
TPC1 2025/2026 – DS PHYSIQUE N°5 (4H)

Si au cours de l'épreuve un candidat repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, il le signale sur sa copie et poursuit sa composition en indiquant les raisons des initiatives qu'il est amené à prendre.

LA CALCULATRICE EST AUTORISÉE

Consignes à suivre à chaque DS :

- Numérotter les pages. Numérotter les questions (inutile d'écrire les titres).
- Soigner la rédaction et la présentation : aérer la copie, encadrer ou souligner les résultats, bien faire apparaître la numérotation des questions.
- Lire rapidement l'ensemble du sujet en début d'épreuve : les exercices sont indépendants et peuvent être traités dans l'ordre de votre choix.
- Pour un exercice donné, traiter et rendre les questions dans l'ordre.
- Toute application numérique ne comportant pas d'unité ne sera pas prise en compte.

Le sujet comporte 3 exercices indépendants.

Exercice 1 : Le moteur Stirling

Exercice 2 : Étude d'une installation nucléaire REP

Exercice 3 : Choix Techniques pour un Parc Aquatique

Le moteur Stirling

III Le moteur Stirling

Au début du XIX^e siècle, les chaudières des machines à vapeur, soumises à de trop fortes pressions, explosent assez souvent. Robert Stirling a ainsi imaginé en 1816 un moteur dépourvu de chaudière où la chaleur est apportée de l'extérieur de la machine (moteur à « air chaud »). L'utilisation de ce moteur restera limitée, en particulier en raison de la trop faible puissance des modèles proposés, insuffisante pour concurrencer la machine à vapeur et le moteur à combustion interne.

Le moteur Stirling bénéficie actuellement d'un nouvel intérêt car il présente de nombreux avantages. Il peut utiliser n'importe quelle source d'énergie produisant de la chaleur, combustion de tout matériau mais également énergie solaire, nucléaire, géothermique, etc. Il produit peu de vibrations et est silencieux (pas d'explosion interne ni d'échappement gazeux, absence de valves et soupapes). Grâce à l'utilisation de matériaux modernes qui supportent de grands écarts de température et qui améliorent les transferts thermiques, son rendement est comparable, voire supérieur à celui des moteurs à combustion interne. Son entretien est facile et il s'use moins que les moteurs à explosion.

La conception d'un moteur Stirling est cependant délicate, en raison des gros écarts de température qu'il doit supporter et de la nécessité d'une excellente étanchéité ; son prix reste donc élevé. Par ailleurs, il est difficile de faire varier son régime. Son emploi reste ainsi cantonné à des utilisations de niches : générateur d'électricité en milieux extrêmes, propulseur pour sous-marins, etc. Sa réversibilité conduit à l'utiliser comme pompe à chaleur capable de refroidir à $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ou de chauffer à plus de $700\text{ }^{\circ}\text{C}$.

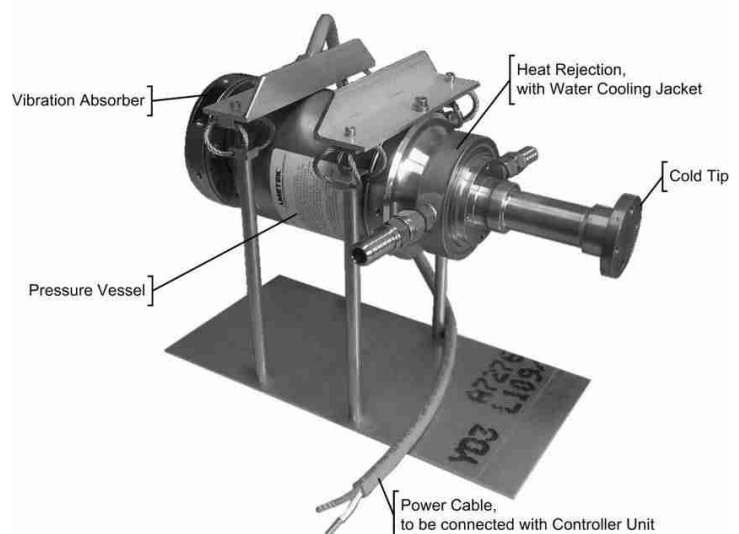
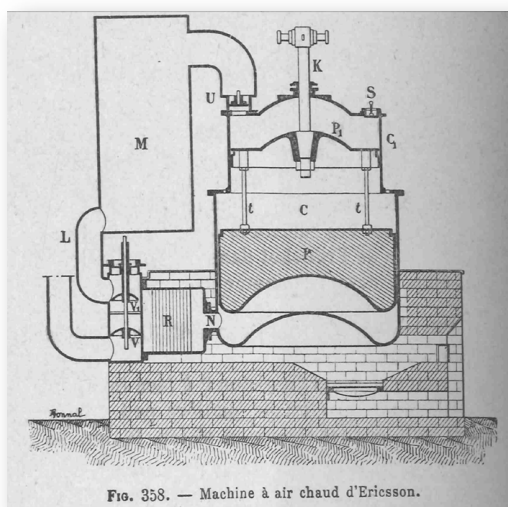


Figure 7 Gravure de 1899 d'un Moteur Ericsson M1851 avec régénérateur type Stirling (Wikipedia) et moteur Stirling de l'entreprise Sunpower fournissant le projet KRUSTY (ResearchGate)

III.A – Description du moteur

Une enceinte étanche est séparée en deux chambres, une chambre chaude (chauffée par l'extérieur), de volume maximal V_1 , et une chambre froide équipée d'un dissipateur thermique (ailettes), de volume maximal V_2 . Chaque chambre est dotée d'un piston permettant de faire varier son volume et le fluide peut circuler librement d'une chambre à l'autre. Le piston de la chambre froide est le piston de travail, il entraîne le piston de la chambre chaude appelé « déplaceur » car son rôle est de faire circuler le fluide entre les deux chambres. Lors du transvasement, le fluide passe de la chambre chaude à la température T_3 à la chambre froide à la température $T_1 < T_3$ et réciproquement.

