

Exercices chapitre 9

Modifié le 8 avril 2015
CC-BY-SA Olivier Cleynen –
<https://thermodynamique.ninja/>

Les propriétés de l'eau sont toutes tabulées dans les abaques n°1, 2 et 3.

L'air est considéré comme un gaz parfait.

$$c_{v(\text{air})} = 718 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1} \quad R_{\text{air}} = 287 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$c_{p(\text{air})} = 1005 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1} \quad \gamma_{\text{air}} = 1,4$$

9.1 Cycle de Rankine surchauffé

La centrale EDF de Porcheville (figure 9.27) reçoit de la chaleur issue de la combustion de fioul, et utilise un cycle à vapeur pour alimenter une génératrice électrique.

Dans la centrale l'eau évolue entre les pressions de 0,1 bar et 140 bar. La vapeur atteint 545 °C, et les turbines ont une efficacité isentropique de 80 %.

Pour les besoins de l'exercice, nous considérons que le cycle est basé sur un cycle de Rankine surchauffé.

1. Schématisez le circuit physique de l'eau dans la centrale ; tracez le cycle suivi sur un diagramme température-entropie, de façon qualitative (c'est-à-dire sans représenter les valeurs numériques) en y représentant aussi la courbe de saturation.
2. Quelle est l'enthalpie de l'eau à la sortie des turbines ?
3. Quelle est l'enthalpie de l'eau à la sortie des pompes ?
4. Quel est le rendement thermodynamique de l'installation ?
5. Quelle est la consommation spécifique de l'installation, c'est-à-dire la masse de vapeur ayant pénétré la turbine lorsque l'installation a généré 1 kWh d'énergie mécanique ?
6. Quel débit horaire de vapeur faut-il faire circuler dans le circuit pour obtenir une puissance mécanique de 60 MW ?



FIGURE 9.27 – Centrale électrique de Porcheville, alimentée au charbon jusqu'en 1987 et fonctionnant désormais au fioul. Elle sert principalement les demandes de pointe.

Photo CC-0 o.c.

9.2 Mise en place d'une resurchauffe

L'installation de Porcheville décrite dans l'exercice 9.1 est modifiée pour accueillir une série de tubes de resurchauffe. La détente de l'eau est interrompue à 18 bar dans la turbine, et la vapeur est ramenée à la température maximale du cycle (c'est-à-dire 545 °C).

La centrale est alimentée au fioul lourd dit « TBTS », de masse volumique 1050 kg m^{-3} et de pouvoir calorifique $40,2 \text{ MJ kg}^{-1}$.

L'air utilisé pour la combustion pénètre dans la chaudière à température de 15 °C et pression de 1 bar. Il est porté à température de 820 °C par combustion à pression constante, avant de passer autour des conduits d'eau. Lorsqu'il quitte la chaudière, sa température est de 180 °C.

1. Quel est le nouveau rendement thermique de la centrale ?
2. Quelle est sa nouvelle consommation spécifique ?
3. Quel débit d'air faut-il admettre dans la chaudière pour maintenir une puissance mécanique nette de 60 MW ?
4. Quelle est l'efficacité de la chaudière ?
5. Quel est le débit volumique horaire de carburant ?
6. Un/e ingénieur/e propose de faire passer le conduit d'air d'admission au travers des gaz d'échappement (sans pourtant les mélanger) pour augmenter la température de l'air avant combustion. Cela vous paraît-il être une bonne idée ?

9.3 Cycle avec régénération

Dans un navire brise-glace polaire (figure 9.28), une installation à vapeur alimente les hélices à partir d'un réacteur nucléaire.

Le cycle est basé sur un cycle de Rankine surchauffé à 310 °C (par contact avec les conduites de l'eau pressurisée qui, elle, traverse le réacteur), entre les pressions de 30 et 0,5 bar¹.

Pour ne pas surcharger cet exercice, nous considérons que la turbine est parfaitement isolée et isentropique.



FIGURE 9.28 – Le 50 Let Podedby, brise-glace de 25 000 t à propulsion nucléo-turbo-électrique (deux réacteurs de 171 MW_{chaleur}, trois moteurs de 17,6 MW_{méch.}). Sa construction a débuté en 1989 mais il n'est entré en service qu'en 2007.

Photo CC-BY-SA par l'utilisateur-rice Commons Kiselev d

1. En réalité, entre 29 et 0,75 bar, valeurs qui ne sont pas tabulées dans nos abaques.

1. Quel est le rendement thermodynamique de l'installation ?
2. On définit la consommation spécifique de vapeur comme l'inverse de la puissance nette de l'installation. C'est la masse de vapeur ayant traversé la turbine lorsque l'installation a généré 1 kWh d'énergie mécanique.
Quelle est la consommation spécifique de l'installation ?

Un/e ingénieur/e propose de modifier le cycle pour le rendre régénératif, en prélevant de la vapeur de la turbine pour l'insérer dans le circuit de compression.

