

Chapitre 10

Les cycles de puissance à vapeur

Le chapitre 9 a porté sur l'étude des cycles de puissance dans lesquels le fluide moteur demeure toujours en phase gazeuse. Dans ce chapitre, nous examinons les cycles de puissance à vapeur, c'est-à-dire les cycles dans lesquels le fluide moteur est évaporé et condensé.

La plupart des centrales thermiques et nucléaires exploitées à travers le monde fonctionnent selon les cycles de puissance à vapeur d'eau. Ce caloporteur est bon marché, disponible, et sa chaleur latente d'évaporation est élevée. C'est pourquoi la plupart des discussions de ce chapitre portent sur les cycles de puissance qui utilisent la vapeur d'eau comme fluide moteur.

Objectifs

- Analyser les cycles de puissance à vapeur.
- Étudier diverses modifications au cycle de Rankine en vue d'accroître son rendement thermique.
- Étudier les cycles de puissance à vapeur à resurchauffe et à régénération.
- Étudier la cogénération.
- Étudier des cycles jumelés comme le cycle combiné gaz-vapeur d'eau et le cycle binaire en vue d'augmenter le rendement thermique.

10.1 Le cycle de Carnot à vapeur

Le cycle de Carnot, on l'a vu, est le cycle thermique le plus efficace qui peut être réalisé à l'aide de deux réservoirs thermiques donnés. Pourquoi alors n'exploite-t-on pas les centrales thermiques et nucléaires selon ce cycle théorique ? Pour répondre à cette question, examinons le cycle de Carnot illustré dans le diagramme $T-s$ de la figure 10.1 a). Le caloporteur, qui est de l'eau, est chauffé de façon réversible et isotherme dans la chaudière (l'évolution 1-2). Il subit une détente isentropique dans la turbine (l'évolution 2-3), puis est condensé de façon réversible et isotherme dans le condenseur (l'évolution 3-4). Enfin, il est comprimé de façon isentropique dans le compresseur (l'évolution 4-1). Le cycle est complété.

D'un point de vue pratique, trois obstacles se dressent devant le cycle de Carnot à vapeur :

1. Évaporer (l'évolution 1-2) et condenser (l'évolution 3-4) le caloporteur à température constante ne pose, en pratique, aucun problème. Cela se fait déjà dans la chaudière et le condenseur. La transmission de chaleur isotherme d'une source externe ou vers un puits externe est toutefois impossible à réaliser, car elle nécessite une surface d'échange infinie. De surcroît, maintenir la transmission de chaleur dans le régime d'écoulement diphasique fixe une limite à la température maximale à laquelle l'évaporation peut se produire. Par exemple, pour l'eau, la température maximale ne peut dépasser le point critique, soit 374 °C. Une température aussi basse restreint fatalement le rendement du cycle.
2. Dans une turbine bien conçue, la détente se rapproche de la détente isentropique 2-3 de la figure 10.1 a). Cependant, le titre de la vapeur diminue durant la détente, et la turbine se remplit de vapeur mouillée. Or, l'impact des gouttelettes d'eau sur les aubes de la turbine favorise leur érosion et leur corrosion. Dans les centrales thermiques et nucléaires, les turbines fonctionnent, en général, avec de la vapeur dont le titre, même à la sortie, demeure supérieur à 90 %.

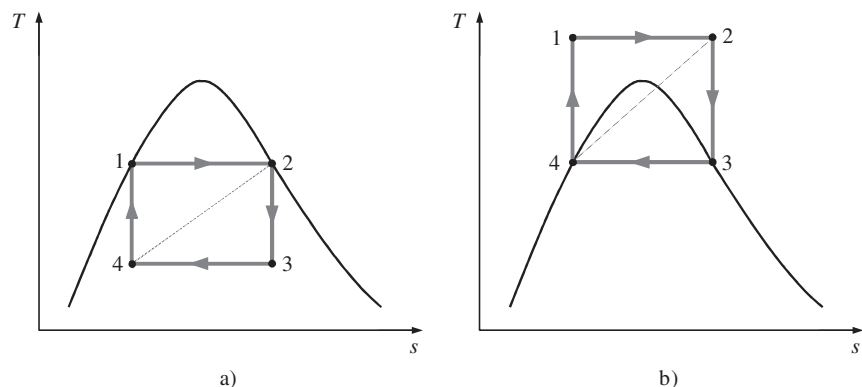


FIGURE 10.1

Diagramme $T-s$ du cycle de Carnot.

3. L'évolution 4-1 consiste à comprimer un mélange liquide-vapeur en un liquide saturé. Cette évolution est difficilement réalisable pour deux raisons. Premièrement, il n'est pas facile de contrôler le phénomène de condensation de façon à produire un mélange liquide-vapeur dont le titre résultant est précisément celui qui est recherché à l'état 4. Deuxièmement, il n'est tout simplement pas pratique de concevoir un compresseur qui peut comprimer un mélange diphasique.

Afin d'éliminer certains de ces inconvénients, on pourrait toujours recourir au cycle de Carnot pour la vapeur d'eau de la figure 10.1 b). Toutefois, d'autres problèmes liés à la compression à haute pression et à la transmission de chaleur à pressions variables surgissent. On peut donc conclure que le cycle de Carnot ne peut être retenu comme cycle de puissance à vapeur idéal.

10.2 Le cycle de Rankine idéal

Le cycle idéal correspondant à une centrale thermique élémentaire à vapeur d'eau est le **cycle de Rankine** (voir la figure 10.2). Aucune irréversibilité intérieure n'intervient dans le cycle de Rankine idéal. Les quatre évolutions qui composent ce cycle sont les suivantes :

- (1-2) la compression isentropique dans la pompe ;
- (2-3) l'apport de chaleur à pression constante dans la chaudière ;
- (3-4) la détente isentropique dans la turbine ;
- (4-1) l'évacuation de chaleur à pression constante dans le condenseur.

L'eau (le caloporteur) entre dans la pompe sous forme de liquide saturé (l'état 1), puis est comprimée de façon isentropique à la pression qui règne au sein de la chaudière. Au cours de cette évolution, la température de l'eau augmente, car son volume massique diminue légèrement. Il faut noter que, pour plus de clarté, la distance verticale entre les états 1 et 2 illustrée dans

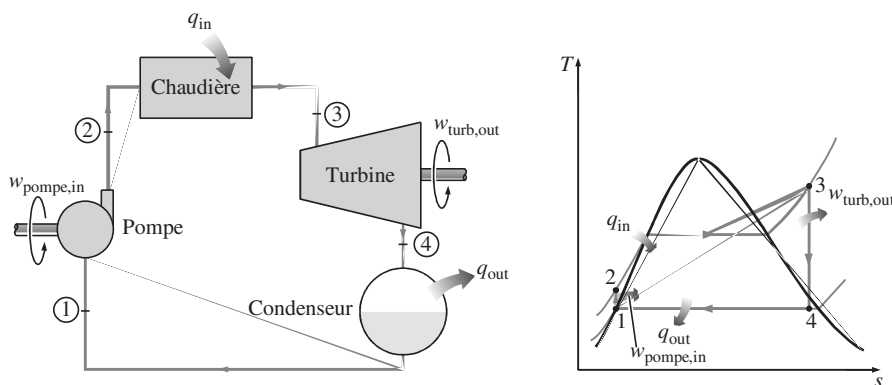


FIGURE 10.2

Cycle de Rankine idéal.

le diagramme $T-s$ de la figure 10.2 est exagérée. Selon vous, la température de l'eau changerait-elle durant cette évolution si elle était parfaitement incompressible ?

En entrant dans la chaudière, l'eau se trouve sous forme de liquide comprimé (l'état 2). Elle en ressort sous forme de vapeur surchauffée (l'état 3). La chaudière est un grand échangeur de chaleur au sein duquel la chaleur des gaz d'échappement d'une fournaise ou de l'eau pressurisée d'un réacteur nucléaire est transmise au caloporteur à pression constante. C'est la raison pour laquelle la chaudière est parfois appelée « générateur de vapeur ».

La vapeur surchauffée du caloporteur pénètre ensuite dans la turbine (l'état 3) où elle se détend de façon isentropique. Ce faisant, elle entraîne l'arbre solidaire d'un alternateur qui produit de l'électricité (voir la rubrique « *Sujet particulier* » du chapitre 5, à la page 222). La chaleur est convertie en travail mécanique dans la turbine, et le travail mécanique est ensuite converti en électricité dans l'alternateur. À la sortie de la turbine (l'état 4), la vapeur mouillée du caloporteur, à basse pression, est admise dans le condenseur. Ce mélange liquide-vapeur saturé, dont le titre est en général supérieur à 90 %, est condensé à pression constante. Le condenseur est un grand échangeur de chaleur au sein duquel la chaleur du caloporteur est cédée à l'eau de refroidissement provenant d'un réservoir externe (un lac, une rivière, etc.) ou cédée à l'atmosphère (dans une tour de refroidissement, par exemple). Le caloporteur sort du condenseur sous forme de liquide saturé et entre dans la pompe. Le cycle est complété. La chaleur transmise au caloporteur dans la chaudière est représentée, dans le diagramme $T-s$, par l'aire sous la courbe 2-3. La chaleur évacuée par le condenseur est l'aire sous la courbe 4-1. La différence entre ces deux aires, c'est-à-dire l'aire circonscrite par le parcours 1-2-3-4-1, est le travail net produit au cours du cycle.

10.2.1 Le bilan énergétique et le rendement thermique du cycle de Rankine idéal

Les quatre composants du cycle de Rankine idéal, soit la pompe, la chaudière, la turbine et le condenseur, fonctionnent avec un écoulement en régime permanent. De surcroît, les variations de l'énergie cinétique et potentielle sont négligeables si on les compare au travail mis en jeu et à la chaleur transmise dans le cycle. Le travail n'intervient pas dans la chaudière et le condenseur, alors que les évolutions au sein de la pompe et de la turbine sont isentropiques. En dressant un bilan énergétique pour chacun des composants, on obtient

$$\text{Pompe } (q = 0): \quad w_{\text{pompe, in}} = h_2 - h_1 \quad (10.1)$$

ou encore

$$w_{\text{pompe, in}} = v(P_2 - P_1) \quad (10.2)$$

avec

$$h_1 = h_{f, P_1} \quad \text{et} \quad v \cong v_1 = v_{f, P_1} \quad (10.3)$$

$$\text{Chaudière } (w = 0): \quad q_{\text{in}} = h_3 - h_2 \quad (10.4)$$

$$\text{Turbine } (q = 0): \quad w_{\text{turb,out}} = h_3 - h_4 \quad (10.5)$$

$$\text{Condenseur } (w = 0): \quad q_{\text{out}} = h_4 - h_1 \quad (10.6)$$

Le rendement thermique du cycle est alors

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} \quad (10.7)$$

où

$$w_{\text{net}} = q_{\text{in}} - q_{\text{out}} = w_{\text{turb,out}} - w_{\text{pompe,in}} \quad (10.8)$$

Dans un diagramme $T-s$, le rendement thermique est représenté à l'aide du rapport de l'aire circonscrite par le cycle à l'aire se trouvant sous la courbe de l'évolution d'apport de chaleur.

EXEMPLE 10.1 ■ Le cycle de Rankine idéal

Soit un cycle de Rankine idéal (voir la figure 10.3). La vapeur d'eau pénètre dans la turbine à 3 MPa et à 350 °C, et elle est condensée dans le condenseur à 75 kPa. Déterminez le rendement thermique du cycle.

Solution Soit un cycle de Rankine idéal. Il faut déterminer le rendement thermique du cycle.

Hypothèses 1. Le régime d'écoulement est permanent. 2. Les énergies cinétique et potentielle sont négligeables.

Analyse Le schéma de la centrale et le diagramme $T-s$ du cycle sont illustrés à la figure 10.3. La centrale est exploitée selon le cycle de Rankine idéal. Par conséquent, les évolutions au sein de la pompe et de la turbine sont isentropiques.

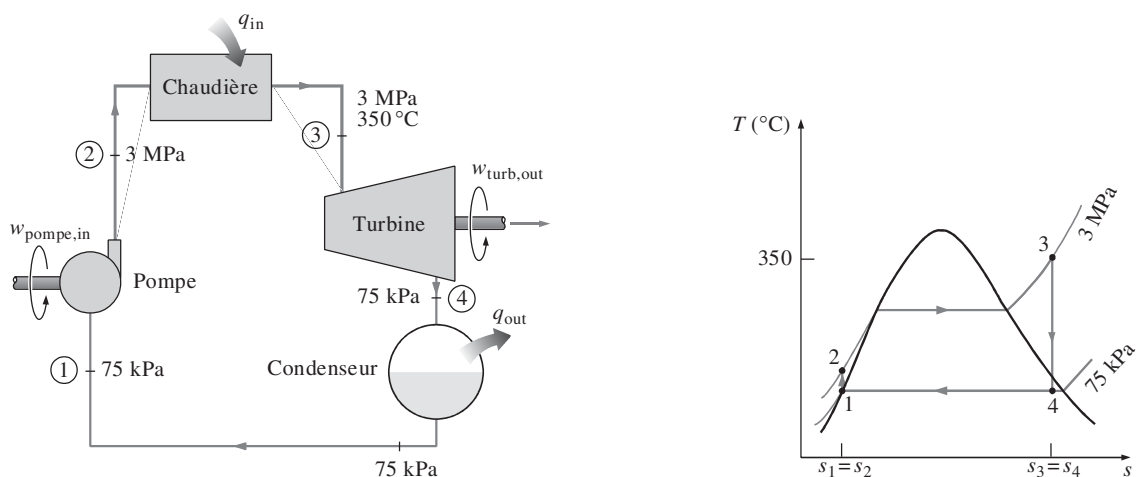


FIGURE 10.3

Schéma et diagramme $T-s$ de l'exemple 10.1.

Il n'y a pas de chute de pression dans la chaudière ni dans le condenseur. La vapeur sort du condenseur et entre dans la pompe sous forme de liquide saturé à la pression du condenseur.

Commençons par déterminer les enthalpies de la vapeur d'eau aux différents points du cycle en recourant aux tables de vapeur A.4, A.5 et A.6.

$$\text{État 1: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 75 \text{ kPa} \\ \text{Liquide saturé} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = h_{f,75 \text{ kPa}} = 384,44 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_{f,75 \text{ kPa}} = 0,001037 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

$$\text{État 2: } \begin{array}{l} P_2 = 3 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}$$

$$w_{\text{pompe,in}} = v_1(P_2 - P_1) = (0,001037 \text{ m}^3/\text{kg})[(3000 - 75) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ (kPa} \cdot \text{m}^3)} \right) = 3,03 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pompe,in}} = (384,44 + 3,03) \text{ kJ/kg} = 387,47 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{État 3: } \left. \begin{array}{l} P_3 = 3 \text{ MPa} \\ T_3 = 350^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_3 = 3116,1 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 6,7450 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \end{array}$$

$$\text{État 4: } \begin{array}{l} P_4 = 75 \text{ kPa} \text{ (mélange saturé)} \\ s_4 = s_3 \end{array}$$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6,7450 - 1,2132}{6,2426} = 0,8861$$

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 384,44 + 0,8861(2278,0) = 2403,0 \text{ kJ/kg}$$

Alors

$$q_{\text{in}} = h_3 - h_2 = (3116,1 - 387,47) \text{ kJ/kg} = 2728,6 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{out}} = h_4 - h_1 = (2403,0 - 384,44) \text{ kJ/kg} = 2018,6 \text{ kJ/kg}$$

et le rendement thermique est

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{2018,6 \text{ kJ/kg}}{2728,6 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0,260 \text{ ou } 26,0 \%}$$

Le rendement thermique aurait pu être déterminé selon

$$w_{\text{turb,out}} = h_3 - h_4 = (3116,1 - 2403,0) \text{ kJ/kg} = 713,1 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net}} = w_{\text{turb,out}} - w_{\text{pompe,in}} = (713,1 - 3,03) \text{ kJ/kg} = 710,1 \text{ kJ/kg}$$

ou encore

$$w_{\text{net}} = q_{\text{in}} - q_{\text{out}} = (2728,6 - 2018,6) \text{ kJ/kg} = 710,0 \text{ kJ/kg}$$

soit

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = \frac{710,0 \text{ kJ/kg}}{2728,6 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0,260 \text{ ou } 26,0 \%}$$

En d'autres termes, 26 % de la chaleur fournie à la centrale est convertie en travail. Dans un cas réel, on tient compte des irréversibilités et le rendement est plus faible.

Remarques Rappelons que, dans le cycle de la turbine à gaz, 40 à 80 % du travail produit par la turbine est consommé pour entraîner le compresseur. Dans le cycle de Rankine, une fraction très faible du travail produit par la turbine est utilisée pour entraîner la pompe. Cette fraction est, dans le présent exemple, $w_{\text{pompe,in}}/w_{\text{turb,out}} = (3,03 \text{ kJ/kg})/(713,1 \text{ kJ/kg}) \cong 0,4 \%$.

D'autre part, le rendement thermique du cycle de Carnot exploité entre les mêmes limites de température est

$$\eta_{\text{th,Carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{min}}}{T_{\text{max}}} = 1 - \frac{(91,76 + 273) \text{ K}}{(350 + 273) \text{ K}} = 0,415$$

Les irréversibilités externes qui résultent de la transmission de chaleur au sein de la chaudière font que le rendement thermique du cycle de Rankine idéal est nettement inférieur au rendement thermique du cycle de Carnot.

10.3 L'écart entre le cycle à vapeur idéal et le cycle réel

L'écart entre le cycle de Rankine idéal et le cycle à vapeur réel est montré à la figure 10.4 a). Cet écart est dû aux irréversibilités qui se manifestent au sein des composants.

