

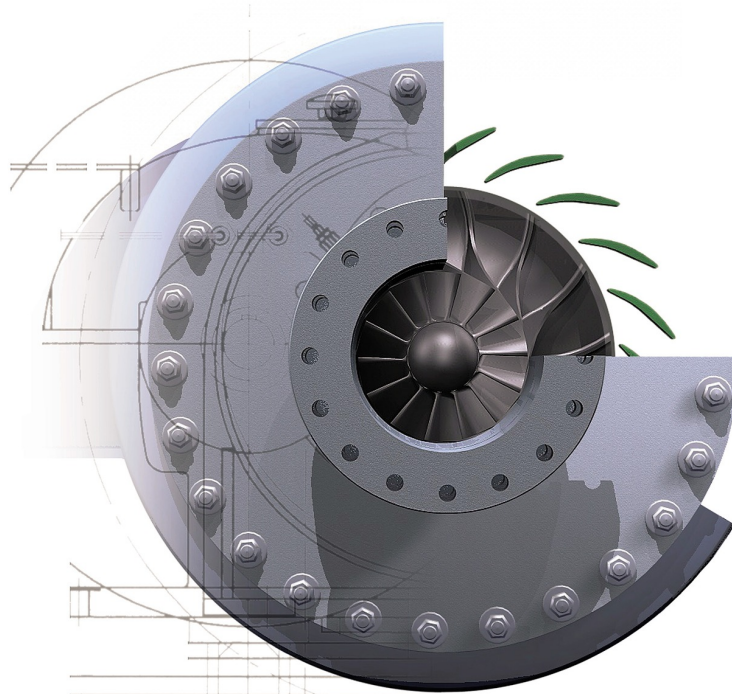
ÉNERGÉTIQUE AVANCÉ

Énoncés de TD

Stéphane Chevalier^a

^aArts et Métiers Bordeaux,
Esplanade des Arts et Métiers, 33405 Talence.
contact : stephane.chevalier@u-bordeaux.fr

18 mars 2022



ED 1 : Machines et réseaux

Exercice 1 : Adaptation d'une pompe sur un réseau hydraulique

On souhaite pomper de l'eau d'un grand réservoir à un autre placé 3 m plus haut comme indiqué sur la figure 1. Le diamètre de la conduite est de 15 cm et sa longueur totale de 60 m.

Les coefficients de pertes de charges sont estimés comme :

- $\xi_e = 0,5$ pour l'entrée du tuyau ;
- $\xi_c = 1,5$ pour le coude à 90° ;
- $\xi_s = 1,0$ pour la sortie du tuyau ;
- $\lambda = 0,02$ pour les pertes de charge régulières dans le tuyau.

Les performances de la pompe sont données dans la figure 1 ci-dessous.

1. Déterminer la valeur du débit volumique circulant dans cette pompe. En déduire la hauteur nette ainsi que le rendement global. Pensez-vous que cette pompe soit adaptée à la situation ?
2. Calculez la puissance du moteur servant à actionner cette pompe.
3. Quel serait le débit dans la conduite avec deux pompes identiques en série ? En parallèle ?

