

Epreuve de Physique C : Thermodynamique

Durée 2 h

AVERTISSEMENT

L'utilisation des calculatrices est autorisée.

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 **présentation**, la lisibilité, l'orthographe, la qualité de la **rédaction**, la **clarté et la précision** des raisonnements entreront pour une **part importante** dans **l'appréciation des copies**. En particulier, les résultats non justifiés ne seront pas pris en compte. Les candidats sont invités à encadrer les résultats de leurs calculs.

Réacteur à eau pressurisée (REP)

Ce problème traite de plusieurs aspects liés au fonctionnement des Réacteurs à Eau Pressurisée, lesquels produisent plus des $\frac{3}{4}$ de l'énergie électrique en France. Les différentes parties sont largement indépendantes même si certaines grandeurs sont reprises d'une partie à l'autre.

I Rendement et dimensionnement du cœur (14 % du barème)

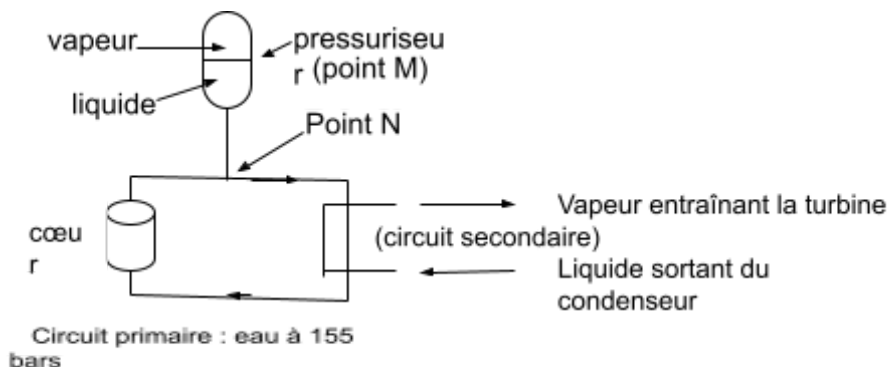
Dans le cœur d'une centrale nucléaire, l'énergie, libérée par les fissions du combustible nucléaire, est transmise sous forme d'énergie thermique au fluide caloporteur, de l'eau sous pression, qui constitue le **circuit primaire**. Cette eau parcourt les tubes du générateur de vapeur, échangeur thermique, cédant de la chaleur à l'eau du **circuit secondaire** qui circule à contre-courant. Cette dernière en sort à l'état de vapeur à 290°C , entraîne des turbines produisant de l'énergie électrique, se refroidit puis se condense à 35°C en parcourant les tubes du condenseur.

Les deux principes de la thermodynamique prévoient un rendement maximal η_c pour tout moteur cyclique ditherme.

1. Retrouver son expression et le calculer en considérant que la source chaude est à 290°C et la source froide à 35°C .
2. Le rendement réel est voisin de $\eta = 0,35$. Quelle puissance thermique P_{th} doit être transférée du circuit primaire au circuit secondaire pour un REP fournissant aux alternateurs une puissance mécanique de 1450 MW ?
3. Sachant que la puissance volumique du cœur est de 120 MW/m^3 , quel serait le rayon R du cœur du réacteur précédent, s'il était sphérique ?

II Rôle du pressuriseur (20 % du barème)

L'eau du circuit primaire est maintenue à 155 bars par un pressuriseur . Dans ce pressuriseur, l'eau est en équilibre liquide-vapeur à 345°C (point M du schéma ci-dessous). En sortie du cœur (point N du schéma), l'eau est à la température de 330°C . À cette température, la pression de vapeur saturante de l'eau vaut $P_s = 129 \text{ bar}$.