Le frottement est une première source d'irréversibilités. Le frottement entraîne une chute de pression dans la chaudière, le condenseur et les conduits. Par conséquent, la vapeur émerge de la chaudière à une pression un peu plus basse que celle qui règne au cœur de la chaudière même. Elle entre ensuite dans la turbine à une pression qui est plus basse que celle à laquelle elle a quitté la chaudière, car elle a subi une chute de pression dans les conduits reliant ces deux dispositifs entre eux. Par contre, la chute de pression dans le condenseur est habituellement petite. Pour compenser les chutes de pression, la pompe doit élever la pression à des niveaux plus élevés que ceux dans le cycle idéal. De ce fait, elle consomme davantage de travail.

Une deuxième source d'irréversibilités tout aussi importante est la perte de chaleur de la vapeur au profit du milieu extérieur à mesure qu'elle circule dans les composants. Pour compenser cette perte, davantage de chaleur doit être transmise au caloporteur dans la chaudière et, par conséquent, davantage de combustible doit être consommé.

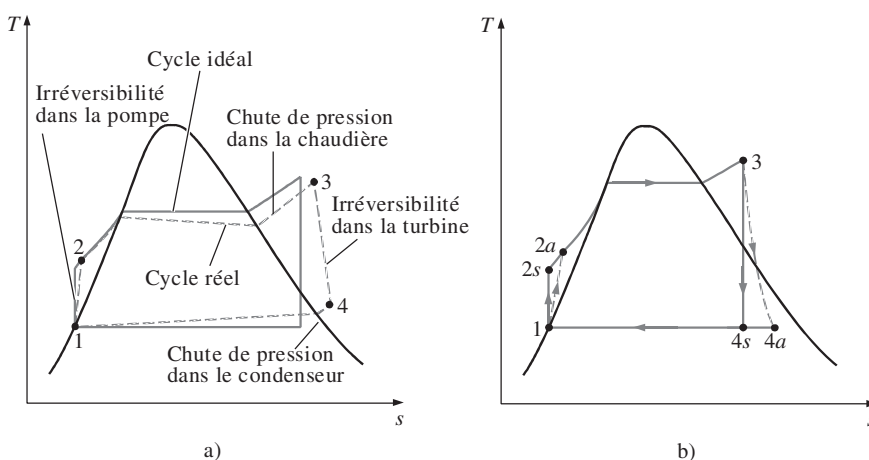


FIGURE 10.4

- a) Écart entre le cycle à vapeur réel et le cycle de Rankine idéal.
 b) Effets des irréversibilités dans la turbine et la pompe sur le cycle de Rankine.

La troisième source d'irréversibilités se manifeste au sein de la pompe et de la turbine. Pour fonctionner, la pompe réelle consomme plus de travail que la pompe réversible, et la turbine réelle produit moins de travail que la turbine réversible. L'écart entre la machine réelle et la machine réversible est pris en compte à l'aide du rendement isentropique défini

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (10.9)$$

pour la pompe et

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (10.10)$$

pour la turbine.

Les états $2a$ et $4a$ sont respectivement les états réels du caloporteur à la sortie de la pompe et de la turbine. Les états $2s$ et $4s$ correspondent respectivement aux états du caloporteur à la sortie de la pompe et de la turbine isentropiques (voir la figure 10.4 b à la page précédente).

Il existe d'autres sources d'irréversibilités. Il peut y avoir des fuites de vapeur dans le circuit ou des infiltrations d'air dans le condenseur. Le frottement entre les pièces mécaniques mobiles est inévitable. Dans le condenseur, le liquide est habituellement sous-refroidi afin d'éviter le phénomène de cavitation dans la pompe. Ce phénomène de vaporisation et de condensation des bulles de vapeur à basse pression inflige des dommages aux pales.

En somme, toutes les irréversibilités contribuent à réduire le rendement thermique du cycle. Lors du calcul du rendement global d'une centrale thermique, il faut donc les prendre en compte, ainsi que l'énergie consommée par les équipements auxiliaires (ventilateur de la chaudière, équipements de contrôle, etc.).

EXEMPLE 10.2 ■ Le cycle de puissance à vapeur

Soit une centrale thermique fonctionnant selon un cycle de puissance à vapeur d'eau (voir la figure 10.5). Le rendement isentropique de la turbine est de 87% et celui de la pompe, de 85%. Déterminez : a) le rendement thermique du cycle ; b) la puissance nette produite par la centrale, sachant que le débit massique de vapeur est de 15 kg/s.

Solution Soit un cycle de puissance à vapeur d'eau. Les rendements isentropiques de la turbine et de la pompe sont connus. Il faut déterminer le rendement thermique du cycle et la puissance nette produite.

Hypothèses 1. Le régime d'écoulement est permanent. 2. Les énergies cinétique et potentielle sont négligeables.

Analyse Le schéma de la centrale et le diagramme $T-s$ du cycle sont illustrés à la figure 10.5. Les pressions et les températures aux différents points du cycle sont indiquées sur la figure. La centrale est exploitée selon le cycle de Rankine. Les irréversibilités au sein de la turbine et de la pompe sont prises en compte avec les rendements isentropiques.

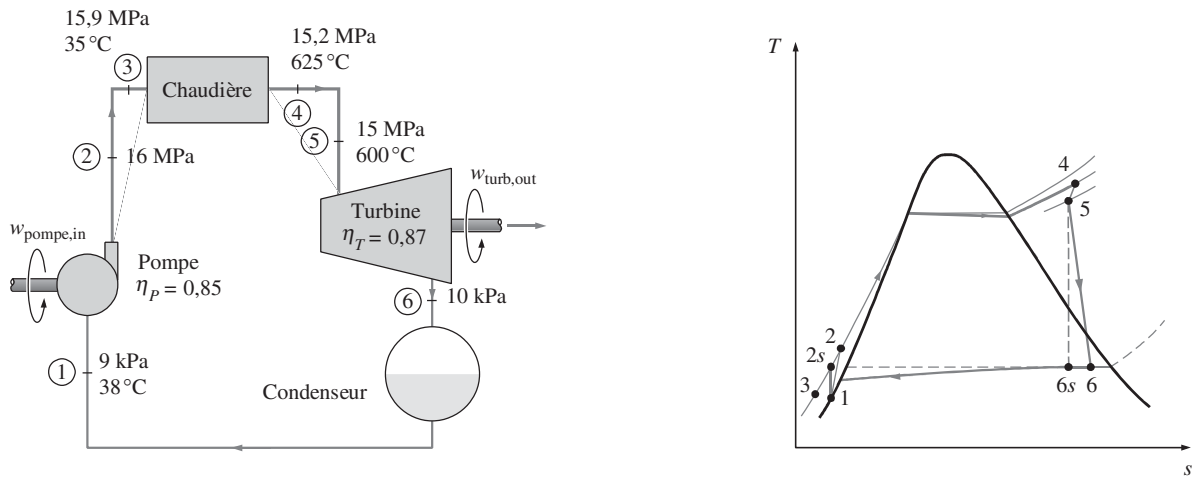


FIGURE 10.5

Schéma et diagramme T - s de l'exemple 10.2.

a) Le rendement thermique du cycle est le rapport du travail net produit à la chaleur fournie.

Le travail consommé par la pompe est

$$\begin{aligned} w_{\text{pompe,in}} &= \frac{w_{s,\text{pompe,in}}}{\eta_p} = \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_p} \\ &= \frac{(0,001\,009\text{ m}^3/\text{kg})[(16\,000 - 9)\text{ kPa}]}{0,85} \left(\frac{1\text{ kJ}}{1\text{ (kPa} \cdot \text{m}^3)} \right) \\ &= 19,0\text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Le travail produit par la turbine est

$$\begin{aligned} w_{\text{turb,out}} &= \eta_T w_{s,\text{turb,out}} \\ &= \eta_T(h_5 - h_{6s}) = 0,87(3\,583,1 - 2\,115,3)\text{ kJ/kg} \\ &= 1\,277,0\text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

La chaleur fournie à la vapeur dans la chaudière est

$$q_{\text{in}} = h_4 - h_3 = (3\,647,6 - 160,1)\text{ kJ/kg} = 3\,487,5\text{ kJ/kg}$$

Par conséquent, le travail net produit et le rendement thermique du cycle sont

$$\begin{aligned} w_{\text{net}} &= w_{\text{turb,out}} - w_{\text{pompe,in}} = (1\,277,0 - 19,0)\text{ kJ/kg} = 1\,258,0\text{ kJ/kg} \\ \eta_{\text{th}} &= \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = \frac{1\,258,0\text{ kJ/kg}}{3\,487,5\text{ kJ/kg}} = \mathbf{0,361\text{ ou }36,1\%} \end{aligned}$$

b) La puissance produite par la centrale est

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{m}(w_{\text{net}}) = (15\text{ kg/s})(1\,258,0\text{ kJ/kg}) = \mathbf{18,9\text{ MW}}$$

Remarque Sans les irréversibilités qui pénalisent la turbine et la pompe, le rendement du cycle serait de 43,0% (voir l'exemple 10.3 c).

10.4 Comment peut-on accroître le rendement du cycle de Rankine ?

Les centrales thermiques et nucléaires constituent le principal moyen de produire de l'électricité dans le monde (voir le tableau 5.1 à la page 223). Par conséquent, toute mesure qui permet d'accroître le rendement du cycle de puissance à vapeur réduit la consommation de combustible fossile et nucléaire et elle atténue, par le fait même la pollution environnementale.

La stratégie retenue pour accroître le rendement thermique des centrales est toujours la même. Il s'agit d'augmenter la température à laquelle la chaleur est fournie au caloporteur au sein de la chaudière ou de diminuer la température à laquelle la chaleur est évacuée du caloporteur au sein du condenseur. En d'autres termes, la température du caloporteur devrait être la plus élevée possible pendant que de la chaleur lui est transmise, alors qu'elle devrait être la plus basse possible pendant que de la chaleur en est extraite.

10.4.1 Diminuer la pression dans le condenseur

Le caloporteur (l'eau) se présente dans le condenseur sous forme d'un mélange liquide-vapeur saturé à la température de saturation qui correspond à la pression du condenseur. Par conséquent, en réduisant la pression dans le condenseur, on abaisse automatiquement la température de la vapeur et donc la température à laquelle la chaleur est évacuée.

L'effet de l'abaissement de la pression dans le condenseur est montré dans le diagramme $T-s$ de la figure 10.6. La pression à l'entrée de la turbine est, dans les deux cas, la même. La section ombrée représente le travail net additionnel produit lorsqu'on abaisse la pression de P_4 à P'_4 . On remarque que la chaleur fournie augmente aussi (l'aire sous la courbe 2'-2), mais cette augmentation est petite par rapport au travail additionnel produit. En fin de compte, le rendement est accru.

La pression dans les condenseurs des centrales thermiques et nucléaires est habituellement bien inférieure à la pression atmosphérique. Elle ne peut cependant être inférieure à la pression de saturation qui correspond à la température de saturation du puits de chaleur. Par exemple, considérons un condenseur refroidi à l'aide de l'eau d'une rivière dont la température est de 15 °C. Pour que la vapeur d'eau puisse céder sa chaleur à l'eau de la rivière au sein du condenseur, il faut que sa température soit supérieure à 15 °C, disons ~25 °C. La pression dans le condenseur doit donc être supérieure à la pression de saturation à 25 °C, c'est-à-dire supérieure à 3,2 kPa.

En abaissant la pression dans le condenseur, on crée toutefois d'autres problèmes. Les risques d'infiltration d'air dans le condenseur augmentent et la teneur en eau de la vapeur dans les étages à basse pression de la turbine croît (voir le point 4' dans la figure 10.6). Comme la détente n'est pas

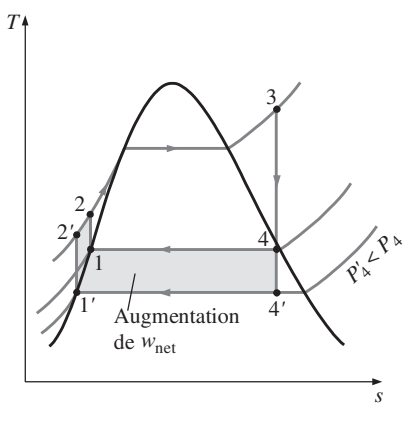


FIGURE 10.6

Effet de la réduction de la pression du condenseur sur le cycle de Rankine idéal.

parfaitement isentropique, l'humidité de la vapeur d'eau est moindre que celle qui apparaît dans la figure 10.6. L'état 4' est déplacé vers la droite, c'est-à-dire vers un titre plus grand (où la vapeur est plus sèche). Une vapeur mouillée favorise l'érosion des aubages de la turbine et diminue son rendement. Heureusement, comme on le verra dans la prochaine section, ce problème peut être atténué.

10.4.2 Chauffer la vapeur à haute température

La température à laquelle la chaleur est transmise à la vapeur peut être augmentée sans accroître la pression dans la chaudière. Il suffit de chauffer la vapeur à haute température. L'effet de la surchauffe de la vapeur est montré dans le diagramme $T-s$ de la figure 10.7. La surface ombrée représente le travail additionnel produit, alors que l'aire sous la courbe 3-3' représente la chaleur additionnelle fournie. Encore une fois, le rendement thermique du cycle est, en fin de compte, accru.

L'autre effet bénéfique de la surchauffe est, comme le montre la figure 10.7, de réduire la teneur en eau de la vapeur d'eau à la sortie de la turbine (le titre à l'état 4' est supérieur au titre à l'état 4).

La température à laquelle la vapeur d'eau peut être chauffée est cependant bornée par les propriétés mécaniques des aubages de la turbine. Cette température est, à l'heure actuelle, d'environ 620°C. Par contre, en concevant des aubes protégées au moyen d'une couche de matériau céramique, on envisage comment repousser cette limite.

10.4.3 Augmenter la pression dans la chaudière

En augmentant la pression dans la chaudière, on accroît automatiquement la température à laquelle l'ébullition du caloporteur se produit. Par conséquent, la température à laquelle la chaleur est transmise au caloporteur est accrue et donc le rendement thermique du cycle. L'effet de l'augmentation de la pression dans la chaudière est illustré dans le diagramme $T-s$ de la figure 10.8. Il faut noter que, pour une température fixe à l'entrée de la turbine, le cycle est déplacé vers la gauche et la teneur en eau de la vapeur à la sortie de la turbine est accrue. On peut atténuer cette conséquence fâcheuse en surchauffant la vapeur (voir la section précédente).

Au fil des années, la pression dans la chaudière n'a cessé d'augmenter. Elle est passée d'environ 2,7 MPa en 1922 à plus de 30 MPa aujourd'hui, pour produire des puissances dépassant les 1 000 MW. Certaines centrales thermiques fonctionnent à des pressions supérieures à la pression critique ($P > 22,06$ MPa), et leur rendement atteint 40 %. Quant aux centrales nucléaires à eau pressurisée, leur rendement thermique est moindre (d'environ 34 %) car, pour des raisons de sûreté nucléaire, les températures maximales permises du caloporteur sont maintenues plus basses. Le diagramme $T-s$ d'un cycle de Rankine supercritique est illustré à la figure 10.9, à la page suivante.

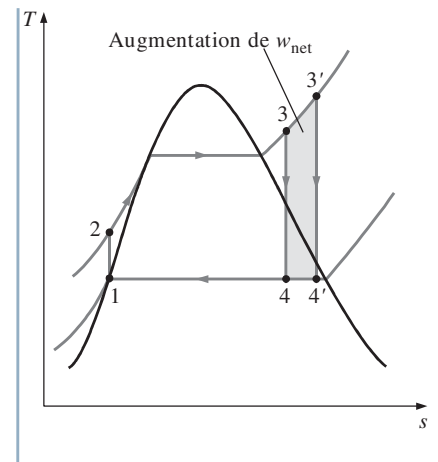


FIGURE 10.7

Effet de la surchauffe de la vapeur d'eau sur le cycle de Rankine idéal.

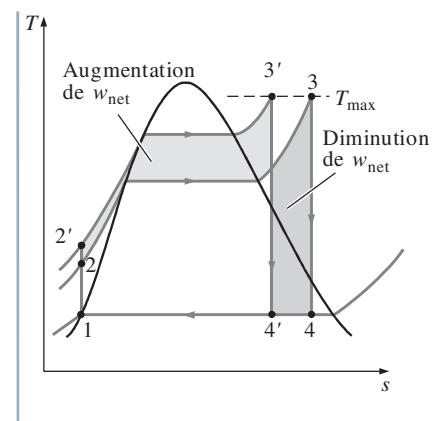


FIGURE 10.8

Effet de l'augmentation de la pression dans la chaudière sur le cycle de Rankine idéal.

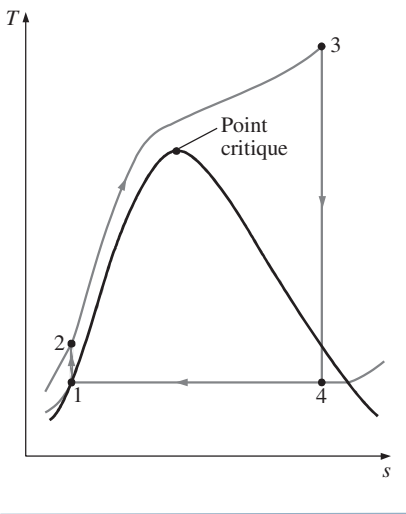


FIGURE 10.9
Cycle de Rankine supercritique.

