ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

MEC1210 THERMODYNAMIQUE

ENSEIGNANT: RAMDANE YOUNSI
BUREAU: C-318.1
TELEPHONE: (514)340-4711 ext. 4579
COURRIEL: ramdane.younsi@polymtl.ca

D'après les notes de cours de Pr. Huu Duc Vo

ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

Chapitre 8:
Cycles thermodynamiques communs

OBJECTIFS

- Analyser les cycles de puissance à vapeur;
- Étudier les diverses modifications du cycle de Rankine;
- Discuter du fonctionnement des machines frigorifiques;
- Décrire les principaux éléments et le fonctionnement des moteurs à combustion interne;
- Résoudre des problèmes portant sur les cycles Otto, Diesel, et de Brayton

ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

1) Les cycles de puissance à vapeur.

La plupart des centrales thermiques et nucléaires exploitées à travers le monde fonctionne selon les cycles de puissance à vapeur d'eau. Le fluide calporteur est l'eau disponible , bon marché et sa chaleur latente d'évaporateur est élevée.

a) Le cycle Carnot à vapeur

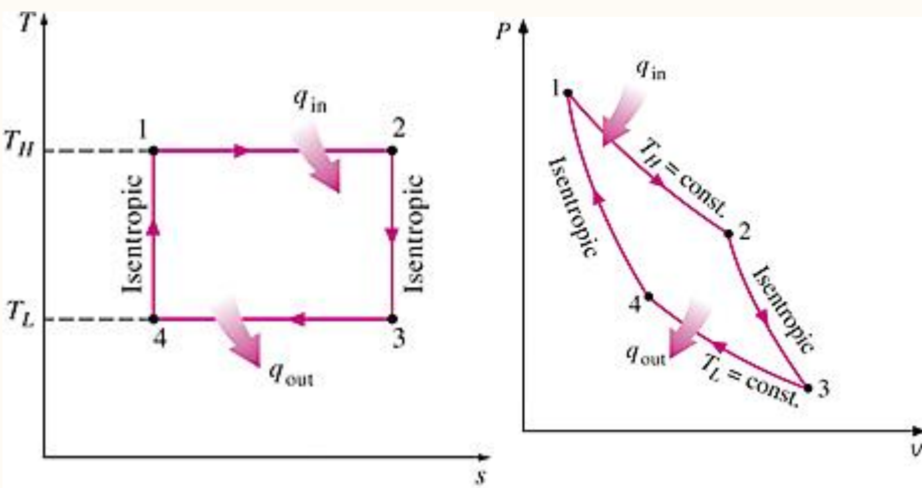
Cycle thermique le plus efficace qui peut être réalisé à l'aide de deux réservoirs thermiques donnés.

1-2 l'eau est chauffée de façon réversible et isotherme dans la chaudière;

2-3 subit une détente isentropique dans la turbine

3-4 condensée de façon réversible et isotherme dans le condenseur

4-1 compression isentropique dans le compresseur.



$$q_{in} = T_H(s_2 - s_1) = (h_2 - h_1)$$

$$q_{out} = T_L(s_3 - s_4) = T_L(s_2 - s_1) = (h_3 - h_4)$$

$$w_{net} = (s_2 - s_1) * (T_H - T_L)$$

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Carnot-annimation

a) Le cycle Carnot à vapeur(cont.)

Pourquoi ne pas utiliser le cycle de Carnot dans les centrales thermiques et nucléaires ?

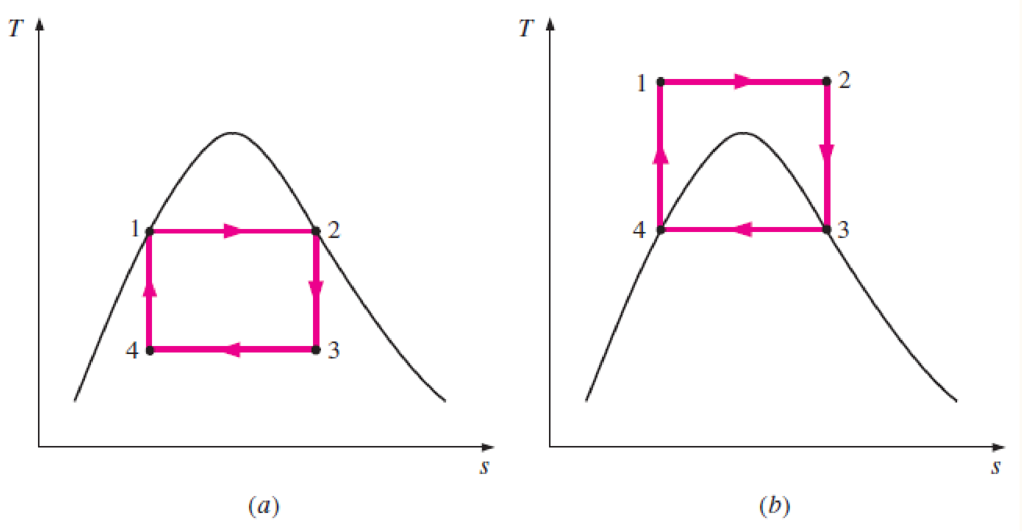
1. T_H limitée à 374°C

2. Lors La détente 2-3 isentropique dans la turbine, en 3, le titre n'est pas élevé donc risque d'endommagement des aubes de la turbine

4. difficile de contrôler le titre final de la condensation (état 4)

5. difficile de concevoir un compresseur pour deux phases (évolution 4-1)

Le cycle de Carnot ne peut être retenu comme cycle de puissance à vapeur idéal



Exemple 1 (10.3 C&B) page 515:

Soit un cycle de Carnot qui utilise de 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 état liquide saturé à une vapeur saturée. La chaleur est évacuée à la pression de 10kPa.

Montrez le diagramme T-s.

Déterminer:

a)Le rendement thermique du cycle;

b)La quantité de chaleur évacuée

c)Le travail net produit:

Solution (en classe)

a) η_{th}=39.04%

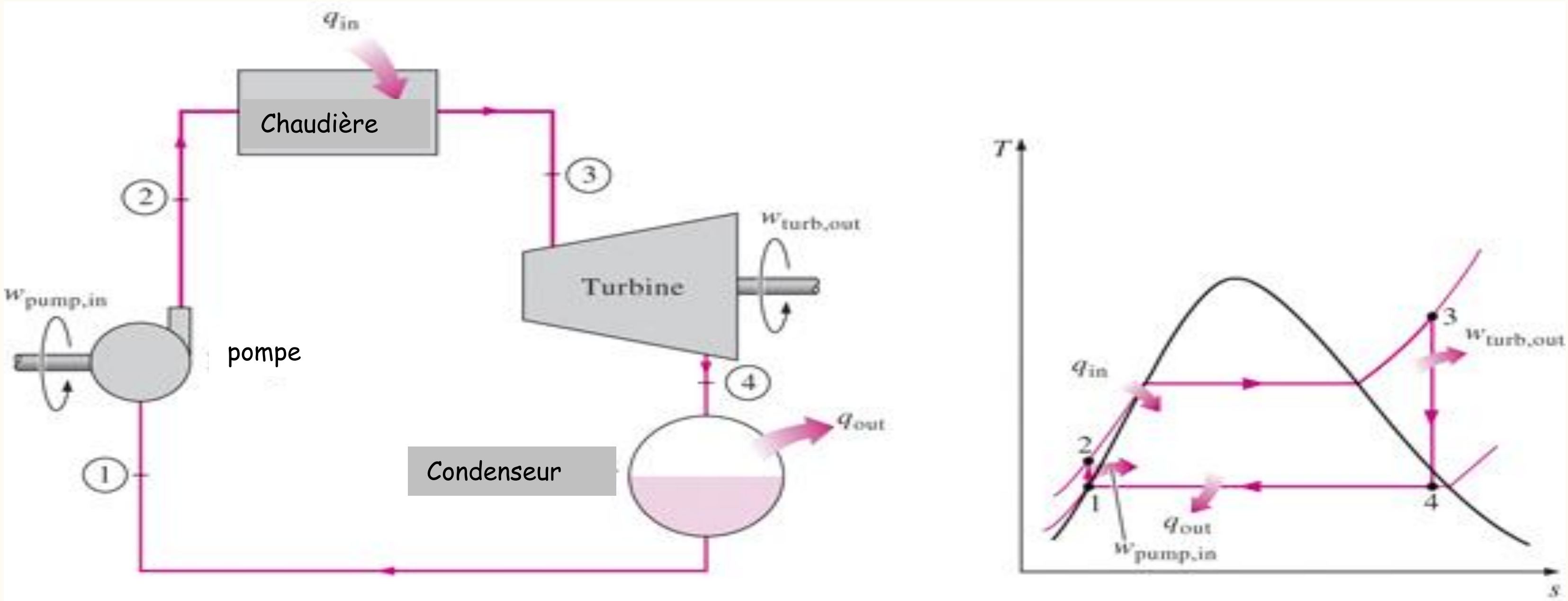
b) q_{out} =1045.6Kj/kg

c) w_{net}=669.7Kj/kg

ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

b) Le cycle Rankine idéal   Rankine

Cycle idéal correspondant à une centrale thermique élémentaire à vapeur d'eau



1-2 Compression isentropique dans la pompe: $w_{in} = h_2 - h_1$ ou encore $w_{in} = v_1(P_2 - P_1)$

2-3 Apport de chaleur à pression constante dans la chaudière: $q_{in} = h_3 - h_2$

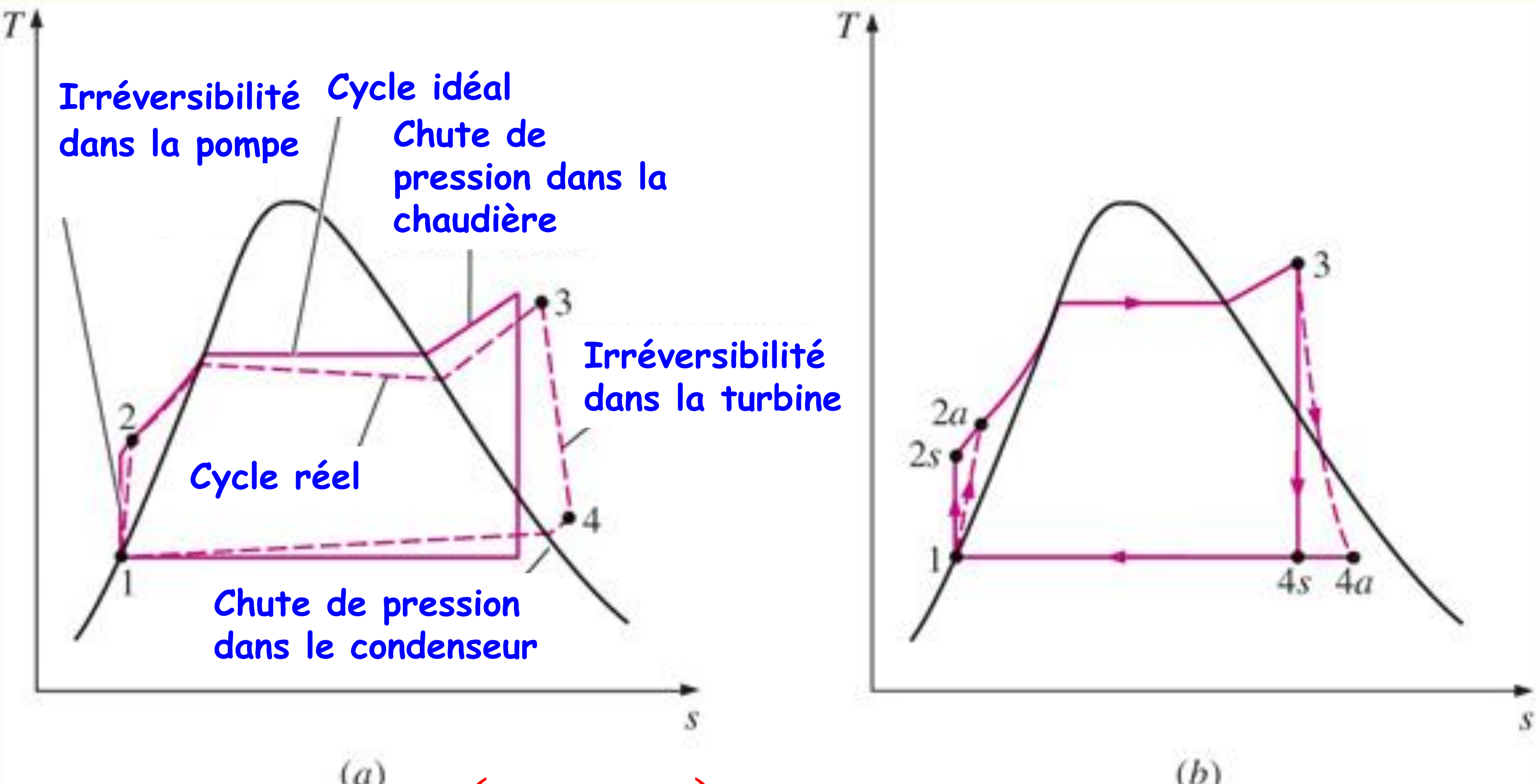
3-4 Détente isentropique dans la turbine: $w_{out} = h_3 - h_4$

4-1 Évacuation de la chaleur à pression constante dans le condenseur: $q_{out} = h_4 - h_1$

Rendement: $\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{w_{trub,out} - w_{pompe,in}}{q_{in}} = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$

ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

c) Le cycle Rankine actuel (non idéal)



Rappel $$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{v_1(p_2 - p_1)}{h_{2a} - h_1}$$

$$\eta_T \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$

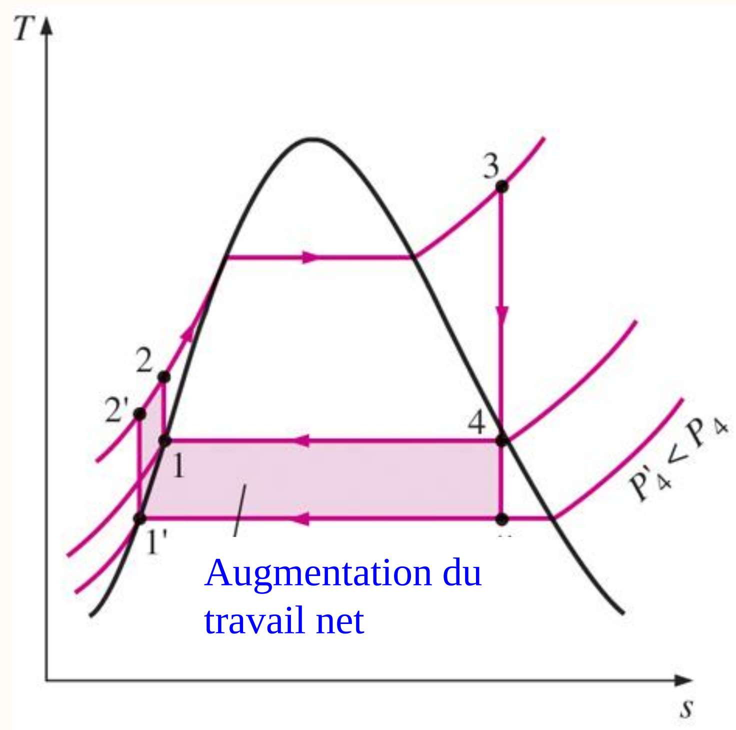
d) Comment accroître le rendement du cycle de Rankine?

