

EXERCICES FLUIDE EN ECOULEMENT .**Exercice 1 : Échangeur air-eau**

Un refroidissement d'un écoulement d'air a lieu dans un échangeur air/eau . Avant d'entrer dans l'échangeur, le gaz sort d'un compresseur à la température $T_1 = 520 \text{ K}$ avec le débit de masse

$$D_{\text{air}} = 6,80 \text{ g.s}^{-1} . \text{ On souhaite qu'il sorte de l' échangeur à la température } T_o = 300 \text{ K} .$$

L'air est caractérisé par sa capacité thermique molaire à volume constant $C_{vm} = \frac{5}{2} R$ où

$$R = 8,31 \text{ J.K}^{-1} . \text{ mol}^{-1} \text{ est la constante des gaz parfait, sa capacité thermique molaire à pression}$$

constante est notée C_{pm} et c_p sa capacité thermique massique. La masse molaire moyenne de l'air est $M_{\text{air}} = 29,0 \text{ g. mol}^{-1}$.

L' eau entre dans l' échangeur, qui est supposé parfaitement calorifugé (les transferts thermiques en dehors des échanges entre les deux écoulements sont négligés), à la température $T_e = 12^\circ\text{C}$ avec le débit $D_{\text{eau}} = 100 \text{ g.s}^{-1}$ et sort à la température T_s . La capacité thermique massique de l'eau liquide est $c_{\text{eau}} = 4,18 \text{ kJ.K}^{-1} . \text{ kg}^{-1}$.

1- Les variations d'énergies potentielles massiques sont négligées pour les deux écoulements ainsi que la variation d'énergie cinétique pour l' écoulement d'eau. Qu'est-ce qui peut le justifier?

2- La pression dans l'écoulement d'air est supposée uniforme. En exploitant la conservation du débit de masse, obtenir une expression de la vitesse v_s de l'écoulement d'air en sortie de la conduite en fonction de la vitesse v_e en entrée de la conduite et des températures T_o et T_1 .

3- La vitesse de l'écoulement d'air en entrée ne dépasse pas 10 m.s^{-1} . Montrer que la variation d'énergie cinétique massique est négligeable devant la variation d'enthalpie massique pour l'écoulement d'air.

4- Exprimer la température T_s de l'eau que l'on doit obtenir en sortie de l'échangeur pour que l' air sorte de l' échangeur à température ambiante $T_o = 300 \text{ K}$. Donner le résultat en fonction de $T_e, T_o, c_p, c_{\text{eau}}, D_{\text{eau}}$ et D_{air} Faire l'application numérique.

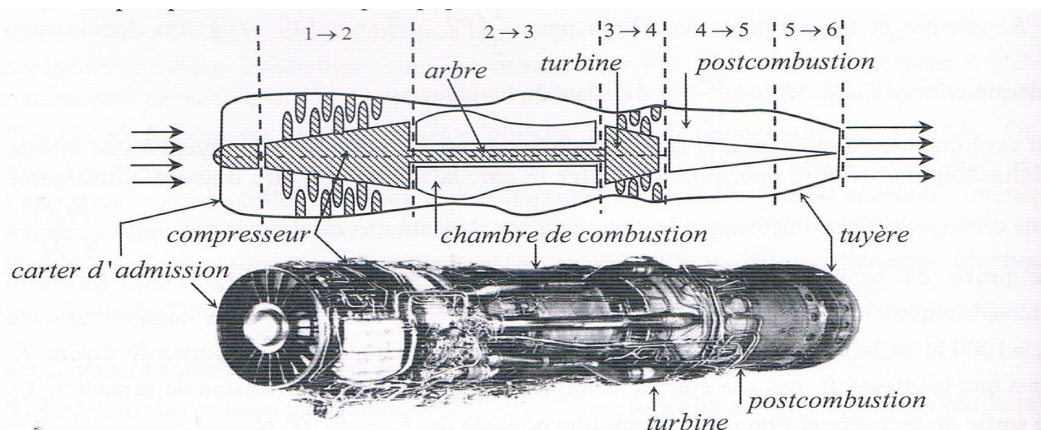
5- Calculer le taux de production d' entropie, notée σ_c (entropie créée par unité de temps, c'est à dire par seconde dans l'échangeur). Pour cela on utilisera l'expression de l'entropie massique d'une phase condensée dans le modèle incompressible et indilatable de capacité calorifique massique c :

$$s(T) = s(T_o) + c \ln\left(\frac{T}{T_o}\right) \text{ et le l'expression de l'entropie massique d'un gaz parfait en fonction de la température}$$

$$T \text{ et de la pression } P : s(T, P) = s(T_o, P_o) + c_p \ln\left(\frac{T}{T_o}\right) - \frac{R}{M} \ln\left(\frac{P}{P_o}\right)$$