EXEMPLE 10.3 ■ L'effet de la pression et de la température de la chaudière sur le rendement thermique

Soit une centrale thermique qui fonctionne selon le cycle de Rankine idéal. La vapeur d'eau entre dans la turbine à 3 MPa et à 350 °C, et elle est condensée dans le condenseur à 10 kPa. Déterminez: a) le rendement thermique du cycle; b) le rendement thermique du cycle si la vapeur est surchauffée à 600 °C plutôt qu'à 350 °C; c) le rendement thermique si la pression dans la chaudière est accrue à 15 MPa et que la température de la vapeur à l'entrée de la turbine est maintenue à 600 °C.

Solution Soit une centrale thermique qui fonctionne selon le cycle de Rankine idéal. L'effet de la surchauffe de la vapeur d'eau à l'entrée de la turbine et de l'augmentation de la pression dans la chaudière sur le rendement thermique du cycle est étudié.

Analyse Les diagrammes $T-s$ des trois cycles sont illustrés à la figure 10.10.

a) La centrale thermique est semblable à celle qui a été étudiée dans l'exemple 10.1, excepté pour la pression dans le condenseur qui est abaissée à 10 kPa. Le rendement thermique est déterminé comme dans l'exemple 10.1.

$$\text{État 1: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 10 \text{ kPa} \\ \text{Liquide saturé} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = h_{f,10 \text{ kPa}} = 191,81 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_{f,10 \text{ kPa}} = 0,00101 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

$$\text{État 2: } \begin{array}{l} P_2 = 3 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}$$

$$w_{\text{pompe,in}} = v_1(P_2 - P_1) = (0,00101 \text{ m}^3/\text{kg})[(3\,000 - 10) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ (kPa} \cdot \text{m}^3)} \right) = 3,02 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pompe,in}} = (191,81 + 3,02) \text{ kJ/kg} = 194,83 \text{ kJ/kg}$$

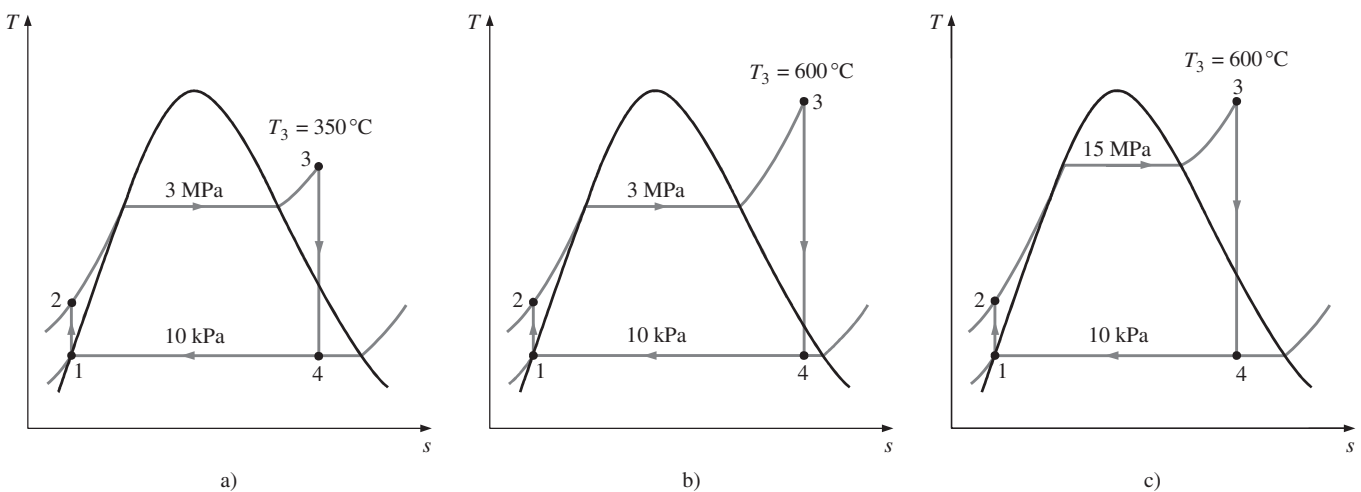


FIGURE 10.10
Diagrammes $T-s$ de l'exemple 10.3.

$$\text{État 3 : } \left. \begin{array}{l} P_3 = 3 \text{ MPa} \\ T_3 = 350^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_3 = 3\,116,1 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 6,7450 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \end{array}$$

$$\begin{aligned} \text{État 4 : } & P_4 = 10 \text{ kPa (mélange saturé)} \\ & s_4 = s_3 \\ & x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6,7450 - 0,6492}{7,4996} = 0,8128 \end{aligned}$$

Alors

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 191,81 + 0,8128(2\,392,1) = 2\,136,1 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{in}} = h_3 - h_2 = (3\,116,1 - 194,83) \text{ kJ/kg} = 2\,921,3 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{out}} = h_4 - h_1 = (2\,136,1 - 191,81) \text{ kJ/kg} = 1\,944,3 \text{ kJ/kg}$$

Le rendement thermique est

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{1\,944,3 \text{ kJ/kg}}{2\,921,3 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0,334 \text{ ou } 33,4 \%}$$

Lorsque la pression dans le condenseur est réduite de 75 à 10 kPa, le rendement thermique passe de 26,0 à 33,4%. Cependant, le titre de la vapeur d'eau à la sortie de la turbine est passé de 88,6 à 81,3% (la teneur en eau de la vapeur a monté de 11,4 à 18,7%).

b) Les états 1 et 2 demeurent inchangés. Les enthalpies à l'état 3 (3 MPa et 600 °C) et à l'état 4 (10 kPa et $s_4 = s_3$) déterminées à l'aide des tables de vapeur sont

$$\begin{aligned} h_3 &= 3\,682,8 \text{ kJ/kg} \\ h_4 &= 2\,380,3 \text{ kJ/kg} \quad (x_4 = 0,915) \end{aligned}$$

Alors,

$$q_{\text{in}} = h_3 - h_2 = 3\,682,8 - 194,83 = 3\,488,0 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{out}} = h_4 - h_1 = 2\,380,3 - 191,81 = 2\,188,5 \text{ kJ/kg}$$

Dans ce cas, le rendement devient

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{2\,188,5 \text{ kJ/kg}}{3\,488,0 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0,373 \text{ ou } 37,3 \%}$$

Si on surchauffe la vapeur d'eau de 350 °C à 600 °C, le rendement passe de 33,4 à 37,3%. De plus, le titre à la sortie de la turbine passe de 81,3 à 91,5% (la teneur en eau de la vapeur a été réduite de 18,7 à 8,5%).

c) L'état 1 demeure le même. Les autres états sont toutefois changés. Les enthalpies à l'état 2 (15 MPa et $s_2 = s_1$), à l'état 3 (15 MPa et 600 °C) et à l'état 4 (10 kPa et $s_4 = s_3$) déterminées à l'aide des tables de vapeur d'eau sont

$$\begin{aligned} h_2 &= 206,95 \text{ kJ/kg} \\ h_3 &= 3\,583,1 \text{ kJ/kg} \\ h_4 &= 2\,115,3 \text{ kJ/kg} \quad (x_4 = 0,804) \end{aligned}$$

Alors

$$q_{\text{in}} = h_3 - h_2 = 3\,583,1 - 206,95 = 3\,376,2 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{out}} = h_4 - h_1 = 2\,115,3 - 191,81 = 1\,923,5 \text{ kJ/kg}$$



Le rendement thermique devient

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{1\,923,5 \text{ kJ/kg}}{3\,376,2 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0,430 \text{ ou } 43,0 \%}$$

Remarque Le rendement thermique du cycle passe de 37,3 à 43,0 % si on augmente la pression dans la chaudière de 3 à 15 MPa tout en maintenant la température de la vapeur à l'entrée de la turbine à 600 °C. L'inconvénient est que le titre à la sortie de la turbine passe de 91,5 à 80,4 % (la teneur en eau de la vapeur a monté de 8,5 à 19,6 %).

10.5 Le cycle à resurchauffe

On a vu, dans la section précédente, qu'augmenter la pression dans la chaudière accroît le rendement thermique du cycle de Rankine. Il en résulte cependant une augmentation de la teneur en eau de la vapeur dans la section à basse pression de la turbine. Peut-on alors tirer avantage de l'accroissement du rendement par des pressions plus élevées tout en évitant une humidité excessive dans la partie à basse pression de la turbine ?

Deux solutions sont envisagées :

1. Surchauffer la vapeur d'eau à très haute température avant de l'admettre dans la turbine. Bien qu'elle soit intéressante, cette solution est cependant inefficace. En effet, la limite permise de température de la vapeur d'eau est dictée par les propriétés mécaniques et métallurgiques des matériaux qui constituent les aubages de la turbine.
2. Détendre la vapeur d'eau au sein de la turbine en deux étages et la resurchauffer entre les étages. Autrement dit, on modifie le cycle de Rankine en y insérant une évolution de **resurchauffe**. Cette solution pratique est couramment employée dans les centrales thermiques.

La figure 10.11 présente un schéma du cycle à resurchauffe idéal et le diagramme $T-s$ correspondant. On observe que la détente de vapeur se produit en deux étages. Dans le premier étage, l'étage à haute pression, la vapeur subit une détente isentropique dans la turbine jusqu'à une pression intermédiaire. Elle est alors dirigée vers la chaudière, où elle subit une resurchauffe à pression constante. Elle est ensuite retournée dans le deuxième étage de la turbine, l'étage à basse pression, où elle se détend de façon isentropique jusqu'à la pression du condenseur. La chaleur totale fournie à la vapeur est

$$q_{in} = q_{primaire} + q_{resurch} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \quad (10.11)$$

et le travail produit par la turbine est

$$w_{turb,out} = w_{turb,I} + w_{turb,II} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \quad (10.12)$$

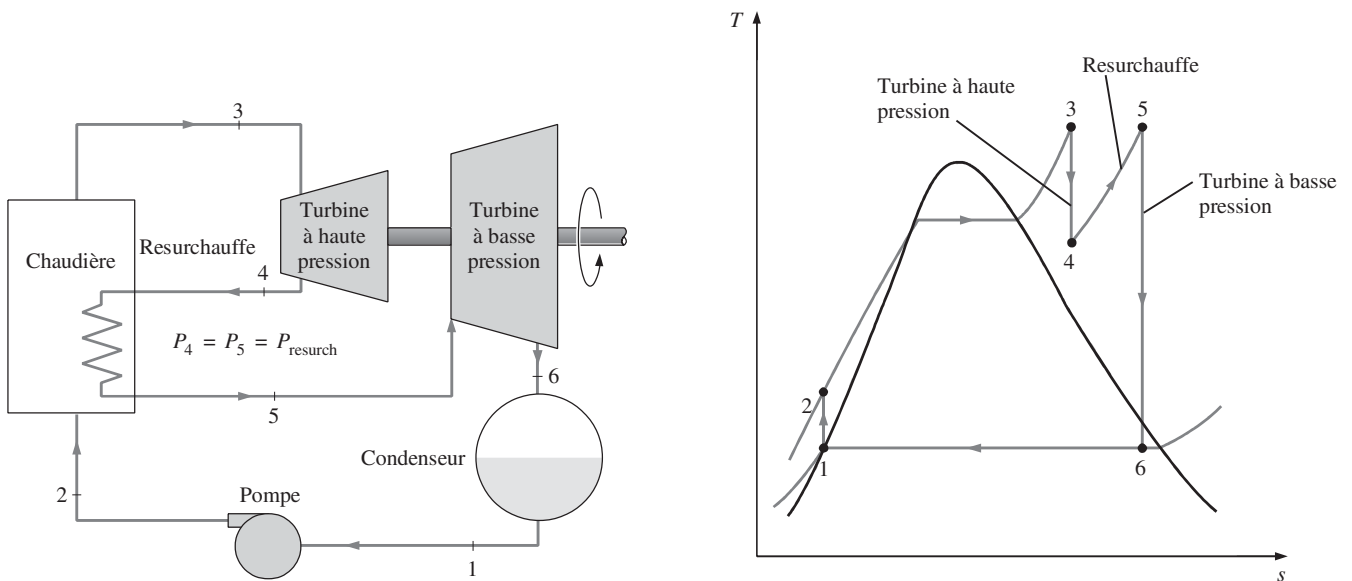


FIGURE 10.11

Cycle à resurchauffe idéal.

La resurchauffe permet, dans les grandes centrales thermiques, d'augmenter le rendement du cycle de 4 à 5 %.

Pour accroître la température moyenne de la resurchauffe, on augmente le nombre d'étages de détente et de resurchauffe. À mesure que ce nombre grandit, l'évolution tend vers une évolution isotherme à température maximale (voir la figure 10.12). Cependant, d'un point de vue pratique, on recourt rarement à plus de deux étages de resurchauffe (trois étages de détente). En effet, l'augmentation du rendement thermique réalisée avec le deuxième étage est environ la moitié de celle du premier étage. Par conséquent, l'ajout d'un troisième étage de resurchauffe est difficilement justifiable au regard des coûts additionnels et de la complexité accrue du système.

En général, les températures de resurchauffe sont à peu près égales à la température d'admission dans le premier étage de la turbine. La pression intermédiaire optimale est d'environ le quart de la pression maximale du cycle. Par exemple, si la pression dans la chaudière est de 12 MPa, la pression intermédiaire à laquelle la resurchauffe a lieu est d'environ 3 MPa.

En résumé, l'objectif de la resurchauffe est de réduire la teneur en eau de la vapeur dans la section à basse pression de la turbine. Si les matériaux constituant les aubages des turbines pouvaient résister à la vapeur à haute température, la resurchauffe serait inutile.

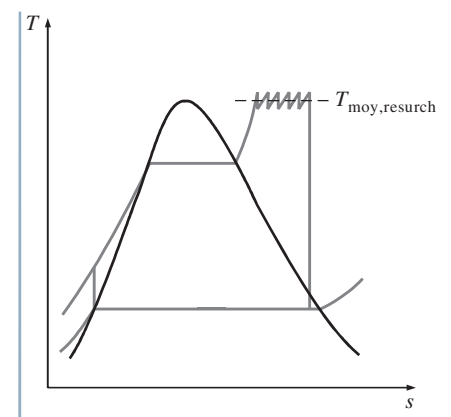


FIGURE 10.12

La température moyenne à laquelle la chaleur est transmise durant la resurchauffe croît à mesure que le nombre d'étages de resurchauffe augmente.

EXEMPLE 10.4 ■ Le cycle à resurchauffe idéal

Soit une centrale thermique fonctionnant selon le cycle à resurchauffe idéal (voir la figure 10.13). La vapeur d'eau est admise dans l'étage à haute pression à 15 MPa et à 600 °C, et elle est condensée dans le condenseur à 10 kPa. Sachant que la teneur en eau de la vapeur à la sortie de l'étage à basse pression ne peut excéder 10,4 %, déterminez: a) la pression à laquelle la vapeur devrait subir une resurchauffe; b) le rendement thermique du cycle. Supposez que la vapeur d'eau subit une resurchauffe à la température d'admission dans l'étage à haute pression de la turbine.

Solution Une centrale thermique fonctionne selon le cycle à resurchauffe idéal. Il faut déterminer la pression à laquelle la vapeur d'eau devrait subir une resurchauffe et le rendement thermique du cycle si on connaît le titre à la sortie de la turbine.

Hypothèses 1. Le régime d'écoulement est permanent. 2. Les énergies cinétique et potentielle sont négligeables.

Analyse Le schéma de la centrale et le diagramme $T-s$ du cycle sont illustrés à la figure 10.13. La centrale fonctionne selon le cycle à resurchauffe idéal. Par conséquent: 1) les évolutions dans la turbine et la pompe sont isentropiques; 2) il n'y a aucune chute de pression dans la chaudière et dans le condenseur; 3) la vapeur d'eau émerge du condenseur et pénètre dans la pompe sous forme de liquide saturé à la pression du condenseur.

a) On détermine la pression de resurchauffe, sachant que les entropies aux points 5 et 6 sont égales, selon

$$\text{État 6: } P_6 = 10 \text{ kPa}$$

$$x_6 = 0,896 \quad (\text{mélange saturé})$$

$$s_6 = s_f + x_6 s_{fg} = 0,6492 + 0,896(7,4996) = 7,3688 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

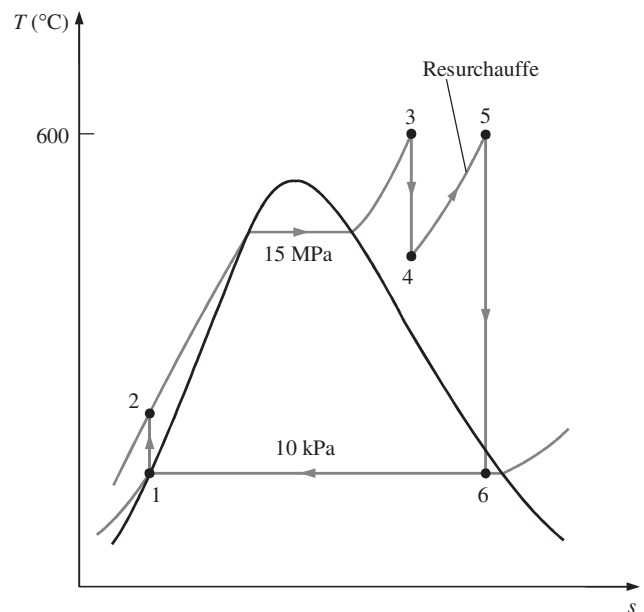
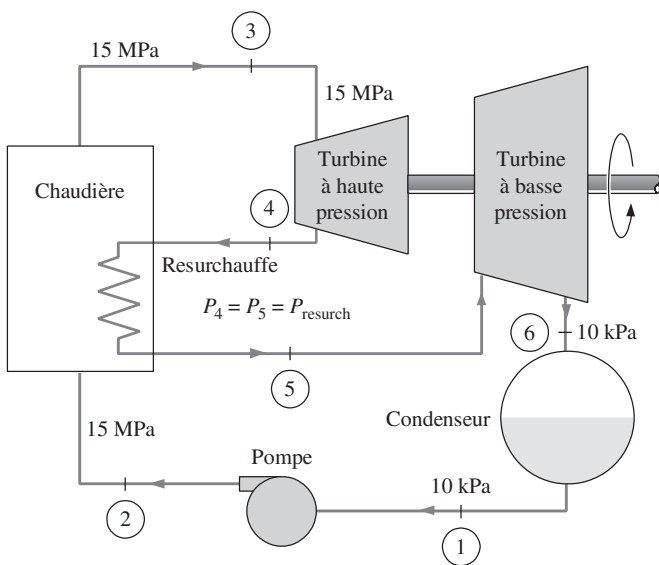


FIGURE 10.13

Schéma et diagramme $T-s$ de l'exemple 10.4.