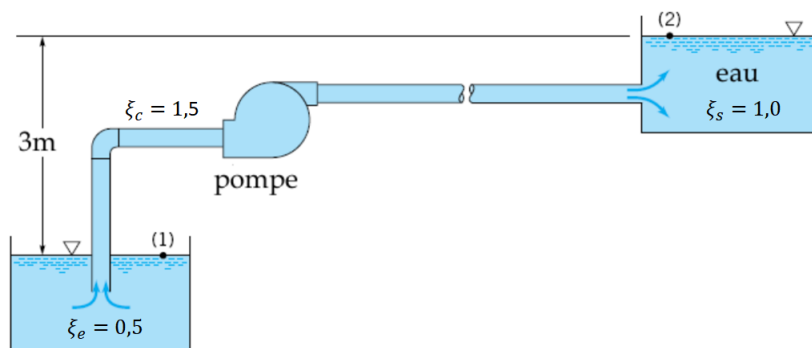


FIGURE 1 – Schéma du circuit hydraulique

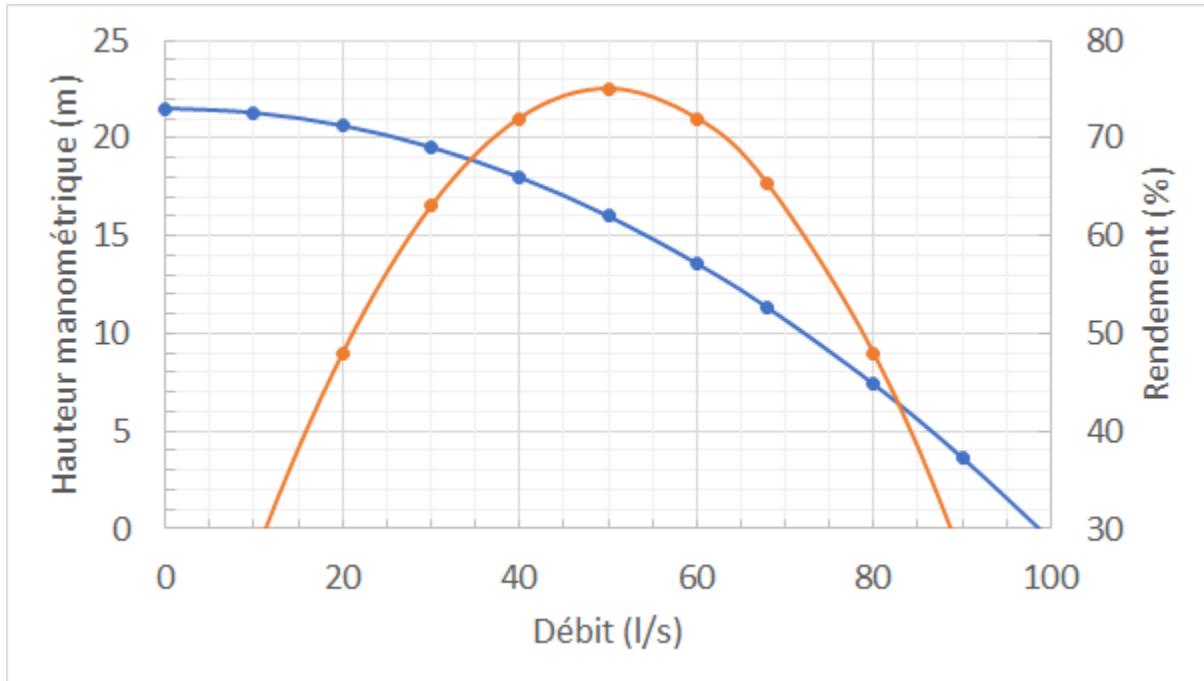


FIGURE 2 – Courbes constructeur de la pompe

Exercice 2 : Étude d'un axillaire dans un système de pile à combustible

Les piles à combustible sont des systèmes de conversion de l'énergie chimique contenue dans l'hydrogène en énergie électrique. Ce système a l'avantage de ne rejeter que de l'eau dans l'atmosphère. Pour que le système fonctionne, un compresseur amène de l'air dans un réseau de canaux (flèches rouges dans la figure ci-dessous). On se propose ici de quantifier la perte de charge subit par le flux d'air et de vérifier que le compresseur choisi pourra fonctionner correctement.

Le système étudié se compose d'une seule cellule pouvant produire une cinquantaine de Watts. Afin de simplifier le problème, la géométrie des canaux se ramène à 10 canaux en parallèle de 30 cm de longueur et de section carré ($a = 5$ mm de côté). On ne prendra en compte que les pertes de charge régulières dans cet exercice.

1. Schématiser le circuit aéraulique en faisant apparaître les canaux, la machine et les points entrée/sortie à partir desquels s'effectuera le bilan énergétique.
2. Établir la relation permettant de calculer le travail que doit fournir le compresseur au système. On l'exprimera sous forme d'une unité de pression.
3. Calculer le point de fonctionnement du compresseur. On s'aidera pour cela du diagramme de Moody fourni dans le cours, et du tableau ci-dessous à remplir. La viscosité de l'air est donnée à $\mu = 1,7 \times 10^{-5}$ Pa.s et sa masse volumique à $\rho = 1,2$ kg/m³. Nous ferons l'hypothèse d'un tube lisse.

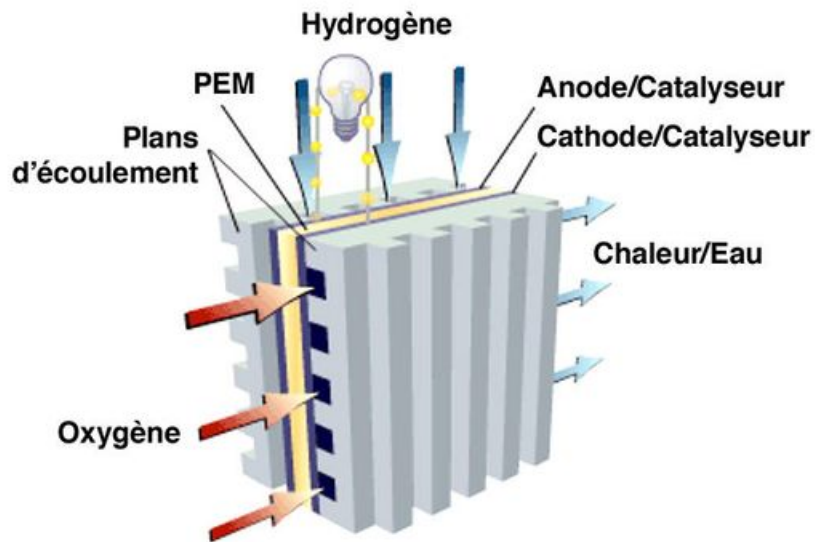


FIGURE 3 – Schéma d'une pile à combustible.