La stratégie c'est d'augmenter la température à laquelle la chaleur est fournie au caloporteur au sein de la chaudière (T_H) ou diminuer la température à laquelle la chaleur est évacuée du caloporteur au sein du condenseur (T_L).

i)diminuer la pression dans le condenseur

Le rendement augmente

- ❑ En réduisant la pression dans le condenseur on abaisse automatiquement la température T_L
- ❑ La chaleur fournie augmente aussi mais petite par rapport au travail additionnel produit(aire2'-2)



Inconvénients:

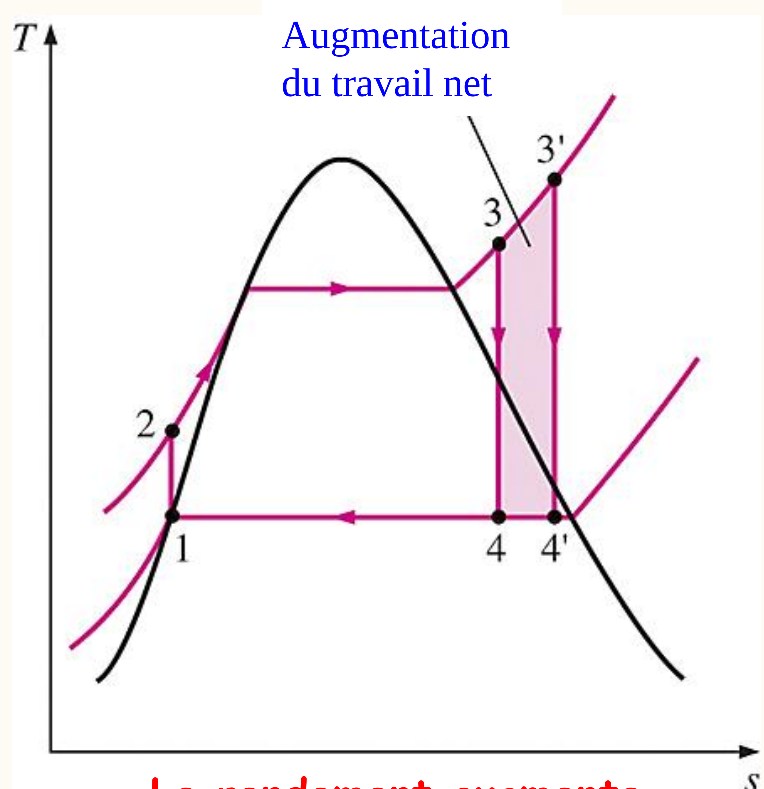
- ❑Limite de la pression des condenseurs $\Rightarrow$ température T_L limitée
- ❑La teneur en eau augmente$\Rightarrow$ risque de dommage des aubes de la turbine

d) Comment accroître le rendement du cycle de Rankine? (cont.)

ii) Chauffer la vapeur à haute température

On peut augmenter la température T_H sans augmenter la pression dans la chaudière

- ❑Le travail additionnel produit est la surface ombrée
- ❑3-3' représente la chaleur additionnelle fournie



Le rendement augmente

Inconvénients:

T_H est limitée (propriétés mécaniques des aubes de la turbine)

ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

d) Comment accroître le rendement du cycle de Rankine? (cont.)

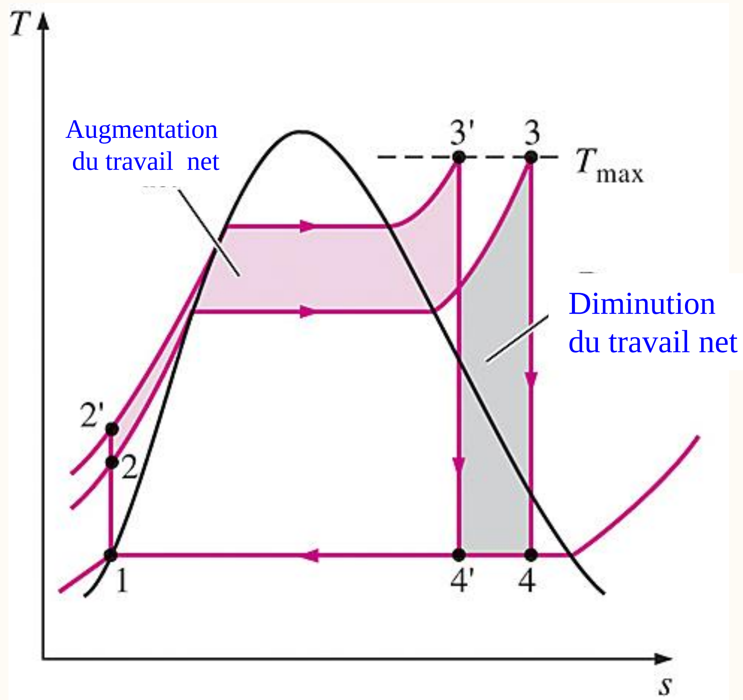
iii) Augmentation de la pression dans la chaudière

En augmentant la pression dans la chaudière on accroît automatiquement T_H.

Le cycle est déplacé vers la gauche, et la teneur en eau de la vapeur augmente.

On peut atténuer cette conséquence en surchauffant la vapeur

Exemple 10.3 C&B page 488: à faire

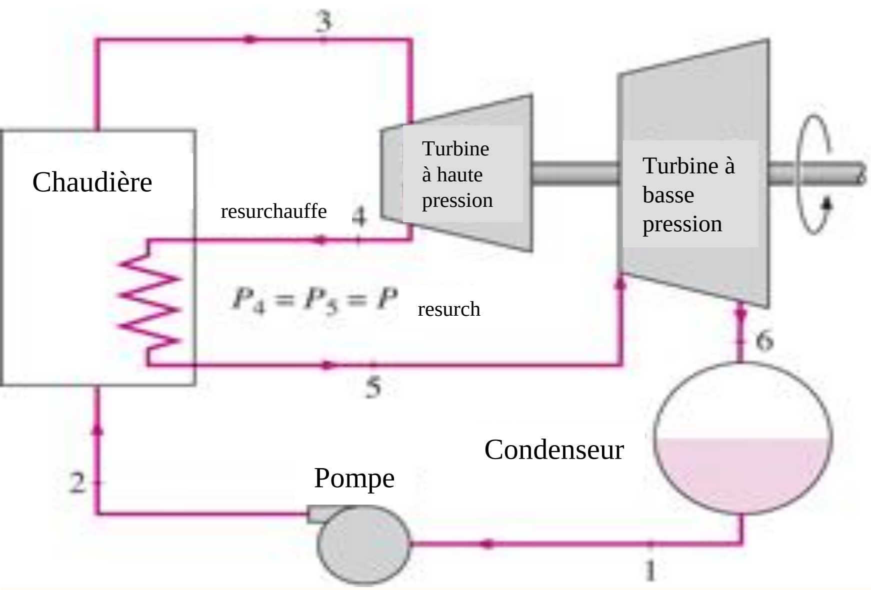


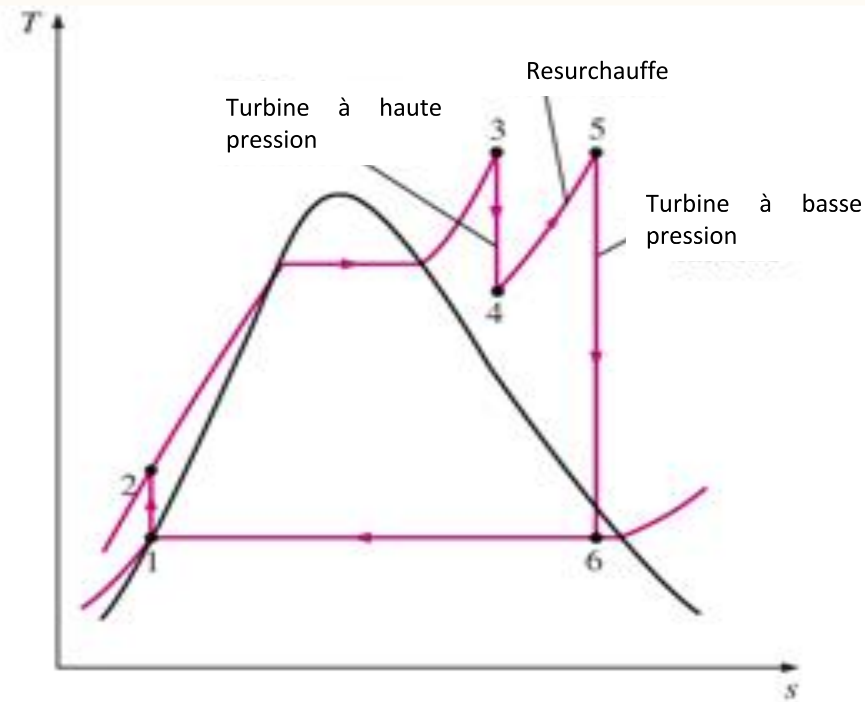
ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

d) Comment accroître le rendement du cycle de Rankine? (cont.)

iv) Cycle de resurchauff

Puisqu'on est limité par les propriétés mécaniques des matériaux on utilise une turbine à deux étages pour détendre la vapeur d'eau ⇒ on modifie le cycle de Rankine "Cycle de Resurchauffe"





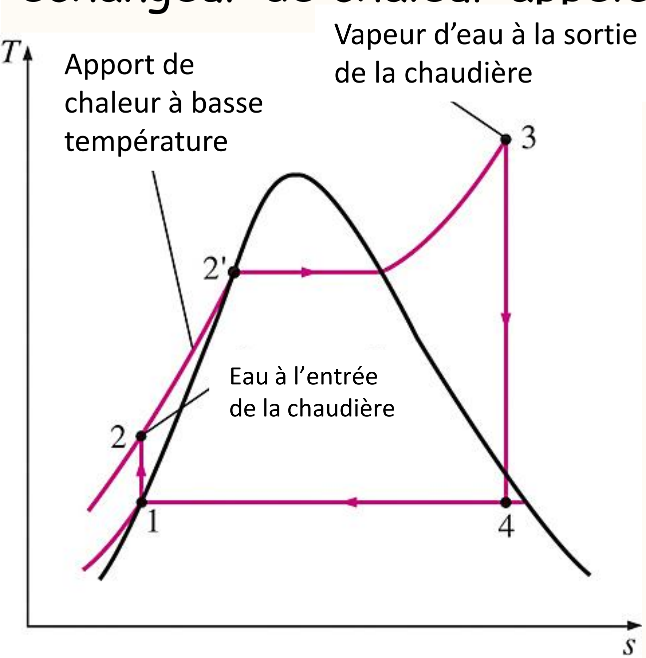
$$q_{in} = q_{primaire} + q_{resurchauffe} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

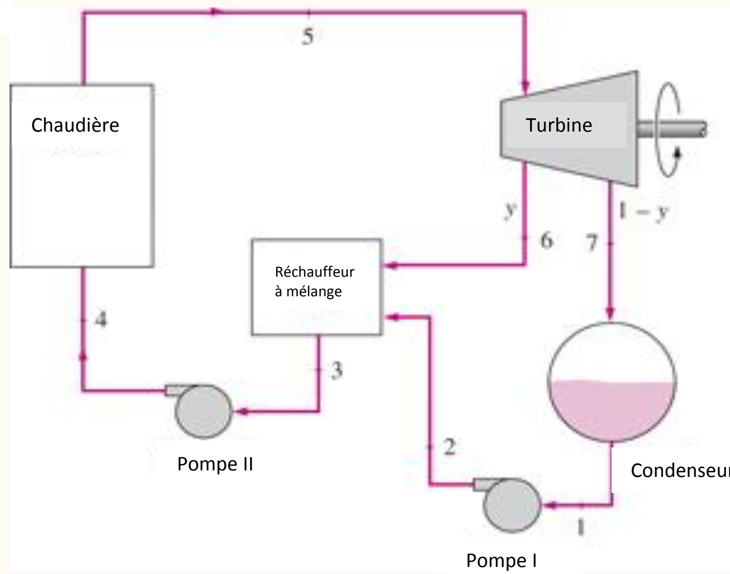
$$w_{turb,out} = w_{turb,I} + w_{turb,II}$$

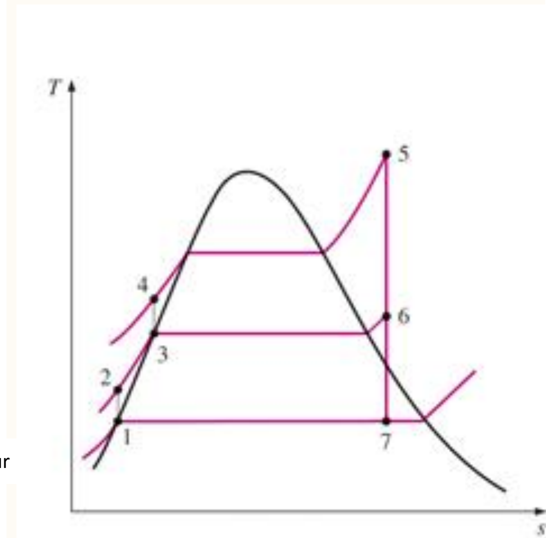
d) Comment accroître le rendement du cycle de Rankine? (cont.)

v) Cycle de regénération

Une petite partie de la vapeur soutirée de la turbine et détournée dans un échangeur de chaleur appelé un régénérateur ⇒"**Cycle de Régénération**"







$$q_{in} = h_5 - h_4$$

$$q_{out} = (1-y)(h_7 - h_1)$$

$$y \equiv \dot{m}_6 / \dot{m}_5$$

$$w_{in} = (1-y)(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3) = (1-y)v_1(P_2 - P_1) + v_3(P_4 - P_3)$$

$$w_{out} = (h_5 - h_6) + (1-y)(h_6 - h_7)$$

ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

d) Comment accroître le rendement du cycle de Rankine? (cont.)