De plus

$$h_6 = h_f + x_6 h_{fg} = 191,81 + 0,896(2\,392,1) = 2\,335,1 \text{ kJ/kg}$$

Alors

$$\text{État 5: } \left. \begin{array}{l} T_5 = 600^\circ\text{C} \\ s_5 = s_6 \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_5 = 4,0 \text{ MPa} \\ h_5 = 3\,674,9 \text{ kJ/kg} \end{array}$$

La vapeur d'eau devrait donc être resurchauffée à une pression de 4 MPa pour éviter que sa teneur en eau à la sortie de la turbine ne dépasse 10,4 %.

b) Le rendement thermique déterminé à l'aide des enthalpies aux autres points est

$$\text{État 1: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 10 \text{ kPa} \\ \text{Liquide saturé} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = h_{f,10 \text{ kPa}} = 191,81 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_{f,10 \text{ kPa}} = 0,00101 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

$$\text{État 2: } \begin{array}{l} P_2 = 15 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}$$

$$\begin{aligned} w_{\text{pompe,in}} &= v_1(P_2 - P_1) = (0,00101 \text{ m}^3/\text{kg}) \\ &\quad \times [(15\,000 - 10) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ (kPa} \cdot \text{m}^3)} \right) \\ &= 15,14 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pompe,in}} = (191,81 + 15,14) \text{ kJ/kg} = 206,95 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{État 3: } \left. \begin{array}{l} P_3 = 15 \text{ MPa} \\ T_3 = 600^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_3 = 3\,583,1 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 6,6796 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \end{array}$$

$$\text{État 4: } \left. \begin{array}{l} P_4 = 4 \text{ MPa} \\ s_4 = s_3 \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_4 = 3\,155,0 \text{ kJ/kg} \\ (T_4 = 375,5^\circ\text{C}) \end{array}$$

Alors

$$\begin{aligned} q_{\text{in}} &= (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \\ &= (3\,583,1 - 206,95) \text{ kJ/kg} + (3\,674,9 - 3\,155,0) \text{ kJ/kg} \\ &= 3\,896,1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{\text{out}} &= h_6 - h_1 = (2\,335,1 - 191,81) \text{ kJ/kg} \\ &= 2\,143,3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Le rendement thermique du cycle est

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{2\,143,3 \text{ kJ/kg}}{3\,896,1 \text{ kJ/kg}} = 0,450 \text{ ou } 45,0 \%$$

Remarque Ce problème a été résolu dans l'exemple 10.3 c) sans toutefois utiliser la resurchauffe. En comparant les résultats, on constate que la resurchauffe a permis de réduire la teneur en eau de la vapeur à la sortie de la turbine de 19,6 à 10,4 % tout en augmentant le rendement thermique du cycle de 43 à 45 %.

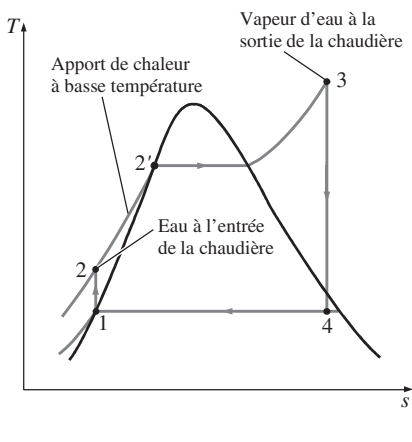


FIGURE 10.14

Au début de l'évolution, la chaleur est fournie au caloporteur dans la chaudière à basse température.

10.6 Le cycle à régénération

L'examen du diagramme $T-s$ du cycle de Rankine idéal (voir la figure 10.14) révèle que de la chaleur est transmise au caloporteur à basse température durant l'évolution 2-2'. Cela réduit la température moyenne pendant l'addition de chaleur et donc le rendement thermique du cycle. Peut-on remédier à cette situation ?

La solution envisagée est d'élever la température du liquide sortant de la pompe, appelé l'« eau d'alimentation », avant de l'admettre dans la chaudière. Cette action est appelée la **régénération**. Pour ce faire, une petite partie de la vapeur est soutirée de la turbine et détournée dans un échangeur de chaleur, appelé un **régénérateur** ou **réchauffeur**, où elle cède sa chaleur à l'eau d'alimentation. Non seulement la régénération augmente le rendement du cycle mais, de plus, elle permet de dégazer l'eau d'alimentation. En effet, les inévitables infiltrations d'air dans le condenseur favorisent la dissolution de l'air dans l'eau, qui est responsable de la corrosion de la chaudière. La régénération permet également de contrôler les débits volumiques élevés dans les derniers étages de la turbine (parce que les volumes massiques de la vapeur sont grands à basse pression).

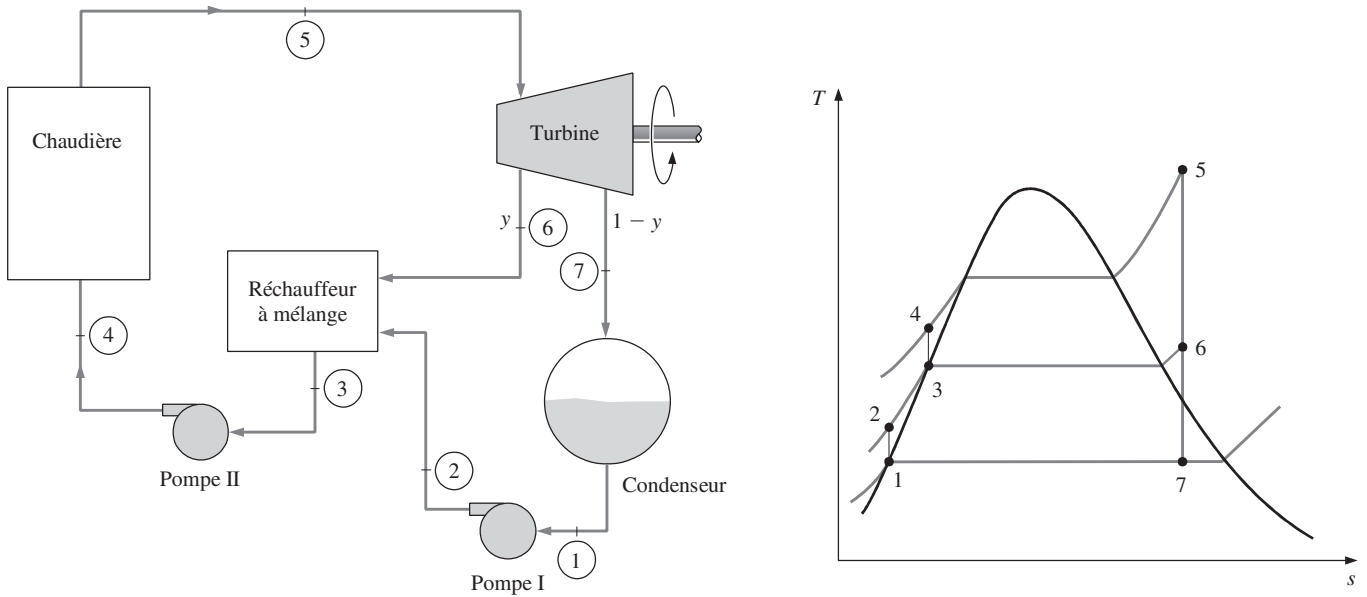
On distingue deux types de réchauffeur : le réchauffeur à mélange et le réchauffeur à surface. Ces réchauffeurs sont décrits dans les sections suivantes.

10.6.1 Le réchauffeur à mélange

Le **réchauffeur à mélange** est essentiellement une chambre à mélange. La vapeur soutirée de la turbine est mélangée à l'eau d'alimentation sortant de la pompe. Dans le cas idéal, le mélange sort du réchauffeur sous forme de liquide saturé à la pression du réchauffeur. Le schéma du cycle à régénération idéal avec un réchauffeur à mélange est montré à la figure 10.15. Ce cycle est un cycle à régénération à un seul étage. Le diagramme $T-s$ correspondant est aussi illustré dans cette figure.

La vapeur entre dans la turbine à la pression de la chaudière (l'état 5). Elle subit une détente isentropique jusqu'à une pression intermédiaire (l'état 6). Une partie de la vapeur est alors soutirée de la turbine et dirigée vers le réchauffeur, alors que le reste poursuit la détente isentropique jusqu'à la pression du condenseur (l'état 7). La vapeur sort du condenseur sous forme de liquide saturé à la pression du condenseur (l'état 1). L'eau d'alimentation traverse ensuite une pompe isentropique (la pompe I), où il est comprimé à la pression qui règne dans le réchauffeur (l'état 2). L'eau d'alimentation pénètre alors dans le réchauffeur à mélange où elle est mélangée à la vapeur soutirée de la turbine. La fraction de vapeur soutirée de la turbine est telle que le mélange résultant qui sort du réchauffeur est un liquide saturé à la pression du réchauffeur (l'état 3). Une deuxième pompe comprime alors le liquide à la pression qui prévaut dans la chaudière (l'état 4). L'eau entre enfin dans la chaudière où elle est chauffée et portée aux conditions d'admission dans la turbine (l'état 5). Le cycle est complété.

Pour 1 kg de vapeur sortant de la chaudière, y kg se détend partiellement dans la turbine et est soutiré à l'état 6. Le reste, soit $(1 - y)$ kg, se détend


FIGURE 10.15

Cycle à régénération idéal avec un réchauffeur à mélange.

complètement, c'est-à-dire jusqu'à la pression du condenseur. Cela signifie que, si le débit massique traversant la chaudière est de \dot{m} , alors le débit massique traversant le condenseur est de $(1 - y)\dot{m}$, et le débit de vapeur soutirée de la turbine et admise dans le réchauffeur est de $y\dot{m}$. En dressant un bilan énergétique pour chacun des composants, on obtient la chaleur et le travail qui interviennent dans le cycle à régénération idéal avec un seul réchauffeur à mélange, soit

$$q_{\text{in}} = h_5 - h_4 \quad (10.13)$$

$$q_{\text{out}} = (1 - y)(h_7 - h_1) \quad (10.14)$$

$$w_{\text{turb,out}} = y(h_5 - h_6) + (1 - y)(h_5 - h_7) \quad (10.15)$$

$$w_{\text{pompe,in}} = (1 - y)w_{\text{pompe I,in}} + w_{\text{pompe II,in}} \quad (10.16)$$

où

$$y = \dot{m}_6 / \dot{m}_5 \quad (\text{fraction de vapeur soutirée})$$

$$w_{\text{pompe I,in}} = v_1(P_2 - P_1)$$

$$w_{\text{pompe II,in}} = v_3(P_4 - P_3)$$

Grâce à la régénération, le rendement thermique du cycle de Rankine est amélioré. Ce rendement accru est dû à la température moyenne plus élevée du caloporteur au sein de la chaudière, qui résulte du préchauffage. À mesure que le nombre de réchauffeurs augmente, le rendement du cycle croît. Dans les grandes centrales thermiques, on peut recourir jusqu'à huit réchauffeurs. Le nombre optimal de réchauffeurs est déterminé selon des critères économiques.

10.6.2 Le réchauffeur à surface

Le réchauffeur à surface est un échangeur de chaleur. Dans le réchauffeur à surface, la vapeur soutirée de la turbine n'est pas mélangée à l'eau d'alimentation. Les écoulements peuvent donc se trouver à des pressions différentes. La figure 10.16 montre le schéma du cycle à régénération idéal avec un réchauffeur à surface ainsi que le diagramme $T-s$ correspondant. En traversant le réchauffeur à surface, l'eau d'alimentation est, théoriquement, chauffée à la température de la vapeur soutirée, alors que la vapeur sort du réchauffeur sous forme de liquide saturé à la pression de soutirage. En réalité, l'eau d'alimentation sort du réchauffeur à une température inférieure à celle de la vapeur soutirée, car une différence d'au moins quelques degrés est nécessaire pour transmettre la chaleur adéquatement.

Quant à la vapeur condensée, elle est soit pompée dans le conduit d'eau d'alimentation, soit dirigée vers un autre réchauffeur, soit admise dans le condenseur après avoir traversé un purgeur de vapeur qui réduit sa pression. Pendant cette évolution de détente, l'enthalpie de la vapeur demeure constante.

En résumé, le réchauffeur à mélange est un dispositif efficace (les fluides sont mélangés), simple et bon marché qui élève la température de l'eau d'alimentation à la température de saturation de la vapeur soutirée. L'inconvénient est que, pour chaque réchauffeur à mélange, une pompe doit être installée pour faire circuler l'eau d'alimentation. Le réchauffeur à surface, quant à lui, est un échangeur de chaleur plus compliqué et plus cher (c'est un échangeur tubes-calandre). Il est aussi moins efficace (les fluides ne sont pas mélangés). L'avantage est qu'il n'est pas nécessaire d'installer une pompe pour chaque réchauffeur, car la vapeur soutirée et l'eau d'alimentation se trouvent à des pressions différentes. Dans la plupart des centrales thermiques, on jumelle habituellement les deux types de réchauffeurs (voir la figure 10.17).

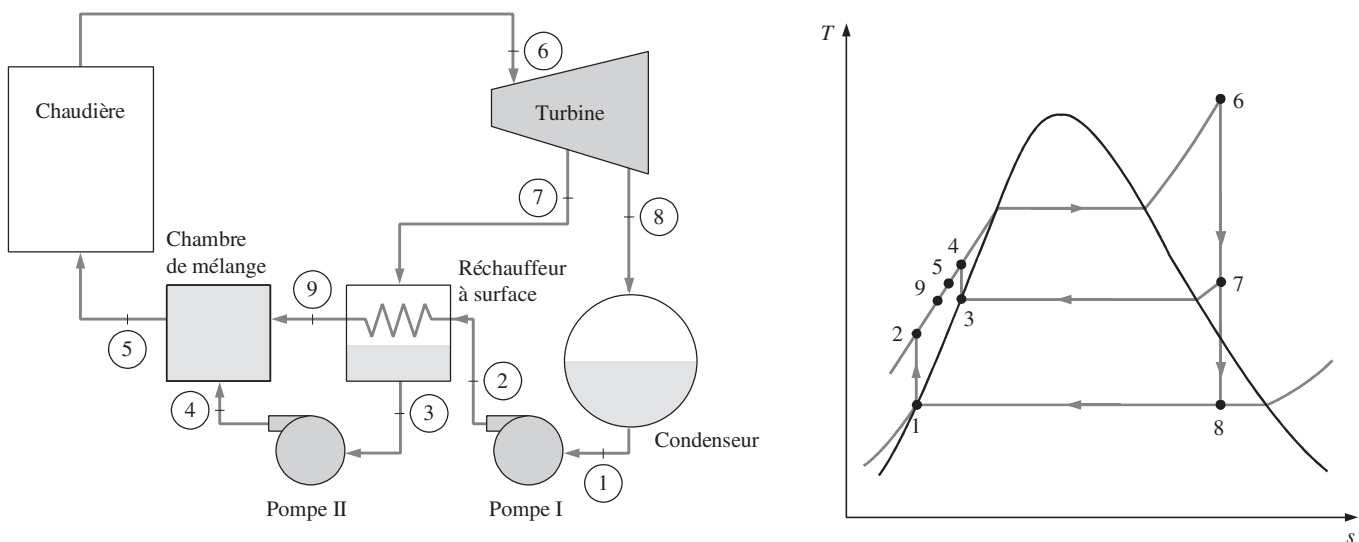


FIGURE 10.16

Cycle à régénération idéal avec un réchauffeur à surface.

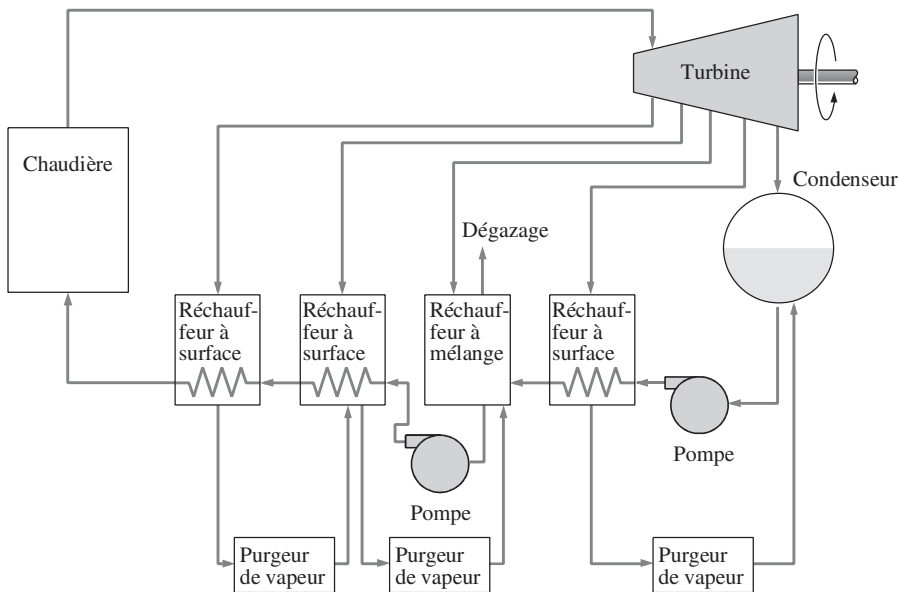


FIGURE 10.17

Schéma d'une centrale thermique avec un réchauffeur à mélange et trois réchauffeurs à surface.