4. Calculer la puissance électrique consommée par le compresseur.

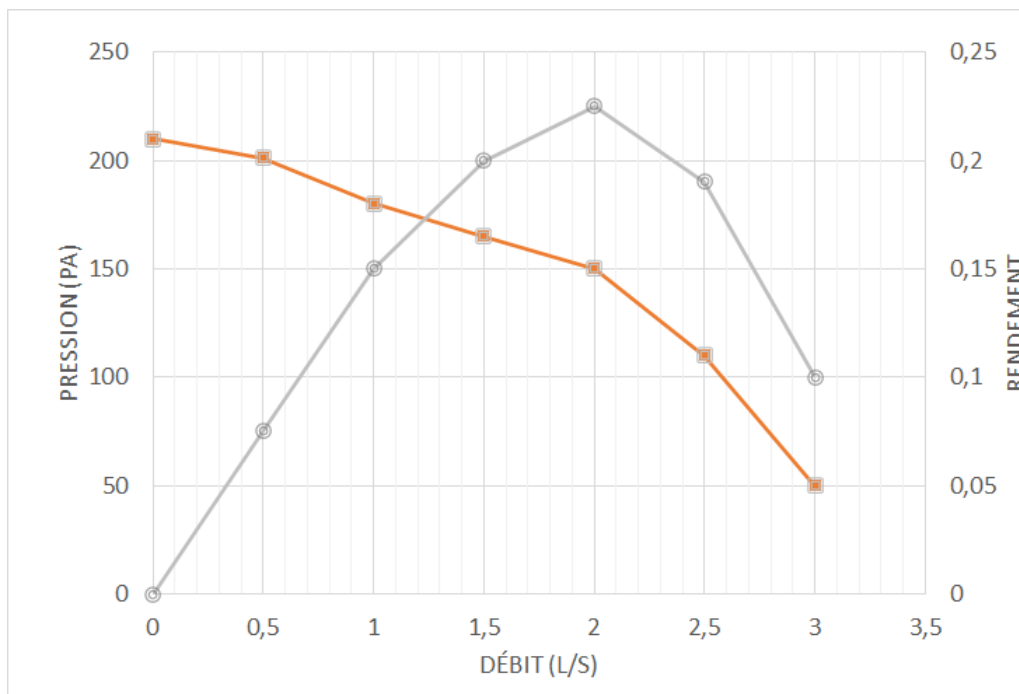


FIGURE 4 – Courbe machine du compresseur utilisé sur le système pile à combustible.

q_v (l/s)	v (m/s)	Nb de Reynolds, Re	Coef. de pertes de charge, λ	ΔP (Pa)
0.5				
1				
1.5				
2.0				
2.5				
3.0				

TABLE 1 – Tableau à remplir pour le calcul des pertes de charge

Exercice 3 : Dimensionnement d'une turbine hydraulique

Cet exercice est à faire en autonomie lors d'une séance d'OH.

La figure 5 ci-dessous représente l'installation générale d'une turbine hydraulique pour une hauteur de chute faible $h = 11$ m, traversée par un débit de $q_v = 110$ m³/s.

1. Déterminer la puissance cédée par le fluide traversant la turbine.
2. Si la turbine a un rendement global de 90%, déterminer la puissance cédée par la turbine à la génératrice électrique.
3. La génératrice électrique est un alternateur de type synchrone à 32 paires de pôles qui délivre un courant de fréquence 50 Hz. De quel type de turbine s'agit-il ?
4. Donner une estimation de la taille de cette turbine.