Exercice 2 : étude simplifiée d'un turboréacteur

On se propose d'étudier , de façon simplifiée , le fonctionnement du turboréacteur mono-flux et mono-corps à post-combustion qui équipe les avions de chasse .



Le schéma de principe simplifié du turboréacteur est présenté ci-dessous ; En fonctionnement économique , l'air

entrant dans le réacteur est comprimé puis mélangé à du carburant et brûlé . Le mélange brûlé est accéléré dans une tuyère , et éjecté à grande vitesse . Ainsi l'énergie thermique générée par la combustion est convertie en énergie cinétique de façon à générer une poussée sur l'avion dont est solidaire le turboréacteur . Pour obtenir une poussée plus importante , le pilote peut enclencher la postcombustion : le mélange subit alors une seconde combustion entre la sortie de la turbine et l'entrée de la tuyère .

Fonctionnement : le compresseur axial aspire l'air ambiant via le carter d'admission à la température $T_1 = 288 \text{ K}$ et à la pression $P_1 = 1 \text{ bar}$.

Etape 1 $\rightarrow$ 2 : après compression de P_1 à $p_2 = 6,15 \text{ bar}$, l'air est admis dans la première chambre de combustion où le carburant est injecté .

Etape 2 $\rightarrow$ 3 : le mélange air-carburant est chauffé par combustion à la température $T_3 = 1250 \text{ K}$.

Etape 3 $\rightarrow$ 4 : détente partielle dans la turbine axiale .

Etape 4 $\rightarrow$ 5 : post combustion enclenchée . Après passage dans la turbine , les gaz comburés sont admis dans la seconde chambre de postcombustion où ils subissent une seconde combustion les menant à la température $T_5 = 1930 \text{ K}$.

Etape 5 $\rightarrow$ 6 : les gaz sont ensuite admis dans la tuyère à la pression P_5 et à vitesse supposée nulle et s'y détendent jusqu'à la pression ambiante $P_6 = 1 \text{ bar}$.

Hypothèses: on suppose que le régime est permanent , que l'énergie potentielle de pesanteur ne varie pas dans tout le problème et que l'énergie cinétique ne varie que dans la tuyère . L'écoulement est unidimensionnel . Le

coefficient isentropique de l'air $\gamma = \frac{cp}{cv}$ est considéré comme constant et pris égal à 1,4 . Pour les applications

numériques on prendra $cp = 1000 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Les caractéristiques , la turbine et au niveau des paliers de l'air ne sont pas modifiées par la combustion . Le débit massique est pris égal à $\dot{D}_m = 1 \text{ kg.s}^{-1}$ dans tout le système . Les évolutions dans la tuyère , la turbine et le compresseur sont supposées adiabatiques et réversibles . Le système ne comporte aucune pièce mobile en l'absence de la turbine et du compresseur . Les pertes de charge sont négligées dans les deux chambres de combustion qui sont donc isobares . Le compresseur et la turbine ont un arbre commun . On néglige les pertes mécaniques par frottement dans le compresseur , la turbine et au niveau des paliers de l'arbre qui les relie . Ainsi , la puissance mécanique fournie par l'écoulement dans la turbine est intégralement transmise au compresseur .

Pour une ascension rapide en interception , ou au décollage , le pilote du mirage a recours à la postcombustion .

1- Donner les expressions littérales et les valeurs numériques de la température et du travail massique indiqué

w_i^{12} en fin de compression de l'état 2 .