EXEMPLE 10.5 ■ Le cycle à régénération idéal

Soit une centrale thermique fonctionnant selon le cycle à régénération idéal avec un seul réchauffeur à mélange (voir la figure 10.18 à la page suivante). La vapeur d'eau est admise dans la turbine à 15 MPa et à 600 °C, et elle est condensée dans le condenseur à 10 kPa. Une partie de la vapeur est soutirée à 1,2 MPa pour être détournée vers le réchauffeur à mélange. Déterminez la fraction de vapeur soutirée de la turbine et le rendement thermique du cycle.

Solution Une centrale thermique fonctionne selon le cycle à régénération idéal avec un réchauffeur à mélange. Il faut déterminer la fraction de vapeur soutirée de la turbine et le rendement thermique du cycle.

Hypothèses 1. Le régime d'écoulement est permanent. 2. Les énergies cinétique et potentielle sont négligeables.

Analyse Le schéma de la centrale et le diagramme $T-s$ du cycle sont illustrés à la figure 10.18, à la page suivante. La centrale fonctionne selon le cycle à régénération idéal. Par conséquent : 1) les évolutions dans la turbine et les pompes sont isentropiques ; 2) il n'y a aucune chute de pression dans la chaudière, le condenseur et le réchauffeur ; 3) la vapeur sort du condenseur et du réchauffeur sous forme de liquide saturé à la pression qui règne dans le dispositif traversé.

Les enthalpies aux différents états sont déterminées.

$$\text{État 1: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 10 \text{ kPa} \\ \text{Liquide saturé} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = h_{f,10 \text{ kPa}} = 191,81 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_{f,10 \text{ kPa}} = 0,00101 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$



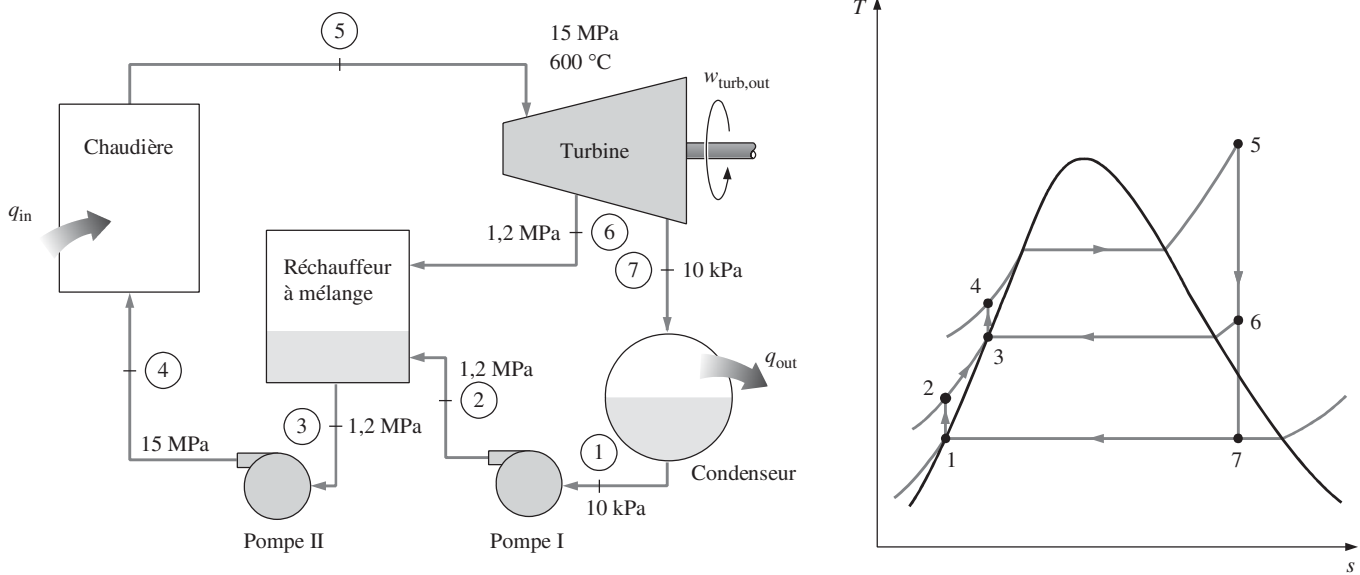


FIGURE 10.18 Schéma et diagramme T - s de l'exemple 10.5.

État 2: $P_2 = 1,2 \text{ MPa}$

$$s_2 = s_1$$

$$w_{\text{pompe I, in}} = v_1(P_2 - P_1) = (0,00101 \text{ m}^3/\text{kg})[(1\,200 - 10) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ (kPa} \cdot \text{m}^3)} \right) = 1,20 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pompe I, in}} = (191,81 + 1,20) \text{ kJ/kg} = 193,01 \text{ kJ/kg}$$

État 3: $P_3 = 1,2 \text{ MPa}$ } $v_3 = v_{f,1,2 \text{ MPa}} = 0,001\,138 \text{ m}^3/\text{kg}$
 Liquide saturé } $h_3 = h_{f,1,2 \text{ MPa}} = 798,33 \text{ kJ/kg}$

État 4: $P_4 = 15 \text{ MPa}$

$$s_4 = s_3$$

$$w_{\text{pompe II, in}} = v_3(P_4 - P_3) = (0,001\,138 \text{ m}^3/\text{kg})[(15\,000 - 1\,200) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ (kPa} \cdot \text{m}^3)} \right) = 15,70 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_3 + w_{\text{pompe II, in}} = (798,33 + 15,70) \text{ kJ/kg} = 814,03 \text{ kJ/kg}$$

État 5: $P_5 = 15 \text{ MPa}$ } $h_5 = 3\,583,1 \text{ kJ/kg}$
 $T_5 = 600^\circ\text{C}$ } $s_5 = 6,6796 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$

État 6: $P_6 = 1,2 \text{ MPa}$ } $h_6 = 2\,860,2 \text{ kJ/kg}$
 $s_6 = s_5$ } $(T_6 = 218,4^\circ\text{C})$

État 7: $P_7 = 10 \text{ kPa}$

$$s_7 = s_5 \quad x_7 = \frac{s_7 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6,6796 - 0,6492}{7,4996} = 0,8041$$

$$h_7 = h_f + x_7 h_{fg} = 191,81 + 0,8041(2\,392,1) = 2\,115,3 \text{ kJ/kg}$$

Le réchauffeur à mélange est une chambre de mélange isolée du milieu extérieur ($\dot{Q} = 0$), et nul travail n'intervient en son sein ($\dot{W} = 0$). La variation des énergies cinétique et potentielle est négligeable. Le bilan énergétique pour le réchauffeur à mélange devient alors

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}} \longrightarrow \sum_{\text{in}} \dot{m}h = \sum_{\text{out}} \dot{m}h$$

ou encore

$$yh_6 + (1 - y)h_2 = 1(h_3)$$

où y est la fraction de vapeur soutirée de la turbine ($y = \dot{m}_6/\dot{m}_5$). En isolant y , on obtient

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = \frac{798,33 - 193,01}{2\,860,2 - 193,01} = \mathbf{0,2270}$$

Alors

$$q_{\text{in}} = h_5 - h_4 = (3\,583,1 - 814,03) \text{ kJ/kg} = 2\,769,1 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} q_{\text{out}} &= (1 - y)(h_7 - h_1) = (1 - 0,2270)(2\,115,3 - 191,81) \text{ kJ/kg} \\ &= 1\,486,9 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Le rendement thermique du cycle est

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{1\,486,9 \text{ kJ/kg}}{2\,769,1 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0,463 \text{ ou } 46,3 \%}$$

Remarque Ce problème a été résolu dans l'exemple 10.3 c), sans que le cycle de régénération soit utilisé. En comparant les résultats, on constate que le rendement thermique du cycle est passé de 43 à 46,3 % grâce à la régénération. Le travail net produit a diminué de 171 kJ/kg, mais la chaleur requise a été réduite de 607 kJ/kg, de sorte qu'en fin de compte, le rendement a été accru.

EXEMPLE 10.6 ■ Le cycle à resurchauffe et à régénération idéal

Soit une centrale thermique fonctionnant selon le cycle à resurchauffe et à régénération idéal avec un réchauffeur à mélange, un réchauffeur à surface et une étape de resurchauffe (voir la figure 10.19 à la page suivante). La vapeur d'eau est admise dans la turbine à 15 MPa et à 600 °C, et elle est condensée dans le condenseur à 10 kPa. Une partie de la vapeur est soutirée de la turbine à 4,0 MPa pour être détournée vers le réchauffeur à surface, et le reste de la vapeur subit une resurchauffe à 600 °C. La vapeur soutirée est condensée dans le réchauffeur à surface, puis elle est pompée à 15 MPa avant d'être mélangée à l'eau d'alimentation. La vapeur alimentant le réchauffeur à mélange est soutirée de la turbine à 0,5 MPa. Déterminez les fractions de vapeur soutirée de la turbine ainsi que le rendement thermique du cycle.

Solution Une centrale thermique fonctionne selon le cycle à resurchauffe et à régénération idéal avec un réchauffeur à mélange, un réchauffeur à surface et une étape de resurchauffe. Il faut déterminer les fractions de vapeur soutirée de la turbine ainsi que le rendement thermique du cycle.



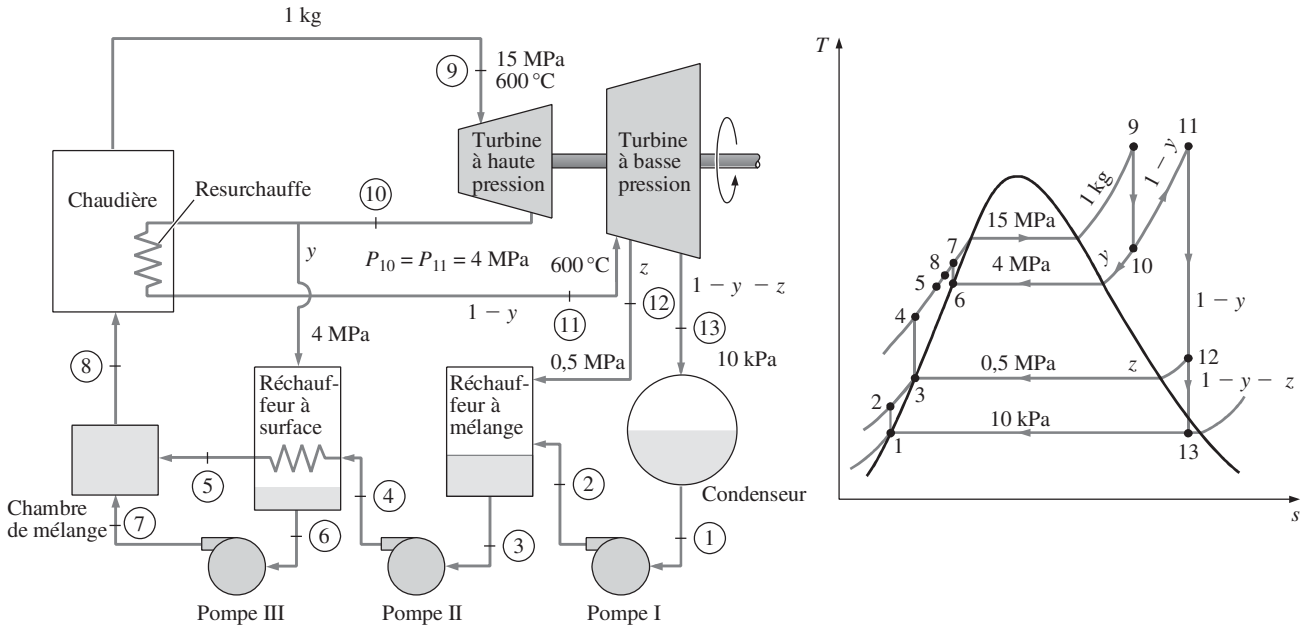


FIGURE 10.19
Schéma et diagramme $T-s$ de l'exemple 10.6.

Hypothèses 1. Le régime d'écoulement est permanent. 2. Les énergies cinétique et potentielle sont négligeables. 3. L'eau d'alimentation est chauffée dans les deux réchauffeurs à la température de saturation qui correspond à sa pression. Cette hypothèse est raisonnable, compte tenu du fait que la vapeur entre dans le réchauffeur à surface à 376 °C et que la température de saturation à la pression de 4 MPa est de 250 °C .

Analyse Le schéma de la centrale et le diagramme $T-s$ du cycle sont illustrés à la figure 10.19. La centrale fonctionne selon le cycle à resurchauffe et à régénération idéal. Par conséquent : 1) les évolutions dans la turbine et les pompes sont isentropiques ; 2) il n'y a aucune chute de pression dans la chaudière, le condenseur, les réchauffeurs et les conduits ; 3) la vapeur sort du condenseur et des réchauffeurs sous forme de liquide saturé.

Les enthalpies aux différents états ainsi que le travail consommé par chaque pompe sont

$h_1 = 191,81\text{ kJ/kg}$	$h_9 = 3\,583,10\text{ kJ/kg}$
$h_2 = 192,30\text{ kJ/kg}$	$h_{10} = 3\,155,00\text{ kJ/kg}$
$h_3 = 640,09\text{ kJ/kg}$	$h_{11} = 3\,674,90\text{ kJ/kg}$
$h_4 = 643,92\text{ kJ/kg}$	$h_{12} = 3\,014,80\text{ kJ/kg}$
$h_5 = 1\,087,40\text{ kJ/kg}$	$h_{13} = 2\,335,70\text{ kJ/kg}$
$h_6 = 1\,087,40\text{ kJ/kg}$	$w_{\text{pompe I, in}} = 0,49\text{ kJ/kg}$
$h_7 = 1\,101,20\text{ kJ/kg}$	$w_{\text{pompe II, in}} = 3,83\text{ kJ/kg}$
$h_8 = 1\,089,80\text{ kJ/kg}$	$w_{\text{pompe III, in}} = 13,77\text{ kJ/kg}$

Pour déterminer les fractions de vapeur soutirée, on dresse des bilans de masse et d'énergie pour les réchauffeurs.

Réchauffeur à surface :

$$\begin{aligned}\dot{E}_{\text{in}} &= \dot{E}_{\text{out}} \\ yh_{10} + (1-y)h_4 &= (1-y)h_5 + yh_6 \\ y &= \frac{h_5 - h_4}{(h_{10} - h_6) + (h_5 - h_4)} \\ &= \frac{1\,087,4 - 643,92}{(3\,155,0 - 1\,087,4) + (1\,087,4 - 643,92)} = \mathbf{0,1766}\end{aligned}$$

Réchauffeur à mélange :

$$\begin{aligned}\dot{E}_{\text{in}} &= \dot{E}_{\text{out}} \\ zh_{12} + (1-y-z)h_2 &= (1-y)h_3 \\ z &= \frac{(1-y)(h_3 - h_2)}{h_{12} - h_2} = \frac{(1-0,1766)(640,09 - 192,30)}{3\,014,8 - 192,30} = \mathbf{0,1306}\end{aligned}$$

L'enthalpie à l'état 8 découlant des bilans de masse et d'énergie pour la chambre de mélange isolée est

$$\begin{aligned}\dot{E}_{\text{in}} &= \dot{E}_{\text{out}} \\ (1)h_8 &= (1-y)h_5 + yh_7 \\ h_8 &= (1-0,1766)(1\,087,4) \text{ kJ/kg} + 0,1766(1\,101,2) \text{ kJ/kg} \\ &= 1\,089,8 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Les quantités de chaleur ajoutée et retranchée du cycle sont

$$\begin{aligned}q_{\text{in}} &= (h_9 - h_8) + (1-y)(h_{11} - h_{10}) \\ &= (3\,583,1 - 1\,089,8) \text{ kJ/kg} + (1-0,1766)(3\,674,9 - 3\,155,0) \text{ kJ/kg} \\ &= 2\,921,4 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}q_{\text{out}} &= (1-y-z)(h_{13} - h_1) \\ &= (1-0,1766-0,1306)(2\,335,7 - 191,81) \text{ kJ/kg} \\ &= 1\,485,3 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

et le rendement thermique est

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{1\,485,3 \text{ kJ/kg}}{2\,921,4 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0,492 \text{ ou } 49,2 \%}$$

Remarques Ce problème a été résolu dans l'exemple 10.4, sans que le cycle de régénération soit utilisé. En comparant les résultats, on constate que le rendement thermique du cycle est passé de 45 à 49,2 % avec la régénération.

Le rendement du cycle pourrait aussi être déterminé selon

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = \frac{w_{\text{turb,out}} - w_{\text{pompe,in}}}{q_{\text{in}}}$$

où

$$\begin{aligned}w_{\text{turb,out}} &= (h_9 - h_{10}) + (1-y)(h_{11} - h_{12}) + (1-y-z)(h_{12} - h_{13}) \\ w_{\text{pompe,in}} &= (1-y-z)w_{\text{pompe I,in}} + (1-y)w_{\text{pompe II,in}} + (y)w_{\text{pompe III,in}}\end{aligned}$$

D'autre part, si on suppose que l'eau d'alimentation sort du réchauffeur à surface sous forme de liquide saturé à 15 MPa (et donc $T_5 = 342^\circ\text{C}$ et $h_5 = 1\,610,3 \text{ kJ/kg}$), le rendement thermique devient de 50,6 %.



