

Devoir surveillé 2

L'emploi des calculatrices personnelles est interdit.

Instructions générales

Les candidats sont invités à porter une attention particulière à la rédaction. 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 encadrés et non justifiés ne seront pas pris en compte.

Toute application numérique ne comportant pas d'unité ne donnera pas lieu à attribution de points. Les divers problèmes sont indépendants. Les diverses parties peuvent être traitées dans l'ordre choisi par le candidat. Le candidat prendra soin de bien numéroter les questions.

Si au cours de l'épreuve, un candidat repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, il le signalera sur sa copie et devra poursuivre sa composition en expliquant les raisons des initiatives qu'il a été amené à prendre.

Les résultats numériques peuvent être donnés sous forme approchée.

Il est proposé à titre indicatif la répartition suivante des points :

Physique : - premier problème : 35 %
 - deuxième problème : 35 %
 - troisième problème : 30 %

Problème 1 : environ 1h30

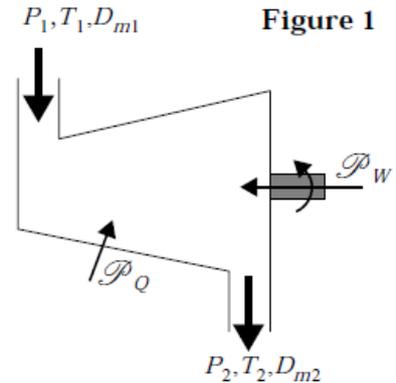
(adapté de Centrale-Supélec TSI 2001 + Banque PT 2012)

1) Etude d'une turbine

1.1) Dans une turbine, un fluide passe des conditions (pression P_1 , température T_1 , vitesse v_1 , enthalpie massique h_1) à l'entrée aux conditions (pression P_2 , température T_2 , vitesse v_2 , enthalpie massique h_2) à la sortie (Figure 1).

Dans la turbine, le fluide reçoit algébriquement de l'extérieur une puissance mécanique P_W (cette puissance mécanique n'inclut pas la puissance des forces de pression au niveau des surfaces d'entrée et de sortie) et une puissance thermique P_Q .

On néglige toute variation d'énergie potentielle gravitationnelle et on se place en régime permanent.



1.1.a) Montrer que les débits massiques entrant D_{m1} et sortant D_{m2} (masse de fluide entrant ou sortant par unité de temps) sont égaux. On pose $D_{m1} = D_{m2} = D_m$.

1.1.b) Montrer que l'application du premier principe de la thermodynamique appliqué à un système que l'on précisera soigneusement, permet d'établir l'expression suivante :

$$\left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} \right) - \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} \right) = w_i + q_e$$

Avec : - q_e transfert thermique massique reçu par le fluide de l'extérieur

- w_i travail massique indiqué reçu par le fluide de l'extérieur

1.1.c) En déduire l'expression suivante : $D_m \left(\left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} \right) - \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} \right) \right) = P_W + P_Q$

Une très grande attention sera apportée aux explications fournies.

1.2) Application numérique : une turbine à vapeur fonctionne dans les conditions suivantes :

Entrée : $P_1 = 60 \text{ bar}$; $T_1 = 713 \text{ K}$; $v_1 = 160 \text{ m.s}^{-1}$; $h_1 = 3277,2 \text{ kJ.kg}^{-1}$

Sortie : $P_2 = 0,95 \text{ bar}$; $v_2 = 80 \text{ m.s}^{-1}$; $h_2 = 2673,2 \text{ kJ.kg}^{-1}$

Pour un débit massique $D_m = 20 \text{ kg.s}^{-1}$, le fluide fournit une puissance $(-P_W) = 11,5 \times 10^6 \text{ W}$.

1.2.a) Calculer la puissance thermique P_Q et préciser le sens de ce transfert thermique.

1.2.b) Calculer le rapport $\left| \frac{P_Q}{P_W} \right|$. Commenter.

1.2.c) Calculer le rapport $\left| \frac{\frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2}}{h_2 - h_1} \right|$. Commenter.

Dans toute la suite de ce problème :

- on considérera une turbine à gaz simple puis un turboréacteur dans lesquels l'air en entrée ou les gaz brûlés en sortie seront assimilés à des gaz parfaits de masse molaire M , de capacités thermiques massiques à volume constant c_V et à pression constante c_P (c_V et c_P sont supposées constantes, indépendantes de la température).

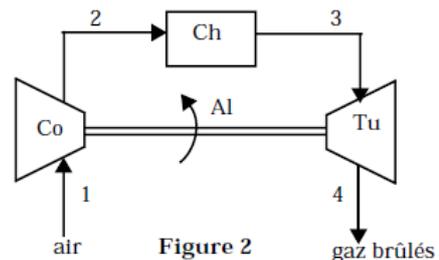
On donne :

$$c_p = 1,0087 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad ; \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1,4 \quad ; \quad r = \frac{R}{M} = 0,2882 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

On utilisera la relation de la question 1.1.c ; tous les travaux définis dans les paragraphes suivants n'incluront jamais le travail des forces de pression au niveau des surfaces d'entrée et de sortie des dispositifs considérés.