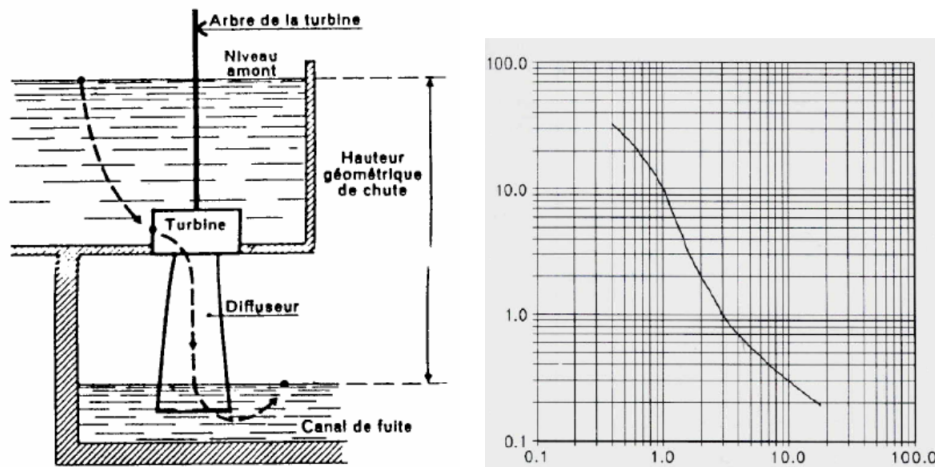


FIGURE 5 – Schéma de l'installation et diagramme de Cordier. Sur le diagramme de Cordier, Ω_s est en ordonnée et R_s en abscisse.

ED 2 : Cinématique des turbomachines

Exercice 1 : Etude d'une turbine Kaplan

Une turbine Kaplan est schématisée sur la figure 6. Cette turbine produit une puissance de 8 MW, pour une hauteur nette de chute de 13,4 m et une vitesse de rotation de 200 tr/min.

En entrée de turbine, le distributeur a une hauteur de 1,6 m. La distance entre la sortie du distributeur et l'axe de la roue est de 1,55 m. Le diamètre extérieur de la roue est de 2,9 m et le ratio diamètre intérieur sur diamètre extérieur est de 0,4.

On supposera que le rendement de la turbine est de 92%. La masse volumique de l'eau est de 1000 kg/m^3 et $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

1. Annoter le schéma de la figure 6 et donner le sens de rotation de la roue.
2. Donner les caractéristiques de la turbine Kaplan (réceptrice-génératrice, axiale-radiale et à réaction-action).
3. Calculer le débit volumique q_v traversant la turbine.
4. Dessiner la section en sortie de distributeur et calculer la vitesse absolue en sortie de distributeur.
5. Calculer la vitesse absolue axiale en entrée de roue.
6. Tracer le triangle des vitesses en entrée et en sortie d'aubage. On supposera que la vitesse absolue en sortie de roue est purement axiale.
7. Calculer les angles α et β en entrée et en sortie de roue.

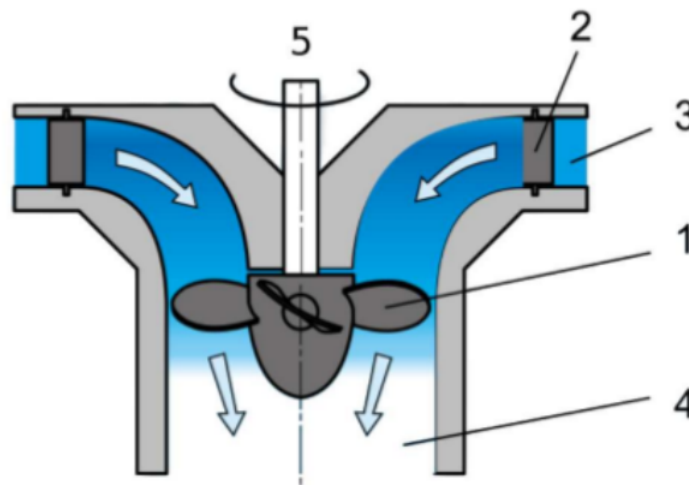


FIGURE 6 – Schéma en coupe d'une turbine Kaplan

Exercice 2 : Etude d'une pompe hélice

La roue d'une pompe hélice tourne à 1450 tr/min et a un diamètre de moyeu de 155 mm. Sur ce moyeu sont montés 6 aubages dont les extrémités sont situées sur un cercle fictif de 250 mm de diamètre. Pour chacun des aubages, et à mi-hauteur, l'angle β_1 est égal à 70° , alors que l'angle β_2 vaut 50° . Cette roue est précédée d'un distributeur alimenté en eau circulant de manière purement parallèle à la direction de l'écoulement $\vec{e}_e$ dans l'ouïe d'aspiration. Au débit nominal, l'angle du fluide à la sortie du distributeur est adapté à celui d'entrée sur la roue, et le fluide quitte la roue selon uniquement la direction $\vec{e}_e$.

