Thermodynamique industrielle – TD

Exercice 1 : Taux d'entropie créée dans un échangeur

Un liquide de capacité thermique massique $c = 4{,}2\,\mathrm{kJ}\cdot\mathrm{kg}^{-1}\cdot\mathrm{K}^{-1}$ s'écoule en régime permanent avec un débit massique $D_\mathrm{m} = 0{,}10\,\mathrm{kg}\cdot\mathrm{s}^{-1}$ dans un échangeur thermique isobare assimilé à un thermostat de température $T_\mathrm{s} = 353\,\mathrm{K}$. Le liquide est initialement à la température $T_\mathrm{e} = 293\,\mathrm{K}$ et sort de l'échangeur avec la température T_s. On suppose que l'énergie mécanique du fluide est constante dans l'échangeur.

1. À l'aide de la seconde identité thermodynamique, montrer que la variation d'entropie massique du liquide entre l'entrée et la sortie de l'échangeur peut s'exprimer :

$$\Delta s = c \ln\left(\frac{T_\mathrm{s}}{T_\mathrm{e}}\right).$$

2. Calculer le taux de création d'entropie dans l'échangeur $\dot{S}_\mathrm{créée}$, c'est-à-dire l'entropie créée par unité de temps dans l'échangeur.

On considère maintenant que le fluide, initialement à la température $T_\mathrm{e} = 293\,\mathrm{K}$, passe successivement dans deux échangeurs thermiques isobares :

- un premier échangeur assimilé à un thermostat de température $T_1 = 323\,\mathrm{K}$;
- un second échangeur assimilé à un thermostat de température $T_\mathrm{s} = 353\,\mathrm{K}$.

3. À partir des résultats précédents, calculer le taux de création d'entropie $\dot{S}'_\mathrm{créée}$ dans cette situation, puis le comparer au cas précédent.

Exercice 2 : Tuyère calorifugée

Une tuyère est une conduite de section variable dans laquelle la détente d'un gaz engendre une augmentation de son énergie cinétique. On considère l'écoulement stationnaire d'un gaz parfait dans une tuyère calorifugée horizontale centrée autour de l'axe x, qui ne subit pas d'autres travaux que ceux des forces de pression.

On note P_e la pression, ρ_e la masse volumique et v_e la vitesse du gaz à l'entrée de la tuyère en $x = 0$.

1. Montrer que $h(x) + \dfrac{1}{2}\,v(x)^2$ est constant le long de l'écoulement.

L'augmentation importante de la vitesse le long de la tuyère permet de négliger la vitesse v_e devant la vitesse $v(x)$.

2. Montrer que la vitesse dans la tuyère peut s'exprimer :

$$v(x) = \sqrt{\frac{2\,\gamma}{\gamma - 1}\left(\frac{P_\mathrm{e}}{\rho_\mathrm{e}} - \frac{P(x)}{\rho(x)}\right)}$$

avec γ le coefficient adiabatique du gaz.

3. En supposant que l'écoulement est réversible, établir la loi de Saint-Venant :

$$v(x) = \sqrt{\frac{2\,\gamma}{\gamma - 1}\,\frac{P_\mathrm{e}}{\rho_\mathrm{e}}\left[1 - \left(\frac{P(x)}{P_\mathrm{e}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}.$$

Exercice 3 : Récupération de l'énergie thermique des mers

La récupération de l'énergie thermique des mers (ETM) repose sur l'utilisation de la différence de température existant naturellement dans les mers tropicales entre l'eau de surface chaude (à une température d'environ 28°C) et l'eau profonde froide (à une température d'environ 5°C pour une profondeur de 1 km).

On considère une installation ETM utilisant comme fluide de travail de l'ammoniac qui subit les transformations suivantes :

- transformation $1 \to 2$: initialement à la pression $P_1 = 6{,}4\,\text{bar}$ à l'état de liquide saturant (d'enthalpie massique $h_1 = 250\,\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$), l'ammoniac est comprimé de manière isenthalpique jusqu'à la pression $P_2 = 9{,}2\,\text{bar}$;
- transformation $2 \to 3$: le fluide traverse un évaporateur dans lequel il réalise un transfert thermique isobare avec l'eau de surface, qui l'amène à l'état de vapeur sèche saturante (d'enthalpie massique $h_3 = 1478\,\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$) ;
- transformation $3 \to 4$: le fluide subit une détente adiabatique et réversible dans un turboalternateur qui l'amène à un état diphasique à la pression P_1 présentant un titre en vapeur $x_4 = 97\%$ et une enthalpie massique $h_4 = 1437\,\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$;
- transformation $4 \to 1$: le fluide traverse un condenseur dans lequel il réalise un transfert thermique isobare avec l'eau profonde, qui le ramène à l'état 1.