2) Étude d'une turbine fonctionnant suivant un cycle de Joule (ou cycle Brayton)

La figure 2 schématise le fonctionnement d'une turbine à gaz : elle comprend un compresseur Co qui puise l'air dans l'atmosphère, une chambre de combustion Ch (dans laquelle l'air est brûlé par un carburant dont on négligera le débit massique) et une turbine Tu alimentée par les gaz chauds issus de la chambre de combustion ; la turbine entraîne le compresseur à l'aide d'un arbre de liaison Al .



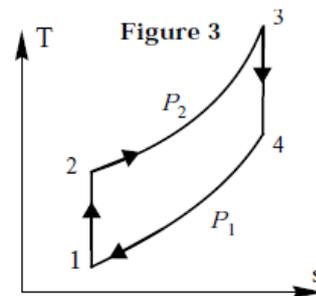
2.1) La figure 3 (entropie massique en abscisse, température en ordonnée) donne les éléments du cycle qui commande un fonctionnement idéal du dispositif :

- 1 → 2 : évolution isentropique dans le compresseur Co durant laquelle l'air reçoit, par unité de masse, le travail w_C .

- 2 → 3 : évolution isobare à la pression constante P_2 pendant la combustion qui fournit au gaz, par unité de masse, le transfert thermique q_E .

- 3 → 4 : évolution isentropique dans la turbine Tu durant laquelle les gaz brûlés reçoivent algébriquement par unité de masse, le travail w_T . Ce travail sert en partie à faire fonctionner le compresseur et le reste est disponible pour le milieu extérieur.

- 4 → 1 : évolution isobare à la pression constante P_1 lors de l'éjection des gaz brûlés qui reçoivent algébriquement, par unité de masse, le transfert thermique q_S .



2.1.a) Exprimer l'entropie massique de l'air à la température T et à la pression P , notée $s(T,P)$, en fonction de l'entropie massique à la température T_0 et la pression P_0 notée $s(T_0,P_0) = s_0$ de T_0 et P_0 .

2.1.b) En déduire qu'une évolution isobare se représente comme une exponentielle conformément au cycle tracé dans le diagramme (T,s) en figure 3.

2.1.c) Représenter le cycle de Joule en diagramme de Clapeyron : volume massique v en abscisse, pression P en ordonnée. On justifiera l'allure de chaque courbe.

2.1.d) En utilisant la relation obtenue à la question 1.1.b et en négligeant les variations d'énergie cinétique, exprimer les travaux w_C et w_T ainsi que les transferts thermiques q_E et q_S en fonction de c_p et des températures T_1, T_2, T_3, T_4 correspondant respectivement aux points (1), (2), (3), (4) de la figure 3.

2.1.e) Exprimer les températures T_4 et T_2 en fonction de T_1, T_3, P_1 et P_2 .

2.1.f) Quel est, en fonction de w_C et w_T , le travail fourni par unité de masse par le système au milieu extérieur au cours d'un cycle ?

2.1.g) Définir le rendement thermodynamique η de la turbine à gaz. Déterminer l'expression de η en fonction des températures T_1, T_2, T_3, T_4 puis en fonction des seules températures T_1 et T_2 .

2.1.h) Déterminer l'expression de η en fonction du rapport des pressions $\alpha = \frac{P_2}{P_1}$ et du coefficient γ

2.1.i) Application numérique : on donne :

$$P_1 = 1,03 \text{ bar} ; T_1 = 300 \text{ K} ; P_2 = 10,3 \text{ bar} ; T_3 = 1300 \text{ K}$$

i) Calculer T_2 et T_4 .

ii) Calculer w_C, w_T et q_E .

iii) Calculer le rendement η .

2.1.j) Sur quelle grandeur peut-on influencer pour augmenter le rendement ? Au cours d'une étude technico-commerciale du dispositif, quel autre élément faudra-t-il prendre en compte pour concevoir la turbine à gaz ?

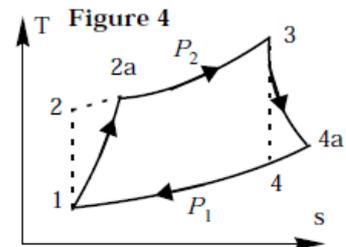
2.2) En fait, le compresseur et la turbine ont des fonctionnements irréversibles et le cycle réel des gaz dans la turbine est représenté figure 4 (états (1) et (3) inchangés) :

- $1 \rightarrow 2a$: l'évolution de l'air dans le compresseur Co n'est plus isentropique ; l'air y reçoit, par unité de masse, le travail w_{Ca} .

- $2a \rightarrow 3$: pendant la combustion, l'évolution reste isobare à la pression constante P_2 ; le gaz reçoit, par unité de masse, le transfert thermique q_{Ea} .