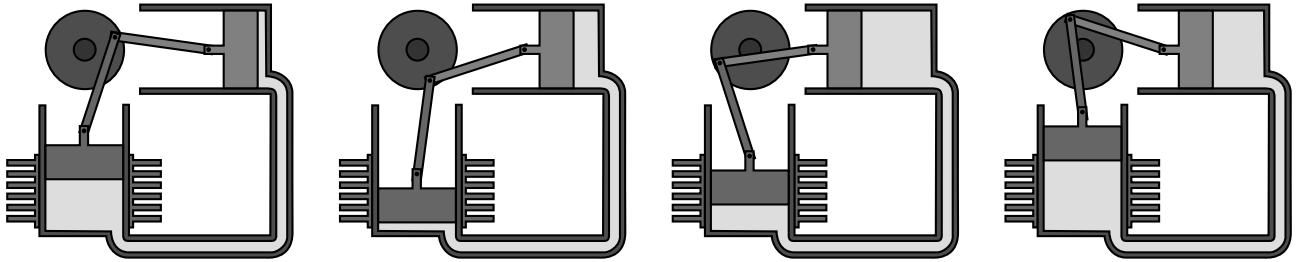


Figure 8 Phases de fonctionnement d'un moteur Stirling de type alpha (d'après Wikipedia)

Le mouvement du gaz peut être décrit par 4 phases plus ou moins distinctes (figure 8) :

- une phase de compression, pendant laquelle le volume de la chambre chaude est minimal, le fluide, entièrement situé dans la zone froide, est comprimé par le piston de travail dans sa course vers le bas ;
- une fois le piston de travail au point mort bas, le déplaceur est ramené à gauche, ce qui a pour effet de transvaser le fluide comprimé, qui passe de la zone froide vers la zone chaude et reçoit un transfert thermique de la source externe ;
- une phase de détente, pendant laquelle le fluide se détend dans le volume d'expansion où il continue d'être chauffé. Cette détente a pour effet de repousser le déplaceur et le piston de travail ;
- une fois que le piston de travail a atteint le point mort haut, le déplaceur est ramené à droite, ce qui a pour effet de transvaser le fluide de la zone chaude (volume d'expansion) vers la zone froide (volume de compression). Au cours de ce transfert, le fluide cède de la chaleur au refroidisseur.

Un cycle réel d'un moteur de Stirling est représenté dans le diagramme (p, V) en figure B du document réponse.

Q 30. Justifier que ce cycle est celui d'un moteur.

Q 31. Estimer la valeur du travail fourni par le moteur pendant un cycle.

III.B – Modélisation du cycle

On étudie le cycle de Stirling idéal. Au cours de celui-ci, n moles de gaz parfait de coefficient adiabatique γ subissent les transformations suivantes :

- une compression ($1 \rightarrow 2$) isotherme réversible à la température T_1 ,
- un échauffement ($2 \rightarrow 3$) isochore jusqu'à l'état 3 de température T_3 ,
- une détente ($3 \rightarrow 4$) isotherme réversible à la température T_3 ,
- un refroidissement ($4 \rightarrow 1$) isochore jusqu'à l'état 1.

Il n'y a pas d'autre travail que celui des forces de pression.

Q 32. Représenter sur la figure B du document réponse, à rendre avec la copie, l'allure du diagramme correspondant au cycle idéal.

On note $r = \frac{V_1}{V_2}$ le rapport de compression entre les volumes fixés par construction. On rappelle que la capacité thermique à volume constant d'un gaz de n moles de gaz parfait vaut $C_V = \frac{nR}{\gamma - 1}$ où R est la constante des gaz parfaits.

Q 33. Exprimer W_{12} , le travail reçu par le fluide au cours de la compression, en fonction de n , R , T_1 et r . En déduire le transfert thermique Q_{12} reçu par le fluide au cours de cette compression en fonction de n , R , T_1 et r . Préciser les signes de W_{12} et de Q_{12} .

Q 34. Exprimer Q_{23} , le transfert thermique reçu par le fluide au cours de l'échauffement isochore, en fonction de n , R , T_1 , T_3 et γ . Préciser son signe.

Q 35. Exprimer W_{34} , le travail reçu par le fluide au cours de la détente, en fonction de n , R , T_3 et r . En déduire le transfert thermique Q_{34} reçu par le fluide au cours de cette détente en fonction de n , R , T_3 et r . Préciser les signes de W_{34} et Q_{34} .

Q 36. Exprimer le transfert thermique Q_{41} reçu par le fluide au cours du refroidissement en fonction de n , R , T_1 , T_3 et γ . Préciser son signe.