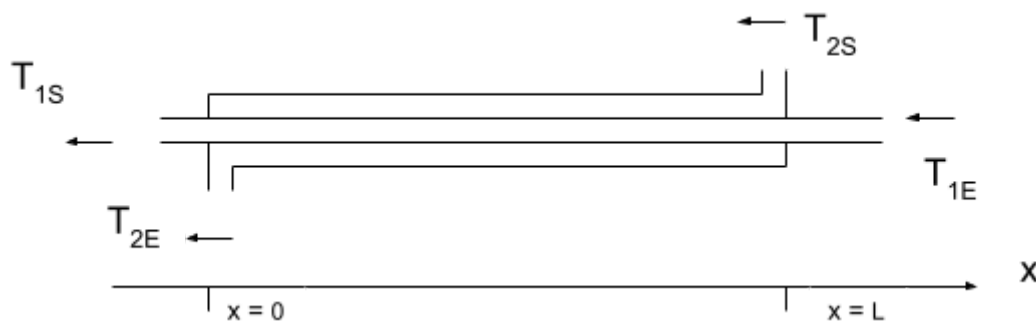
4. Représenter le diagramme d'état (P,T) de l'eau. Quelle particularité présente-t-il ?
5. Identifier les domaines du solide, du liquide et de la vapeur sur le diagramme.
6. Reporter approximativement les points M et N, respectivement représentatifs des conditions dans le pressuriseur et en sortie du cœur.

7. Faire figurer, sur un diagramme (P,V) les mêmes points M et N en représentant deux isothermes judicieusement choisies.
8. Comment seraient modifiées les propriétés de conduction thermique de l'eau du cœur si elle se vaporisait ?
9. Justifier alors la nécessité de comprimer sous 155 bars l'eau du circuit primaire.

III Modélisation du générateur de vapeur (GV) ; (30 % du barème)

Un GV se comporte comme un échangeur à contre-courant : l'eau du circuit secondaire se réchauffe en circulant autour de tubes en U dans lesquels circule l'eau du circuit primaire. De cette manière, le GV agit comme une barrière de sûreté entre le réacteur nucléaire et l'environnement, et transmet au circuit secondaire de la puissance thermique.

On modélise le GV par une enceinte globalement calorifugée, de longueur L selon Ox , les échanges entre fluide primaire et fluide secondaire ayant lieu à travers une paroi de périmètre ℓ , de surface $S = L\ell$, qui assure le contact thermique entre les deux fluides. Le régime est permanent et, pour simplifier l'étude, on fait abstraction, dans cette partie III, du changement d'état liquide-vapeur du fluide secondaire ; on cherche seulement à évaluer l'ordre de grandeur de la surface S .



T_{1E} et T_{1S} sont respectivement les températures d'entrée et de sortie du fluide primaire, de débit massique D_1 , de capacité thermique massique c ; T_{2E} et T_{2S} celles du fluide secondaire, de débit massique D_2 et de même capacité thermique massique c .

$$D_1 = 15\,000 \text{ kg.s}^{-1} ; D_2 = 1\,720 \text{ kg.s}^{-1} ; c = 5 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} .$$

On donne les « pincements » : $\Delta T_0 = T_{1S} - T_{2E} = 60 \text{ K}$ et $\Delta T_L = T_{1E} - T_{2S} = 40 \text{ K}$.

10. En négligeant les variations d'énergies macroscopiques cinétique et potentielle, et en appliquant le premier principe de la thermodynamique à un système fermé que l'on définira soigneusement, établir l'expression du premier principe de la thermodynamique pour un fluide en écoulement permanent $\Delta h = w_i + q$, où h désigne l'enthalpie massique du fluide, w_i le travail massique indiqué et q le transfert thermique massique reçu par le fluide.
11. Appliquer cette relation au fluide du circuit primaire entre l'entrée et la sortie du GV.
Procéder de même pour le fluide du circuit secondaire.
Donner les expressions des variations d'enthalpie massique correspondantes, notées respectivement Δh_1 et Δh_2 en fonction de c , T_{1E} , T_{1S} , T_{2E} et T_{2S} .
12. En déduire les expressions des puissances thermiques, P_{th1} et P_{th2} reçues par les deux fluides dans le GV en fonction de c , D_1 , D_2 , T_{1E} , T_{1S} , T_{2E} et T_{2S} .
13. Le GV étant globalement calorifugé, quelle relation lie ces puissances ?
14. En déduire une première relation entre les débits et les températures T_{1E} , T_{1S} , T_{2E} et T_{2S} .