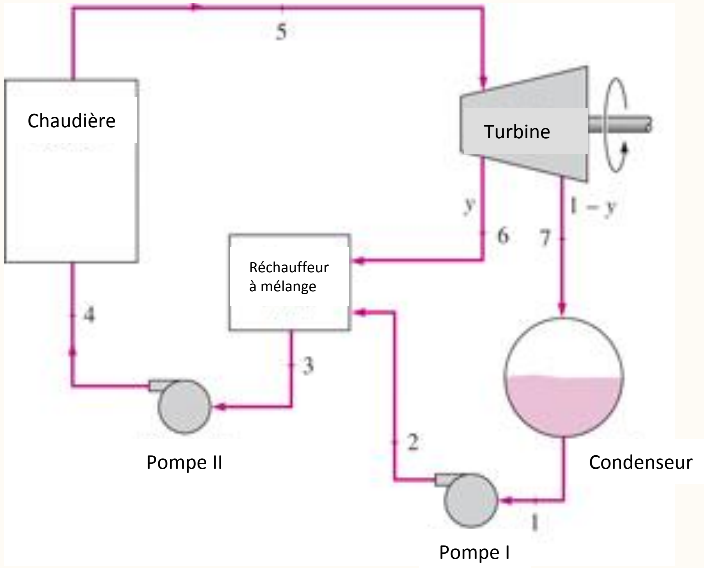
Excercice10.79 C&B page 524

Soit une centrale thermique fonctionnant selon le cycle à régénération. La puissance nette produite par la centrale est de 150MW. La vapeur d'eau s'engage dans la turbine à 10MPa et 500°C. La pression dans le condenseur est de 10kPa. Le rendement isentropique de la turbine est de 80% et celui des pompes, de 95%. La vapeur d'Eau est soutirée de la turbine à 0.5MPa pour chauffer l'eau d'alimentation dans le réchauffeur à mélange. Le mélange sort alors du réchauffeur sous forme de liquide saturé. Montrez le cycle dan un diagramme T-s.

Déterminez:

a)le débit massique de vapeur d'eau traversant la chaudière;

b) Le rendement thermique du cycle.



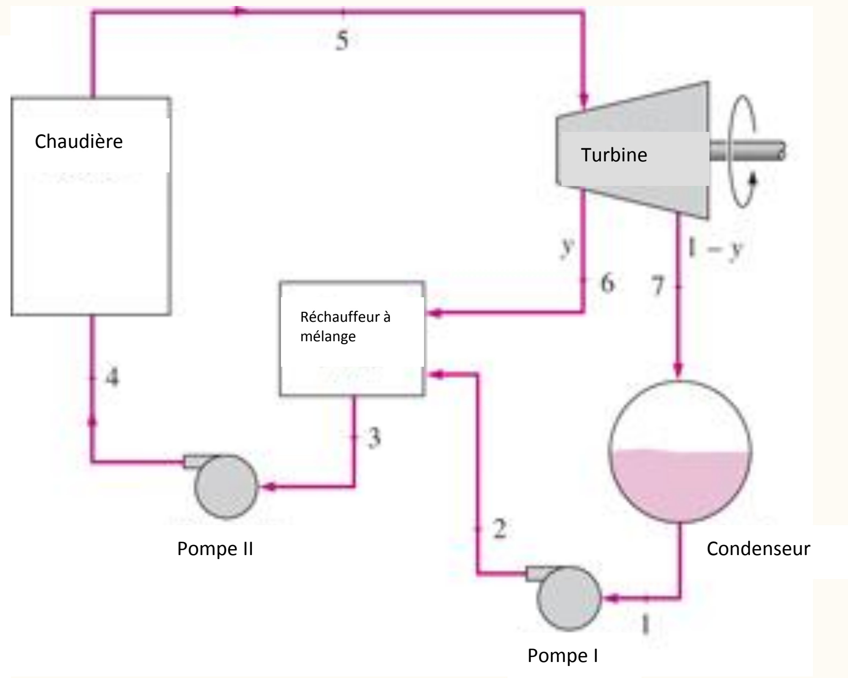
Solution (en classe)

a) $\dot{m} = \dfrac{\dot{W}_{net}}{w_{net} = q_{in} - q_{out}} = 159.7 kg/s$

b) $\eta_{th} = \dfrac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \dfrac{q_{out}}{q_{in}} = 34.5\%$

ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

Excercice10.79 C&B page 524



(*a*) From the steam tables (Tables A-4, A-5, and A-6),

$$h_1 = h_{f\,@\,10\,\mathrm{kPa}} = 191.81\ \mathrm{kJ/kg}$$
$$v_1 = v_{f\,@\,10\,\mathrm{kPa}} = 0.00101\ \mathrm{m^3/kg}$$

$$\begin{aligned} w_{\mathrm{pI,in}} &= v_1(P_2 - P_1)/\eta_p \\ &= \left(0.00101\ \mathrm{m^3/kg}\right)\left(500-10\ \mathrm{kPa}\right)\left(\frac{1\ \mathrm{kJ}}{1\ \mathrm{kPa\cdot m^3}}\right)/(0.95) \\ &= 0.52\ \mathrm{kJ/kg} \end{aligned}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\mathrm{pI,in}} = 191.81 + 0.52 = 192.33\ \mathrm{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{array}{l} P_3 = 0.5\ \mathrm{MPa} \\ \text{sat liquid} \end{array}\right\} \begin{array}{l} h_3 = h_{f\,@\,0.5\,\mathrm{MPa}} = 640.09\ \mathrm{kJ/kg} \\ v_3 = v_{f\,@\,0.5\,\mathrm{MPa}} = 0.001093\ \mathrm{m^3/kg} \end{array}$$

$$\begin{aligned} w_{\mathrm{pII,in}} &= v_3(P_4 - P_3)/\eta_p \\ &= \left(0.001093\ \mathrm{m^3/kg}\right)\left(10{,}000-500\ \mathrm{kPa}\right)\left(\frac{1\ \mathrm{kJ}}{1\ \mathrm{kPa\cdot m^3}}\right)/(0.95) \\ &= 10.93\ \mathrm{kJ/kg} \end{aligned}$$

$$h_4 = h_3 + w_{\mathrm{pII,in}} = 640.09 + 10.93 = 651.02\ \mathrm{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{array}{l} P_5 = 10\ \mathrm{MPa} \\ T_5 = 500^\circ\mathrm{C} \end{array}\right\} \begin{array}{l} h_5 = 3375.1\ \mathrm{kJ/kg} \\ s_5 = 6.5995\ \mathrm{kJ/kg\cdot K} \end{array}$$

$$\left.\begin{array}{l} P_{6s} = 0.5\ \mathrm{MPa} \\ s_{6s} = s_5 \end{array}\right\} \begin{array}{l} x_{6s} = \dfrac{s_{6s} - s_f}{s_{fg}} = \dfrac{6.5995 - 1.8604}{4.9603} = 0.9554 \\ h_{6s} = h_f + x_{6s}h_{fg} = 640.09 + (0.9554)(2108.0) \\ \quad = 2654.1\ \mathrm{kJ/kg} \end{array}$$

$$\eta_T = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \longrightarrow \begin{aligned} h_6 &= h_5 - \eta_T(h_5 - h_{6s}) \\ &= 3375.1 - (0.80)(3375.1 - 2654.1) \\ &= 2798.3\ \mathrm{kJ/kg} \end{aligned}$$

Excercice10.79 C&B page 524

$$x_{7s} = \frac{s_{7s} - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.5995 - 0.6492}{7.4996} = 0.7934$$

$$\left.\begin{array}{l} P_{7s} = 10 \text{ kPa} \\ s_{7s} = s_5 \end{array}\right\} \begin{array}{l} h_{7s} = h_f + x_{7s} h_{fg} = 191.81 + (0.7934)(2392.1) \\ \quad = 2089.7 \text{ kJ/kg} \end{array}$$

$$\eta_T = \frac{h_5 - h_7}{h_5 - h_{7s}} \longrightarrow h_7 = h_5 - \eta_T (h_5 - h_{7s}) \\ = 3375.1 - (0.80)(3375.1 - 2089.7) \\ = 2346.8 \text{ kJ/kg}$$

The fraction of steam extracted is determined from the steady-flow energy balance equation applied to the feedwater heaters. Noting that $\dot{Q} \cong \dot{W} \cong \Delta ke \cong \Delta pe \cong 0$,

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \Delta \dot{E}_{system}^{\;\not{0}\,(\text{steady})} = 0$$

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$\sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_e h_e \longrightarrow \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \longrightarrow y h_6 + (1-y) h_2 = 1(h_3)$$

where y is the fraction of steam extracted from the turbine ($= \dot{m}_6 / \dot{m}_3$). Solving for y,

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = \frac{640.09 - 192.33}{2798.3 - 192.33} = 0.1718$$

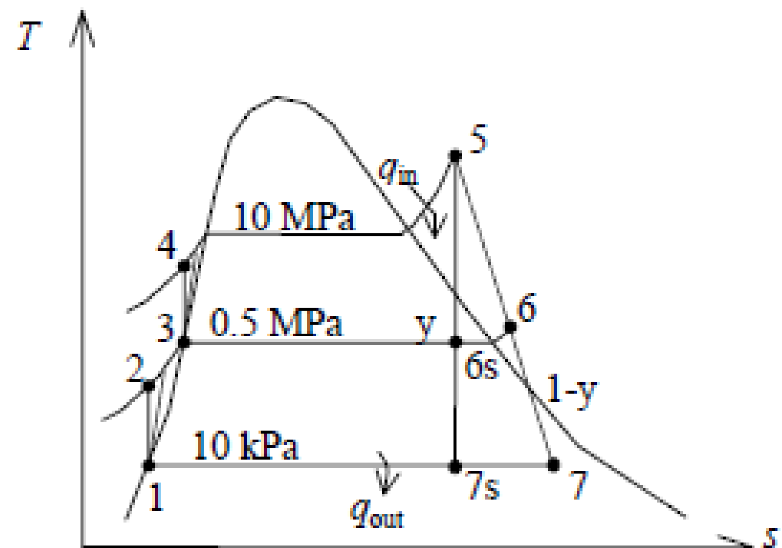
Then, $q_{in} = h_5 - h_4 = 3375.1 - 651.02 = 2724.1$ kJ/kg

$$q_{out} = (1-y)(h_7 - h_1) = (1 - 0.1718)(2346.8 - 191.81) = 1784.7 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{net} = q_{in} - q_{out} = 2724.1 - 1784.7 = 939.4 \text{ kJ/kg}$$

and

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{net}}{w_{net}} = \frac{150{,}000 \text{ kJ/s}}{939.4 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{159.7\ kg/s}$$

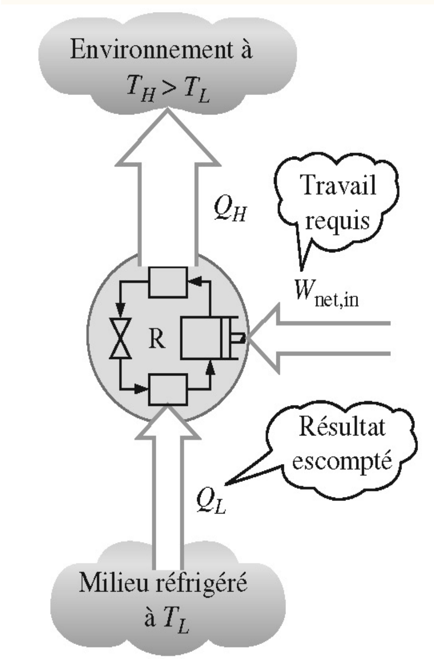


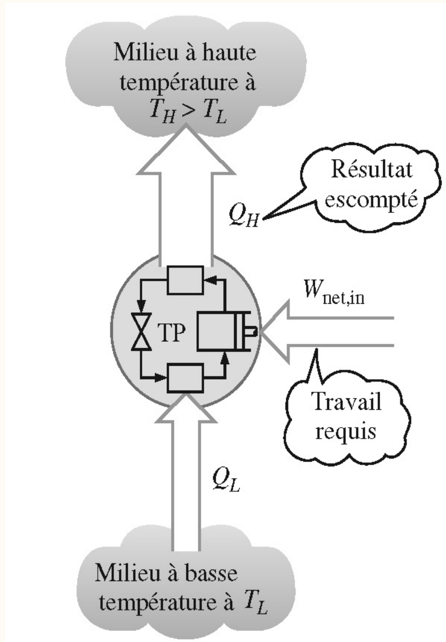
(b) The thermal efficiency is determined from

