

# Thermodynamique générale et technique

## Séance d'exercices 4

### A.A. 2011-2012

#### Cycles a gaz (Suite)

1. Un moteur fonctionnant selon le cycle de Diesel possède les caractéristiques suivantes :
  - Moteur 4 temps
  - 4 cylindres
  - Alésage : 72mm
  - Course : 82mm
  - Taux de compression : 30
  - Vitesse de rotation : 4000t/min

Données :

- Chaleur dégagée par la combustion de 1kg de combustible : 10 000 kcal
- Température en fin de combustion : 1200 °C
- $C_p = 1004 \text{ J/kg/K}$
- $k=1.4$

La pression d'aspiration vaut 1 bar et la température 10°C. Les propriétés thermodynamiques des gaz sont assimilées à celles de l'air, supposé être un gaz parfait.

On demande :

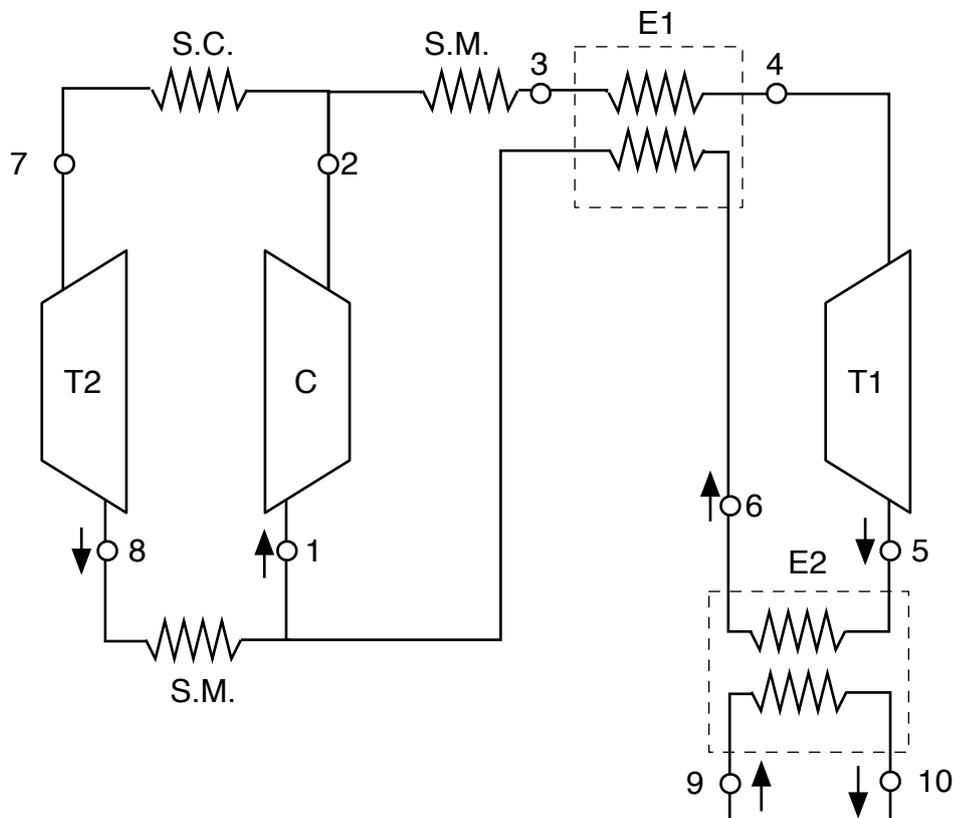
- (a) la cylindrée [345.4 cm<sup>3</sup> / cylindre] ;
- (b) le volume mort [11.51 cm<sup>3</sup> / cylindre] ;
- (c) la masse présente dans le moteur à l'aspiration [1.701 g pour les 4 cylindres] ;
- (d) la température et la pression en fin de compression [1104 K, 116.9 bar] ;
- (e) la chaleur nécessaire  ${}_2Q_3$  pour passer de l'état 2 à l'état 3 [157.7 J] ;
- (f) la pression en fin de combustion [116.9 bar] ;
- (g) la température et la pression en fin de détente [424.2 K, 1.498 bar] ;
- (h) le travail effectué par cycle et par cylindre [-114.7 J/cyc/cyl] ;
- (i) la puissance du moteur [15.29 kW] ;
- (j) la consommation de combustible par kWh fourni [118.2 g/kWh] ;
- (k) le rendement théorique du pseudo cycle de Diesel [0.7273] ;
- (l) le rendement de Carnot correspondant [0.8078].

