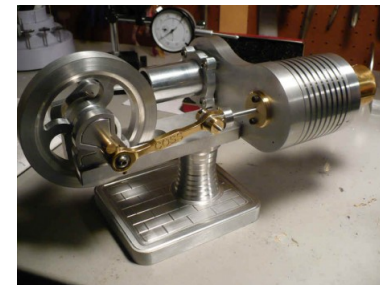


FIGURE 1 – Moteur de Stirling

1. Représenter le cycle dans le diagramme de Clapeyron.
2. Quelles sont les étapes réversibles ? irréversibles du cycle ? Justifier.

- Déterminer les transferts thermiques reçus par le gaz au cours du cycle.
- Exprimer le rendement en fonction de  $T_C$ ,  $T_F$ ,  $\alpha$  et  $\gamma$ . Application numérique.
- En fait, les moteurs Stirling sont équipés d’un récupérateur de chaleur qui compensent les échanges thermiques lors des transformations isochores. Exprimer puis calculer à nouveau le rendement. Commenter et interpréter.

☞ Dans un moteur de Stirling réel, le régénérateur ne permet pas de compenser totalement les échanges thermiques lors des transformations isochores.

## T4 – Etude d’un climatiseur

Les véhicules équipés de la climatisation en série occupent une place de plus en plus importante sur le marché automobile : en 2005, cet équipement a été présent sur près de 90% des véhicules neufs en France. Le fluide frigorigène subissant le cycle est de l’hydrofluorocarbure *HFC* connu sous le code *R134a*. On admet qu’il se conduit à l’état gazeux comme un gaz parfait de caractéristique massique  $r = \frac{R}{M_{HFC}} = 85 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et d’exposant adiabatique  $g = \frac{c_p}{c_v} = 1,12$ . Le circuit de climatisation est représenté fig.2.

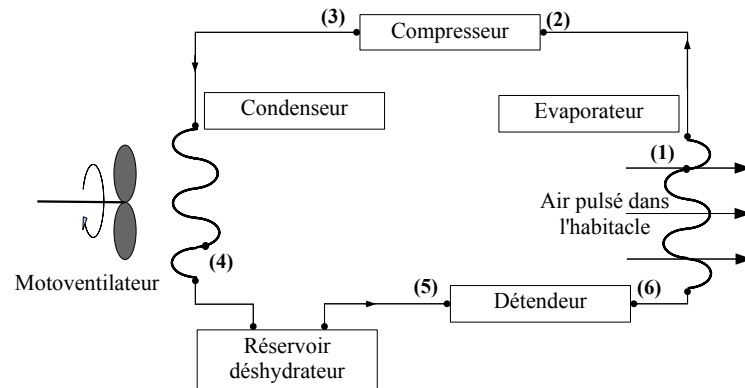


FIGURE 2 – Circuit de climatisation

Le cycle théorique du *R134a* est le suivant :

- En (1), dans l’évaporateur, le fluide frigorigène est entièrement à l’état de vapeur saturante :  $p_1 = 3,5 \text{ bar}$ ,  $\theta_1 = 5,0^\circ\text{C}$ ,  $h_1 = 400 \text{ kJ.kg}^{-1}$ . Il subit alors un échauffement isobare en sortie de l’évaporateur jusqu’à l’entrée du compresseur caractérisé par l’état :  $p_2 = 3,5 \text{ bar}$ ,  $\theta_2$ ,  $h_2 = 415 \text{ kJ.kg}^{-1}$ .
- La vapeur surchauffée basse pression est alors comprimée par le compresseur de  $3,5 \text{ bar}$  à  $10 \text{ bar}$  (état (3)). Sa température est alors  $\theta_3$ . La compression est supposée adiabatique réversible.
- Entre (3) et (4), la vapeur surchauffée haute pression est refoulée dans le condenseur où elle cède de l’énergie à l’air extérieur par transfert thermique sous pression constante. Le fluide frigorigène se liquéfie alors entièrement (état (4)).
- En sortie du condenseur, le fluide liquéfié se sous-refroidit et traverse un réservoir déshydrateur, toujours à pression constante. L’état (5) caractérise ce sous refroidissement.
- Entre (5) et (6), le fluide est acheminé dans un détendeur où il subit une détente isenthalpique ; sa pression passe alors de  $10 \text{ bar}$  à  $3,5 \text{ bar}$ . Le fluide se vaporise alors partiellement. L’état (6) est caractérisé par les données suivantes : titre massique en vapeur  $x = 20\%$  ; température  $\theta_6 = 5,0^\circ\text{C}$  ; pression  $p_6 = 3,5 \text{ bar}$ .
- Enfin, il pénètre dans l’évaporateur et reçoit, en s’évaporant, un transfert thermique provenant de l’air pulsé en direction de l’habitacle. L’air arrive rafraîchi dans l’habitacle.

Dans tout le problème, le fluide est écoulement stationnaire de débit massique  $D_m = 0,13 \text{ kg.s}^{-1}$ . Dans ce cas, le premier principe de la thermodynamique appliqué au fluide s’écrit :

$$D_m \Delta h = \phi + P_u$$

où  $\Delta h$  est la variation d’enthalpie massique du fluide,  $\phi = \frac{\delta Q}{\delta t}$  la puissance thermique reçue par le fluide et  $P_u = \frac{\delta W_u}{\delta t}$  la puissance mécanique utile reçue par le fluide.