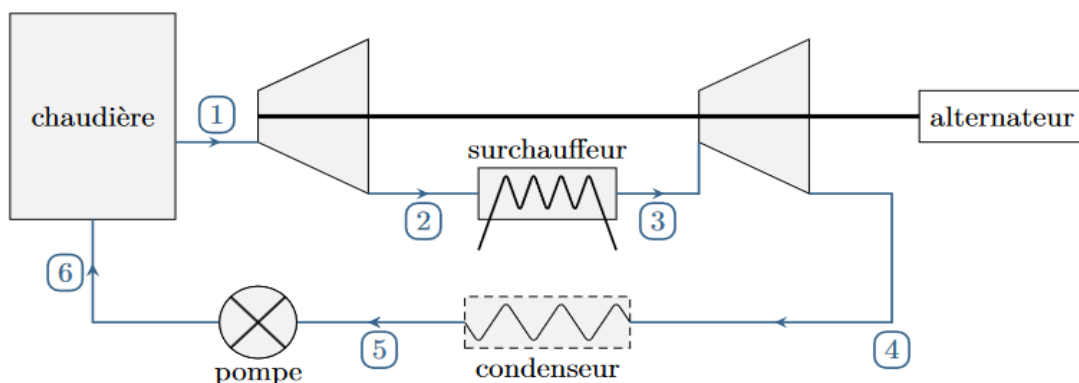
2- Donner les expressions littérales et les valeurs numériques de la température T_4 et de la pression P_4 en sortie de la turbine dans l'état 4 .

3- Donner les expressions littérales et les valeurs numériques de la température T_6 et de la vitesse des gaz éjectés v_6 en sortie de tuyère dans l'état 6 .

4- Donner les expressions littérales et les valeurs numériques de la quantité de chaleur massique totale q_{comb} fournie au gaz lors des combustions et de l'énergie cinétique massique ec en sortie de tuyère . En déduire le rendement thermique du turboréacteur η_{th} défini par le rapport entre l'énergie cinétique massique de l'air en sortie de tuyère et la somme des quantités de chaleur fournies à l'air lors des combustions .

5- Une fois en altitude le vol de croisière s'effectue sans recours à la postcombustion . En reprenant la démarche suivie précédemment mais en supprimant l'étape 4 $\rightarrow$ 5 , évaluer le rendement thermique du turboréacteur η_{th} en régime de croisière . Conclure .

Exercice 3 : cycle de Hirn d'une centrale thermique



On s'intéresse à l'installation représentée ci-dessus, qui modélise une centrale thermique à flamme (gaz ou charbon).

Le fluide thermodynamique est de l'eau, qui suit un cycle de Hirn avec resurchauffe.

L'eau liquide est chauffée par une chaudière thermique, qui débite de la vapeur d'eau à 550 °C et 100 bar (état 1).

Cette vapeur subit une détente adiabatique réversible dans une première turbine dite haute pression, d'où elle sort à la pression de 10 bar (état 2). Un surchauffeur isobare, lui aussi relié à la chaudière, ramène la vapeur à la température initiale (état 3). La vapeur passe ensuite dans la seconde turbine (détente adiabatique réversible), dite basse pression, d'où sort de l'eau à la température de 40 °C (état 4). Cette eau est envoyée dans un condenseur d'où elle sort à l'état de liquide juste

saturant (état 5), puis elle est pompée de manière adiabatique réversible (état 6) et renvoyée en entrée du générateur de vapeur où elle subit un échauffement isobare. Les arbres des deux turbines sont liés entre eux

1 - Tracer le cycle parcouru par l'eau dans le diagramme entropique de l'eau ci-dessous. Pourquoi le point 6 est-il confondu avec le point 5 ? Commenter son sens de parcours.

2 - En déduire la température de l'eau dans l'état 2 et l'état de l'eau dans l'état 4.