Le transfert thermique élémentaire δQ , du fluide primaire vers le fluide secondaire pendant dt , à travers un élément de paroi de surface dS du GV, obéit à la loi de Newton : $\delta Q = h \Delta T(x) dS dt$, où $\Delta T(x) = T_1(x) - T_2(x)$, $dS = l dx$, h étant un coefficient qui dépend de la nature de la paroi et des fluides.

15. Etablir les équations différentielles vérifiées par $T_1(x)$ et $T_2(x)$, en tenant bien compte de la circulation en sens opposé des deux fluides.

16. En déduire celle vérifiée par $\Delta T(x)$. On pourra introduire D tel que : $\frac{1}{D} = \frac{1}{D_1} - \frac{1}{D_2}$.

17. L'intégrer et montrer que $\frac{hS(D_1 - D_2)}{\Delta T_1 D_2} = \ln\left(\frac{\Delta T_0}{\Delta T_L}\right)$.

18. Montrer que, de ce fait, la puissance thermique reçue par le circuit secondaire peut se mettre sous la forme $P_{th} = hS \Delta T_{ml}$ où $\Delta T_{ml} = (\Delta T_0 - \Delta T_L) / \ln(\Delta T_0 / \Delta T_L)$.

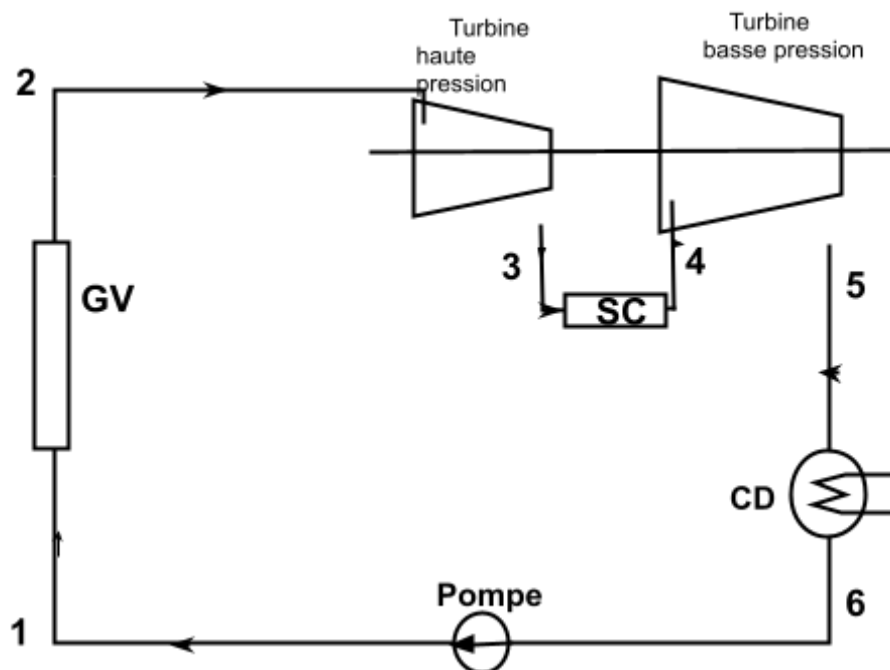
19. Calculer la surface d'échange nécessaire pour un GV si $h = 3000$ SI.

20. Justifier qu'alors on monte plusieurs générateurs de vapeur « en parallèle » pour assurer le transfert d'énergie thermique du primaire au secondaire.

IV Étude du cycle thermodynamique de l'eau du circuit secondaire (36 % du barème)

Dans le circuit secondaire, la vapeur produite par le GV entraîne les turbines puis est condensée et recyclée après passage dans des réchauffeurs. Le système réel comporte des soutirages dont on ne tient pas compte dans la suite, pour simplifier l'étude.

Le schéma de principe de l'installation secondaire figure ci-dessous.