1. Donner les caractéristiques de cette pompe hélice.
2. Calculer le débit nominal de la pompe.
3. Calculer et représenter le diagramme des vitesses à mi-hauteur des aubages (roue et distributeur). On donnera la valeur de l'ensemble des angles et des composantes des vitesses. On indicera 0 l'entrée du distributeur, 1 entre la sortie du distributeur et l'entrée de roue, 2 la sortie de la roue.
4. Quelle est la puissance brute de cette machine? En supposant un rendement hydraulique de $\eta_h = 80\%$, et un rendement volumique $\eta_v = 92\%$, en déduire les puissances hydraulique et utile.
5. En admettant que la pression à l'amont du distributeur soit de 4 bar, quelle est sa valeur entre le distributeur et la roue d'une part, à la sortie de la roue d'autre part? On négligera les pertes de charge et l'énergie potentielle dans la pompe.

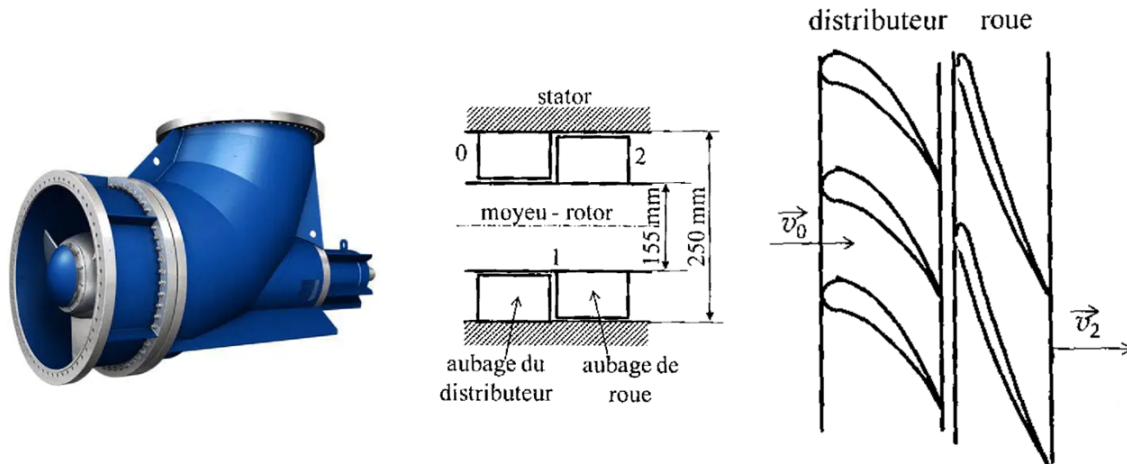


FIGURE 7 – De gauche à droite : photo d'une pompe hélice, schéma en coupe du distributeur et de la roue, schéma des aubages avec l'orientation des pâles.

ED 3 : Cavitation dans les pompes et les réseaux

Exercice 1 : Étude de la cavitation dans la TORNADO 3000

Votre société, leader mondial de la pompe, vient de vendre chez votre meilleur client sa toute dernière technologie en matière de pompe centrifuge : la TORNADO 3000. Vous avez procédé à l'installation de cette pompe, et vous devez maintenant vérifier qu'elle répond bien au cahier des charges voulu par le client. Elle doit délivrer au moins $50 \text{ m}^3/\text{h}$ sur leur installation, consommer moins de 3 kW , et bien sûr ne pas être en situation de cavitation.

Dans l'usine de votre client (un grand fabricant de peinture), votre TORNADO 3000 amène un solvant issu d'un cristalliseur vers un décanteur avant d'être conditionné. Le niveau (constant) de solvant dans le cristalliseur est 2 m au-dessus de celui dans le décanteur (également à niveau constant). La pression dans la cuve du cristalliseur est de $1,2 \text{ bar}$. Pour un bon fonctionnement du décanteur, la pression à son entrée doit être de 2 bar .

La canalisation entre le cristalliseur et la pompe mesure $1,5 \text{ m}$ de long et a un diamètre interne 10 cm . Le coefficient de pertes de charges linéaire est $\lambda = 0,07$. Elle comporte une vanne de fond de cuve (dont le coefficient de perte de charge vaut $\xi_v = 12$) et un coude arrondi (dont le coefficient de perte de charge vaut $\xi_c = 5$).

La canalisation entre la pompe et le décanteur est identique à celle côté aspiration, mais mesure 7 m de long. Elle ne comporte pas de singularité.

Le solvant a une masse volumique de $875 \text{ kg}/\text{m}^3$.