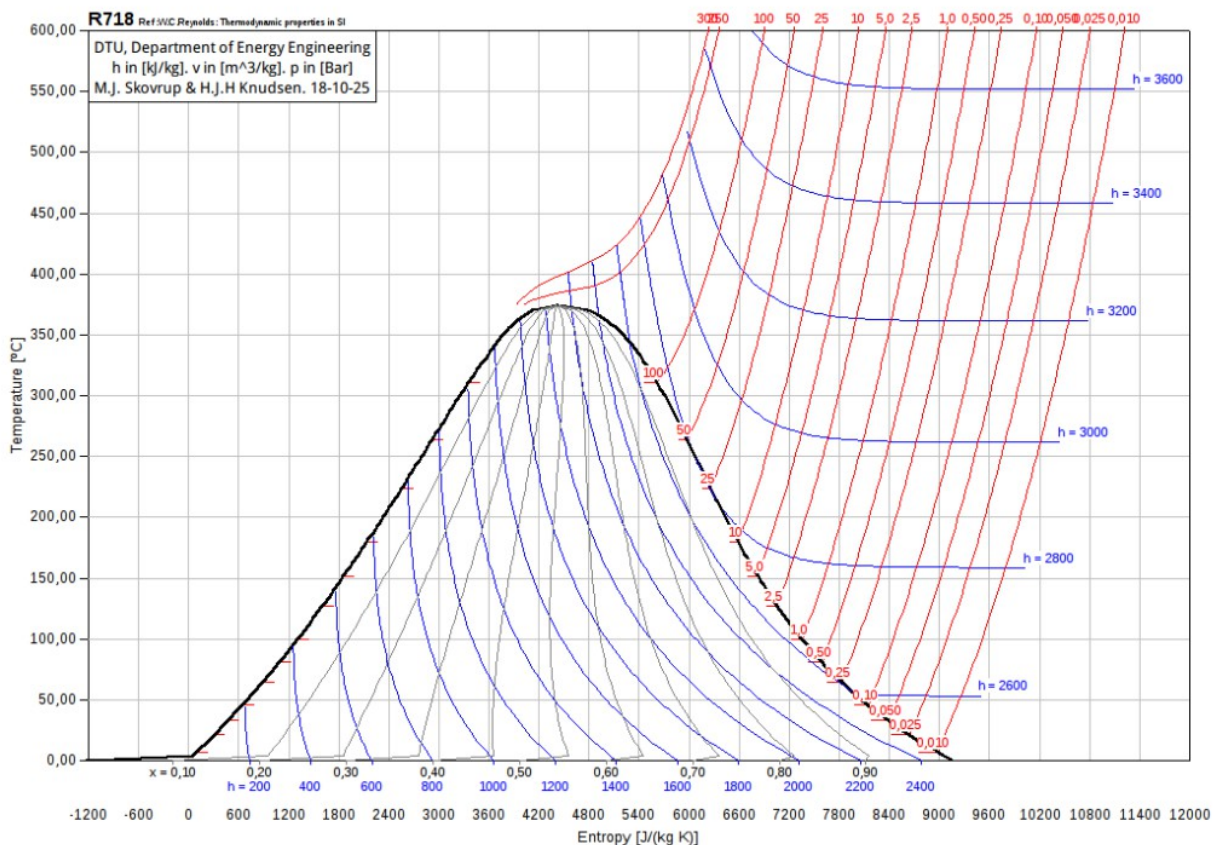
3 - Déterminer les enthalpies massiques de l'eau aux six points du cycle. Comment interpréter physiquement l'égalité $h_5 = h_6$?

4 - Déterminer le travail massique disponible sur l'arbre des turbines.

5 - Si on considère que l'alternateur a un rendement électromécanique de 90 %, déterminer le débit d'eau à imposer pour obtenir une puissance électrique de 400 MW.

6 - Quelle est la quantité de chaleur massique dépensée au surchauffeur ?

7 - Calculer le rendement thermodynamique de l'installation.



Exercice 4: machine frigorifique

On étudie une machine ditherme permettant de maintenir une chambre frigorifique à -16°C en vue de la conservation de denrées périssables pendant plusieurs mois .

Le cahier des charges est le suivant :

→ la puissance frigorifique P_F doit être de 1,0 MW

→ la température de l'air extérieur est de 25°C

le fluide frigorigène choisi est l'ammoniac (appelé R717 selon la nomenclature de l'Institut International du Froid) .

La machine est constituée de quatre composants thermodynamiques : un compresseur, un détendeur sans pièces mobiles, un évaporateur et un condenseur .

Le cycle est représenté dans le diagramme des frigoristes .(fin énoncé exercices)

On donne également l'entropie massique du liquide saturant à $-19\text{ }^{\circ}\text{C}$: $s_l = 657\text{ J.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$.

1- Indiquer à quel composant correspondant chacune des étapes du cycle .

2- Pourquoi les températures de changements d'états ne sont-elles pas celles des sources froide et chaude ?