- $3 \rightarrow 4a$: l'évolution des gaz dans la turbine Tu n'est plus isentropique ; les gaz brûlés reçoivent algébriquement, par unité de masse, le travail w_{Ta} .

- $4a \rightarrow 1$: lors de l'éjection des gaz brûlés, l'évolution reste isobare à la pression P_1 ; les gaz reçoivent algébriquement, par unité de masse, le transfert thermique q_{Sa} .



On définit les efficacités η_C et η_T (η_C et η_T sont inférieures à l'unité) respectives du compresseur

$$\text{et de la turbine par : } \eta_C = \frac{w_C}{w_{Ca}} \quad \text{et} \quad \eta_T = \frac{w_{Ta}}{w_T}$$

La relation obtenue à la question 1.1.c est toujours valable et les variations d'énergie cinétique restent négligeables.

2.2.a) Calculer les températures respectives T_{2a} et T_{4a} des points (2a) et (4a) en fonction des températures T_1, T_2, T_3, T_4 et des coefficients η_C et η_T .

2.2.b) Expliquer pourquoi les points (2a) et (4a) se situent respectivement à droite des points (2) et (4) sur la figure 4.

2.2.c) Calculer le rendement η_a de cette turbine à gaz en fonction des températures T_1, T_{2a}, T_3, T_{4a}

2.2.d) Calculer la variation d'entropie massique Δs_{Ca} du gaz pendant l'évolution $1 \rightarrow 2a$ en fonction de T_1, T_{2a}, r, c_p et du rapport des pressions $\alpha = \frac{P_2}{P_1}$.

Calculer de même la variation d'entropie massique Δs_{Ta} du gaz pendant l'évolution $3 \rightarrow 4a$ en fonction de T_3, T_{4a}, α, r et c_p .

2.2.e) Application numérique : en plus des valeurs numériques précédentes, on donne $\eta_C = 0,82$, $\eta_T = 0,85$. Calculer $T_{2a}, T_{4a}, \eta_a, \Delta s_{Ca}$ et Δs_{Ta} .

Problème 2 : environ 1h30

(adapté de Centrale-Supélec 2009 TSI + Centrale-Supélec 2012 TSI + CCP 2012 TSI + CCP 2014 PC)

Les réacteurs nucléaires à eau pressurisée (REP) exploitent l'énergie libérée par la fission de noyaux d'uranium 235 provoquée par des flux de neutrons pour chauffer l'eau d'un premier circuit appelé circuit primaire. Ce dernier va transférer son énergie thermique, via un échangeur appelé générateur de vapeur, à un deuxième circuit : le circuit secondaire. L'eau du secondaire subit un cycle thermodynamique qui consiste en une vaporisation au niveau de la source chaude, une détente de la vapeur dans une turbine (reliée à un alternateur qui va produire de l'électricité), une condensation de la vapeur sortant à basse pression de la turbine et une compression de l'eau condensée afin de ramener cette eau à la pression initiale.

Ce problème a pour objectif d'étudier des aspects thermodynamiques du circuit secondaire et ce, systématiquement, en régime permanent.