FIGURE 10.20

Centrale thermique au charbon. Les hautes cheminées expulsent les gaz de combustion refroidis, alors que la tour de refroidissement hyperboloïde dégage de la vapeur d'eau.

10.6.3 D'où provient la chaleur qui alimente la chaudière ?

La chaudière est en général un grand échangeur de chaleur où un fluide à haute température transmet de la chaleur au caloporteur. Dans une centrale thermique, le fluide à haute température est constitué des gaz brûlés issus d'une chambre de combustion. Dans une centrale nucléaire à eau pressurisée, le principal type de réacteur nucléaire utilisé dans le monde, le fluide à haute température est de l'eau pressurisée qui a été chauffée en traversant le cœur du réacteur. La réaction chimique de combustion qui se manifeste dans les centrales thermiques sera étudiée au chapitre 15. Quant à la réaction de fission en chaîne qui se produit au sein des réacteurs nucléaires, le lecteur est invité à consulter des ouvrages spécialisés à ce sujet.

Les centrales thermiques (voir la figure 10.20) et les centrales nucléaires (voir la figure 10.21) sont, à l'heure actuelle, les deux seules technologies viables pour chauffer la vapeur d'eau dans le cycle de Rankine en vue de produire de l'électricité massivement et en continu. Dans les premières, on brûle du charbon, du mazout ou du gaz naturel, alors que dans les deuxièmes, on éclate des noyaux d'uranium-235. Chacune des technologies comporte des avantages et des inconvénients, et le choix de l'une plutôt que de l'autre est d'abord dicté par des considérations économiques, puis des considérations politiques et sociales. Par exemple, la Chine et la Russie, deux pays riches en combustibles fossiles, utilisent majoritairement des centrales thermiques. La Chine les alimente en charbon, alors que la Russie les alimente en gaz naturel. De son côté, la France, dépourvue de combustibles fossiles, recourt majoritairement à l'énergie nucléaire. La situation est semblable dans les provinces canadiennes. L'Alberta produit son électricité avec des centrales thermiques au charbon et l'Ontario avec des centrales nucléaires. Quant au Québec, pourvu de grands cours d'eau, son électricité provient essentiellement des centrales hydroélectriques (voir la figure 10.22).

L'Histoire révèle que la tendance est d'exploiter des sources de chaleur dont le pouvoir calorifique va en grandissant (voir le tableau 10.1). Aujourd'hui plus que jamais, la nécessité de réduire les émissions de gaz à effet de serre force les producteurs d'électricité à privilégier, bien sûr, des sources d'énergie renouvelables (le Soleil), sinon des sources d'énergie non renouvelables (le gaz naturel) ou décarbonées (l'uranium).



FIGURE 10.21

Centrale nucléaire. Les bâtiments coiffés d'un dôme abritent le cœur du réacteur nucléaire.

La maîtrise du feu remonte aux débuts de l'agriculture, il y a environ dix mille ans. Jusqu'au début du XIX^e siècle, la presque totalité des besoins énergétiques du monde étaient comblés grâce à la combustion du bois. De nos jours, plus du tiers de l'humanité s'alimente toujours en énergie en brûlant ce combustible. Ironiquement, le bois est, selon le tableau 10.1, le plus mauvais des combustibles. C'est celui qui, par unité de masse, dégage le moins de chaleur et émet le plus de gaz carbonique (CO₂). Les combustibles fossiles dégagent davantage de chaleur par unité de masse consommée et émettent moins de gaz carbonique que le bois, surtout à mesure qu'ils passent de la phase solide (le charbon) à la phase liquide (le pétrole), puis à la phase gazeuse (le gaz naturel). Vu sous cet angle, l'hydrogène surpasse tous les combustibles. Son pouvoir calorifique est le plus élevé et sa combustion, la plus propre. Cependant, l'inconvénient est

que l'hydrogène n'est pas, contrairement aux autres combustibles, une source d'énergie. Il faut le produire. Nous reviendrons à ce propos au chapitre 15.

Au-delà de l'hydrogène (voir le tableau 10.1), l'énergie est convertie en chaleur selon un principe différent. De la réaction chimique de combustion, on passe à la fission et à la fusion nucléaire. L'ordre de grandeur de l'énergie libérée est multiplié par un million. De surcroît, les réactions nucléaires ne dégagent aucun gaz à effet de serre. L'avenir nous montrera que de plus en plus d'énergie nucléaire sera nécessaire afin de répondre à l'appétit insatiable en énergie de l'humanité.

TABLEAU 10.1

Comparaison de diverses sources d'énergie

Source	Maîtrise de la source (années)	Pouvoir calorifique supérieur (kJ/kg)	Rapport (atomes C/H*)
Bois (solide)	~10 ⁴	~12 000	~9,00
Charbon (solide)	~10 ³	~24 000	~1,63
Diesel (liquide)	~10 ²	~47 000	0,46
Essence (liquide)	~10 ²	~48 000	0,44
Gaz naturel (gaz)	~10 ²	~55 000	0,25
Hydrogène** (gaz)	~50	~140 000	0,00
Uranium-235 (fission)	~50	~80 × 10 ⁹	—
Deutérium/tritium (fusion)	avenir	~340 × 10 ⁹	—

* C : nombre d'atomes de carbone ; H : nombre d'atomes d'hydrogène.

** L'hydrogène n'est pas une source d'énergie.



FIGURE 10.22

Centrale hydroélectrique. Le barrage retient l'eau qui s'accumule dans un vaste réservoir et qui sera ensuite turbinée pour produire de l'électricité.

10.7 Le cycle de puissance à vapeur et la deuxième loi

Le cycle de Carnot est entièrement réversible. Nulle irréversibilité n'intervient dans ce cycle. Par contre, le cycle de Rankine idéal (avec ou sans resurchauffe ou régénération) est réversible intérieurement seulement. Des irréversibilités externes comme la transmission de chaleur due à une différence finie de température peuvent intervenir. L'intérêt d'étudier les cycles de puissance à vapeur à l'aide de la deuxième loi est de mettre en évidence ces irréversibilités pour ensuite tenter de les atténuer.

Des expressions ont été obtenues au chapitre 8 pour dresser des bilans d'exergie et estimer l'exergie détruite au sein de divers systèmes. Ainsi, le taux auquel l'exergie est détruite dans un système avec écoulement en régime permanent est

$$\dot{X}_{\text{dét}} = T_0 \dot{S}_{\text{gén}} = T_0 (\dot{S}_{\text{out}} - \dot{S}_{\text{in}}) = T_0 \left(\sum_{\text{out}} \dot{m}s + \frac{\dot{Q}_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} - \sum_{\text{in}} \dot{m}s - \frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}} \right) \quad (\text{kW}) \quad (10.17)$$

Si l'écoulement traversant le système est unique (c'est-à-dire qu'une seule entrée et une seule sortie existent), l'exergie détruite par unité de masse est

$$x_{\text{dét}} = T_0 s_{\text{gén}} = T_0 \left(s_e - s_i + \frac{q_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} - \frac{q_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}} \right) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (10.18)$$

où $T_{b,\text{in}}$ est la température de la frontière à l'endroit où de la chaleur est transmise au système, et $T_{b,\text{out}}$ est la température de la frontière à l'endroit où de la chaleur est évacuée du système.

L'exergie détruite durant un cycle dépend de la quantité de chaleur échangée avec les réservoirs à haute et à basse température ainsi que de leurs températures respectives. Elle est donnée par l'expression

$$x_{\text{dét}} = T_0 \left(\sum \frac{q_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} - \sum \frac{q_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}} \right) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (10.19)$$

Si le cycle est complété entre une seule source à la température de T_H et un seul puits à la température de T_L , l'équation 10.19 se réduit à

$$x_{\text{dét}} = T_0 \left(\frac{q_{\text{out}}}{T_L} - \frac{q_{\text{in}}}{T_H} \right) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (10.20)$$

Enfin, l'exergie d'un écoulement dans un état donné est

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg}) \quad (10.21)$$

L'indice 0 fait référence à l'état du milieu extérieur.

EXEMPLE 10.7 ■ Le cycle de Rankine idéal et la deuxième loi

Déterminez l'exergie détruite dans le cycle de Rankine de l'exemple 10.1. Supposez qu'une fournaise à 1 600 K transmet de la chaleur à la vapeur et que celle-ci cède de la chaleur à un puits à 290 K et à 100 kPa. Déterminez également l'exergie de l'écoulement de vapeur d'eau à la sortie de la turbine.

Solution Il faut déterminer l'exergie détruite dans le cycle de Rankine de l'exemple 10.1 et l'exergie de l'écoulement de vapeur émergeant de la turbine.

Hypothèse Les températures de la source et du puits de chaleur sont connues.

Analyse Dans l'exemple 10.1, la chaleur ajoutée a été estimée à 2 728,6 kJ/kg et la chaleur évacuée, à 2 018,6 kJ/kg.

Parce que les évolutions 1-2 et 3-4 sont isentropiques ($s_1 = s_2$ et $s_3 = s_4$), aucune irréversibilité n'intervient, et alors

$$x_{\text{dét},12} = 0 \quad \text{et} \quad x_{\text{dét},34} = 0$$

L'évolution 2-3 représente une addition de chaleur à pression constante, alors que l'évolution 4-1 représente une évacuation de chaleur à pression constante. Ces deux évolutions sont réversibles intérieurement. Elles ne le sont cependant pas extérieurement, car de la chaleur est transmise grâce à un gradient fini de température. L'irréversibilité de ces transferts de chaleur est déterminée à l'aide

de l'expression 10.18. L'entropie de la vapeur dans chaque état, extraite des tables de vapeur, est

$$\begin{aligned}s_2 &= s_1 = s_{f,75 \text{ kPa}} = 1,2132 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \\s_4 &= s_3 = 6,7450 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (\text{à } 3 \text{ MPa, } 350^\circ\text{C})\end{aligned}$$

Ainsi

$$\begin{aligned}x_{\text{dét},23} &= T_0 \left(s_3 - s_2 - \frac{q_{\text{in},23}}{T_{\text{source}}} \right) \\&= (290 \text{ K}) \left[(6,7450 - 1,2132) \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) - \frac{2\,728,6 \text{ kJ/kg}}{1\,600 \text{ K}} \right] \\&= \mathbf{1\,110 \text{ kJ/kg}} \\x_{\text{dét},41} &= T_0 \left(s_1 - s_4 + \frac{q_{\text{out},41}}{T_{\text{puits}}} \right) \\&= (290 \text{ K}) \left[(1,2132 - 6,7450) \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) + \frac{2\,018,6 \text{ kJ/kg}}{290 \text{ K}} \right] \\&= \mathbf{414 \text{ kJ/kg}}\end{aligned}$$

L'exergie détruite pour l'ensemble du cycle est

$$\begin{aligned}x_{\text{dét,cycle}} &= x_{\text{dét},12} + x_{\text{dét},23} + x_{\text{dét},34} + x_{\text{dét},41} \\&= 0 + 1\,110 \text{ kJ/kg} + 0 + 414 \text{ kJ/kg} \\&= \mathbf{1\,524 \text{ kJ/kg}}\end{aligned}$$

L'exergie détruite dans tout le cycle aurait aussi pu être calculée à l'aide de l'expression 10.20.

On observe que la principale source d'irréversibilité dans le cycle est la transmission de chaleur du réservoir à haute température à la vapeur. En conséquence, toute tentative d'amélioration du cycle devrait commencer avec la réduction de cette irréversibilité. Par exemple, augmenter la température de la vapeur d'eau à l'entrée de la turbine réduirait la différence de température entre la source et la vapeur d'eau, et donc réduirait la quantité d'exergie détruite.

L'exergie (ou le travail utile maximal) qui, en théorie, peut être soutirée de l'écoulement de vapeur à la sortie de la turbine est estimée à l'aide de l'expression 10.21. On note que les énergies cinétique et potentielle sont ici négligeables si on les compare aux autres formes d'énergie en présence.

$$\begin{aligned}\psi_4 &= (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) + \frac{V_4^2}{2} + gz_4 \\&= (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)\end{aligned}$$

où

$$\begin{aligned}h_0 &= h_{290 \text{ K}, 100 \text{ kPa}} \cong h_{f,290 \text{ K}} = 71,355 \text{ kJ/kg} \\s_0 &= s_{290 \text{ K}, 100 \text{ kPa}} \cong s_{f,290 \text{ K}} = 0,2533 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})\end{aligned}$$

Alors

$$\begin{aligned}\psi_4 &= (2\,403,0 - 71,355) \text{ kJ/kg} - (290 \text{ K})[(6,7450 - 0,2533) \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \\&= \mathbf{449 \text{ kJ/kg}}\end{aligned}$$

Remarque On pourrait donc, en théorie, soutirer 449 kJ/kg de travail de la vapeur d'eau sortant de la turbine si on l'amenait à l'état du milieu extérieur à 290 K.

10.8 Le cycle de cogénération

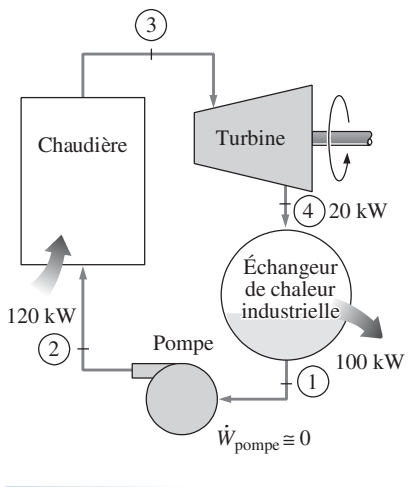


FIGURE 10.23

Installation de cogénération idéale.

Les cycles de puissance à vapeur qui ont été étudiés jusqu'à présent ont comme objectif unique de produire la forme d'énergie la plus utile qui soit, le travail. La chaleur restante (en général plus de 50 %) est évacuée dans l'atmosphère, les rivières, les lacs ou les océans. Cette chaleur est rejetée, car elle se trouve à basse température. Étant de piètre qualité, elle est inutile pour produire du travail.

Pendant, il existe de nombreux systèmes et dispositifs qui utilisent la chaleur directement (c'est-à-dire sans la transformer en une autre forme d'énergie). L'industrie des procédés (la chimie, la pétrochimie, la métallurgie, l'alimentation, le textile, etc.) en est sans doute le meilleur exemple. La vapeur d'eau qu'elle utilise se trouve, en général, entre 500 et 700 kPa et entre 150 et 200 °C. Cette industrie est aussi une grande consommatrice d'électricité. Pourquoi, dans ce cas, ne pas récupérer une partie de la chaleur évacuée dans les cycles de puissance pour alimenter les procédés ? L'action de produire, à partir d'une même source d'énergie, de l'électricité et de la chaleur utile est appelée la **cogénération**. Les centrales de cogénération peuvent fonctionner selon le cycle de Rankine ou selon le cycle de la turbine à gaz (le cycle de Brayton).

Le schéma d'une centrale thermique de cogénération idéale est montré à la figure 10.23. La principale caractéristique de ce schéma est l'absence du condenseur. Celui-ci a été remplacé par un dispositif, un échangeur de chaleur industrielle, qui fournit de la chaleur à un procédé. Toute l'énergie gagnée par la vapeur d'eau qui traverse la chaudière est utilisée pour produire de l'électricité et de la chaleur industrielle.

On définit l'efficacité de l'installation de cogénération selon

$$\epsilon_u = \frac{\text{Travail net produit} + \text{Chaleur industrielle fournie}}{\text{Chaleur totale fournie dans la chaudière}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{in}}} \quad (10.22)$$

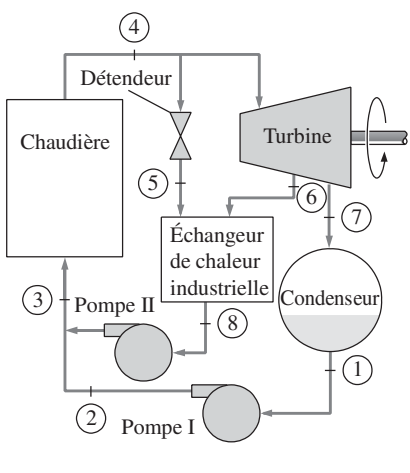


FIGURE 10.24

Installation de cogénération réelle.

L'efficacité de l'installation de cogénération idéale est évidemment de 100 %. Dans les centrales réelles, cette efficacité peut atteindre 80 %.

La centrale thermique de cogénération idéale montrée à la figure 10.23 n'est cependant pas pratique, car elle ne peut répondre à la demande fluctuante d'électricité et de chaleur industrielle. Le schéma de la centrale de cogénération illustré à la figure 10.24 est plus réaliste.

Lorsque l'installation de cogénération fonctionne normalement, une partie de la vapeur d'eau est soutirée de la turbine à une pression intermédiaire fixée (la pression P_6). Le reste de la vapeur poursuit la détente dans la turbine jusqu'à la pression qui règne dans le condenseur (la pression P_7). La vapeur d'eau est condensée à pression constante, alors que de la chaleur est évacuée du condenseur. Cette chaleur est perdue au profit du milieu extérieur.