3- Compléter le tableau suivant :

Point	T ($^{\circ}\text{C}$)	P (bar)	x (titre en vapeur)	h (kJ.kg^{-1})	S ($\text{J.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$)
1					
2					
3					
3'					X
4					
1'					

4- Déterminer le COP .

5- Comment se nomme l'étape 3'3 ? Quel est son intérêt ? Mêmes questions pour l'étape 1'1 .

6- Quel doit être le débit massique D_m de l'ammoniac dans le dispositif permettant d'obtenir la puissance frigorifique voulue ? En déduire la puissance thermique devant être évacuée au niveau du condenseur ainsi que la puissance mécanique consommée par le compresseur .

7- Quel est le débit volumique aspiré par le compresseur ?

Exercice 5:apport calorifique des eaux usées

En moyenne, la température des eaux usées (provenant des douches, du lava-vaisselle...) avoisine les 30°C . A l'aide d'une pompe à chaleur (PAC) , il est possible de récupérer l'énergie thermique de ces eaux usées pour alimenter la production d'eau chaude sanitaire .

L'étude porte sur le cas d'un restaurant d'entreprise équipé d'une « PAC eau-eau » , fonctionnant avec le fluide R134a , qui fournit une puissance de 50 kW au réseau d'eau chaude sanitaire .

Le R134a est un HFC de formule brute $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$ et de masse molaire $M = 102\text{ g.mol}^{-1}$.

On simplifie l'étude du fonctionnement de la pompe à chaleur en proposant le cycle théorique suivant pour le R134a :

→ de A à B : compression adiabatique et réversible ;

→ de B à C : transformation isobare dans le condenseur jusqu'à liquéfaction totale ;

→ de C à D : détente isenthalpique et adiabatique

→ de D à A : passage dans l'évaporateur où le liquide restant se transforme en vapeur saturée

Données :

→ en A : le fluide est à l'état de vapeur saturée à une pression $P_A = 4,0\text{ bar}$ et une enthalpie massique

$$h_A = 401\text{ kJ.kg}^{-1}$$

→ en B : le fluide est à l'état de vapeur avec $\theta_B = 53\text{ }^{\circ}\text{C}$

→ en C : le fluide est à l'état de liquide saturé avec $\theta_C = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$

→ en D : le fluide est dans un état diphasé avec $P_D = 4,0\text{ bar}$

Le fluide est en écoulement stationnaire . On néglige les variations d'énergie cinétique macroscopique et d'énergie potentielle .

1- Tracer, sur le diagramme enthalpique, le cycle suivi par le R134a , en précisant les quatre points A,B,C et D correspondant et en précisant le sens de parcours .

2- Déterminer, par deux méthodes différentes, le titre massique en vapeur au point D .

3- Déterminer la température θ_A du fluide à l'entrée du compresseur .

4- Déterminer l'expression du travail w_{AB} reçu par un kilogramme de fluide lors de la compression adiabatique AB . Application numérique .

5- On donne le débit massique du R134a dans la pompe à chaleur : $D_m = 0,32\text{ kg.s}^{-1}$.

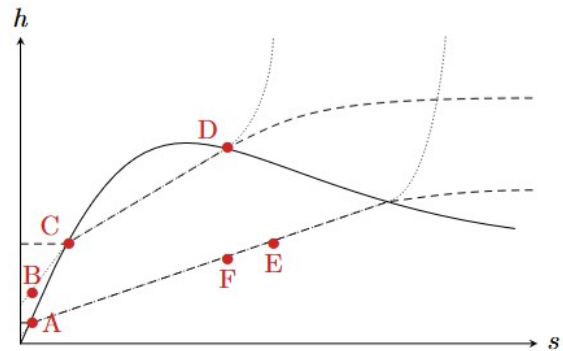
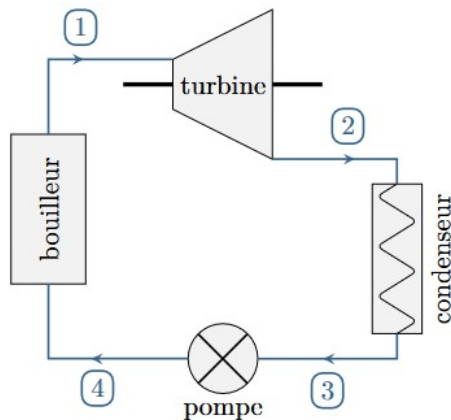
En déduire la puissance P_{comp} que doit fournir le compresseur au fluide lors de la compression AB .