2. Même question que pour l'exercice précédent mais le cycle est un cycle de Otto avec un taux de compression de 8.4.

On demande :

- (a) la cylindrée [379 cm<sup>3</sup> / cylindre] ;
- (b) le volume mort [45.12 cm<sup>3</sup> / cylindre] ;
- (c) la masse présente dans le moteur à l'aspiration [1.866 g pour les 4 cylindres] ;
- (d) la température et la pression en fin de compression [663.3 K, 19.68 bar] ;
- (e) la chaleur nécessaire  ${}_2Q_3$  pour passer de l'état 2 à l'état 3 [271.0 J] ;
- (f) la pression en fin de combustion [43.70 bar] ;
- (g) la température et la pression en fin de détente [628.8 K, 2.221 bar] ;
- (h) le travail effectué par cycle et par cylindre [-155.3 J/cyc/cyl] ;
- (i) la puissance du moteur [20.71 kW] ;
- (j) la consommation de combustible par kWh fourni [150.0 g/kWh] ;
- (k) le rendement théorique du pseudo cycle de Otto [0.5731] ;
- (l) le rendement de Carnot correspondant [0.8078].

3. Soit l'installation ci-dessous dont le but est de liquéfier du méthane. Le fluide, de l'air considéré comme un gaz parfait, décrit un cycle combinaison d'un cycle "turbine à gaz" direct et d'un cycle "turbine à gaz" inverse.



Les deux turbines T1 et T2 entraînent le compresseur C si bien que la puissance nette de l'installation est nulle. Le débit de méthane liquéfié est de 1kg/s.

On dispose d'une source onéreuse à 1000 °C (S.C.) et d'une source gratuite à 25 °C (S.M.).

Le compresseur C et les turbines T1 et T2 sont adiabatiques.

Le rendement iso-s du compresseur est de 0.9, celui de la turbine T1 est de 1.0 et celui de la turbine T2 est de 0.85.

Les échangeurs E1 et E2 sont adiabatiques. L'efficacité de l'échangeur E1 est de 100%.

Données :

$$P_1 = 1 \text{ bar}; P_2 = 3 \text{ bar}$$

$$T_1 = T_3 = T_{S.M.}$$

$$T_7 = T_{S.C.}$$

$$\text{Méthane en 9 : } T_9 = 25^\circ\text{C}; P_9 = 40 \text{ bar}$$

$$\text{Méthane en 10 : liquide saturé à la pression de 40bar}$$

Il y a un écart de 10 °C entre la température de l'air sortant de T1 et celle du méthane sortant de E2.

$$\text{Pour l'air } C_p = 1005.2 \text{ J/kg/K}; k=1.4$$

On demande :

- De représenter les transformations de l'air dans un diagramme (T,s).
- Les températures aux différents points de l'installation.
- Le débit circulant dans la turbine T1.
- Le débit circulant dans la turbine T2.
- Le flux de chaleur fourni par la source onéreuse.
- Le flux de chaleur fourni par la source gratuite.
- Le rendement de l'installation.

Solution :

(a)

(b)	$T_1 = 298K$	$T_2 = 420.3K$	$T_3 = 298K$	$T_4 = 241.1K$	$T_5 = 176.05K$
	$T_6 = 241.1K$	$T_7 = 1273K$	$T_8 = 981.6K$	$T_9 = 298K$	$T_{10} = 186.05K$