III.C – Rendement du moteur

Q 37. Définir puis exprimer le rendement idéal du moteur en fonction de T_1 , T_3 , r et γ .

Q 38. Définir et exprimer le rendement de Carnot en fonction de T_1 et T_3 .

En réalité, le moteur de Stirling utilisé dans le projet KRUSTY contient un régénérateur. Dans ce cas, la chaleur perdue par le gaz lors du refroidissement isochore ($4 \rightarrow 1$) est récupérée par le gaz lors du chauffage isochore ($2 \rightarrow 3$). Si le régénérateur est idéal, cette récupération est totale.

Q 39. Que devient le rendement du cycle idéal dans ce cas ?

Dans les conclusions du test de la NASA du dispositif KRUSTY réalisé en 2018, les ingénieurs indiquent que l'efficacité des moteurs a évolué pendant l'expérience entre 30 % et 50 % de l'efficacité de Carnot. De plus, pour les deux moteurs combinés, la puissance électrique obtenue est d'environ 180 W.

Q 40. En prenant une température chaude de 640 °C et une température froide de 60 °C et en supposant la conversion du travail mécanique en travail électrique parfaite, estimer numériquement la puissance thermique fournie par la source chaude aux deux moteurs de Stirling combinés.

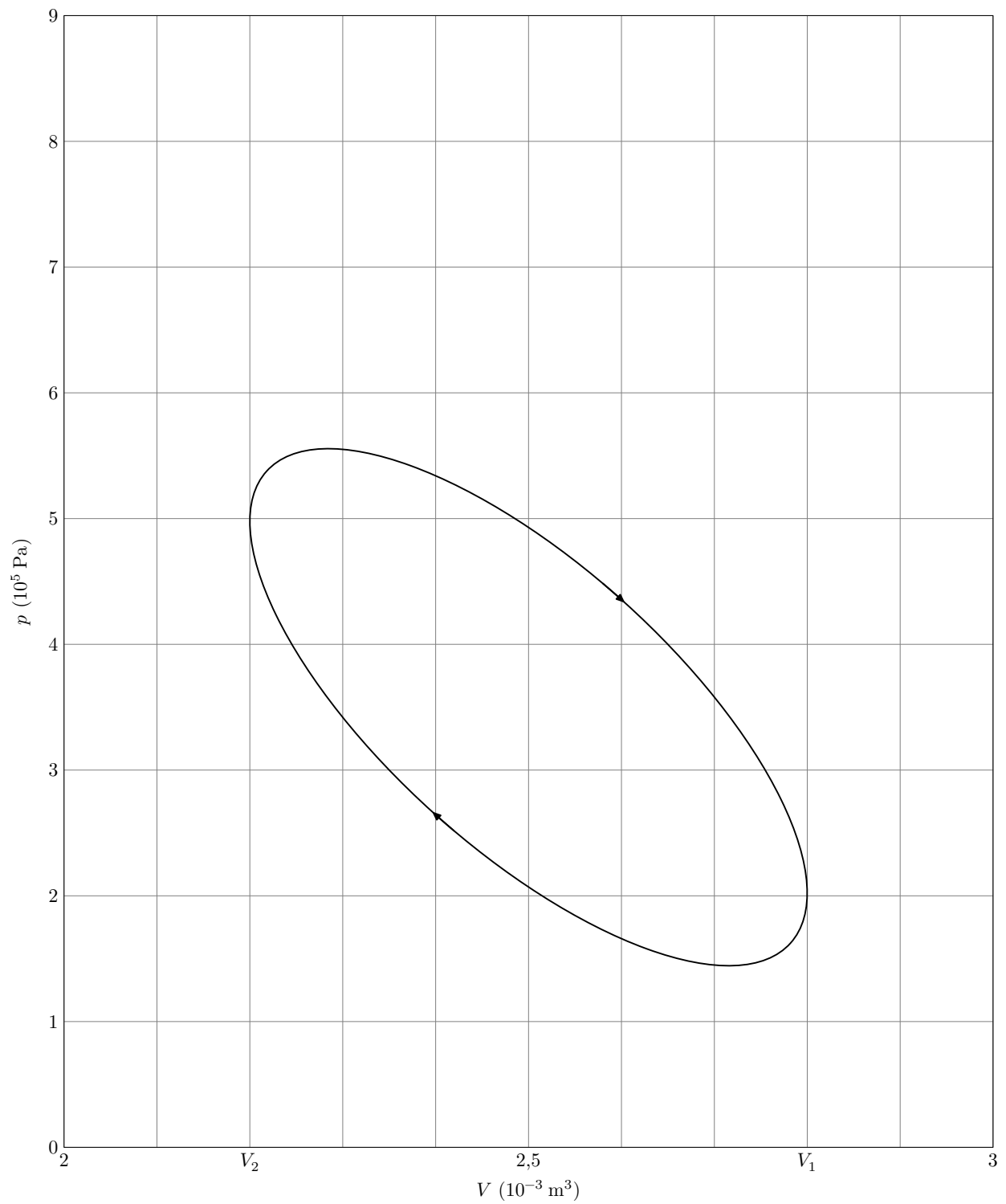


Figure B Allure du cycle réel d'un moteur Stirling dans le diagramme (p, V)

Étude d'une installation nucléaire REP

Ce sujet comporte un document réponse à rendre avec la copie. Les données numériques utiles sont fournies en fin d'énoncé.