- 6- Calculer la puissance thermique, P_{cond} , fournie par la pompe à chaleur au niveau du condenseur .
- 7- La pompe à chaleur étant utilisée pour alimenter en énergie le réseau d'eau chaude sanitaire, calculer le coefficient de performance théorique de l'installation .

Exercice 6: cycle de Rankine d'une centrale à vapeur

L'eau d'une centrale à vapeur suit le cycle modèle schématisé figure ci-dessous :

- ▷ Chauffage isobare dans le bouilleur jusqu'à l'état de vapeur saturante ;
- ▷ Détente adiabatique réversible dans la turbine ;
- ▷ Condensation totale jusqu'à l'état de liquide saturant ;
- ▷ Compression adiabatique réversible dans la pompe



On donne la table thermodynamique pour l'eau .

	$p_1 = 65 \text{ bar}$	$p_2 = 0,05 \text{ bar}$
Température de saturation ($^{\circ}\text{C}$)	281	33
Enthalpie du liquide saturant ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)	1242	138
Enthalpie de la vapeur saturante ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)	2778	2561
Entropie du liquide saturant ($\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$)	3077	476
Entropie de la vapeur saturante ($\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$)	5849	8392

- 1 - Faire correspondre les différents points du cycle (1 à 4) et certains représentés sur le diagramme de Mollier (A à F). Identifier les deux isobares p_1 et p_2 .
- 2 - En utilisant la table thermodynamique donnée, déterminer l'entropie massique, le titre en vapeur et l'enthalpie massique dans l'état 2.
- 3 - Montrer que si l'on néglige la variation de température lors de l'étape 3-4 le travail indiqué est nul.
- 4 - Calculer le rendement du cycle

Exercice 7 :Terminal GNL de Dunkerque

Le 8 juillet 2016 le terminal méthanier de Dunkerque fut réellement mis en service avec l'arrivée du premier méthanier le Madrid Spirit, battant pavillon espagnol, en provenance du Nigéria, qui a déchargé $130\,000\text{m}^3$ de gaz naturel liquéfié (GNL). Ce terminal recevra ensuite le GNL de Norvège, premier importateur de gaz naturel en France. On utilisera le diagramme enthalpique du méthane de nom de code R50.

On désire étudier le procédé de Linde de liquéfaction du méthane, utilisé par exemple dans l'usine de Snohvit en Norvège, schématisé à la figure 3 avec les différents états du fluide numérotés de 0 à 10, permettant d'obtenir un débit massique $\dot{D}m_{10}$ de méthane liquide saturant à la pression $P_{10} = 1 \text{ bar}$ à une température $T_{10} = -161,7^{\circ}\text{C}$ (état 10).