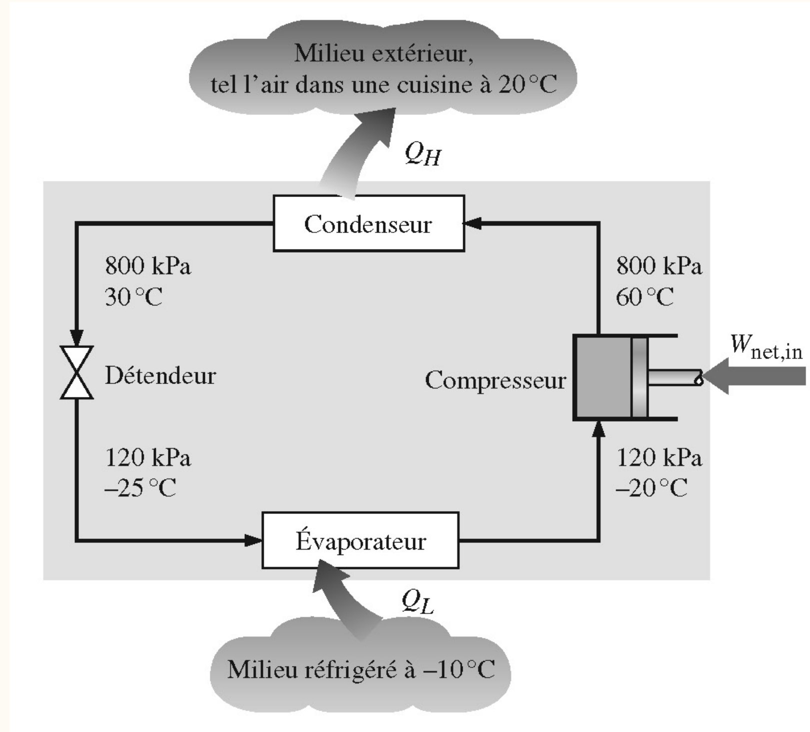
$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{1784.7 \text{ kJ/kg}}{2724.1 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{34.5\%}$$

ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

2) Cycle de réfrigération







Même cycle pour
deux applications différentes

Réfrigérateur

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L}$$

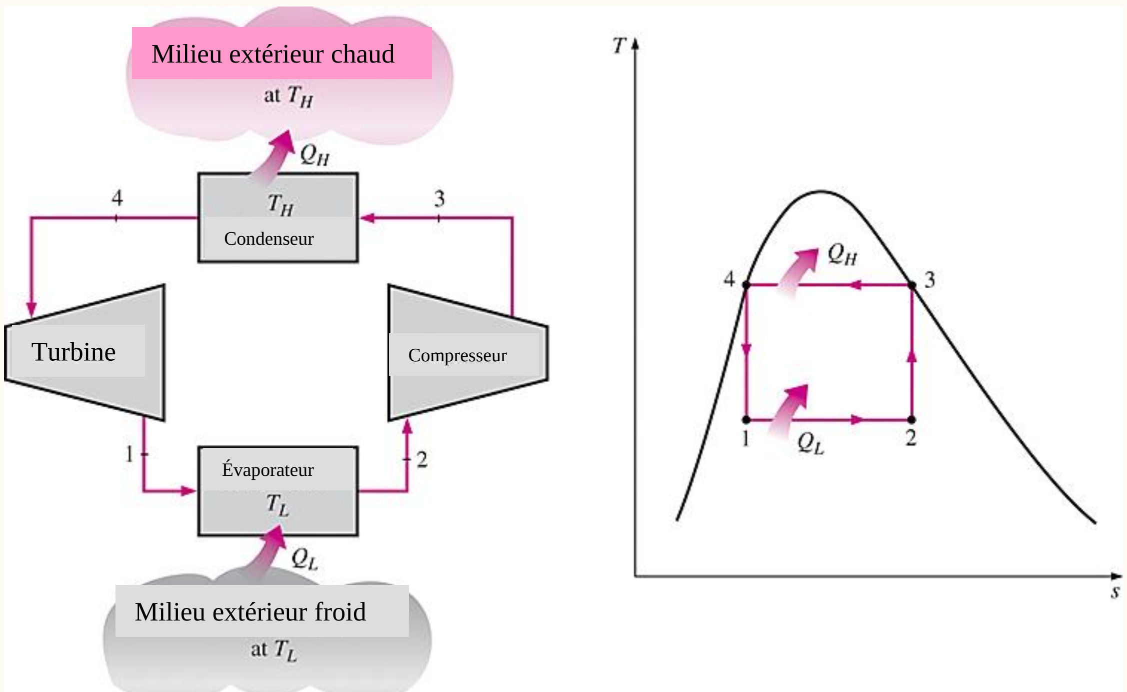
Pompe thermique
Thermopompe

$$COP_{PT} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L}$$

$$COP_{PT} - COP_R = 1$$

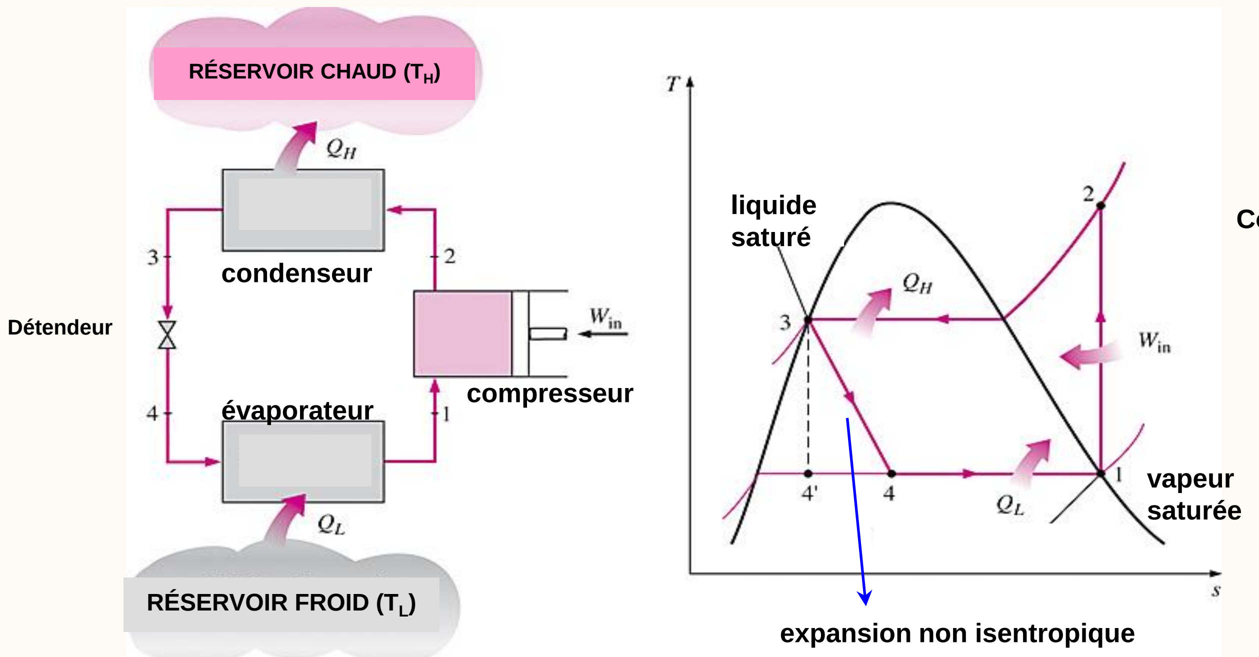
a) Cycle de Carnot inversé

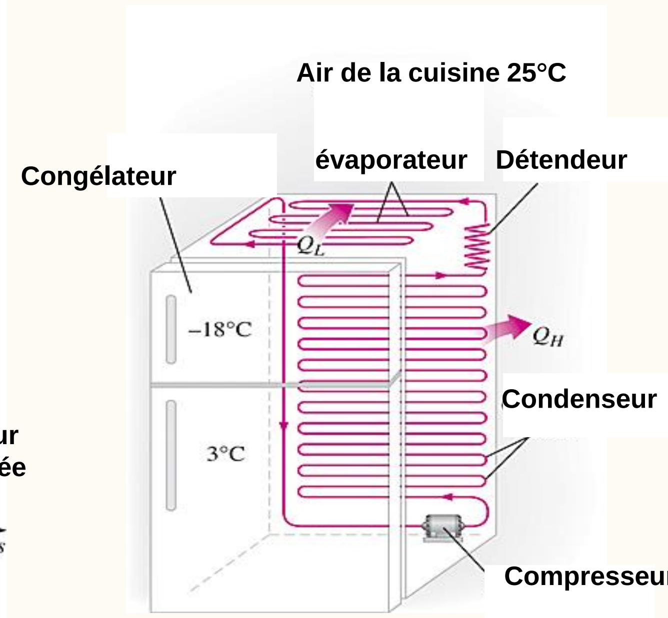
On a déjà vu que le cycle de Carnot est un cycle entièrement réversible: 2 évolutions isothermes réversibles et deux évolutions isentropiques réversibles . Lés évolutions peuvent être inversées ⇒ <u>**Cycle de Carnot inversé**</u>



le cycle de Carnot inversé ne peut pas servir de modèle idéal pour un cycle de réfrigération car: Les évolution 2-3 et 4-1 sont difficilement réalisables en pratique (compression et détente isentropique d'un mélange diphasique

b) Le cycle de réfrigération à vapeur idéal





Évolution 1→ 2: compression isentropique (compresseur): $w_{net,in} = h_2 - h_1$

Évolution 2 → 3: rejet de chaleur à pression constante jusqu'au liquide saturé (condenseur) $q_H = h_2 - h_3$

Évolution 3 → 4: expansion adiabatique, <u>*non-isentropique*</u> à un mélange saturé (détendeur) $h_3 = h_4$

Évolution 4 → 1: absorption de chaleur à pression constante jusqu'à la vapeur saturée (évaporateur) $q_L = h_1 - h_4$

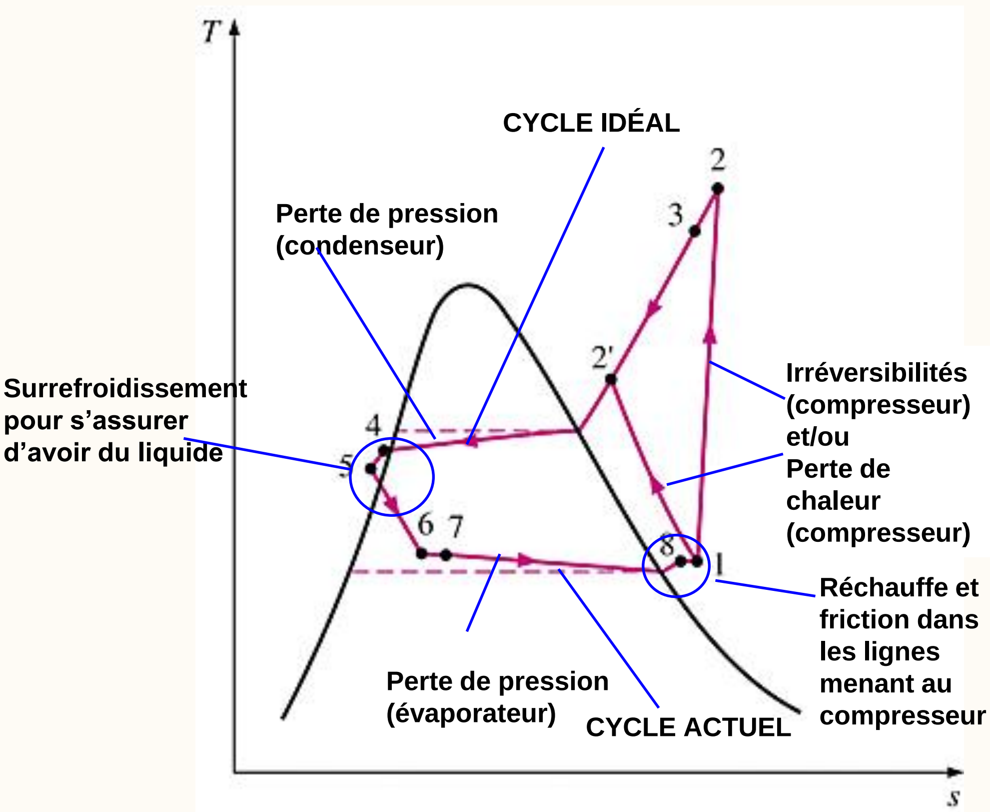
Coefficients de performance: $COP_R = \dfrac{q_L}{w_{net,in}} = \dfrac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$ $\quad COP_{PT} = \dfrac{q_H}{w_{net,in}} = \dfrac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$

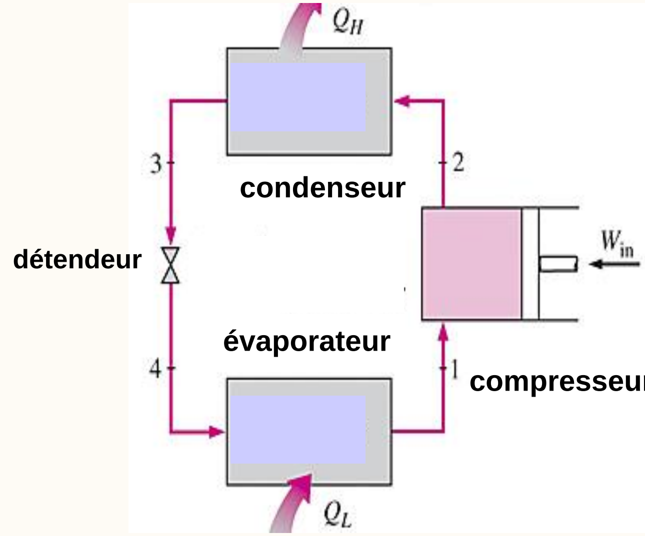
Note: $h_1 = h_{g,P_1}$ $\quad h_3 = h_{f,P_3}$

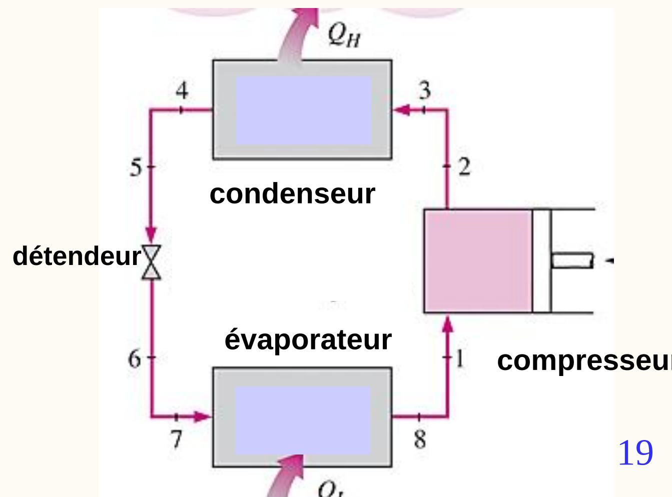
ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

c) Le cycle de réfrigération à vapeur actuel (non idéal)

Source d'irréversibilités







ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

c) Le cycle de réfrigération à vapeur actuel (non idéal)

Exercice11.16 C&B page 560 (en classe)

Soit un réfrigérateur qui utilise le réfrigérant R-134a comme fluide frigorifique. Le réfrigérant pénètre dans le compresseur sous forme de vapeur surchauffée à 0.14 MPa et à -10°C avec un débit massique de 0.12kg/s. Il en ressort du compresseur à 0.7MPa et à 50°C. Le réfrigérant est refroidi dans le condenseur à 0.65 MPa et à 24 °C, puis il est détendu dans le détendeur à 0.15MPa.