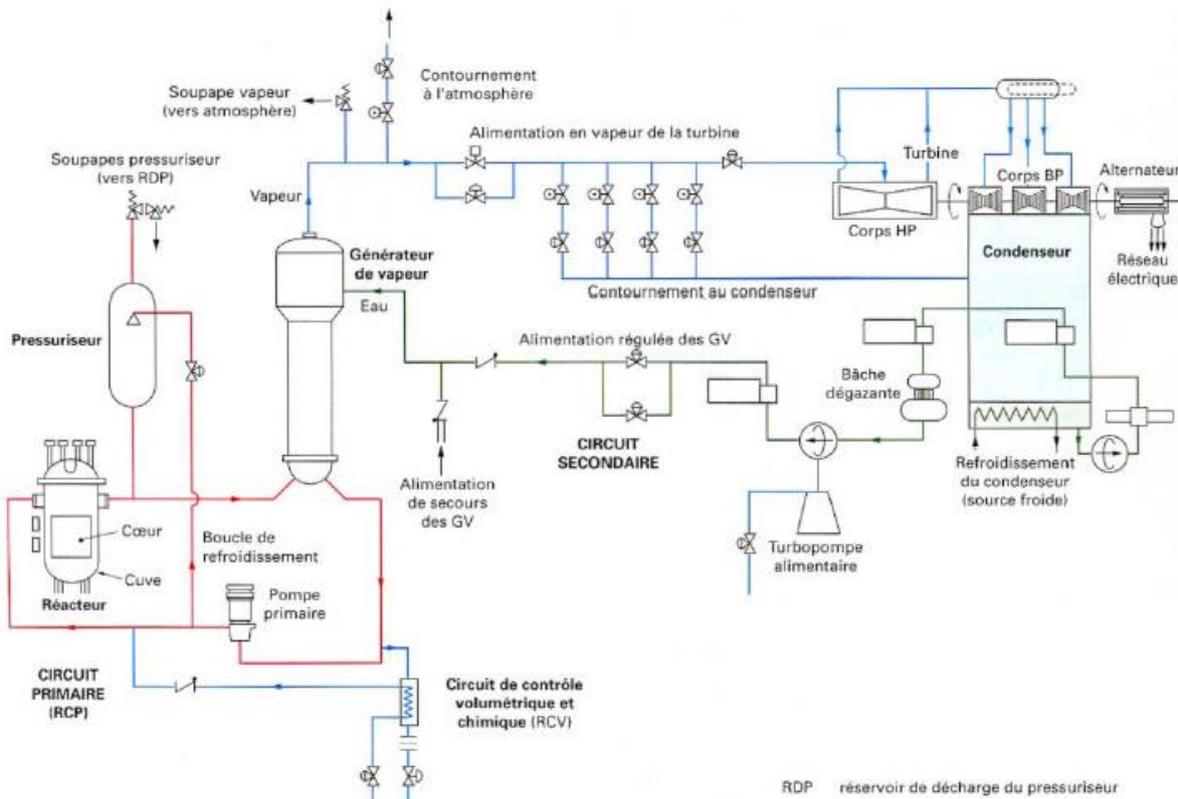


Figure 5. Schéma de principe de fonction d'un REP

Le circuit d'eau secondaire se décompose en deux parties :

- entre le condenseur et le générateur de vapeur (GV), l'eau reste sous forme liquide : c'est l'alimentation du GV ; des turbopompes alimentaires permettent d'élever la pression de cette eau ;
- cette eau se vaporise dans le GV et les tuyauteries de vapeur alimentent successivement les étages de la turbine disposés sur une même ligne d'arbre. La vapeur acquiert une grande vitesse lors de sa détente permettant ainsi d'entraîner les roues à aubages de la turbine.

1) Diagramme de Clapeyron du système liquide-vapeur de l'eau

On désigne par P la pression du système liquide-vapeur et par v son volume massique.

L'équilibre entre l'eau liquide et sa vapeur est caractérisé, à différentes températures, par les données suivantes dont les valeurs numériques sont données dans le tableau 1 :

θ : température

P : Pression de vapeur saturante

v_L : volume massique du liquide saturant
 h_L : enthalpie massique du liquide saturant
 s_L : entropie massique du liquide saturant

v_G : volume massique de la vapeur saturante sèche
 h_G : enthalpie massique de la vapeur saturante sèche
 s_G : entropie massique de la vapeur saturante sèche

θ (°C)	P (bar)	Liquide saturant			Vapeur saturante		
		v_L (m ³ · kg ⁻¹)	h_L (kJ · kg ⁻¹)	s_L (J · K ⁻¹ · kg ⁻¹)	v_G (m ³ · kg ⁻¹)	h_G (kJ · kg ⁻¹)	s_G (J · K ⁻¹ · kg ⁻¹)
35,0	0,0562	$1,00 \times 10^{-3}$	146,3	0,505	25	2561	8,35
285	69,2	$1,35 \times 10^{-3}$	1261	3,11	0,028	2769	5,82

Tableau 1 Données caractéristiques de l'équilibre eau-vapeur

1.1) Représenter l'allure du diagramme de Clapeyron de l'eau. Indiquer la position du point critique C, les domaines liquide (L), liquide + vapeur (L+V), et vapeur (V).

1.2) Représenter, sur le diagramme précédent l'allure de trois isothermes : l'isotherme critique T_C , puis deux isothermes T_1 et T_2 tels que $T_1 < T_2 < T_C$.

1.3) Représenter l'allure du diagramme entropique (T,s) de l'eau. Indiquer la position du point critique C, les domaines liquide (L), liquide + vapeur (L+V), et vapeur (V).

1.4) Représenter, sur le diagramme précédent l'allure de trois isobares : l'isobare critique P_C , puis deux isobares P_1 et P_2 tels que $P_1 < P_2 < P_C$.

1.5) On rappelle que le titre massique en vapeur x d'un système liquide-vapeur est égal au rapport entre la masse m_G d'eau à l'état de vapeur saturante et la masse totale m du système. On désigne, respectivement par : v_m et h_m , le volume massique et l'enthalpie massique du système liquide-vapeur correspondant à un point M du palier de saturation.

Montrer que le titre massique en vapeur x est donné par la relation : $x = \frac{h_m - h_L}{h_G - h_L}$

1.6) On désigne par $l_v(T)$ la chaleur latente massique de vaporisation à la température T (ou enthalpie de vaporisation). Rappeler la relation reliant $l_v(T)$ à $h_G(T)$ et $h_L(T)$ et calculer les chaleurs latentes pour $T_2 = 285^\circ\text{C}$ et $T_1 = 35^\circ\text{C}$.