La France compte 19 centrales nucléaires en exploitation, dans lesquelles tous les réacteurs (58 au total) sont des réacteurs à eau pressurisée. Actuellement, ces installations produisent près de 80% de l'électricité produite en France. Chaque centrale est soumise à un référentiel de normes de sûreté et de sécurité évoluant en fonction des enseignements des incidents passés nationaux ou internationaux.

Le but de ce problème est d'étudier quelques aspects liés au fonctionnement d'une centrale nucléaire REP, ainsi que plusieurs dispositions prises en matière de sûreté nucléaire : contrôle des rejets de la centrale et surveillance sismique d'un site nucléaire.

I Circuit secondaire et enrichissement de l'uranium

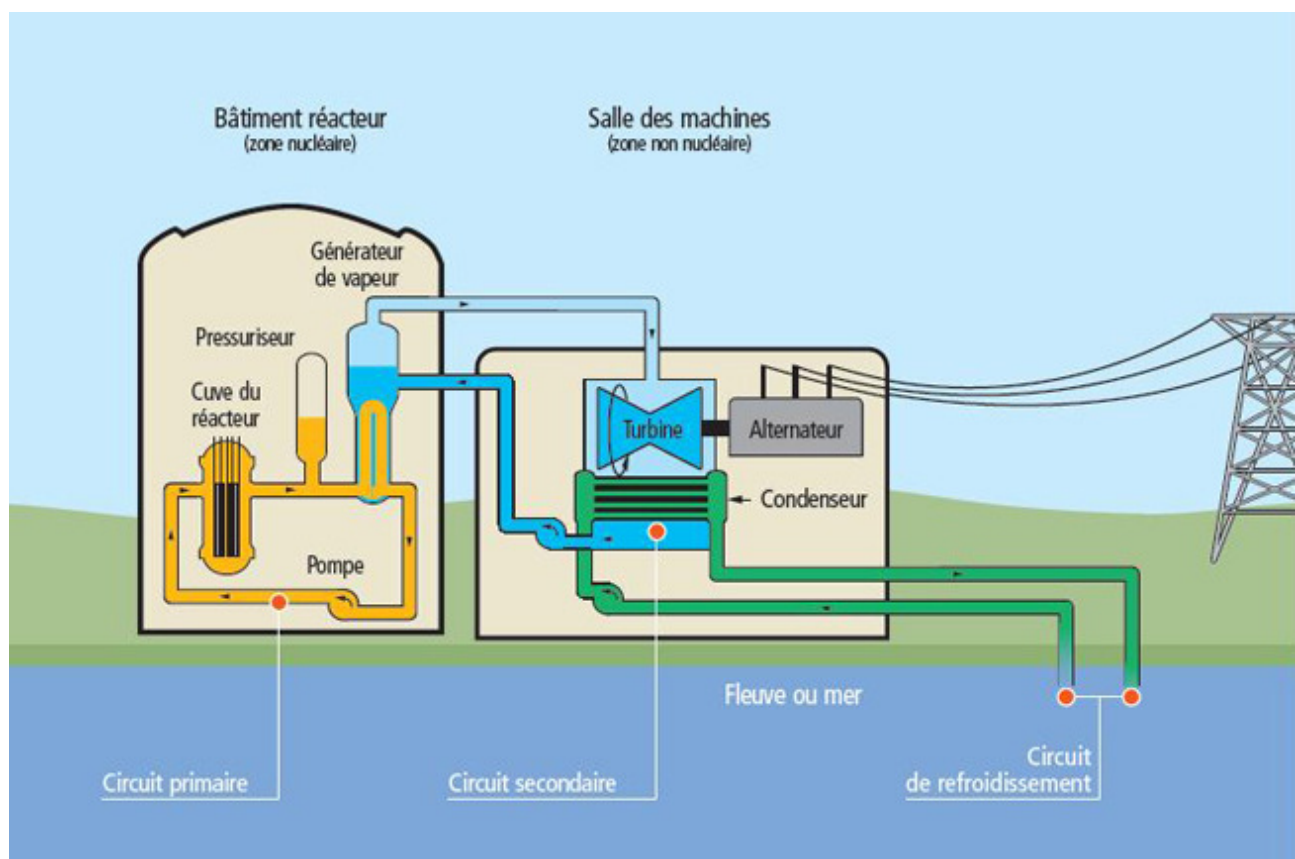


Figure 1 Schéma global d'une centrale nucléaire

Une centrale nucléaire est un site industriel destiné à la production d'électricité, qui utilise comme chaudière un réacteur nucléaire pour produire de la chaleur. Une centrale nucléaire REP (Réacteur à Eau Pressurisée) est constituée de deux grandes zones (voir figure 1) :

- une zone non nucléaire (salle des machines). Dans cette partie, semblable à celle utilisée dans les centrales thermiques classiques, s'écoule de l'eau dans un circuit secondaire. Cette eau est évaporée dans le Générateur de Vapeur (GV) par absorption de la chaleur produite dans la zone nucléaire, puis elle entraîne une turbine (T) couplée à un alternateur produisant de l'électricité, ensuite elle est condensée au contact d'un refroidisseur (rivière ou mer ou atmosphère via une tour aéroréfrigérante) et enfin, elle est comprimée avant d'être renvoyée vers le générateur de vapeur ;
- une zone nucléaire (dans le bâtiment réacteur), où ont lieu les réactions nucléaires de fission, qui produisent de l'énergie thermique et chauffent ainsi l'eau sous pression circulant dans le circuit primaire. Le transfert

d'énergie thermique entre le circuit primaire et le circuit secondaire se fait dans le générateur de vapeur, où la surface d'échange entre les deux fluides peut atteindre près de 5000 m² (réseau de tubulures).