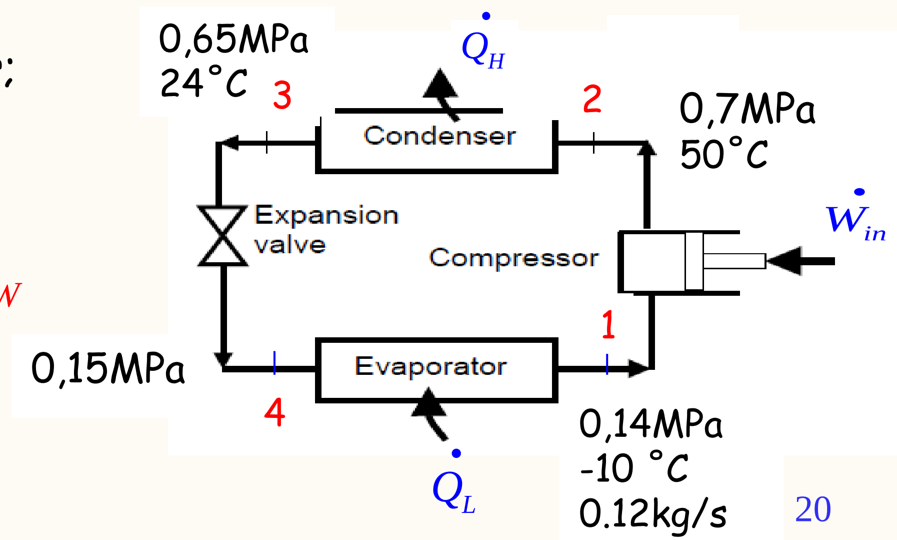
Montrez le cycle dans un diagramme T-s

Déterminez:

a) La puissance thermique extraite du milieu réfrigéré et la puissance consommée par le compresseur;

b) Le rendement isentropique du compresseur;

c) Le COP du réfrigérateur



Solution (en classe)

a) $\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = 19.4kW$ $\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_2 - h_1) = 5.06kW$

b) $\eta_c \cong h_{2s} - h_1 / h_2 - h_1 = 82.5\%$

c) $COP_R = \dot{Q}_L / \dot{W}_{in} = 3.83$

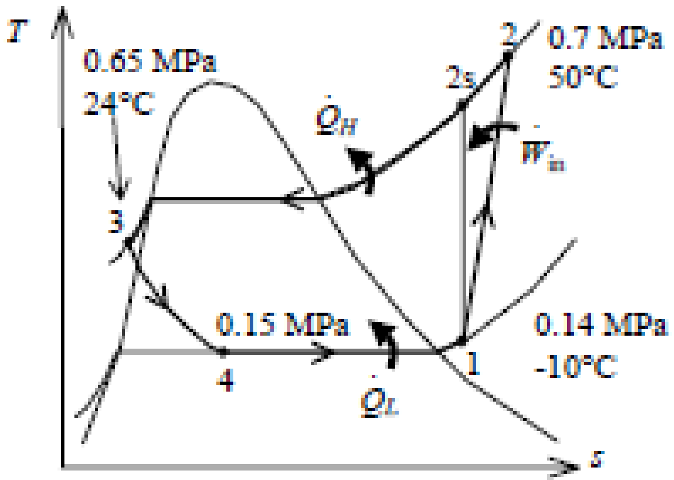
$$\left.\begin{array}{l} P_1 = 0.14 \text{ MPa} \\ T_1 = -10°\text{C} \end{array}\right\} \begin{array}{l} h_1 = 246.36 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 0.97236 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \end{array}$$

$$\left.\begin{array}{l} P_2 = 0.7 \text{ MPa} \\ T_2 = 50°\text{C} \end{array}\right\} h_2 = 288.53 \text{ kJ/kg}$$

$$\left.\begin{array}{l} P_{2s} = 0.7 \text{ MPa} \\ s_{2s} = s_1 \end{array}\right\} h_{2s} = 281.16 \text{ kJ/kg}$$

$$\left.\begin{array}{l} P_3 = 0.65 \text{ MPa} \\ T_3 = 24°\text{C} \end{array}\right\} h_3 = h_{f\,@\,24°\text{C}} = 84.98 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3 = 84.98 \text{ kJ/kg (throttling)}$$



Then the rate of heat removal from the refrigerated space and the power input to the compressor are determined from

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.12 \text{ kg/s})(246.36 - 84.98) \text{ kJ/kg} = 19.4 \text{ kW}$$

and

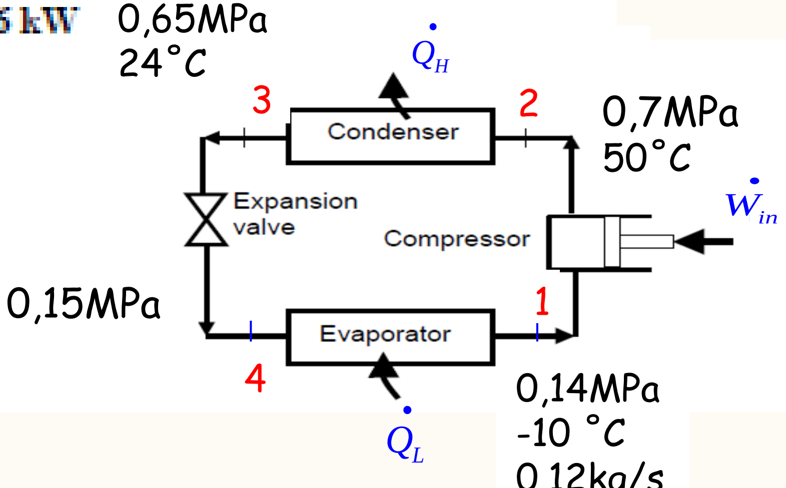
$$\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.12 \text{ kg/s})(288.53 - 246.36) \text{ kJ/kg} = 5.06 \text{ kW}$$

(*b*) The adiabatic efficiency of the compressor is determined from

$$\eta_C = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{281.16 - 246.36}{288.53 - 246.36} = 82.5\%$$

(*c*) The COP of the refrigerator is determined from its definition,

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}} = \frac{19.4 \text{ kW}}{5.06 \text{ kW}} = 3.83$$

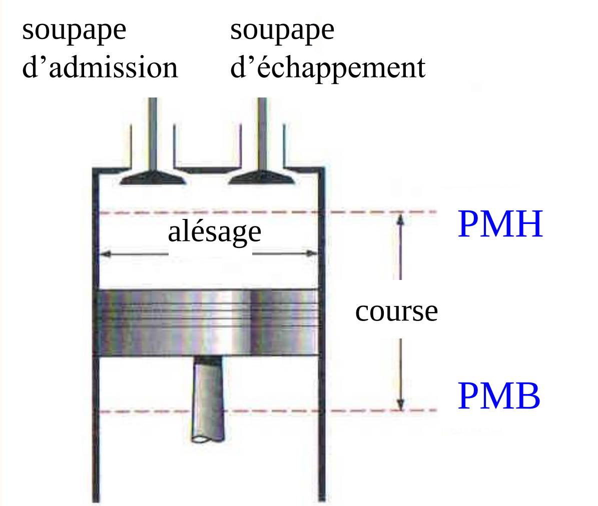


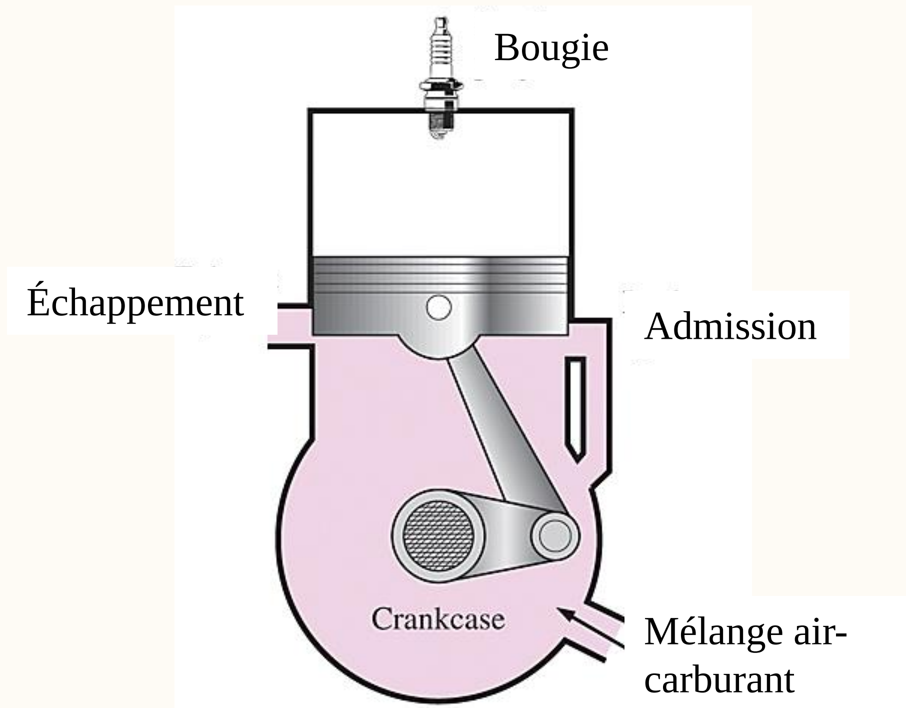
ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

3) Cycles de moteurs à combustion interne

a) Définition

Une machine à combustion interne est une machine qui convertit, à l'intérieur d'une chambre de combustion, l'énergie chimique recelée dans un carburant en chaleur et en travail. À l'intérieur de la chambre de combustion se déroule le cycle thermodynamique (4temps ou 2temps) du cylindre et le piston





taux de compression:

$$r \equiv \frac{V_{PMB}}{V_{PMH}}$$

Pression moyenne effective:

$$PME \equiv \frac{W_{net,out}}{(V_{PMB} - V_{PMH})}$$

ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

b) Suppositions pour modélisation thermodynamique

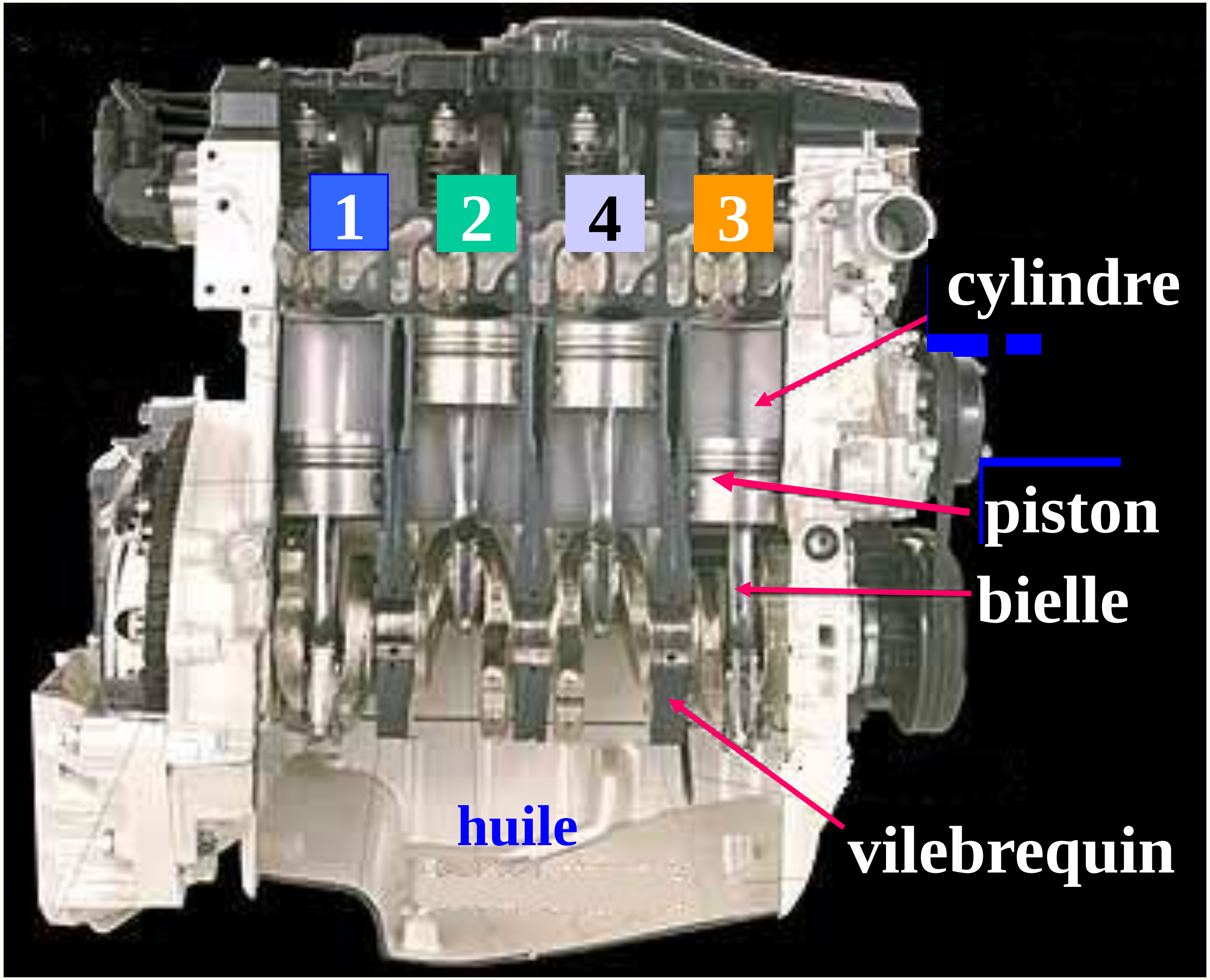
Afin d'analyser le comportement thermodynamique des cycles on admet les hypothèses simplificatrices suivantes (hypothèses d'air standard):