1. Vérifier qu'au point de fonctionnement, la TORNADO 3000 délivre un débit d'au moins $50 \text{ m}^3/\text{h}$ et consomme moins de 3 kW . Votre bureau d'étude vous a fourni la courbe machine mesurée dans leur laboratoire (Figure 9).
2. On souhaite vérifier maintenant qu'il n'y a pas apparition de cavitation à l'entrée de la pompe pour le point de fonctionnement précédemment déterminé. Vos ingénieurs du BE vous ont fourni la courbe du NPSH requi mesurée dans leur laboratoire. La pression de vapeur saturante du solvant est $P_{vs} = 4200 \text{ Pa}$. Par un calcul de NPSH requi, vérifier que la pompe ne cavite pas.

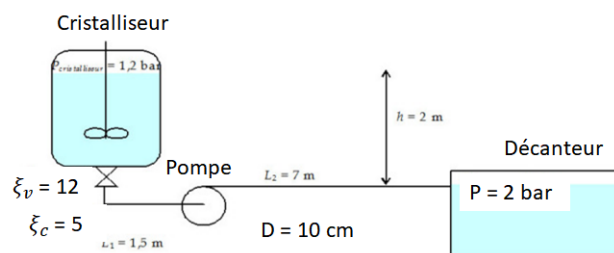


FIGURE 8 – Schéma du circuit.

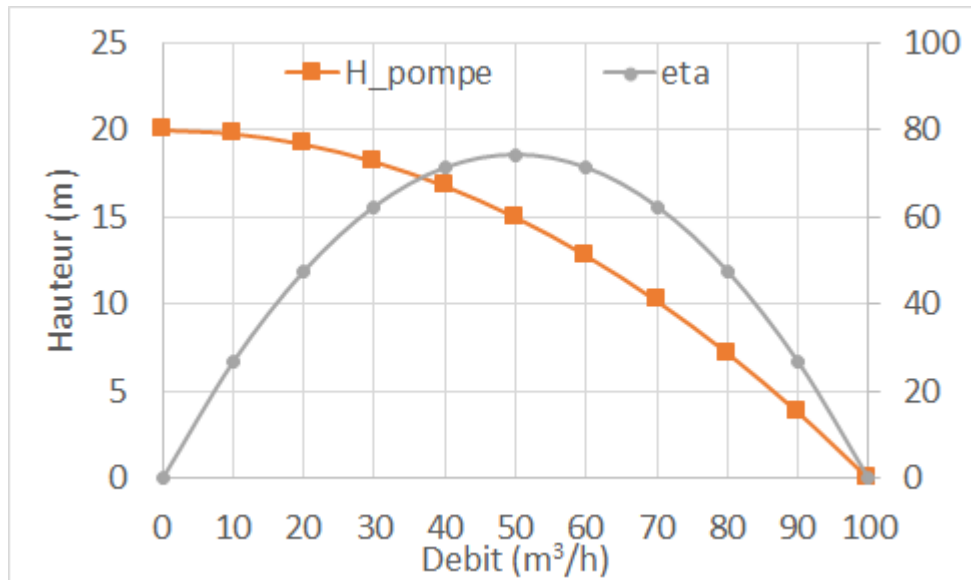


FIGURE 9 – Courbes machine et de rendement de la TORNADO 3000. L'équation de la courbe machine est $H_m = 20 - 2 \times 10^{-3} q_v^2$