I.A – Description du circuit secondaire de la centrale

Considérons une centrale nucléaire REP produisant une puissance électrique $P_e = 900$ MW. Le fluide circulant dans le circuit secondaire est de l'eau, dont l'écoulement est supposé stationnaire. Le cycle thermodynamique décrit par l'eau est un cycle ditherme moteur. L'eau liquide sera supposée incompressible et de capacité thermique massique isobare supposée constante. Le tableau en fin d'énoncé donne diverses données thermodynamiques relatives à l'équilibre liquide-vapeur de l'eau.

I.A.1) Cycle de Carnot

Dans une première approche simplifiée, on considère le moteur ditherme de Carnot fonctionnant de manière réversible entre deux sources de température T_{ch} et T_{fr} ($T_{fr} < T_{ch}$).

- Donner, en la redémontrant, l'expression du rendement de Carnot associé à ce cycle.
- Donner la valeur numérique de ce rendement en prenant $T_{ch} = 543$ K et $T_{fr} = 303$ K, les deux températures extrêmes de l'eau dans le circuit secondaire.
- Sachant qu'un réacteur REP fournit à l'eau du circuit secondaire, via le générateur de vapeur, une puissance thermique $P_t = 2785$ MW, que vaut le rendement thermodynamique réel de l'installation ? On supposera que la puissance mécanique transmise à la turbine est intégralement convertie en puissance électrique. Commenter.

I.A.2) Cycle de Rankine

L'eau du circuit secondaire subit les transformations suivantes (représentées dans la figure 2)

- de A à B : dans le générateur de vapeur, échauffement isobare du liquide à la pression $P_2 = 55$ bar jusqu'à un état de liquide saturant (état noté A'), puis vaporisation totale isobare jusqu'à un état de vapeur saturante sèche (état B) ;
- de B à C : détente adiabatique réversible dans la turbine, de la pression P_2 à la pression $P_1 = 43$ mbar ;
- en C , le fluide est diphasé ;
- de C à D : liquéfaction totale isobare dans le condenseur, jusqu'à un état de liquide saturant ;
- de D à A : compression adiabatique réversible, dans la pompe d'alimentation, de la pression P_1 à la pression P_2 , du liquide saturant sortant du condenseur. On négligera le travail consommé par cette pompe devant les autres énergies mises en jeu.

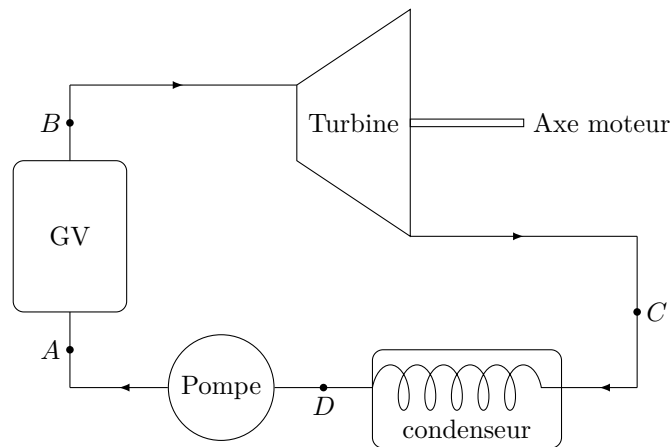


Figure 2 Cycle de Rankine

- Représenter dans le diagramme de Clapeyron (P, v) l'allure de la courbe de saturation de l'eau, ainsi que les isothermes T_B , T_D et $T_{critique}$, cette dernière température étant celle du point critique de l'eau. Préciser les domaines du liquide, de la vapeur, de la vapeur saturante. Représenter sur ce même diagramme l'allure du cycle décrit par l'eau du circuit secondaire. Indiquer le sens de parcours du cycle et placer les points A , A' , B , C et D .
- D'après l'extrait de table thermodynamique donné en fin d'énoncé, quelles sont les valeurs des températures, des enthalpies massiques et des entropies massiques aux points A' , B et D ? On pourra donner les valeurs sous forme de tableau.
- Dans le document réponse figure le diagramme enthalpique (P, h) de l'eau. Placer, avec soin et à l'échelle, les points A' , B , C , D du cycle. On explicitera la méthode.
- Dans toute la suite, on négligera les variations d'énergie cinétique et potentielle dans les bilans énergétiques. Exprimer alors, sans démonstration, le premier principe de la thermodynamique pour un fluide en écoulement stationnaire recevant de manière algébrique le travail massique utile w_u et le transfert thermique massique q .
- Exprimer le travail massique w_{BC} reçu par l'eau dans la turbine. Donner sa valeur numérique, en s'aidant du diagramme enthalpique.