2) Premier principe industriel

Les hypothèses suivantes seront adoptées dans la suite du problème :

- le régime de fonctionnement de la machine est permanent,
- les variations d'énergie cinétique et potentielle de pesanteur du fluide traversant chaque partie du dispositif sont négligeables devant les autres formes d'énergie.

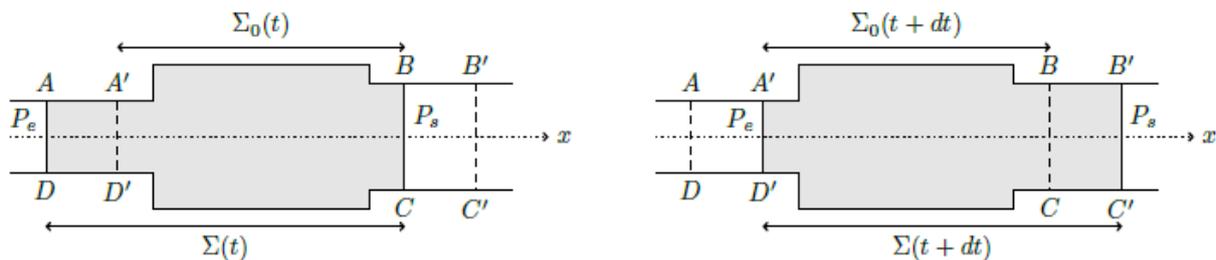


Figure 6. Schéma de principe

Le volume de contrôle $A'BCD'$ définit le système machine ouvert Σ_0 . La masse de fluide gazeux contenue dans ce volume est notée $m_0(t)$ à la date t et $m_0(t+dt)$ à la date $t + dt$. Le fluide s'écoule du réservoir de pression P_e au réservoir de pression P_s ($P_e > P_s$) : pendant la durée dt , une masse δm_e (contenue dans le volume $AA'D'D$) entre par l'ouverture de section S_e et une masse δm_s (contenue dans le volume $BB'C'C$) sort par l'ouverture de section S_s .

Le système fermé Σ considéré pour cette étude occupe à l'instant t le volume $ABCD$ et à l'instant $t + dt$ le volume $A'B'C'D'$. Pour les fluides entrant et sortant, u , h et v désignent respectivement l'énergie interne massique, l'enthalpie massique et le volume massique. Les grandeurs d'échange massiques entre ce système et le milieu extérieur sont :

- le transfert thermique massique q ,
- le travail massique utile w_u fourni à l'intérieur de la machine par des pièces mobiles (ailettes ou pistons).

2.1) Déterminer en fonction de P_e , P_s , v_e et v_s le travail w_p exercé par les forces de pression sur le système Σ entre les instants t et $t + dt$.

2.2) En appliquant le premier principe de la thermodynamique au système Σ entre les instants t et $t+dt$, montrer que : $h_s - h_e = w_u + q$.

Dans la suite du problème tous les calculs se rapporteront à une masse $m = 1 \text{ kg}$ de fluide. La capacité thermique massique c_l du liquide est constante et vaut $4,18 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Le coefficient de dilatation isobare α de l'eau liquide, supposé constant, vaut $1,5 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$.

3) Cycle de Rankine

Le circuit secondaire d'une centrale nucléaire comporte les éléments suivants : un générateur de vapeur, une turbine, un condenseur et une pompe d'alimentation (figure 7)

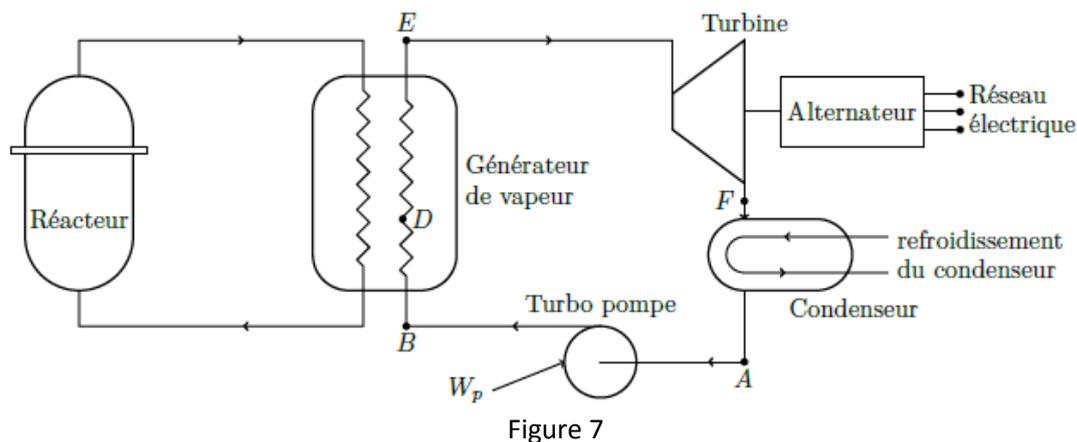


Figure 7

Les transformations subies par l'eau dans ce circuit sont modélisées par le cycle de Rankine décrit ci-dessous.