- Le fluide moteur du cycle constitué d'une masse d'air fixe agissant comme un gaz parfait;
- Toutes les évolutions du cycle sont réversibles intérieurement;
- La combustion est représentée par un apport de chaleur provenant d'une source externe;
- Le cycle se termine avec l'évacuation de la chaleur dans le milieux extérieur
- De plus, les chaleurs massiques (Cp et Cv) de l'air sont constantes, aux valeurs à 25°C

1 : admission

2 : compression

c) Cycle Otto

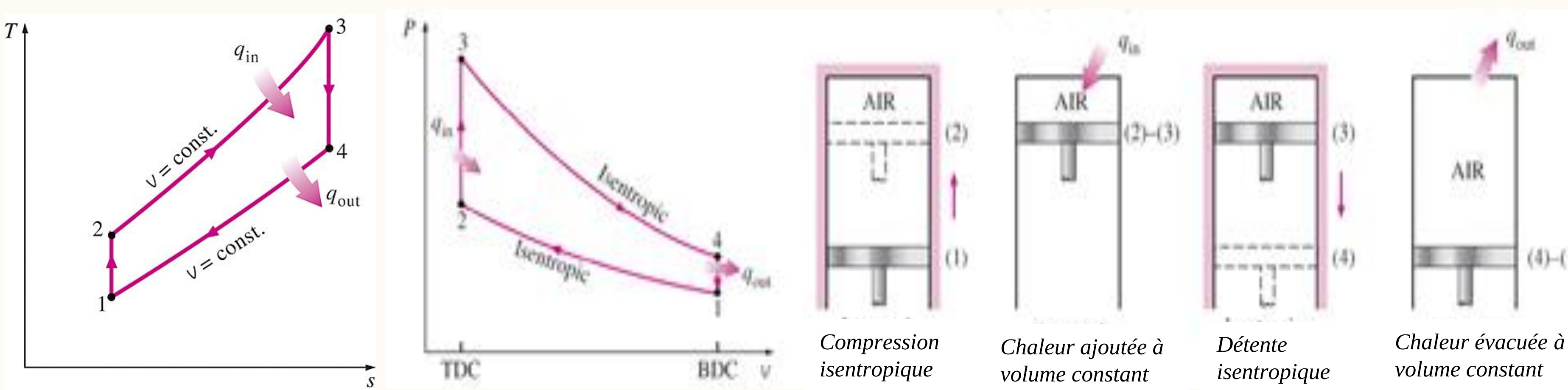


4 : échappement

3 : explosion-détente

c) Cycle Otto (cont.)

Une machine à combustion interne est une machine qui convertit, à l'intérieur d'une chambre de combustion, l'énergie chimique recelée dans un carburant en chaleur et en travail. À l'intérieur de la chambre de combustion se déroule le cycle thermodynamique (4temps ou 2temps) du cylindre et le piston



Cycle d'Otto théorique

c) Cycle Otto (cont.)

Le cycle d'Otto théorique est exécuté dans un système fermé dans lequel la variation des énergies cinétique et potentielle sont négligeables.

Le bilan d'énergie donne:

$$q_{in} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2)$$

$$q_{out} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)$$

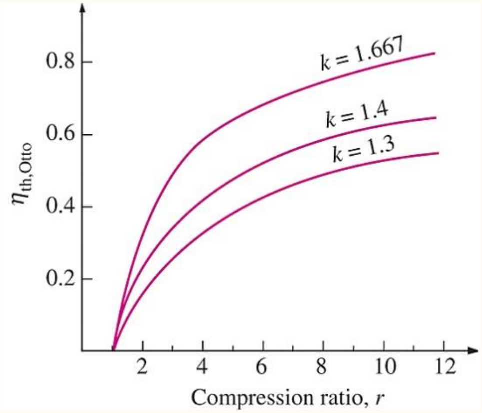
$$\eta_{th,Otto} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Or: les évolutions 1-2 et 3-4 sont isentropiques, et $v_2=v_3$ et $v_4=v_1$

Alors

$$\frac{T_1}{T_2} \equiv \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \quad \text{et } r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{v_1}{v_2}$$

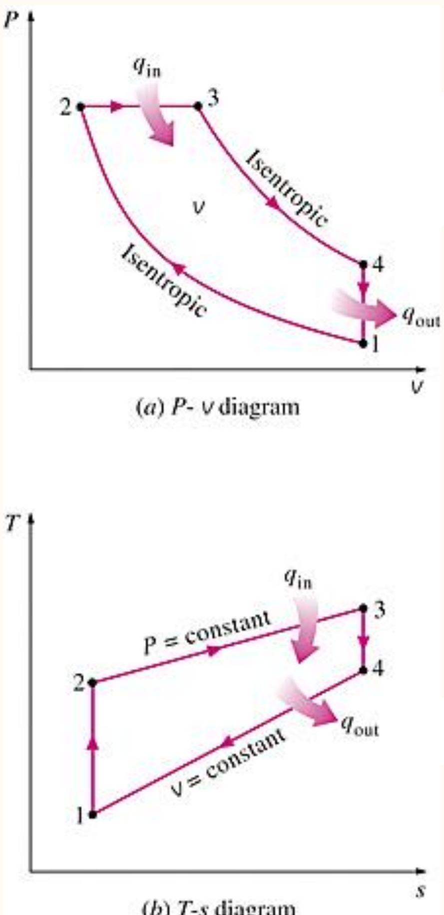
$$\eta_{th,Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

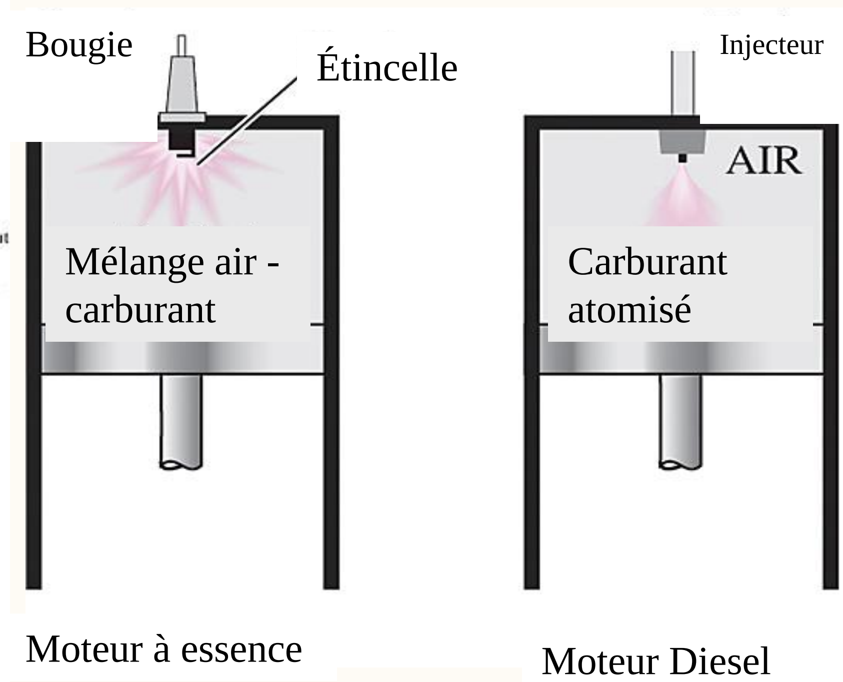


Exemple 9.2 C&B page 431: à faire

d) Cycle Diesel

IL s'agit d'un cycle idéal correspondant au moteur à allumage par compression





1-2 compression isentropique

2-3 apport de chaleur à pression constante

3-4 détente isentropique

4-1 refroidissement à volume constant (échappement des gaz)

ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

d) Cycle Diesel (cont.)

Bilan d'énergie pour système fermé (gaz dans cylindre) donne:

$$q_{in} - w_{b,out} = u_3 - u_2 \rightarrow q_{in} = P_2(v_3 - v_2) + u_3 - u_2 = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$q_{out} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)$$

$$\eta_{th,Diesel} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Or: les évolutions 1-2 et 3-4 sont isentropiques, et v_1=v_4 et P_2=P_3:

$$\frac{T_2}{T_1} \equiv \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}, \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \quad \text{et } r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{v_1}{v_2}$$

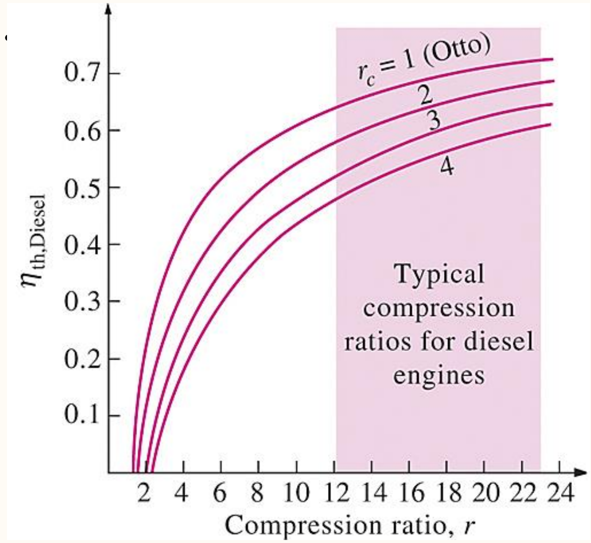
On définit r_c rapport des volumes avant et après la combustion: $r_c = \frac{v_3}{v_2}$

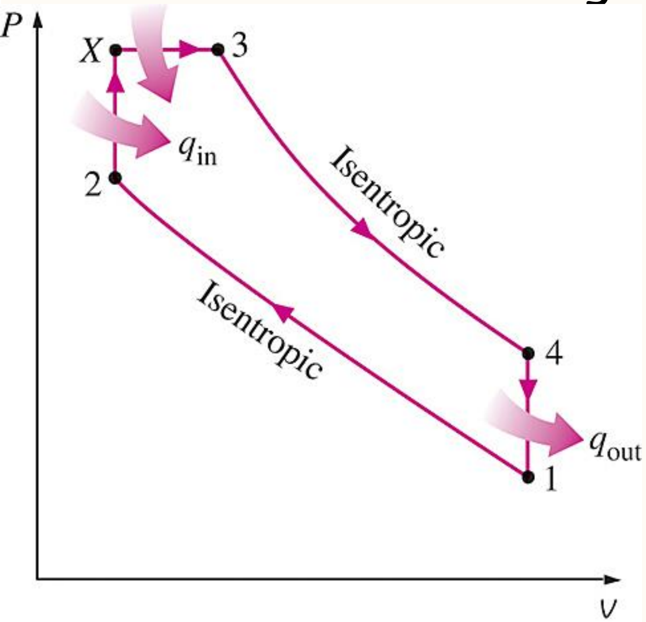
On obtient: $\eta_{th,Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{r_c^{\,k} - 1}{k(r_c - 1)}\right]$ $\quad \eta_{th,Diesel} < \eta_{th,Otto}$

Exemple 9.3 C&B page 435: à faire

d) Cycle Diesel (cont.)

- Pour le même taux de compression, à mesure que le rapport r_c décroît, $\eta_{th,Diesel}$ croît et s'approche du cycle d'Otto.
- Comme les moteurs Diesel fonctionnent à des taux de compression beaucoup plus élevé que ceux des moteurs à essence, leur rendement est en général supérieur





Pour une modélisation plus réaliste des moteurs à combustion interne on peux combiner les deux cycles (on peut fournir au système une partie de la chaleur à volume constant , Otto et une autre partie à pression constante; Diesel.

Exercice 9.49 C&B page 467 (en classe): cycle de Diesel

Soit un cycle Diesel théorique dont le taux de compression est de 20. Au début de la compression, l'air se trouve à 95kPa et à 20°C. En supposant que la température maximale dans le cycle ne peut dépasser 2200K, déterminer:

a)Le rendement thermique du cycle;

b)La pression moyenne effective.