- f) Exprimer le transfert thermique massique $q_{AA'}$ reçu par l'eau liquide quand elle passe de manière isobare de la température T_A à la température $T_{A'}$ dans le générateur de vapeur. Donner sa valeur numérique : on considérera $T_A \approx T_D$.
- g) Exprimer le transfert thermique massique $q_{A'B}$ reçu par l'eau quand elle se vaporise complètement dans le générateur de vapeur. Donner sa valeur numérique.
- h) Calculer alors le rendement de Rankine de l'installation. Comparer au rendement de Carnot et commenter. Comparer au rendement réel et commenter.
- i) Dans quel état se trouve l'eau à la fin de la détente de la turbine ? Donner le titre massique en vapeur à l'aide du diagramme enthalpique. En quoi est-ce un inconvénient pour les parties mobiles de la turbine ?

I.A.3) Cycle de Rankine avec détente étagée

Le cycle réel est plus compliqué que celui étudié précédemment (voir figure 3). En effet, d'une part, la détente est étagée : elle se fait d'abord dans une turbine « haute pression » puis dans une turbine « basse pression ». D'autre part, entre les deux turbines, l'eau passe dans un « surchauffeur ». Les transformations sont maintenant modélisées par

- de A à B : dans le générateur de vapeur, échauffement isobare du liquide à la pression $P_2 = 55 \text{ bar}$, jusqu'à un état de liquide saturant (état noté A'), puis vaporisation totale isobare jusqu'à un état de vapeur saturante sèche (point B) ;
- de B à C' : détente adiabatique réversible dans la turbine « haute pression », de la pression P_2 à la pression $P_3 = 10 \text{ bar}$;
- de C' à B' : échauffement isobare à la pression P_3 , dans le surchauffeur, jusqu'à un état de vapeur saturante sèche (point B') ;
- de B' à C'' : détente adiabatique réversible dans la turbine « basse pression », de la pression P_3 à la pression $P_1 = 43 \text{ mbar}$;
- de C'' à D : liquéfaction totale isobare dans le condenseur, jusqu'à un état de liquide saturant ;
- de D à A : compression adiabatique réversible, dans la pompe d'alimentation, de la pression P_1 à la pression P_2 , du liquide saturant sortant du condenseur. On négligera le travail consommé par cette pompe devant les autres énergies mises en jeu.

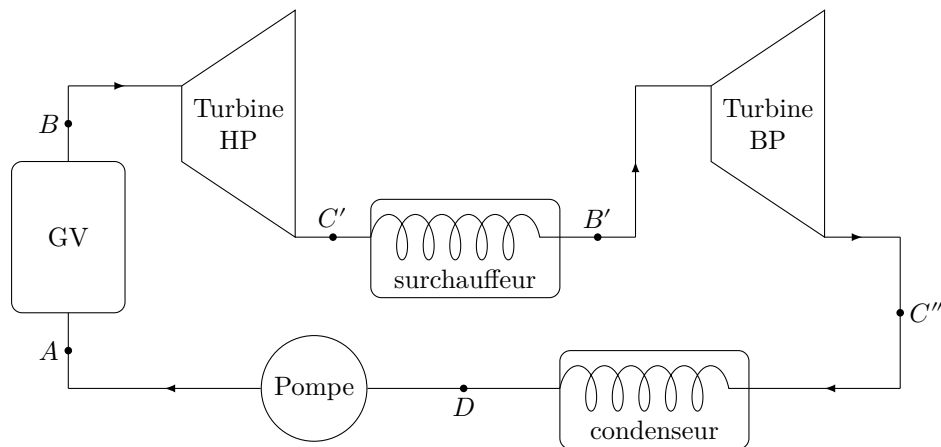


Figure 3 Cycle de Rankine avec une détente étagée

- a) Placer les nouveaux points C' , B' , C'' sur le diagramme enthalpique du document réponse.
- b) Comparer les titres massiques en vapeur des points C' et C'' au titre massique en vapeur du point C . Quel est l'intérêt de la surchauffe ?
- c) À l'aide du diagramme enthalpique, déterminer le nouveau rendement du cycle. Commenter.

Données

Extrait de table thermodynamique relatif à l'équilibre liquide-vapeur de l'eau

θ (°C)	P_{sat} (bar)	Liquide saturant			Vapeur saturante sèche		
		v_l (m ³ ·kg ⁻¹)	h_l (kJ·kg ⁻¹)	s_l (J·K ⁻¹ ·kg ⁻¹)	v_v (m ³ ·kg ⁻¹)	h_v (kJ·kg ⁻¹)	s_v (J·K ⁻¹ ·kg ⁻¹)
30	0,043	1,0047	125,22	0,4348	32,892	2555,92	8,4530
180	10	1,1276	763,18	2,1395	0,119404	2777,84	6,5854
270	55	1,3053	1190,10	2,9853	0,03505	2788,46	5,9226

θ température

s_l entropie massique du liquide saturant

P_{sat} pression de vapeur saturante

v_v volume massique de la vapeur saturante sèche

v_l volume massique du liquide saturant

h_v enthalpie massique de la vapeur saturante sèche

h_l enthalpie massique du liquide saturant

s_v entropie massique de la vapeur saturante sèche

Capacité thermique massique isobare de l'eau

$$c = 4,18 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$$

R718 Ref. W.C. Keyes. Thermodynamic properties in SI
 DTL: Department of Energy Engineering
 via [?] (kg K⁻¹), via [?] (kg⁻¹ K), T in °C)
 M.J. Shorrock & H.J.H. Kramers, 14-02-14