- $A \rightarrow B$: compression adiabatique réversible, dans la pompe d'alimentation, de la pression $P_1 = 0,0562 \text{ bar}$ à la pression $P_2 = 69,2 \text{ bar}$, du liquide saturant sortant du condenseur à la pression P_1 (état A).

Cette compression entraîne une élévation ΔT de la température du liquide.

- $B \rightarrow D$: échauffement isobare du liquide dans le générateur de vapeur qui amène le liquide de l'état B à l'état de liquide saturant sous la pression P_2 (état D).

- $D \rightarrow E$: vaporisation totale (vapeur saturante), dans le générateur de vapeur, sous la pression P_2 .

- $E \rightarrow F$: détente adiabatique réversible, dans la turbine, de P_2 à P_1 .

- $F \rightarrow A$: liquéfaction totale, dans le condenseur, sous la pression P_1 , de la vapeur présente dans l'état F.

3.1) Représenter le cycle décrit par l'eau dans les diagrammes de Clapeyron et entropique.

3.2) Démontrer qu'une transformation adiabatique réversible est une transformation isentropique.

3.3) La différentielle de l'entropie massique du liquide s'écrit, en fonction des variables T et p :

$$ds = c_L \frac{dT}{T} - \alpha v_L dp$$
 On note $\Delta T = T - T_1$ l'élévation de la température du liquide dans la pompe d'alimentation.

Sachant que $\Delta T \ll T_1$, calculer ΔT .

On supposera, pour ce calcul, que le liquide est incompressible et que son volume massique v_L vaut $10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$. Dans la suite du problème on négligera ΔT devant T_1 .

3.4) Calculer le titre x_F et l'enthalpie massique h_F du système liquide-vapeur sortant de la turbine (état F). En déduire le travail massique indiqué w_{IT} échangé par le fluide dans la turbine.

Une vapeur humide est d'autant plus corrosive pour les pales de la turbine que son titre est faible, que pensez-vous de la détente étudiée ?

3.5) Calculer les transferts thermiques q_1 et q_2 reçus par 1 kg d'eau respectivement, dans le condenseur et dans le générateur de vapeur.

3.6) Calculer le travail w_{cycle} reçu, par 1 kg de fluide, au cours du cycle. Comparer à w_{IT} .

3.7) Calculer le rendement thermodynamique η du cycle. Comparer ce rendement à celui η_C d'un cycle de Carnot décrit entre les mêmes températures extrêmes T_1 et T_2 . Conclure.

4) Cycle de Hirn

4.1) Par rapport au cycle de Rankine, on ajoute un surchauffeur (2 - 2') qui fonctionne lui aussi de façon isobare (figure 8). On donne $T'_2 = 500^\circ\text{C}$.

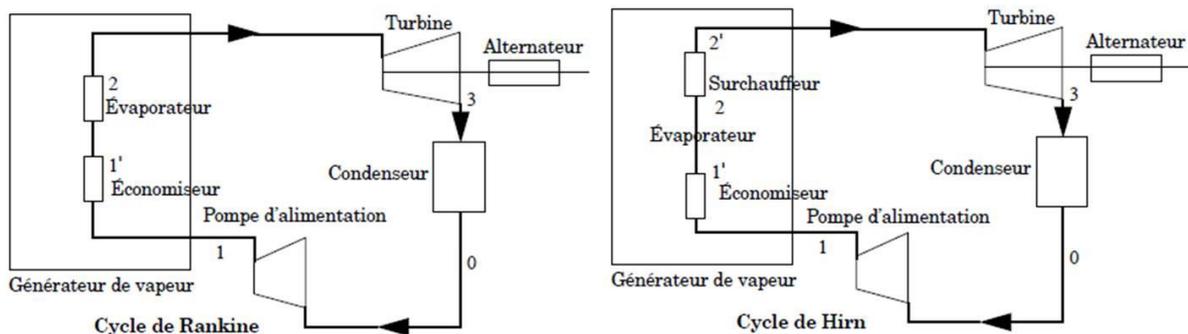


Figure 8

4.1.a) Représenter l'allure du cycle de Hirn décrit par le fluide dans les diagrammes de Clapeyron et entropique. On supposera que l'eau à la sortie de la turbine est sur le palier d'équilibre liquide-vapeur à T_1 .

4.1.b) Expliquer qualitativement l'effet du surchauffeur sur les parties mobiles de la machine.

4.2) Calcul de l'efficacité

On donne ci-dessous des extraits de tables thermodynamiques pour l'eau :

Vapeur sèche à 500°C et 69,2 bar : $h = 3410 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ et $s = 6,80 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

4.2.a) Déterminer le titre massique et l'enthalpie massique de la vapeur à la sortie de la turbine.