(c)  $\dot{m}_{T1} = 8.23kg/s$

(d)  $\dot{m}_{T2} = 2.77kg/s$

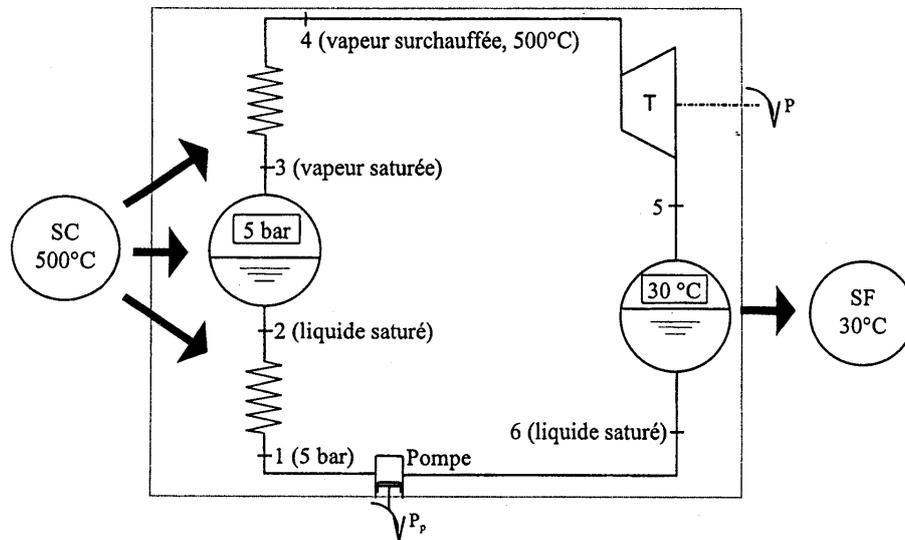
(e)  $\dot{Q}_{SC} = 2.37MW$

(f)  $\dot{Q}_{SM} = -2.91MW$

(g)  $\eta = 22.7\%$

## Cycles a changement de phase

4. On considère la machine motrice à eau schématisée ci-dessous (machine de Hirn) :

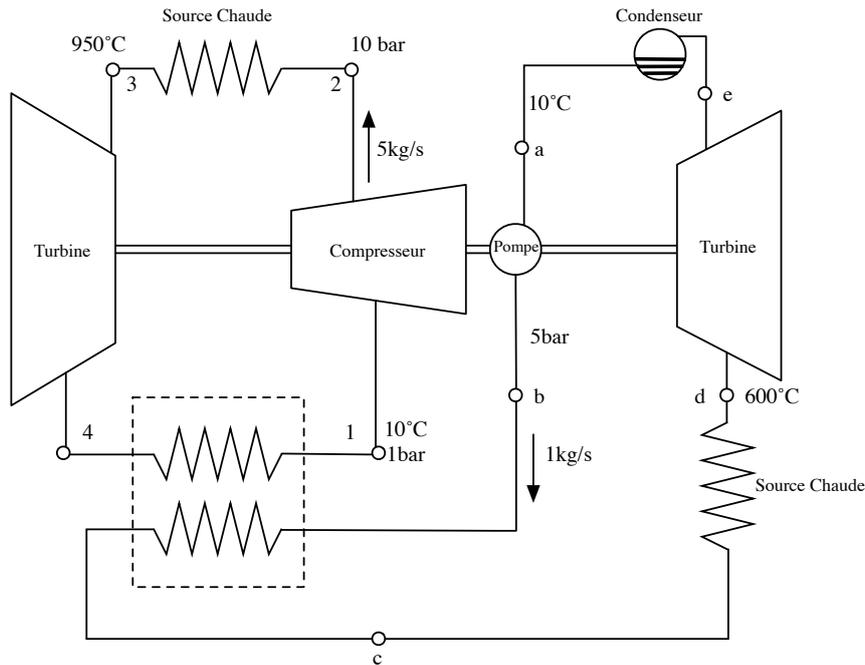


La pompe et la turbine sont adiabatiques et réversibles. Le débit dans l'installation est de 1 kg/s. Les tables de l'eau sont fournies. On demande :

- de représenter l'allure du cycle dans un diagramme de Mollier ( $h,s$ ) ;
  - la pression dans le condenseur [4247 Pa] ;
  - la titre en vapeur à la sortie de la turbine [0.9543] ;
  - la puissance fournie par la turbine [1039 kW] ;
  - le flux de chaleur fourni, au total, par la source chaude [3358 kW] ;
  - le flux de chaleur restitué à la source froide [2320 kW] ;
  - la puissance de la pompe [0.500 kW] ;
  - le rendement thermique de la machine et son rendement de Carnot [resp. 0.3093 et 0.6079] ;
  - de vérifier numériquement le premier principe appliqué au système délimité par les pointillés [ $(0.5 - 1039 + 3358 - 2320) \approx 0$ ].
5. Reconsidérons le cycle de Hirn de l'exercice précédent. Nous allons maintenant étudier la détente étagée. Concrètement, il y a maintenant deux turbines. Nous travaillons entre les mêmes haute et basse pressions. La pression à la sortie de la première turbine (moyenne pression) est de 1 bar. Après la première turbine, le fluide est à nouveau réchauffé par échange de chaleur avec la source chaude jusqu'à  $500^{\circ}\text{C}$ .

On demande :

- de représenter l'allure du cycle dans un diagramme de Mollier
- le titre en vapeur à la sortie de chaque turbine.
- la puissance fournie par l'installation
- le flux de chaleur total fourni par la source chaude.
- le rendement thermique de l'installation.



6. On considère un cycle binaire gaz-vapeur (voir schéma).

DONNÉES (OUTRE CELLES INDIQUÉES SUR LE SCHÉMA)

- Le fluide utilisé dans le cycle de gauche est de l'air, considéré comme un gaz thermiquement et caloriquement parfait ( $c_p = 1,0045 \text{ kJ/kgK}$ ,  $k = 1,4$ ). Dans le cycle de droite, le fluide circulant est de l'eau.
- Compresseur adiabatique de rendement polytropique  $\eta_p = 0,9$ .
- Turbines adiabatiques de rendement isentropique  $\eta_s = 0,9$ .
- La puissance de la pompe est négligeable.
- Les pertes de charges dans les échangeurs et les tuyauteries sont négligées.
- Source gratuite : air ambiant à température  $T_a$ .
- Source chaude : chaudière à température  $T_3$ .

QUESTIONS : ON DEMANDE

- (a) La température de sortie du compresseur et la puissance de compression (en kW) [588 K, 1532 kW].
- (b) La température de sortie de la turbine à air et la puissance produite (en kW) [692,5 K, -2665 kW].
- (c) La température et l'enthalpie du point c [425 K, 2098 kJ/kg].
- (d) L'enthalpie du point e et la puissance nette de l'installation complète [2497 kJ/kg, -2337 kW].
- (e) La flux de chaleur reçu de la source chaude [4792 kW].
- (f) L'efficacité de l'échangeur de chaleur [1].
- (g) L'efficacité thermique de l'installation complète et la comparer à l'efficacité du cycle à air seul [0,488 ; 0,355].
- (h) Le rendement exergetique de l'installation complète [0,635].