The chart displays the following data series and axes:

- Y-axis:** Pressure [Bar], ranging from 0.03 to 70.00.
- Bottom X-axis:** Enthalpy [kJ/kg], ranging from 0 to 3200.
- Top X-axis:** Entropy [kJ/kg], ranging from 0.60 to 0.90.
- Left Y-axis:** Temperature [°C], ranging from 20 to 280.
- Right Y-axis:** Temperature [°C], ranging from 20 to 280.
- Curves:**
 - Saturation dome with critical point at approximately 374°C and 221 bar.
 - Isobars (constant pressure) shown as solid lines.
 - Isentropes (constant entropy) shown as dashed lines.
 - Isopycnals (constant density) shown as dotted lines.
 - Isopleths (constant specific volume) shown as dash-dot lines.
- Annotations:**
 - Quality lines (x) from 0.10 to 1.00 are marked along the saturation curve.
 - Temperature labels (e.g., 200°C, 250°C) are placed along the saturation curve.

Choix Techniques pour un Parc Aquatique

Partie II - Choix de la pompe du toboggan

La pompe qui renvoie l'eau de la piscine sur le haut du toboggan est vieillissante et doit être changée. On donne le schéma d'implantation en **figure 3**.

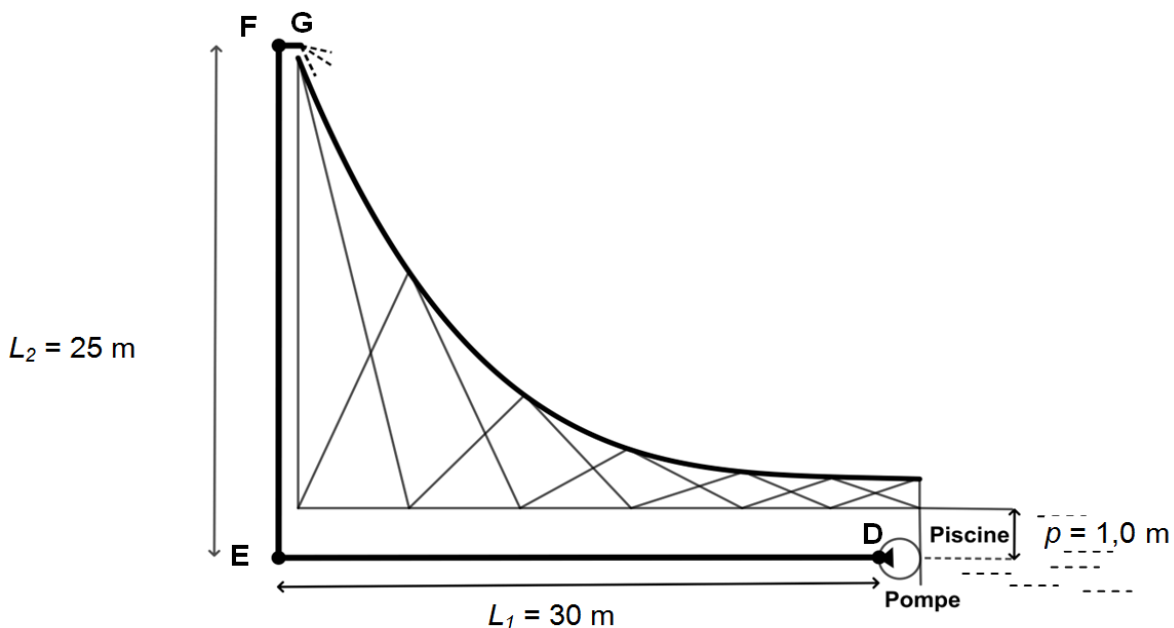


Figure 3 - Schéma des tuyauteries et de positionnement de la pompe

La pompe prélève directement l'eau de la piscine à une profondeur $p = 1,0$ m avec une longueur de tuyau d'aspiration négligeable. Le tronçon horizontal DE, le tronçon vertical EF et le tronçon FG du tuyau de refoulement sont en PVC de section utile $S = 5,0 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$. Au point G, point de refoulement à pression atmosphérique, la section est aussi de $S = 5,0 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$.

Le débit volumique D_V souhaité est égal à $3,6 \cdot 10^4 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$.

La pression en D (sortie de pompe) est mesurée : $P_D = 5,5$ bar.

On rappelle les données suivantes :

- intensité de la pesanteur : $g = 10 \text{ N} \cdot \text{kg}^{-1}$;
- masse volumique de l'eau : $\rho = 1,0 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Q14. Écrire la relation de Bernoulli dans le cas d'un fluide parfait en précisant les hypothèses de son utilisation.

On admet que les conditions d'utilisation de la relation de Bernoulli sont effectivement réunies. De plus, la vitesse de l'écoulement est supposée uniforme sur la section des tuyaux.

Q15. Justifier que la valeur de la vitesse d'écoulement du fluide est identique en D et en F.

Q16. Calculer (en $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$) la vitesse d'éjection de l'eau au point G.

Q17. Calculer la pression P_F au point F dans le cadre des hypothèses précédentes.

En réalité, du fait des pertes de charge, on a mesuré au point E une pression $P_E = 5,2$ bar.