4.2.b) Calculer les nouveaux transferts thermiques q_1 et q_2 reçus par 1 kg d'eau respectivement, dans le condenseur et dans le générateur de vapeur.

4.2.c) Calculer le rendement du cycle. Conclure sur les deux valeurs de rendement calculées.

4.2.d) Donner deux avantages du cycle de Hirn par rapport au cycle de Rankine.

Problème 3 : environ 1h

(adapté de e3a 2005 PSI)

Les mesures de débits d'écoulement par organe déprimogène consistent à accélérer l'écoulement par une diminution de la section de passage et à mesurer la variation de pression ainsi provoquée.

Ces débitmètres ont été parmi les premiers utilisés, suite à la découverte en 1797 par G. Venturi du tube qui porte son nom. Ils sont largement répandus en secteur industriel et en génie civil (station de pompage, usine de traitement des eaux, centrale hydroélectrique,...) tant pour les liquides que pour les gaz et vapeurs ; les organes déprimogènes sont caractérisés par leur rapport de contraction de diamètre et regroupent les tubes de Venturi, les tuyères et les diaphragme.

1) Etude préliminaire d'un écoulement

Considérons l'écoulement stationnaire d'un fluide homogène, soumis au champ de pesanteur, dans une conduite horizontale dont la section décroît de façon continue, comme le montre la figure 9. Le fluide est supposé incompressible, de masse volumique ρ_f et de viscosité négligeable. Les pertes de charge ne sont pas prises en compte.

Dans la partie amont (référéncée (1)), de diamètre D_1 (section d'aire S_1), la pression sera notée P_1 et la vitesse du fluide V_1 . Les mêmes grandeurs avec l'indice 2 seront employées pour la zone d'étranglement notée (2). Le rapport des diamètres D_2/D_1 est appelé β , rapport de contraction.

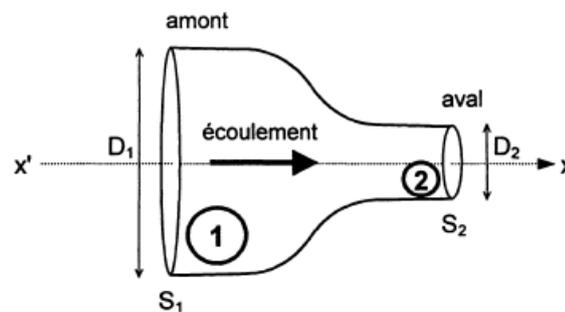


Figure 9

- 1.1) L'écoulement étant supposé unidimensionnel, que pouvez-vous dire des grandeurs liées à tout point d'une section droite de la conduite ?
- 1.2) Schématiser quelques lignes de courant dans la conduite ; quelles remarques ce tracé vous inspire-t-il ?
- 1.3) Justifier puis écrire la conservation du débit volumique entre les sections droites d'aires S_1 et S_2 .
- 1.4) En précisant ses conditions d'application, donner la relation de Bernoulli.
- 1.5) Que représente cette équation ? Quelle est la signification physique de chacun des trois termes ? Appliquer cette relation le long d'une ligne de courant judicieusement choisie.
- 1.6) Décrire qualitativement les évolutions de la vitesse et de la pression du fluide lors du rétrécissement de la conduite.
- 1.7) Exprimer la vitesse V_2 du fluide au niveau du rétrécissement en fonction de P_1 , P_2 , ρ_f et du rapport de contraction β . La variation de pression entre P_1 et P_2 pourra être notée ΔP .
- 1.8) Citer des exemples d'applications simples et de réalisations illustrant la variation de pression observée au niveau de la zone contractée (ce qui constitue l'effet Venturi).

2) Tube de Venturi

Monté sur une canalisation cylindrique de section S_1 , ce dispositif comporte successivement un premier tube tronconique dénommé convergent (C) suivi d'un tube cylindrique de section réduite S_2 , appelé col (T), puis d'un second tube tronconique assez long appelé divergent (D), avant de retrouver

la section initiale S_1 , comme l'illustre la figure 10. Les angles d'ouverture du convergent et du divergent sont normalisés et désignés par α_c (respectivement α_D).