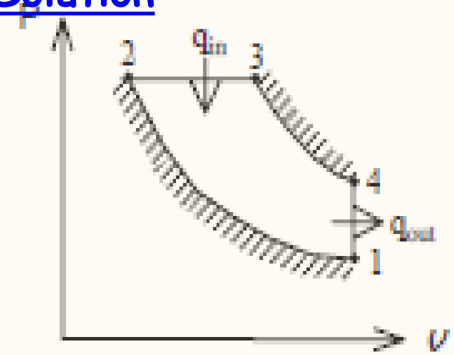
Admettez les hypothèses d'air standard simplifiées

Solution (en classe)

a) η_{th}=63.5%

b) MEP=933kPa

Analysis (*a*) Process 1-2: isentropic compression. **Exercice 9.49:Solution**



$$T_2 = T_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = (293\text{ K})(20)^{0.4} = 971.1\text{ K}$$

Process 2-3: P = constant heat addition.

$$\frac{P_3V_3}{T_3} = \frac{P_2V_2}{T_2} \longrightarrow \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2} = \frac{2200\text{K}}{971.1\text{K}} = 2.265$$

Process 3-4: isentropic expansion.

$$T_4 = T_3\left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = T_3\left(\frac{2.265V_2}{V_4}\right)^{k-1} = T_3\left(\frac{2.265}{r}\right)^{k-1} = (2200\text{ K})\left(\frac{2.265}{20}\right)^{0.4} = 920.6\text{ K}$$

$$q_{in} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) = (1.005\text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(2200 - 971.1)\text{K} = 1235\text{ kJ/kg}$$

$$q_{out} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) = (0.718\text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(920.6 - 293)\text{K} = 450.6\text{ kJ/kg}$$

$$w_{net,out} = q_{in} - q_{out} = 1235 - 450.6 = 784.4\text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = \frac{w_{net,out}}{q_{in}} = \frac{784.4\text{ kJ/kg}}{1235\text{ kJ/kg}} = 63.5\%$$

(*b*) $$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287\text{ kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(293\text{ K})}{95\text{ kPa}} = 0.885\text{ m}^3/\text{kg} = v_{max}$$

$$v_{min} = v_2 = \frac{v_{max}}{r}$$

$$\text{MEP} = \frac{w_{net,out}}{v_1 - v_2} = \frac{w_{net,out}}{v_1(1-1/r)} = \frac{784.4\text{ kJ/kg}}{(0.885\text{ m}^3/\text{kg})(1-1/20)}\left(\frac{\text{kPa}\cdot\text{m}^3}{\text{kJ}}\right) = 933\text{ kPa}$$

4) Cycles pour turbines à gaz

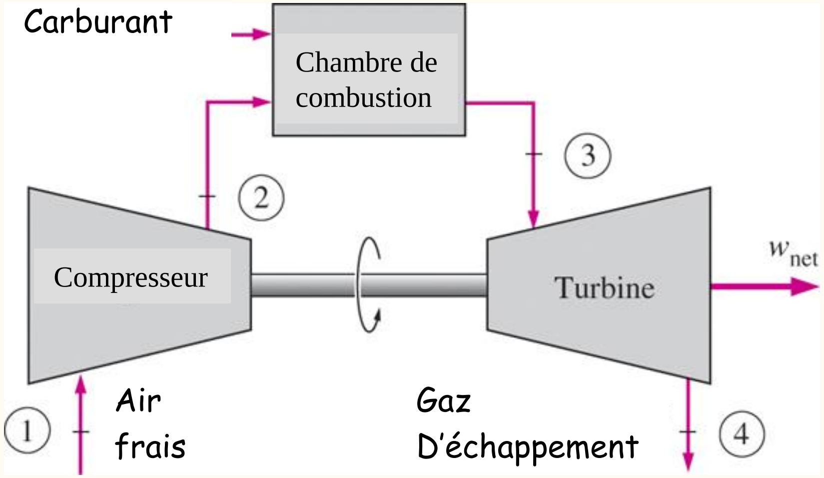
a) Turbines à gaz

Les turbines à gaz fonctionnent habituellement selon un cycle ouvert

1-2 compression isentropique de l'air à haute pression

2-3 apport de chaleur dans la chambre de combustion

3-4 détente isentropique dans la turbine



Cycle ouvert

b) Le cycle de Brayton

Sous certaines hypothèses (hypothèses d'air standard déjà vues), le cycle ouvert peut être modélisé comme un cycle fermé.⇒ Cycle idéal de Brayton

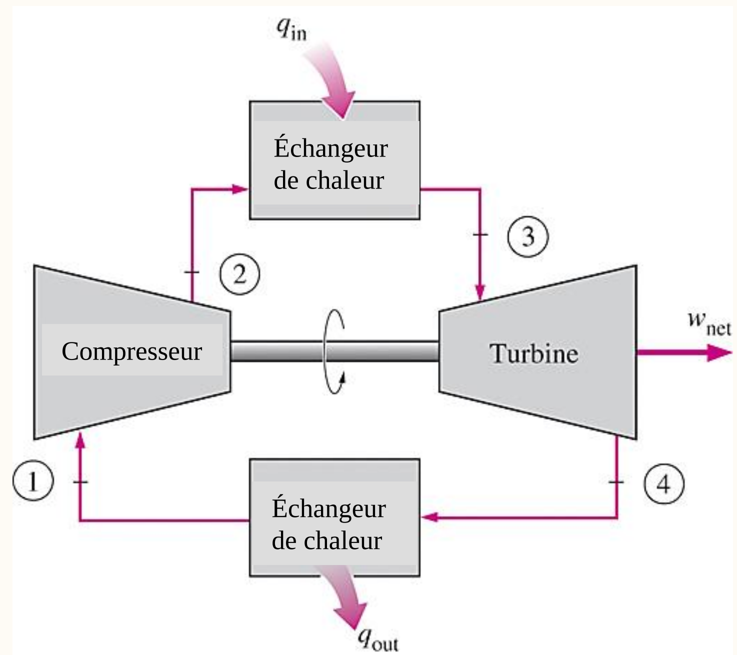
Cycle de Brayton → 4 évolutions réversibles

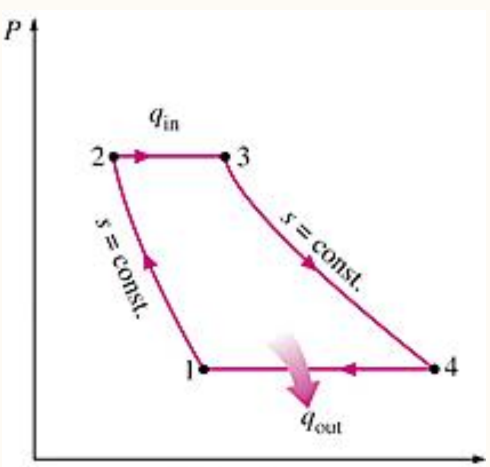
1-2 compression isentropique (dans le compresseur);

2-3 apport de chaleur à pression constante (échangeur);

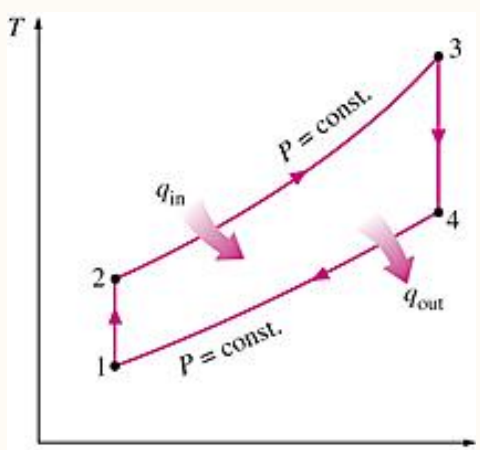
3-4 détente isentropique (dans la turbine);

4-1 évacuation de la chaleur à pression constante (échangeur);





(b) P-v diagram



(a) T-s diagram

Aucune irréversibilité interne

ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

b) Le cycle de Brayton (cont.)

$$q_{in} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$q_{out} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1)$$

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

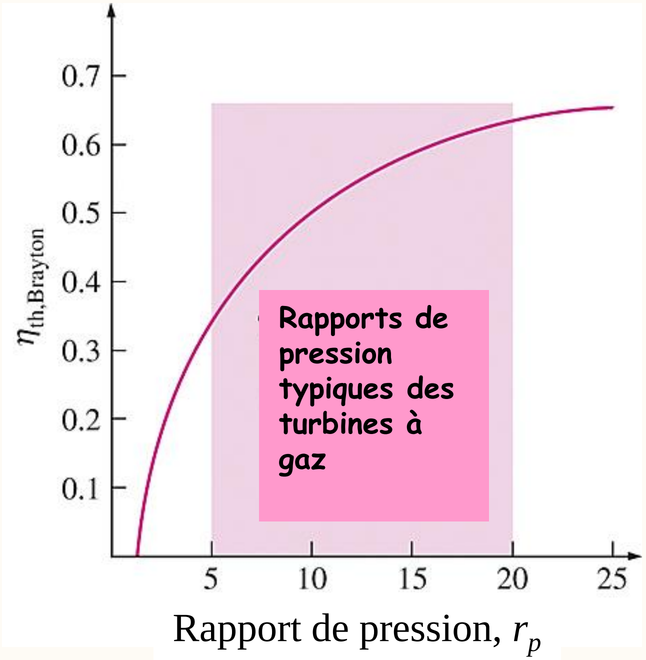
$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Or: les évolutions 1-2 et 3-4 sont isentropiques, et $P_1=P_4$ et $P_2=P_3$:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4}$$

En posant le rapport de pression $r_p = P_2/P_1$) on obtient:

$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}}$$



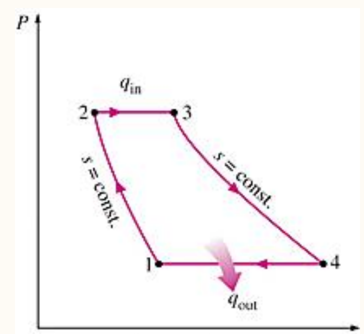
k=1.4

b) Le cycle de Brayton (cont.)

Notes:

- La température maximale atteinte dans le cycle de Brayton correspond à T_3 (sortie de la chambre de combustion). Elle impose une limite aux propriétés physiques des aubes de la turbine
- Le rendement du cycle Brayton augmente avec r_p et k
- Le travail net du cycle Brayton en fonction de r_p s'obtient comme suit:

$$w_{net,Brayton} = q_{in} - q_{out} = c_p(T_3 - T_2) - c_p(T_4 - T_1) = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} - \frac{T_4}{T_1} + 1 \right]$$



(b) P-v diagram

$$Or, \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4}$$

$$w_{net,Brayton} = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \frac{T_3}{T_2} + 1 \right] = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \frac{T_3}{T_1}\frac{T_1}{T_2} + 1 \right]$$

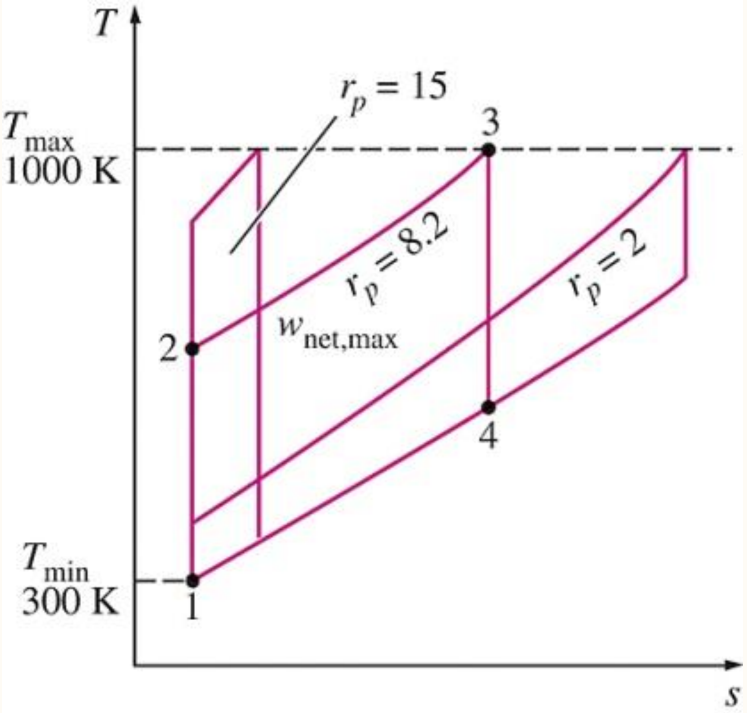
$$w_{net,Brayton} = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \frac{T_3}{T_1}\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{-\frac{k-1}{k}} + 1 \right] = c_p T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1}\right) - r_p^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{T_3}{T_1}\right) r_p^{\frac{-(k-1)}{k}} + 1 \right]$$

- W_{net} ↑ avec T_3/T_1
- pour un T_3/T_1 donné, il existe un r_p pour W_{net} maximal et ce r_p augmente avec T_3/T_1

En posant le rapport de pression $r_p = P_2/P_1$) on obtient:

b) Le cycle de Brayton (cont.)

$$w_{net,Brayton} = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \frac{T_3}{T_1}\frac{T_1}{T_2} + 1 \right]$$



- $W_{net} \uparrow$ avec T_3/T_1

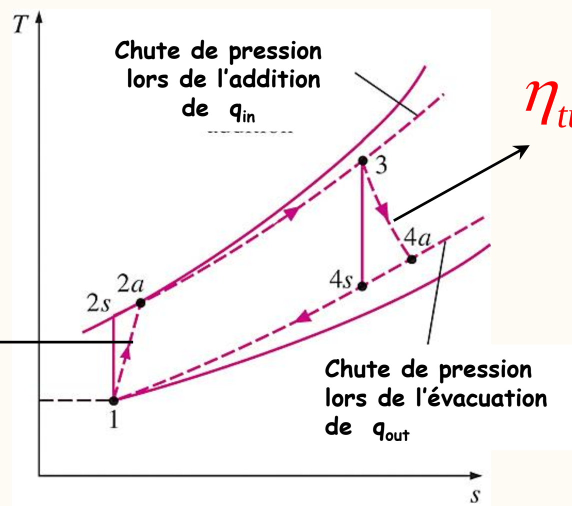
- pour un T_3/T_1 donné, il existe un r_p pour W_{net} maximal et ce r_p augmente avec T_3/T_1

Exemple 9.5 C&B Page 443: à lire

b) Le cycle de Brayton (cont.)