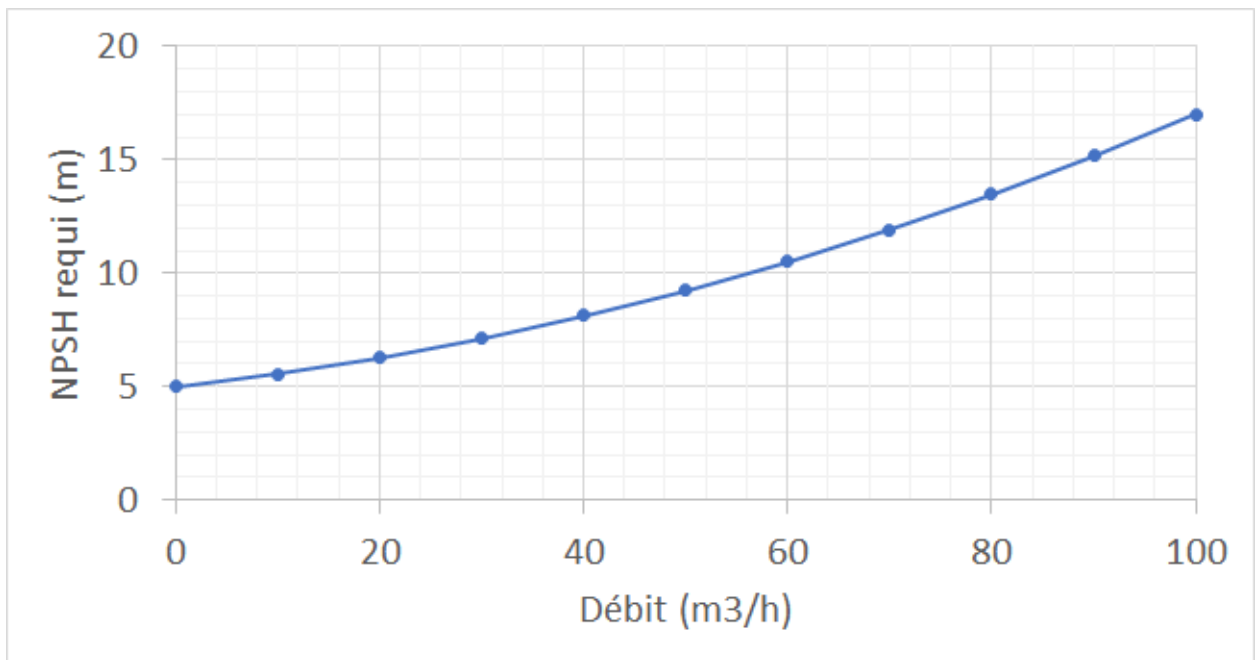


FIGURE 10 – Courbe de NPSH requi de la TORNADO 3000

Exercice 2 : Dimensionnement d'un injecteur dans une installation hydraulique

On se propose dans cet exercice de dimensionner le diamètre d'un injecteur afin d'éviter cavitation dans une installation hydroélectrique. Celle-ci est composée d'une retenue d'eau, d'une conduite forcée, d'un injecteur (ou buse), d'une turbine Pelton et une canalisation de sortie.

L'injecteur se situe à une altitude $z_i = 800$ m, le début de la conduite à $z_c = 1950$ m et la surface du réservoir à $z_r = 2000$ m. Le coefficient de pertes de charge régulières a été mesuré à $\lambda = 0,003$. Le diamètre de la conduite est $D = 60$ cm pour une longueur totale $L_c = 2$ km. Nous prendrons également les propriétés suivantes : $p_{atm} = 1$ bar, $p_{vs} = 2300$ Pa, $\rho = 1000$ kg/m³, et $g = 9,81$ m/s².

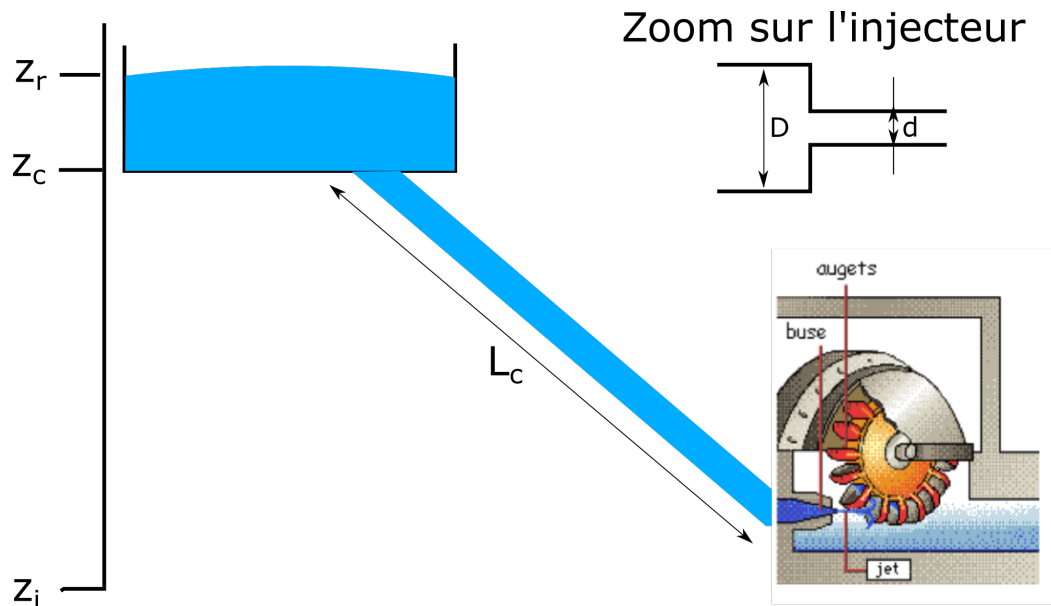


FIGURE 11 – Schéma de l'installation hydraulique et de l'injecteur.