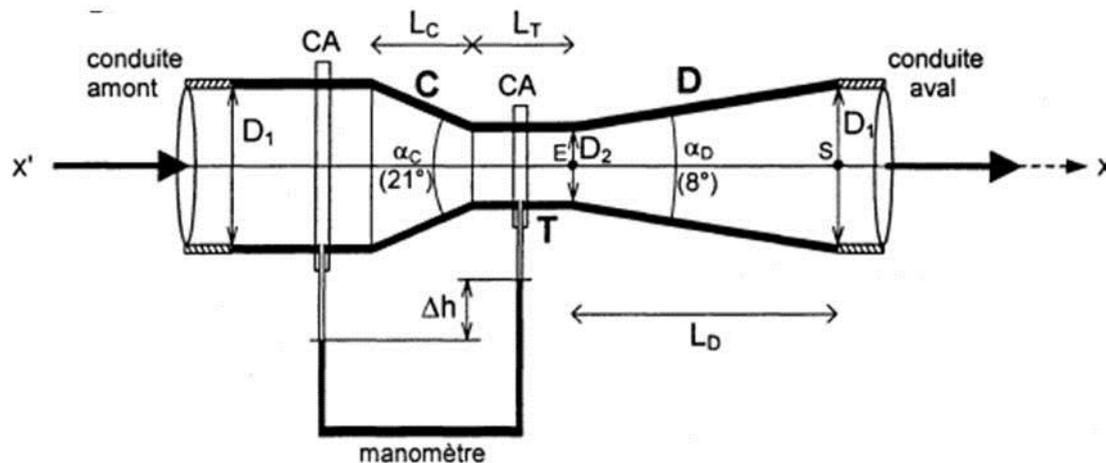


Figure 10

Dans les sections 1 et 2 sont insérés deux tubes de faible diamètre δ ($\delta < D_1/10$) reliés à un manomètre rempli de mercure (de masse volumique ρ_{Hg}). Ces prises de pressions sont disposées dans une double enveloppe du tube cylindrique au niveau d'une chambre annulaire (CA), à $D_1/2$ avant (C) pour la zone amont et à $D_1/2$ après (C) pour le col.

Lorsque le fluide (qui possède les mêmes caractéristiques d'écoulement que dans l'étude préliminaire) transite dans le tube de Venturi, une dénivellation Δh est relevée entre les surfaces de séparation mercure/fluide dans les deux branches du manomètre.

2.1) Expliquer le rôle du convergent (C) dans le tube de Venturi.

2.2) Justifier la dimension et la localisation des prises de pression.

2.3) Relier la dénivellation Δh à la différence de pression ΔP .

2.4) En utilisant les résultats établis en partie 1, établir l'expression du débit volumique noté Q_v sous

la forme :
$$Q_v = K \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}}$$

K étant un terme constant à expliciter en fonction de D_2 et β . En déduire que la dénivellation Δh résulte du débit volumique de l'écoulement.

2.5) Proposer un mode d'étalonnage afin d'obtenir la plus grande précision possible sur la mesure du débit. Comment cette précision évolue-t-elle en fonction de la valeur de β ?

2.6) A l'aide des caractéristiques géométriques de ce débitmètre et des paramètres expérimentaux fournis ci-après, calculer le débit volumique théorique Q_v du fluide dans cette conduite (exprimé en m^3 /heure).

Conduite de refoulement d'une centrale hydroélectrique	
Diamètre conduite amont	$D_1 = 600$ mm
Type de fluide	Eau
Température d'écoulement	$t = 10^\circ\text{C}$
Pression amont	$P_1 = 5$ bars
Viscosité du fluide	$\mu = 10^{-3}$ Pa.s
Masse volumique du fluide	$\rho_f = 999$ kg.m ⁻³
Diamètre du col	$D_2 = 350$ mm
Longueur du convergent	$L_c = 675$ mm
Longueur du col	$L_T = 700$ mm

Longueur du divergent	$L_D = 1787 \text{ mm}$
Dénivelée manométrique	$\Delta h = 21 \text{ cm (Hg)}$
Masse volumique du mercure	$\rho_{\text{Hg}} = 13546 \text{ kg.m}^{-3}$
Accélération de la pesanteur	$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$

2.7) Dans le cas où l'écoulement faiblit, le débit volumique n'étant plus que le dixième du débit maximal autorisé $Q_{v(\text{max})}$, que devient la variation de pression ΔP mesurée en fonction de sa valeur maximale $\Delta P_{(\text{max})}$?

En déduire qualitativement l'ordre de grandeur de la plage d'utilisation potentielle de ce tube de Venturi.

2.8) Expliquer le rôle joué par le divergent (D).

2.9) Calculer les vitesses V_E et V_S du fluide, les pressions P_E et P_S aux points E et S situés, sur une même ligne de courant, respectivement dans les sections d'entrée et de sortie du divergent (de longueur L_D).

2.10) Envisager les sources potentielles d'erreurs de mesure du débit.

Pour prendre en compte ces autres erreurs, les constructeurs d'appareil, dans une plage de fonctionnement donnée et conformément à des normes, introduisent un coefficient correcteur

appelé coefficient de décharge C_Q (fonction de β) : $Q_V = C_Q K \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}}$

2.11) Dans les conditions de l'expérience décrite, C_Q vaut 0,985 ; en déduire le débit volumique réel du fluide dans la conduite (exprimé en m^3/heure).

3) Autre dispositif

Cette partie aura un coefficient non négligeable.

Citer un autre dispositif de mesure qui permette de remonter à la vitesse ou au débit volumique d'un écoulement. Proposer un schéma. Soyez le plus précis possible sur son fonctionnement.