- Écart entre le cycle idéal de la turbine à gaz et le cycle réel (actuel)

$$\eta_{turbine} = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$



$$\eta_{compresseur} = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

Exemple 9.6 C&B Page 445 à lire

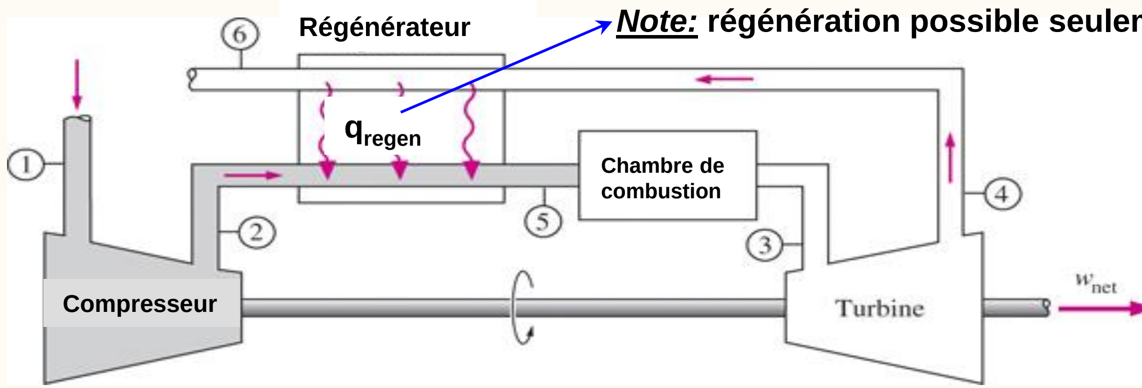
c) Le cycle de Brayton avec régénération

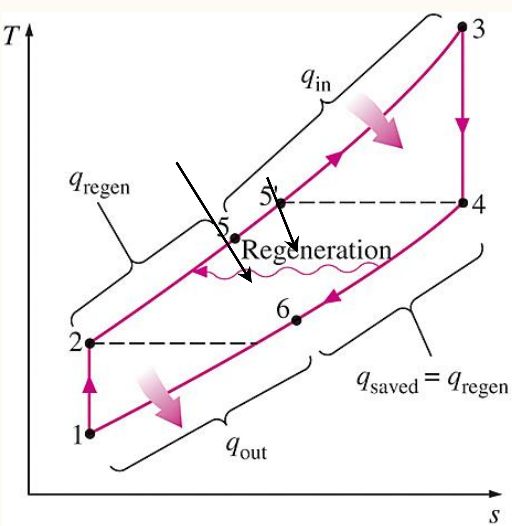
Comme les températures des gaz d'échappement à la sortie de la turbine sont élevé on peut en récupérer une partie à l'aide d'un échangeur de chaleur <<Régénérateur>>

Efficacité du régénérateur ε

$$\varepsilon = \frac{q_{regen,act}}{q_{regen,\max}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2}$$

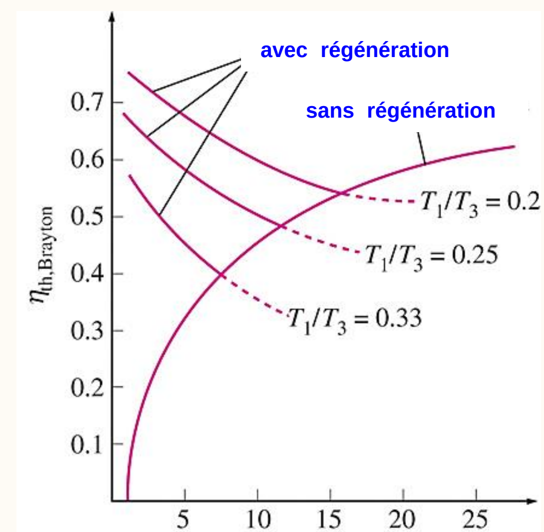
Note: **régénération possible seulement si $T_4 > T_2$**





Le rendement de Brayton théorique avec régénération devient:

$$\eta_{th,regen} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right) r_p^{\frac{k-1}{k}}$$



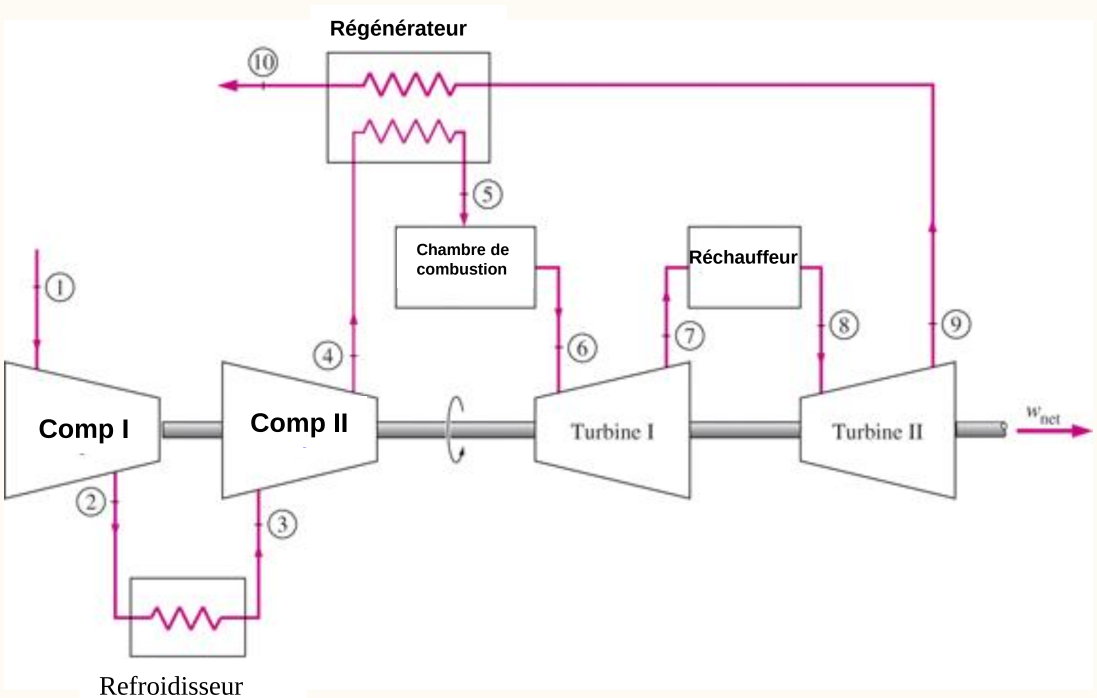
Rapport de pression, r_p

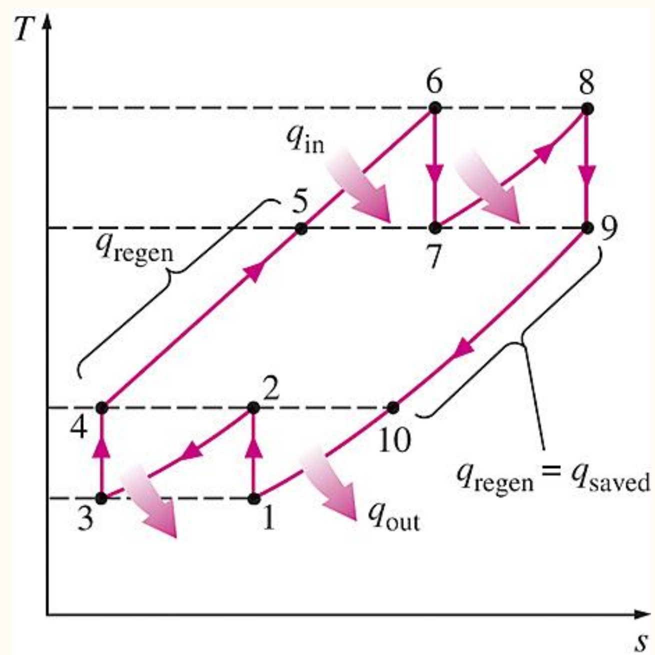
d) Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire, réchauffe et régénération

Le travail net produit peut être accru si on augmente le travail produit par la turbine et/ou si on réduit le travail consommé par le compresseur.

D'où, on peut augmenter le rendement du cycle Brayton par:

- ❑refroidissement du gaz dans le compresseur(minimiser le travail du compresseur);
- ❑réchauffe du gaz dans la turbine (maximiser le travail de la turbine)
- ❑régénération (récupération d'une partie de q_{out})





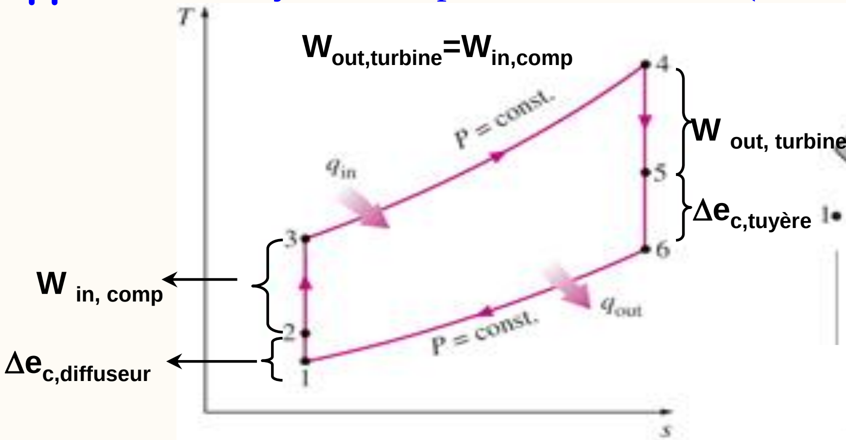
Notes: - sans régénération, rendement ↓ au lieu de ↑ car on doit transférer plus de chaleur entre (4) et (6) pour compenser le refroidissement entre (2) et (3)

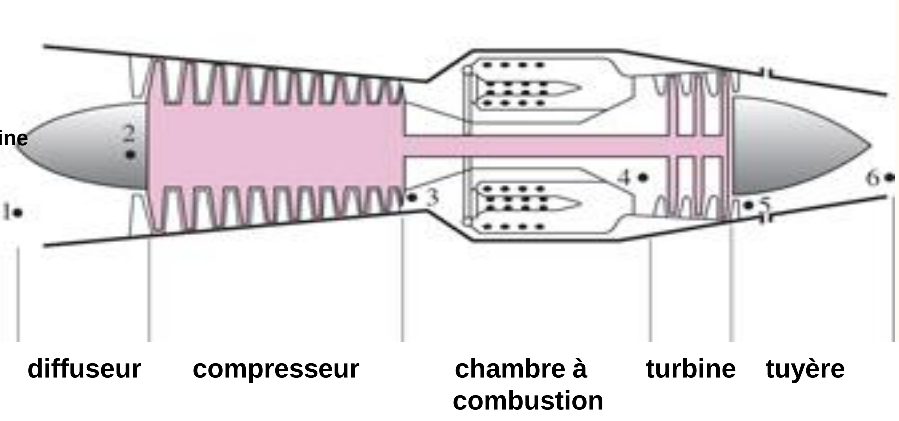
- On peut démontré que le meilleur rendement de la turbine à gaz est obtenu pour des rapports de pression égaux entre les étages $P_2/P_1 = P_4/P_3 \;\; ; \;\; P_6/P_7 = P_8/P_9$

ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

https://www.youtube.com/watch?v=n19eFEKTCTM

Application: cycle idéal pour turboréacteur (modification du cycle Brayton)





Évolution 1-2: compression isentropique d'un gaz parfait dans le diffuseur

$$h_2 + V_2^2/2 = h_1 + V_1^2/2 \Rightarrow h_2 - h_1 = V_1^2/2 - V_2^2/2 \approx V_1^2/2 \Rightarrow T_2 = T_1 + V_1^2/2C_p \quad , \quad P_2 = P_1(T_2/T_1)^{k/k-1}$$

Évolution 2-3: compression isentropique d'un gaz parfait dans le compresseur

$$P_3 = r_p . P_2 \quad , \quad T_3 = T_2(P_3/P_2)^{k-1/k}$$

Évolution 4-5: détente isentropique d'un gaz parfait dans la turbine

$$w_{comp,in} = w_{turb,out} \Rightarrow h_3 - h_2 = h_4 - h_5 \rightarrow T_5 = T_4 - T_3 + T_2 \quad , \quad P_5 = P_4(T_5/T_4)^{k/k-1}$$

Évolution 5-6: détente isentropique d'un gaz parfait dans la tuyère

$$T_6 = T_5(P_6/P_5)^{k-1/k} \quad , \quad h_6 + V_6^2/2 = h_5 + V_5^2/2 \Rightarrow V_6 = \sqrt{2c_p(T_5 - T_6)}$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_4 - h_3) = \dot{m}\, c_p(T_4 - T_3) \quad ,$$

Puissance de propulsion : $\dot{W}_p = FV_{avion} = \dot{m}(V_{sortie} - V_{entrée})V_{avion} = \dot{m}(V_6 - V_1)V_{avion}$

ÉCOLE POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

LECTURE SECTION DU LIVRE

Sections 10.1 à 10.6, 9.3 à 9.5, 9.7 à 9.10, 11.1 à 11.4 du livre, «THERMODYNAMIQUE, une approche pragmatique», Y.A. Çengel, M.A. Boles et M. Lacroix, Chenelière-McGraw-Hill, 2ed 2014.