Q18. Calculer la pression P'_F à laquelle on peut s'attendre au point F si on néglige les pertes de charge singulières au coude E et si on considère les pertes de charge régulières proportionnelles à la longueur de tuyau.

On suppose maintenant que les pertes de charge totales (régulières et singulières) entre l'entrée de la pompe et le point de sortie G sont $\Delta P_{\text{pertes}} = 2$ bar.

Q19. Montrer que la quantité $D_V \Delta P_{\text{pertes}}$ est homogène à une puissance.

Q20. Exprimer la puissance utile P_u de la pompe à l'aide d'un bilan de puissance entre un point de la surface libre de l'eau de la piscine et le point de refoulement G.

Q21. Vérifier que cette puissance utile P_u vaut 4,4 kW.

En réalité, le rendement global de l'ensemble {moteur + pompe} est de 60 %.

Q22. Calculer la puissance électrique P_{elec} nécessaire au moteur de la pompe.

Pour une pompe, on évoque souvent la Hauteur Manométrique Totale HMT telle que :

$$P_u = \rho D_V g (HMT). \quad (2)$$

Q23. Calculer la hauteur manométrique totale HMT , exprimée en mCE (mètre de Colonne d'Eau).

Parmi toutes les pompes disponibles sur le marché, le choix s'est arrêté sur une pompe d'un fabricant qui propose un corps de pompe avec plusieurs diamètres possibles. Le document technique du fabricant est donné en **annexe**.

Q24. Proposer un choix de diamètre pour le remplacement de la pompe.

Q25. Préciser, avec justification, si la pompe fonctionnera à son régime optimal.

Partie III - Chauffage de l'eau de la piscine

Dans cette partie, on aborde le chauffage de l'eau d'un des bassins du parc aquatique.

Ce bassin, d'un volume total de 200 m^3 , doit être maintenu à une température de 26°C pour le confort des baigneurs. Une chaudière au butane C_4H_{10} , d'une puissance P de 100 kW, est actuellement installée mais une étude est réalisée pour remplacer celle-ci par une pompe à chaleur.

Données	
Capacité thermique massique de l'eau : $c_{\text{eau}} = 4,2 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	Masses molaires atomiques, en $\text{g}\cdot\text{mol}^{-1}$: $M(\text{C}) = 12$; $M(\text{H}) = 1,0$; $M(\text{O}) = 16$

Q26. En supposant un rendement de chauffe de 100 %, exprimer la durée Δt de fonctionnement en continu de la chaudière pour réchauffer jusqu'à $\theta_f = 26^\circ\text{C}$ toute l'eau du bassin, initialement à $\theta_i = 20^\circ\text{C}$. Montrer que Δt vaut environ 14 h.

Q27. Écrire l'équation de la réaction de combustion complète du butane dans le dioxygène de l'air.

Dans cette chaudière à condensation, on estime le Pouvoir Calorifique PC du butane à $50 \text{ kJ}\cdot\text{g}^{-1}$.

Q28. Calculer le débit massique D_m de butane nécessaire en $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$, puis en $\text{g}\cdot\text{min}^{-1}$.

Q29. En déduire la masse de CO_2 produite par minute de fonctionnement de cette chaudière.

La pompe à chaleur prévue pour le remplacement de la chaudière utilise comme fluide frigorigène le R290, c'est-à-dire du propane.

Ce fluide subit un cycle de transformations dont on donne la description simplifiée :

- point A : vapeur saturée à la température θ_A et à la pression p_A ;
- du point A au point B : compression adiabatique irréversible jusqu'à la pression p_B et la température θ_B ;
- du point B au point C : refroidissement isobare pour atteindre un état de liquide saturant ;
- du point C au point D : détente isenthalpique jusqu'à la pression p_D ;
- du point D au point A : le fluide se vaporise complètement.

Données
$\theta_A = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ environ ; $p_A = 5 \text{ bar}$ $p_B = 15 \text{ bar}$; $\theta_B = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_D = 5 \text{ bar}$

Q30. À l'aide du diagramme fourni sur le **Document Réponse (DR)**, évaluer l'enthalpie massique de vaporisation Δh_{vap} du fluide R290 à $0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Q31. Tracer sur votre copie l'allure du graphe d'évolution de cette enthalpie massique de vaporisation en fonction de la température.

Q32. Placer les points A, B, C et D du cycle de transformations sur le **DR**. Tracer l'allure du cycle de transformations sur le même document en indiquant son sens de parcours.

Q33. Décrire l'état du fluide au point D, en donnant en particulier la fraction massique en gaz x_g .

Q34. En appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide en écoulement permanent et en formulant d'éventuelles hypothèses simplificatrices, calculer le travail massique de compression w_{AB} .

Q35. Déterminer, par un raisonnement similaire, l'énergie thermique massique q_{cond} échangée par le fluide au niveau du condenseur.

Q36. Définir et calculer l'efficacité ε de cette pompe à chaleur.

On souhaite que la pompe à chaleur ait une puissance thermique $P = 100 \text{ kW}$, identique à celle de la chaudière qu'elle remplace. Par la suite, on suppose une efficacité $\varepsilon = 3,0$.

Q37. Calculer le débit massique D_m du fluide R290 dans l'installation.

Q38. Déterminer la puissance utile du compresseur de cette installation.

ANNEXE

Document technique de la pompe de remplacement