Au moment où le procédé requiert davantage de chaleur, toute la vapeur est détournée vers l'échangeur de chaleur industrielle. Il n'y a plus de vapeur qui entre dans le condenseur ($\dot{m}_7 = 0$). La chaleur perdue est nulle. Si le débit de

vapeur industrielle (la vapeur qui alimente le procédé) est insuffisant, une partie de la vapeur d'eau qui sort de la chaudière est détournée vers l'échangeur de chaleur industrielle en traversant un détendeur ou un purgeur de vapeur ($P_5 < P_4$). Le débit maximal de vapeur industrielle est atteint lorsque toute la vapeur produite par la chaudière est détournée vers l'échangeur de chaleur industrielle ($\dot{m}_5 = \dot{m}_4$). Bien sûr, dans ce cas, la puissance que produit la turbine est nulle. Lorsque la demande de chaleur industrielle n'est plus, toute la vapeur produite dans la chaudière est turbinée ($\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0$), et la centrale redevient une centrale thermique classique.

La puissance thermique fournie à la chaudière est

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_3(h_4 - h_3) \quad (10.23)$$

La puissance thermique évacuée par le condenseur est

$$\dot{Q}_{\text{out}} = \dot{m}_7(h_7 - h_1) \quad (10.24)$$

La puissance thermique fournie au procédé est

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_8 h_8 \quad (10.25)$$

Enfin, la puissance mécanique produite par la turbine est

$$\dot{W}_{\text{urb}} = (\dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_4 - h_6) + \dot{m}_7(h_6 - h_7) \quad (10.26)$$

Dans des conditions d'exploitation idéales, toute la chaleur produite dans la chaudière est récupérée pour produire de l'électricité et de la chaleur industrielle. Il n'y a pas de vapeur qui traverse le détendeur ni le condenseur ($\dot{m}_4 = \dot{m}_6$ et $\dot{m}_5 = \dot{m}_7 = 0$). En pratique, cette condition est difficilement réalisable, car les demandes d'électricité et de chaleur industrielle fluctuent constamment.

EXEMPLE 10.8 ■ Le cycle de cogénération idéal

Soit la centrale thermique de cogénération de la figure 10.25, à la page suivante. La vapeur d'eau entre dans la turbine à 7 MPa et à 500 °C. Une partie de la vapeur est soutirée de la turbine à 500 kPa pour alimenter un procédé industriel. Le reste de la vapeur poursuit la détente dans la turbine jusqu'à 5 kPa. La vapeur est condensée à pression constante, puis elle est pompée à la pression de la chaudière, soit 7 MPa. Lorsque la demande en chaleur industrielle est grande, une partie de la vapeur qui sort de la chaudière est détournée vers l'échangeur de chaleur industrielle en traversant un détendeur. Les fractions de vapeur soutirée sont réglées de façon que la vapeur d'eau sortant de l'échangeur de chaleur industrielle soit sous forme de liquide saturé à 500 kPa. Ce liquide est ensuite pompé dans la chaudière à 7 MPa. Le débit massique de vapeur d'eau dans la chaudière est de 15 kg/s. Les pertes de chaleur et les chutes de pression dans les conduits et les composants du cycle sont négligeables. Déterminez : a) la puissance thermique industrielle maximale ; b) la puissance mécanique produite et l'efficacité de l'installation de cogénération lorsqu'il n'y a pas de chaleur industrielle produite ; c) la puissance thermique industrielle lorsque 10 % de la vapeur qui sort de la chaudière est détournée vers l'échangeur et que 70 % de la vapeur est soutirée de la turbine à 500 kPa pour alimenter l'échangeur. →

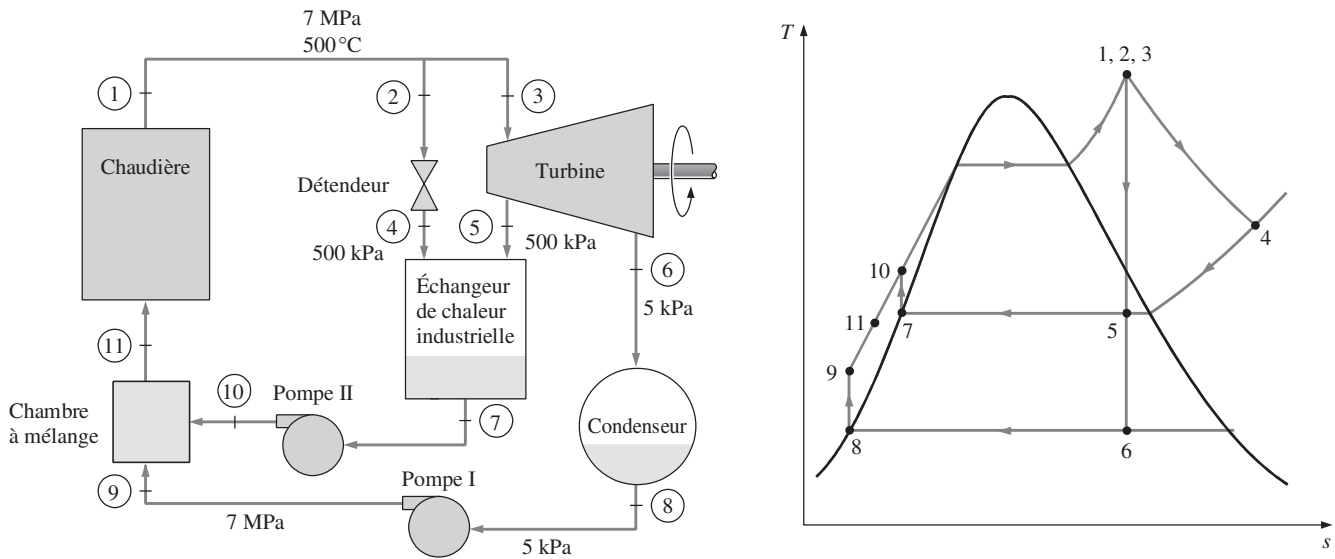


FIGURE 10.25

Schéma et diagramme T - s de l'exemple 10.8.

Solution Une centrale thermique de cogénération est étudiée. Il faut déterminer : a) la puissance thermique industrielle maximale; b) la puissance produite et l'efficacité de l'installation de cogénération lorsqu'il n'y a pas de chaleur industrielle produite; c) la puissance thermique industrielle lorsqu'une partie de la vapeur qui sort de la chaudière est détournée vers l'échangeur et qu'une autre est soutirée de la turbine pour alimenter l'échangeur.

Hypothèses 1. Le régime d'écoulement est permanent. 2. Les énergies cinétique et potentielle sont négligeables. 3. Les pertes de chaleur et les chutes de pression dans les conduits et les composants du cycle sont négligeables. 4. La détente dans le détendeur est isenthalpique, $h_4 = h_2$.

Analyse Le schéma de la centrale ainsi que le diagramme T - s correspondant sont illustrés à la figure 10.25. La centrale fonctionne selon le cycle de Rankine idéal. Par conséquent : 1) les évolutions dans la turbine et les pompes sont isentropiques; 2) il n'y a aucune chute de pression dans la chaudière, le condenseur et l'échangeur de chaleur industrielle; 3) la vapeur sort du condenseur et de l'échangeur sous forme de liquide saturé.

Le travail consommé par les pompes et les enthalpies aux différents états du cycle sont

$$w_{\text{pompe I, in}} = v_8(P_9 - P_8) = (0,001\,005\text{ m}^3/\text{kg})[(7\,000 - 5)\text{ kPa}]\left(\frac{1\text{ kJ}}{1\text{ (kPa} \cdot \text{m}^3)}\right) = 7,03\text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{pompe II, in}} = v_7(P_{10} - P_7) = (0,001\,093\text{ m}^3/\text{kg})[(7\,000 - 500)\text{ kPa}]\left(\frac{1\text{ kJ}}{1\text{ (kPa} \cdot \text{m}^3)}\right) = 7,10\text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 3\,411,4\text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = 2\,739,3\text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 2\,073,0\text{ kJ/kg}$$

$$h_7 = h_{f,500 \text{ kPa}} = 640,09 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = h_{f,5 \text{ kPa}} = 137,75 \text{ kJ/kg}$$

$$h_9 = h_8 + w_{\text{pompe I, in}} = (137,75 + 7,03) \text{ kJ/kg} = 144,78 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{10} = h_7 + w_{\text{pompe II, in}} = (640,09 + 7,10) \text{ kJ/kg} = 647,19 \text{ kJ/kg}$$

a) La puissance thermique industrielle est maximale si on détourne toute la vapeur d'eau sortant de la chaudière vers l'échangeur de chaleur. Dans ce cas, $\dot{m}_4 = \dot{m}_7 = \dot{m}_1 = 15 \text{ kg/s}$ et $\dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0$. Alors

$$\dot{Q}_{p, \text{max}} = \dot{m}_1 (h_4 - h_7) = (15 \text{ kg/s}) [(3\,411,4 - 640,09) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{41\,570 \text{ kW}}$$

L'efficacité de l'installation de cogénération est de 100 %, car 1) il n'y a pas de chaleur évacuée dans le condenseur; 2) il n'y a aucune perte de chaleur dans les conduits et les composants au profit du milieu extérieur; 3) la combustion est parfaite.

b) Lorsqu'il n'y a pas de chaleur industrielle produite, toute la vapeur est turbinée jusqu'à 5 kPa ($\dot{m}_3 = \dot{m}_6 = \dot{m}_1 = 15 \text{ kg/s}$ et $\dot{m}_2 = \dot{m}_5 = 0$). La puissance produite par la turbine est maximale. Alors

$$\dot{W}_{\text{turb, out}} = \dot{m} (h_3 - h_6) = (15 \text{ kg/s}) [(3\,411,4 - 2\,073,0) \text{ kJ/kg}] = 20\,076 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{pompe, in}} = (15 \text{ kg/s})(7,03 \text{ kJ/kg}) = 105 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{net, out}} = \dot{W}_{\text{turb, out}} - \dot{W}_{\text{pompe, in}} = (20\,076 - 105) \text{ kW} = 19\,971 \text{ kW} \approx \mathbf{20,0 \text{ MW}}$$

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_1 (h_1 - h_{11}) = (15 \text{ kg/s}) [(3\,411,4 - 144,78) \text{ kJ/kg}] = 48\,999 \text{ kW}$$

L'efficacité de l'installation de cogénération est

$$\epsilon_u = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{in}}} = \frac{(19\,971 + 0) \text{ kW}}{48\,999 \text{ kW}} = \mathbf{0,408 \text{ ou } 40,8 \%}$$

Ce résultat signifie que 40,8 % de l'énergie est utilisée. Dans le cas présent, l'efficacité de l'installation de cogénération est équivalente au rendement thermique.

c) Les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables. Le bilan énergétique pour l'échangeur de chaleur industrielle est

$$\begin{aligned} \dot{E}_{\text{in}} &= \dot{E}_{\text{out}} \\ \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 &= \dot{Q}_{p, \text{out}} + \dot{m}_7 h_7 \end{aligned}$$

soit

$$\dot{Q}_{p, \text{out}} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_7 h_7$$

où

$$\dot{m}_4 = (0,1)(15 \text{ kg/s}) = 1,5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_5 = (0,7)(15 \text{ kg/s}) = 10,5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 = 1,5 + 10,5 = 12 \text{ kg/s}$$

La puissance thermique industrielle est alors

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{p, \text{out}} &= (1,5 \text{ kg/s})(3\,411,4 \text{ kJ/kg}) + (10,5 \text{ kg/s})(2\,739,3 \text{ kJ/kg}) \\ &\quad - (12 \text{ kg/s})(640,09 \text{ kJ/kg}) \\ &= \mathbf{26,2 \text{ MW}} \end{aligned}$$

Remarque La puissance thermique industrielle est de 26,2 MW. On peut montrer, dans ce cas, que la turbine produit une puissance de 11,0 MW et que la chaleur fournie à la chaudière est de 43,0 MW. L'efficacité de l'installation de cogénération est de 86,5 %.

10.9 Le cycle combiné gaz-vapeur

On a vu au chapitre 9 que la température des gaz chauds qui pénètrent dans les turbines à gaz peut atteindre $1\,500\text{ °C}$, alors que la température maximale de la vapeur d'eau au sein des turbines à vapeur est d'environ 620 °C . La raison pour laquelle les turbines à gaz peuvent admettre des gaz aussi chauds est que leurs aubes sont refroidies et couvertes d'une couche de matériau, comme la céramique, qui résiste à de hautes températures.

Selon la deuxième loi, le rendement thermique des turbines à gaz, exploitées à haute température, devrait être plus élevé que celui de leurs homologues à vapeur. Toutefois, cet avantage est perdu parce que les turbines à gaz rejettent leurs gaz d'échappement à des températures qui dépassent généralement les 500 °C . Bien sûr, la régénération peut compenser cet inconvénient jusqu'à un certain point, mais il y a des limites. Pourquoi alors n'utiliserait-on pas la chaleur rejetée par les gaz d'échappement de la turbine à gaz comme source de chaleur du cycle de Rankine ?

C'est précisément ce que propose le **cycle combiné gaz-vapeur** illustré à la figure 10.26. Ce cycle intègre le cycle de la turbine à gaz au cycle de Rankine. La chaudière du cycle de Rankine a été remplacée par un échangeur où la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz est transmise à la vapeur du cycle de Rankine. Ce schéma est bien sûr simplifié. En général, plus d'une turbine à gaz alimente l'échangeur de chaleur, et le cycle de Rankine profite de la resurchauffe et de la régénération.

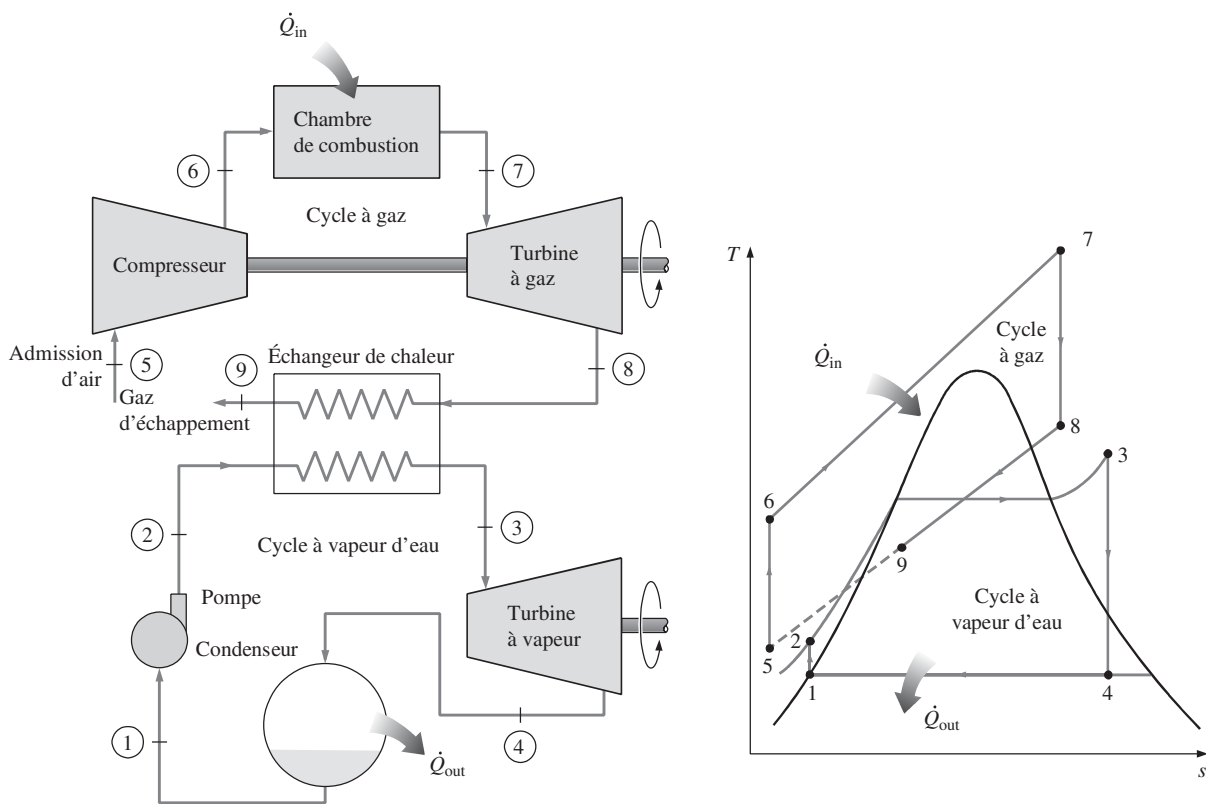


FIGURE 10.26

Cycle combiné gaz-vapeur d'eau et diagramme $T-s$ correspondant.

EXEMPLE 10.9 ■ Le cycle combiné gaz-vapeur d'eau

Soit le cycle combiné gaz-vapeur d'eau montré dans le diagramme $T-s$ de la figure 10.27. Le cycle du dessus est le cycle de la turbine à gaz dont le rapport de pression est de 8. L'air est admis dans le compresseur à 300 K et dans la turbine à gaz, à 1 300 K. Le rendement isentropique du compresseur est de 80 % et celui de la turbine à gaz, de 85 %. Le cycle du dessous est le cycle de Rankine idéal dont les pressions maximale et minimale sont respectivement de 7 MPa et de 5 kPa. La vapeur d'eau est chauffée à 500 °C par les gaz d'échappement de la turbine à gaz au sein de l'échangeur de chaleur. Les gaz d'échappement sortent de l'échangeur à 450 K. Déterminez: a) le rapport du débit massique de vapeur d'eau à celui des gaz d'échappement; b) le rendement thermique du cycle combiné.

Solution Un cycle combiné gaz-vapeur est étudié. Il faut déterminer le rapport du débit massique de vapeur d'eau à celui des gaz d'échappement et le rendement thermique du cycle combiné.