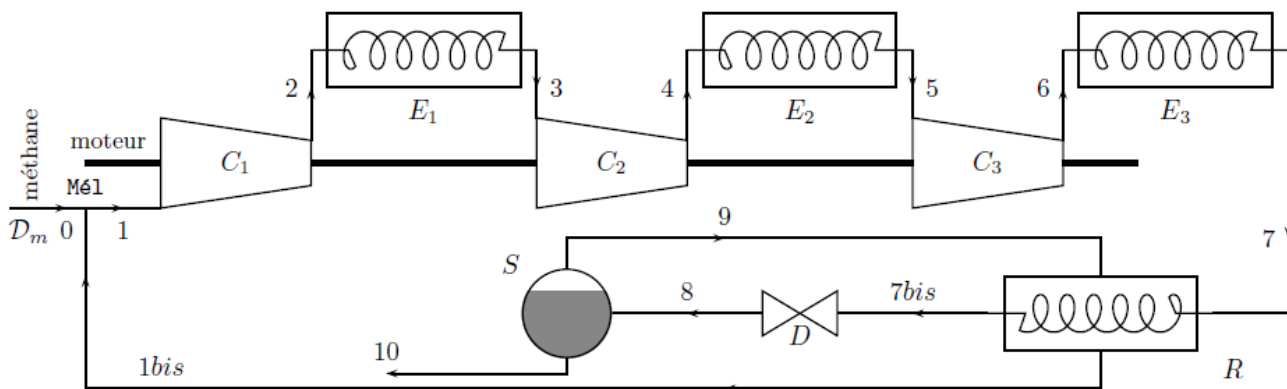


FIGURE 3 – Installation de LINDE de liquéfaction du méthane

Pour cela, on introduit un débit massique $D_m = 1,0 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ de méthane gazeux à la température $T_0 = 7,0 \text{ °C}$ et à la pression $P_0 = 1,0 \text{ bar}$ (état 0). Trois compresseurs C_1 , C_2 et C_3 fonctionnant de façon adiabatique et réversible, solidaires d'un même arbre entraîné sans perte par un moteur M , ainsi que trois échangeurs de chaleurs isobares (systèmes de refroidissement) E_1 , E_2 , E_3 permettent d'obtenir en l'état 7 du gaz à la pression $P_7 = 100 \text{ bar}$ et à la température $T_7 = -63 \text{ °C}$. Les pressions intermédiaires sont $P_2 = 5,0 \text{ bar}$ et $P_4 = 25 \text{ bar}$. L'enthalpie massique du fluide dans l'état 3 est $h_3 = 866 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ et dans l'état 5 $h_5 = 840 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Un régénérateur R , échangeur thermique globalement calorifugé et fonctionnant de façon réversible, permet de refroidir le gaz comprimé non plus à -63 °C mais à -82 °C (état 7bis). Ce gaz refroidi est détendu isenthalpiquement de 100 bar à 1 bar par le détendeur D jusqu'à l'état diphasé 8 de titre massique en vapeur $x = 0,61$. Les phases liquide et gazeuse sont séparées dans le séparateur isobare S . La vapeur saturante sèche sortant du séparateur est recyclée dans le régénérateur R . Mél est un mélangeur globalement calorifugé, sans partie mobile et fonctionnant de façon isobare. La pression en 1 vaut donc $P_1 = 1 \text{ bar}$. On se place en régime permanent d'écoulement. On négligera toute variation d'énergie mécanique du fluide.

- 1- En exploitant le diagramme enthalpique, montrer que pour condenser totalement du gaz naturel assimilé à du méthane gazeux pur à la pression de 1 bar, il faut se placer à une température d'environ -162 °C . Quel est alors le volume massique du GNL ? Expliquer en quoi le transport du gaz naturel sous forme GNL constitue une bonne alternative au transport par gazoducs ?
- 2- On note respectivement les débits massiques de fluide D_{m1} et D_{m1bis} aux états 1 et 1bis. En utilisant le titre massique en vapeur x dans le séparateur, établir une relation entre D_m , D_{m1} et x .
3. Déterminer graphiquement les enthalpies massiques aux états 7 ($P_7 = 100 \text{ bar}$ et $T_7 = -63 \text{ °C}$), 7bis ($P_{7bis} = P_7$ et $T_{7bis} = -82 \text{ °C}$) et 9 respectivement notées h_7 , h_{7bis} et h_9 . En effectuant un bilan énergétique au niveau du régénérateur R globalement calorifugé et ne comportant pas de partie mobile, déterminer l'enthalpie massique h_{1bis} .
- 4- On admet qu'au niveau du mélangeur Mél, il y a conservation du débit d'enthalpie. Calculer h_1 .
- 5- La transformation au niveau du compresseur C_1 étant supposée isentropique, déterminer graphiquement la valeur de l'enthalpie massique h_2 à l'état 2. En déduire la puissance P_{u1} fournie par le moteur au compresseur C_1 . On commencera par positionner le point 1 sur le diagramme.
- 6- Placer l'ensemble des points du processus sur le diagramme enthalpique. Tracer l'ensemble des étapes.
- 7- La puissance totale délivrée par le moteur est égale à 1,8 MW. En supposant que le moteur est électrique, estimer le coût de revient de la production d'une tonne de GNL. Pour estimer ce coût, on considérera que le prix d'un kilowattheure électrique est de l'ordre de 15 centimes d'euros. Le pouvoir énergétique d'une tonne de méthane est d'environ 15 000 kWh. Commenter.