On considère que le fluide est en écoulement stationnaire et qu'il est possible de négliger les variations de son énergie mécanique. L'évaporateur et le condenseur sont supposés parfaitement calorifugés. On donne :

- la température de l'eau à l'entrée de l'évaporateur : $T_{\text{eeé}} = 28{,}0°\text{C}$;
- la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur : $T_{\text{esé}} = 25{,}3°\text{C}$;
- la température de l'eau à l'entrée du condenseur : $T_{\text{eec}} = 5{,}0°\text{C}$;
- la température de l'eau à la sortie du condenseur : $T_{\text{esc}} = 8{,}7°\text{C}$;
- la capacité thermique massique de l'eau liquide : $c_{\text{e}} = 4{,}18\,\text{kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$.

1. Représenter schématiquement les 4 transformations dans un diagramme des frigoristes.
2. Le cycle est-il moteur ou récepteur ?
3. Déterminer le rendement η de cette installation.
4. Comparer ce rendement à celui de Carnot η_{C} pour cette installation.
5. Sachant que le turboalternateur présente un rendement $\eta_{\text{t}} = 83\%$, déterminer le débit massique d'ammoniac D_{ma} nécessaire pour que cette installation produise une puissance électrique $P_{\text{élec}} = 10\,\text{MW}$.
6. En déduire le débit massique d'eau dans l'évaporateur $D_{\text{meé}}$ et celui dans le condenseur D_{mec}.

Exercice 4 : Rejet de chaleur d'une centrale nucléaire

On souhaite estimer le rejet de chaleur d'une centrale nucléaire dans l'eau d'un fleuve, qui présente un débit volumique $D_{\text{V,fleuve}} = 200\,\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. On peut modéliser simplement le cycle thermodynamique décrit par le fluide dans la centrale par un cycle de Carnot produisant une puissance électrique $\Phi_{\text{élec}} = 840\,\text{MW}$. Il est constitué par la succession de quatre étapes réversibles : une détente isotherme, une détente adiabatique, une compression isotherme et une compression adiabatique. Le cycle fonctionne entre une source chaude à la température $T_{\text{c}} = 600\,\text{K}$ (cœur du réacteur) et une source froide à la température $T_{\text{f}} = 300\,\text{K}$ (eau du fleuve). On note Φ_{c} la puissance thermique que reçoit le fluide par la source chaude et Φ_{f} la puissance thermique que reçoit le fluide par la source froide.

On donne :

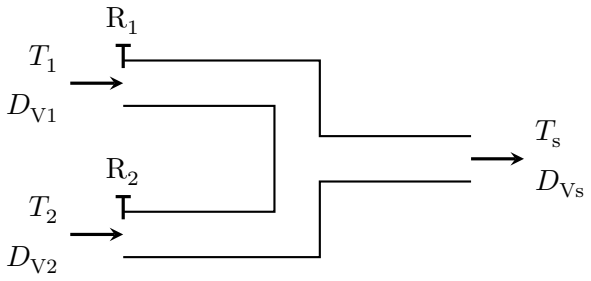
- $c = 4{,}2\,\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ la capacité thermique massique de l'eau liquide ;
- $\rho = 1{,}0\,\text{kg} \cdot \text{L}^{-1}$ la masse volumique de l'eau liquide.

1. Représenter schématiquement le cycle de Carnot dans un diagramme de Clapeyron (P, v).
2. Exprimer le rendement η du cycle en fonction des puissances $\Phi_{\text{élec}}$ et Φ_{f}.
3. Exprimer le rendement η du cycle en fonction des températures T_{c} et T_{f}.
4. En déduire la puissance thermique rejetée dans le fleuve.
5. Calculer l'élévation moyenne de température ΔT_{fleuve} de l'eau du fleuve due à ce rejet de chaleur.

Exercice 5 : Mélangeur de douche

On considère un mélangeur de douche constitué de deux robinets :

- un robinet R_1 réglant le débit volumique D_{V1} de l'arrivée d'eau froide à la température $T_1 = 15°C$;
- un robinet R_2 réglant le débit volumique D_{V2} de l'arrivée d'eau chaude à la température $T_2 = 65°C$.



On suppose que les parois du mélangeur sont calorifugées, et que l'eau est un fluide parfait en écoulement stationnaire et incompressible dont les variations d'énergie mécanique sont négligeables.

1. Déterminer les débits D_{V1} et D_{V2} permettant d'obtenir un débit volumique $D_{Vs} = 0{,}1\,\mathrm{L}\cdot\mathrm{s}^{-1}$ en sortie du mélangeur à la température $T_s = 35°C$.