Dans le modèle proposé, on caractérise ainsi les différentes transformations subies par l'eau du circuit secondaire :

- ❑ À la sortie du condenseur (point 6), l'eau, à l'état de liquide saturant sous une pression de 0,05 bar, est comprimée isentropiquement par la pompe jusqu'à $P_1 = 74$ bar (point 1) ; le travail apporté par la pompe à l'eau, qui reste à l'état liquide, est négligeable.
- ❑ Dans le générateur de vapeur (GV), l'eau liquide subit, au contact thermique du circuit primaire, un réchauffement isobare jusqu'à la température de 290°C , puis se transforme, toujours à la pression P_1 , en vapeur saturante sèche à la température de 290°C (point 2).
- ❑ La vapeur subit ensuite une première détente adiabatique réversible dans la turbine haute pression jusqu'à $P_3 = 11$ bars et $T_3 = 185^\circ\text{C}$ (point 3).
- ❑ La vapeur humide (système diphasé) est ensuite séchée et surchauffée à pression P_3 constante jusqu'au point 4 (vapeur sèche à la température $T_4 = 267^\circ\text{C}$). On suppose que la puissance thermique reçue dans le surchauffeur (noté SC sur le schéma précédent) par l'eau provient également du circuit primaire.
- ❑ Puis la vapeur subit une deuxième détente adiabatique réversible dans la turbine basse pression -jusqu'au point 5 (mélange liquide-vapeur à la pression $P_5 = 0,05$ bar).
- ❑ Enfin la vapeur se condense de façon isotherme-isobare au contact du circuit de refroidissement (condenseur CD sur le schéma) : transformation 5 – 6.

Le tableau 1 en bas de cette page présente les caractéristiques du liquide saturant et de la vapeur saturante pour les valeurs de la température et de la pression qui nous intéressent dans cette étude.

21. Représenter l'allure du cycle des transformations et les points figuratifs des états 1 à 6 sur un diagramme T-s. On justifiera l'allure des isobares dans ce diagramme pour le liquide de capacité thermique massique supposée ici constante (ces isobares sont pratiquement confondues avec la courbe d'ébullition), et pour la vapeur sèche, assimilée dans cette question à un gaz parfait de capacité thermique massique isobare c_p constante.
22. On considère que la transformation subie par l'eau dans la pompe est isenthalpique : justifier cette proposition, d'après les hypothèses avancées.
23. Recopier et compléter le tableau 2, qu'on trouvera page suivante (tableau relatif aux états 2 à 6) en s'aidant des données du tableau 1. On détaillera notamment le calcul des titres en vapeur aux points 3 et 5, et celui des enthalpies massiques en ces deux mêmes points.

On cherche à limiter le taux d'humidité (titre massique en eau **liquide** lorsque le système est diphasé) à 15% dans les turbines pour éviter la corrosion des parties métalliques.

24. Cette limite est-elle respectée en sortie des deux corps de turbine ?
25. Justifier alors l'intérêt de la surchauffe : quel serait, au point 5, la valeur du taux d'humidité en l'absence de surchauffe ?
26. Calculer les travaux indiqués massiques ainsi que les transferts thermiques massiques fournis par la source chaude et reçus par la source froide.
27. Calculer le rendement du cycle.
28. Calculer la puissance utile disponible sur l'arbre ; on rappelle que $D_2 = 1720 \text{ kg.s}^{-1}$. Commenter

Tableau 1

P (bar)	T ($^\circ\text{C}$)	s'(kJ.K ⁻¹ .kg ⁻¹)	s''(kJ.K ⁻¹ .kg ⁻¹)	h'(kJ.kg ⁻¹)	h''(kJ.kg ⁻¹)
74	290	3,611	5,8877	1290	2786
11	185	2,1876	6,5565	785,2	2782
0,05	35	0,5049	8,3519	146,6	2565

s' : entropie massique du liquide saturant
h' : enthalpie massique du liquide saturant

s'' : entropie massique de la vapeur saturante
h'' : enthalpie massique de la vapeur saturante

Voir le tableau 2, page suivante.

Tableau 2

points	P (bar)	T (°C)	s	h	x
2					
3					
4	11	267	7,0123	2859	-----
5					
6					

h : enthalpie massique en kJ.kg^{-1} ; s : entropie massique en $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$; x : titre massique en vapeur .

FIN DE L'EPREUVE