Il/elle propose de séparer la compression en deux étapes, l'une de 0,5 à 6 bar, et la seconde de 6 à 30 bar ; puis d'insérer la vapeur prélevée entre les deux pompes. Le débit de vapeur prélevé est tel que l'eau à la sortie du mélangeur est exactement à saturation.

Pour simplifier nos calculs, nous considérons que la puissance de pompage n'est pas modifiée par la régénération (une approximation sans grande incidence).

3. Schématisez l'installation proposée (c'est-à-dire le circuit physique suivi par la vapeur).
4. Représentez le cycle thermodynamique sur un diagramme température-entropie de façon qualitative en y représentant aussi la courbe de saturation de l'eau.
5. Quelle proportion du débit de vapeur faudrait-il prélever à 6 bar dans la turbine, pour chauffer l'eau à saturation entre les deux pompes ?
6. La puissance aux hélices augmente-t-elle ou diminue-t-elle, et de combien ?
7. Le rendement de l'installation augmente-t-il ou diminue-t-il, et de combien ?

Solutions des exercices

- 9.1** 1) Voir les figures 9.14 et 9.15 p.279 ; 2) Avec $s_E = s_D = 6,5399 \text{ kJ kg}^{-1}$ et $\eta_T = 80 \%$, nous obtenons $h_E = 2287,7 \text{ kJ kg}^{-1}$ comme à l'exemple 9.2 p.271 ;
- 3) Avec l'équation 9/4 nous obtenons $h_B = 205,9 \text{ kJ kg}^{-1}$ comme à l'exemple 9.1 ;
- 4) $\eta_{\text{thermique}} = \left| \frac{(h_E - h_D) + (h_B - h_A)}{(h_D - h_B)} \right| = 35,29 \%$ (6/4) ; 5) $\text{SSC} = 3,15 \text{ kg}/(\text{kW h})$;
- 6) $\dot{m}_{\text{eau}} = 52,5 \text{ kg s}^{-1}$.
- 9.2** 1) $h_{D2} = 2960,8 \text{ kJ kg}^{-1}$, $h_{E2} = 3570,3 \text{ kJ kg}^{-1}$, $h_F = 2642,7 \text{ kJ kg}^{-1}$, ainsi l'efficacité atteint $\eta_{\text{thermique } 2} = 36,31 \%$ (+1 pt, une amélioration déjà appréciable) ; 2) $\text{SSC}_2 = 2,576 \text{ kg}/(\text{kW h})$ (-18 %, un beau résultat) ;
- 3) Dans la chaudière, la chaleur perdue par l'air est gagnée par l'eau : $\dot{m}_{\text{air}} = \frac{-\dot{Q}_{\text{eau}}}{c_p \Delta T} = \frac{W_{\text{net}}}{\eta_{\text{thermique}}} \frac{1}{c_p (T_{\text{air } 3} - T_{\text{air } 2})} = 256,9 \text{ kg s}^{-1}$.
- 4) $\eta_{\text{chaudière}} = \frac{\dot{Q}_{\text{eau}}}{\dot{Q}_{\text{reçue par l'air}}} = 79,5 \%$ 5) $\dot{V}_{\text{carb.}} = \frac{\dot{Q}_{\text{reçue par l'air}}}{\rho_{\text{carburant}} c_{\text{carburant}} \eta_{\text{chaudière}}} = 17,7 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.
- 6) C'est une excellente idée. On réduit ainsi la chaleur emportée par les gaz d'échappement à la sortie de la chaudière, ce qui a pour effet immédiat d'augmenter $\eta_{\text{chaudière}}$.
- 9.3** 1) Avec le schéma des figures 9.14 et 9.15 p.279, $h_A = 340,5 \text{ kJ kg}^{-1}$, $h_B = 343,54 \text{ kJ kg}^{-1}$, $h_D = 3017,4 \text{ kJ kg}^{-1}$, $h_E = 2284,5 \text{ kJ kg}^{-1}$, ainsi $\eta_{\text{thermique}} = 27,294 \%$;
- 2) $\text{SSC} = 4,93 \text{ kg}/(\text{kW h})$; 3) Voir figure 9.20 p.283 ;
- 4) Voir figure 9.21 p.283 ; 5) $h_{\text{prélèvement}} = 2673,9 \text{ kJ kg}^{-1}$, $h_{\text{pré-mélange}} = 341,1 \text{ kJ kg}^{-1}$, $h_{\text{post-mélange}} = 670,4 \text{ kJ kg}^{-1}$: Ainsi la proportion permettant de saturer l'eau après mélange est $z = 14,1 \%$;
- 6) $w_{\text{net } 2} = -674,87 \text{ kJ kg}^{-1}$ (-9,2 % : drame !) ;
- 7) $q_{\text{chaud.}} = 2344,4 \text{ kJ kg}^{-1}$, ainsi $\eta_{\text{inst. } 2} = 28,786 \%$ (+1,49 pt : est-ce vraiment désirable dans cette application ?).