Analyse Le diagramme $T-s$ du cycle est montré à la figure 10.27. Le cycle de la turbine à gaz a été étudié dans l'exemple 9.6 (voir la page 445) et celui du cycle de Rankine, dans l'exemple 10.8 b). En reprenant les principaux résultats, on obtient

$$\begin{aligned} \text{Cycle de la turbine à gaz:} \quad & h_4' = 880,36 \text{ kJ/kg} \quad (T_4' = 853 \text{ K}) \\ & q_{\text{in}} = 790,58 \text{ kJ/kg} \quad w_{\text{net}} = 210,41 \text{ kJ/kg} \quad \eta_{\text{th}} = 26,6 \% \\ & h_5' = h_{450 \text{ K}} = 451,80 \text{ kJ/kg} \\ \text{Cycle de Rankine:} \quad & h_2 = 144,78 \text{ kJ/kg} \quad (T_2 = 33^\circ\text{C}) \\ & h_3 = 3\,411,4 \text{ kJ/kg} \quad (T_3 = 500^\circ\text{C}) \\ & w_{\text{net}} = 1\,331,4 \text{ kJ/kg} \quad \eta_{\text{th}} = 40,8 \% \end{aligned}$$

a) Pour déterminer le rapport des débits massiques, on dresse un bilan énergétique pour l'échangeur de chaleur, soit

$$\begin{aligned} \dot{E}_{\text{in}} &= \dot{E}_{\text{out}} \\ \dot{m}_g h_5' + \dot{m}_v h_3 &= \dot{m}_g h_4' + \dot{m}_v h_2 \\ \dot{m}_v (h_3 - h_2) &= \dot{m}_g (h_4' - h_5') \\ \dot{m}_v (3\,411,4 - 144,78) &= \dot{m}_g (880,36 - 451,80) \end{aligned}$$

Le rapport est alors

$$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_g} = y = \mathbf{0,131}$$

Autrement dit, en traversant l'échangeur de chaleur, 1 kg de gaz d'échappement voit sa température passer de 853 à 450 K en chauffant 0,131 kg de vapeur dont la température passe de 33 °C à 500 °C. Le travail net produit par kilogramme de gaz d'échappement est donc

$$\begin{aligned} w_{\text{net}} &= w_{\text{net,gaz}} + y w_{\text{net,vapeur}} \\ &= (210,41 \text{ kJ/kg gaz}) + (0,131 \text{ kg vapeur/kg gaz}) (1\,331,4 \text{ kJ/kg vapeur}) \\ &= 384,8 \text{ kJ/kg gaz} \end{aligned}$$

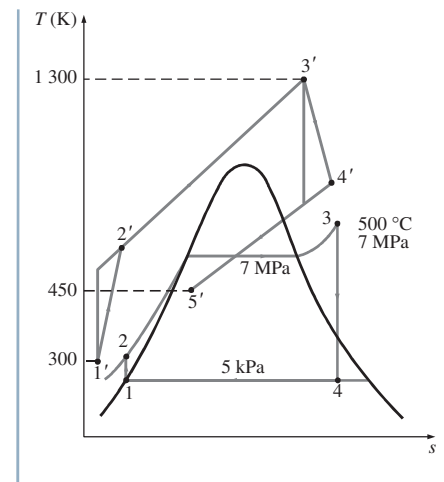


FIGURE 10.27

Diagramme $T-s$ du cycle combiné gaz-vapeur de l'exemple 10.9.

Ce résultat signifie que, pour chaque kilogramme de gaz d'échappement débité, 384,8 kJ de travail sont produits. Pour déterminer la puissance nette que produit le cycle combiné, on multiplie le travail (en kilojoules par kilogramme de gaz) par le débit massique des gaz (en kilogrammes par seconde).

b) Le rendement thermique du cycle combiné est

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = \frac{384,8 \text{ kJ/kg gaz}}{790,6 \text{ kJ/kg gaz}} = \mathbf{0,487 \text{ ou } 48,7 \%}$$

Remarque Le cycle combiné convertit 48,7 % de la chaleur fournie au gaz en travail utile. Ce rendement est nettement supérieur au rendement des cycles de la turbine à gaz (26,6 %) et de Rankine (40,8 %) exploités individuellement.

SUJET PARTICULIER

Le cycle binaire

L'eau est le caloporteur le plus populaire dans les cycles de puissance à vapeur. Elle n'est cependant pas le caloporteur idéal. S'il existait, le caloporteur idéal aurait les propriétés décrites ci-après.

1. **Une température critique élevée et une pression maximale sécuritaire.** Lorsque la température critique du caloporteur est supérieure à la limite métallurgique permise (environ 620 °C), la chaleur peut être transmise au caloporteur de façon isotherme (le changement de phase liquide-vapeur) et à température maximale. Le cycle peut alors s'approcher du cycle de Carnot. De plus, à la température maximale, la pression de vapeur du caloporteur devrait être faible, préférablement près de la pression atmosphérique, afin d'éviter l'utilisation d'équipements pressurisés.
2. **Une basse température au point triple.** Un caloporteur dont la température du point triple est inférieure à la température du puits de chaleur ne risque pas de se solidifier.
3. **Une pression du condenseur près de la pression atmosphérique.** La pression dans les condenseurs est bien inférieure à la pression atmosphérique, ce qui favorise les infiltrations d'air. Afin d'éviter ce problème, la pression du caloporteur devrait être, dans le condenseur, égale ou légèrement supérieure à la pression atmosphérique.
4. **Une grande chaleur latente d'évaporation h_{fg} .** Cela permet de transmettre au caloporteur une grande quantité de chaleur à température constante sans nécessiter un débit massique élevé.
5. **Des courbes du liquide saturé et de la vapeur saturée pentues.** Dans un diagramme $T-s$, la courbe de saturation devrait ressembler à la lettre majuscule U inversée. On évite ainsi la formation de vapeur

mouillée dans les étages à basse pression de la turbine, et le recours au cycle de resurchauffe devient inutile.

6. **Une conductivité thermique élevée.**

7. **Non corrosif et inerte.**

8. **Inoffensif et facile à manipuler.**

9. **Disponible et bon marché.**

L'eau ne répond qu'aux critères 4, 8 et 9. Elle est un piètre caloporteur à haute température. Sa température critique (374 °C) est bien en deçà de la limite métallurgique, et sa pression de saturation est très élevée même à température modérée (elle est de 16,5 MPa à 350 °C).

Dans ces cas, pourquoi ne pas recourir à un caloporteur adapté aux températures élevées ($T \geq 300$ °C) et à l'eau aux plus basses températures ?

C'est l'intérêt du **cycle binaire**, un cycle qui utilise deux boucles de caloporteurs différents dans le but d'élargir l'écart de température entre les réservoirs thermiques et, par conséquent, d'augmenter le rendement thermique.

Un schéma du cycle binaire mercure-eau est montré à la figure 10.28, à la page suivante. Le mercure est utilisé dans le cycle à haute température et la vapeur d'eau dans le cycle à basse température. Le puits de chaleur du cycle à mercure est la source de chaleur du cycle à la vapeur d'eau.

Le mercure est un caloporteur adapté pour le cycle à haute température. Son point critique est de 898 °C (une température largement supérieure à la limite métallurgique), et sa pression critique n'est que de 18 MPa. Le mercure ne pourrait cependant pas être employé à basse température. À 32 °C, à peu près la température du condenseur dans les centrales thermiques, sa pression de vapeur est beaucoup trop basse : 0,07 Pa. Il est impossible de maintenir ce vide dans le condenseur d'une centrale thermique. La plus basse pression qu'il est possible d'atteindre dans le condenseur est d'environ 7 kPa. À cette pression, la température de saturation du mercure est de 237 °C, une température trop élevée pour servir de puits de chaleur. Par conséquent, le mercure ne peut être utilisé que dans le cycle à haute température. De surcroît, le mercure est un caloporteur cher et toxique, et son débit massique doit être plus grand que celui de l'eau, car sa chaleur latente d'évaporation est plus petite.

Le cycle binaire mercure-eau remonte à la fin des années 1920. Les études démontrent que le rendement d'un tel cycle peut dépasser 50 %. Ce cycle n'est cependant pas utilisé, car ses coûts d'investissement et de construction sont trop élevés pour qu'il puisse rivaliser avec le cycle combiné gaz-vapeur.

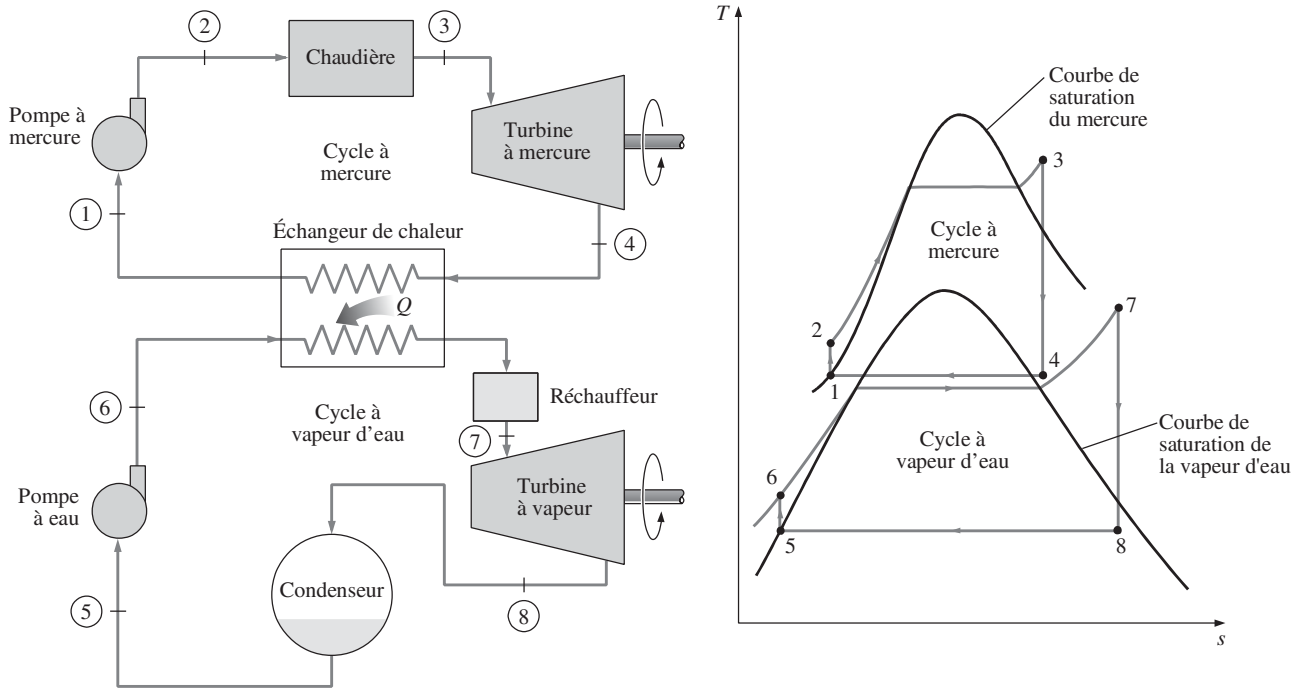


FIGURE 10.28

Cycle binaire mercure-vapeur et son diagramme $T-s$.

RÉSUMÉ

Dans ce chapitre, les cycles de puissance à vapeur, utilisés dans les centrales thermiques et nucléaires, ont été étudiés. Les points saillants de la discussion ont été les suivants :

- D'un point de vue pratique, le cycle de Carnot ne peut être retenu comme cycle de puissance à vapeur idéal.
- Le cycle de puissance à vapeur idéal est le cycle de Rankine qui est composé de quatre évolutions réversibles intérieurement : une compression isentropique dans la pompe, un apport de chaleur à pression constante dans la chaudière, une détente isentropique dans la turbine et une évacuation de chaleur à pression constante dans le condenseur.
- Le rendement du cycle de Rankine peut être amélioré si on augmente la température de la source de chaleur dans la chaudière et/ou si on diminue la température du puits de chaleur dans le condenseur.
- La température de la source de chaleur est accrue si on élève la pression dans la chaudière et qu'on surchauffe la vapeur. La température maximale permise de la vapeur d'eau est cependant dictée par les propriétés mécaniques des aubages de la turbine.
- Pour réduire la température du puits de chaleur, on abaisse la pression à la sortie de la turbine. C'est la raison pour laquelle

la pression dans le condenseur des centrales thermiques et nucléaires est inférieure à la pression atmosphérique.

- Élever la pression dans la chaudière et l'abaisser dans le condenseur améliore le rendement thermique du cycle. Cette action produit cependant de la vapeur mouillée qui endommage les aubes dans la section à basse pression de la turbine. Pour atténuer ce problème, on recourt à la détente étagée avec resurchauffe de la vapeur entre les étages. De plus, à mesure que le nombre d'étages de détente et de resurchauffe augmente, le rendement thermique du cycle croît et l'évolution de détente se rapproche d'une évolution isotherme à température maximale.
- Un autre moyen d'accroître le rendement thermique du cycle de Rankine est de recourir à la régénération. En sortant de la pompe et avant d'être admise dans la chaudière, l'eau d'alimentation traverse un réchauffeur où elle est chauffée à l'aide de la vapeur soutirée de la turbine.
- Dans le réchauffeur à mélange, l'eau d'alimentation et la vapeur d'eau sont mélangées à la même pression. Dans le réchauffeur à surface, l'eau d'alimentation et la vapeur se trouvent à des pressions différentes et les deux fluides ne sont pas mélangés.

- L'action de produire, à partir d'une même source d'énergie, de l'électricité et de la chaleur industrielle est appelée la «cogénération». L'efficacité de l'installation de cogénération est la fraction de l'énergie utilisée pour produire à la fois du travail et de la chaleur utile.
- Le rendement thermique d'une centrale est considérablement accru si on recourt au cycle combiné gaz-vapeur d'eau. Une turbine à gaz est utilisée dans le cycle à haute température, et les gaz d'échappement servent de source de chaleur, alimentant le cycle de la turbine à vapeur à plus basse température. Le rendement thermique du cycle combiné gaz-vapeur est supérieur au cycle de Brayton et au cycle de Rankine pris séparément.
- On peut accroître le rendement thermique d'une centrale en recourant au cycle binaire. Le cycle binaire jumelle deux cycles de Rankine qui utilisent des caloporteurs différents adaptés à la température de chaque cycle.

RÉFÉRENCES

1. BANNISTER, R.L. et autres. «High Temperature Supercritical Steam Turbines», *Mechanical Engineering*, février 1987, p. 60-65.
2. BANNISTER, R.L. et G.J. SILVESTRI. «The Evolution of Central Station Steam Turbines», *Mechanical Engineering*, février 1989, p. 70-78.
3. BOREL, L. et D. FAVRAT. *Thermodynamique et énergétique*, Lausanne, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, 2005.
4. EL-WAKIL, M.M. *Powerplant Technology*, New York, McGraw-Hill, 1984.
5. GLASSTONE, S. et A. SESONSKE. *Nuclear Reactor Engineering*, New York, Van Nostrand Reinhold Company, 1967.
6. LACROIX, M. *Le nucléaire démystifié*, Montréal, Multi-Concept inc., 2012.
7. LI, K.W. et A.P. PRIDDY. *Power Plant System Design*, New York, John Wiley & Sons, 1985.
8. ROY, M.A. *Guide de la technique 3 : L'énergie*, Lausanne, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, 1993.
9. SORENSEN, H. *Energy Conversion Systems*, New York, John Wiley & Sons, 1983.
10. *Steam, its Generation and Use*, 39^e édition, New York, Babcock and Wilcox Co., 1978.
11. «Turbomachinery 28», *Business Journals Inc.*, n° 2, mars-avril 1987.
12. VAN WYLEN, G.J., R.E. SONNTAG et P. DESROCHERS. *Thermodynamique appliquée*, 2^e édition, Saint-Laurent, ERPI, 1992.
13. WEISMAN, J. et R. ECKART. *Modern Power Plant Engineering*, Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 1985.

PROBLÈMES*

Le cycle de Carnot à vapeur

- 10.10** Pourquoi doit-on éviter une teneur en eau élevée dans la vapeur au sein d'une turbine? Quelle est la teneur en eau maximale permise?
- 10.20** Pourquoi le cycle de Carnot n'est-il pas un modèle réaliste pour les centrales thermiques à vapeur?
- 10.3** Soit un cycle de Carnot qui utilise la vapeur d'eau comme caloporteur. Une source à la température de 250 °C transmet sa chaleur au caloporteur alors qu'il passe d'un liquide saturé à une vapeur saturée. La chaleur est évacuée à la pression de 20 kPa. Montrez le cycle dans un diagramme $T-s$. Déterminez: a) le rendement thermique

du cycle; b) la quantité de chaleur évacuée; c) le travail net produit.

10.4 Refaites l'exercice précédent en supposant que la chaleur est, cette fois-ci, évacuée à 10 kPa.

10.5 Soit un cycle de Carnot qui utilise la vapeur d'eau comme caloporteur. Les températures maximale et minimale dans le cycle sont respectivement de 350 °C et de 60 °C. Le titre de l'eau est de 0,891 au début de l'évolution d'évacuation de chaleur et de 0,1 à la fin. Montrez le cycle dans un diagramme $T-s$. Déterminez: a) le rendement thermique; b) la pression à l'entrée de la turbine; c) le travail net produit.

Réponses: a) 0,465; b) 1,4 MPa; c) 1 623 kJ/kg.

* Les problèmes ayant un numéro suivi du symbole C sont des questions de compréhension générale. L'étudiant est invité à répondre à toutes ces questions.