- Montrer que la capacité thermique massique à pression constante  $c_p$  du fluide frigorigène vaut  $0,79 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ .
- Placer, sur le diagramme enthalpique (fig.3), les 6 points correspondant aux différents états du cycle du fluide frigorigène et tracer le cycle en précisant le sens du parcours.

3. En utilisant le diagramme enthalpique, indiquer la valeur de la température de surchauffe du fluide basse pression. Pour la suite du problème, on prendra  $\theta_2 = 20^\circ C$ .
4. Calculer la température  $\theta_3$  du fluide en sortie du compresseur.
5. Relever, sur le diagramme, le travail massique de transvasement que doit fournir le compresseur par kilogramme de fluide lors de sa compression adiabatique. En déduire la puissance  $P_m$  que doit fournir le compresseur au fluide caloporteur.
6. Mesurer à l'aide du diagramme le transfert thermique  $q_c$  échangée par kilogramme de fluide. Préciser et interpréter le signe de  $q_c$ .
7. Déterminer le transfert thermique  $q_f$  échangée avec l'air pulsé vers l'habitable par kilogramme de fluide au niveau de l'évaporateur (entre les états **(6)** et **(2)**). Préciser et interpréter le signe de  $q_f$ . En déduire la puissance frigorifique  $P_f$  de la climatisation automobile.
8. Définir puis calculer le coefficient de performance de l'installation.

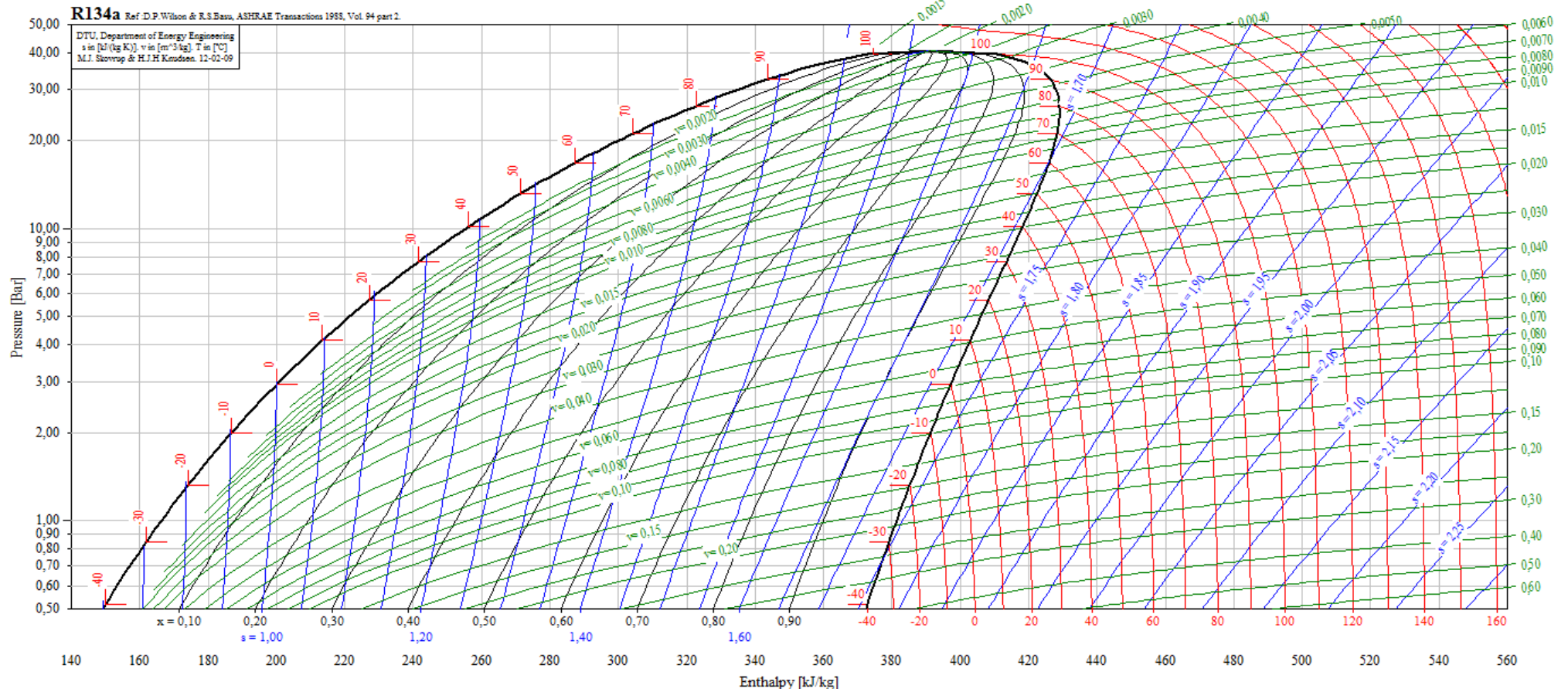


FIGURE 3 – Diagramme enthalpique du fluide R134a – Sous la courbe de saturation, le réseau de courbes fortement croissantes donne le titre massique en vapeur du mélange liquide+vapeur. Voir graduations en abscisse.