1. A partir de la conservation du débit, exprimer la vitesse v_c de la conduite en fonction de celle en sortie de l'injecteur v_i .
2. Exprimer la vitesse de sortie de l'eau au niveau de l'injecteur. On négligera les pertes de charge singulières dans l'ensemble de l'installation.
3. A quel endroit de l'installation aura-t-on la pression minimum ? Spécifier la condition de non-cavitation à cette endroit.
4. Déterminer le diamètre maximum d de la sortie de l'injecteur. On se servira des expressions précédentes donnant les vitesses v_i et v_c .
5. Tracer le diagramme énergétique à partir de la surface du réservoir, le long de la conduite et jusqu'à la sortie de l'injecteur.

ED 4 : Écoulements compressibles

Exercice 1 : Écoulement dans une tuyère de Laval

Le sujet porte sur l'étude de l'écoulement dans une tuyère dite de « Laval », du nom de son inventeur l'ingénieur suédois Gustaf de Laval qui en a découvert le principe en 1887.

La tuyère est un tube creux composé de trois parties (Figure 12) :

- une partie convergente ;
- le col (section de la tuyère où le diamètre est minimum) ;
- une partie divergente.

La tuyère permet de convertir l'enthalpie des gaz de combustion en énergie cinétique. On la trouve par exemple dans les moteurs de fusées ou d'avion, où elle permet, comme nous allons le voir de maximiser la vitesse d'éjection des gaz en passant en régime supersonique, afin de maximiser la poussée. Elle est alimentée par un fluide issu d'une chambre de combustion représentée ici par un réservoir. La pression, densité et température du fluide, supposé pratiquement à l'arrêt dans le réservoir, sont notées p_0 , ρ_0 et T_0 .

1. Analyse théorique

- (a) Rappeler ce qu'est une tuyère amorcée.
- (b) Démontrer la relation de Hugoniot à partir des équations de conservation de masse, énergie, de détente isentropique et du modèle gaz parfait.
- (c) A partir de la relation de Hugoniot, démontrer que seule une forme de tuyère convergente puis divergente permet d'accélérer un écoulement subsonique puis supersonique.
- (d) Écrire les équations donnant l'évolution de la pression, température, et masse volumique dans un écoulement en détente isentro-

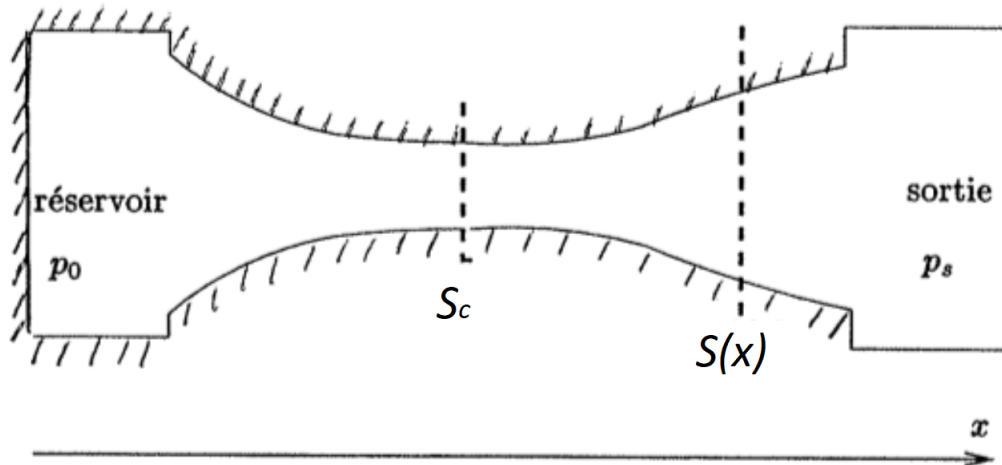


FIGURE 12 – Schéma de principe d'une tuyère de Laval. La section au col est S_c et la section courante à l'abscisse x est $S(x)$

pique en fonction du nombre de Mach, i.e. $p(x)/p_0$, $T(x)/T_0$, $\rho(x)/\rho_0$.

- (e) Si la tuyère est amorcée, quelles sont les propriétés de température, pression, et masse volumique au col ? On calculera les valeurs numériques en prenant $\gamma = 1,4$.
- (f) Tracer qualitativement les évolution de température, pression, masse volumique et vitesse en fonction de leur position dans la tuyère. Expliquer ce comportement.
- (g) Soit $q_m = \rho S V$ le débit massique. Montrer qu'il peut s'écrire sous la forme :

$$q_m = S(x) p_0 \sqrt{\frac{\gamma}{r T_0}} \times f(\text{Ma})$$

où $f(\text{Ma})$ est une fonction du nombre de Mach uniquement que l'on explicitera.

- (h) La fonction $f(\text{Ma})$ est tracée sur la Figure 13. Quel est, en fonction de l'aire au col S_c et des conditions dans le réservoir, le débit maximum que peut véhiculer la tuyère ?

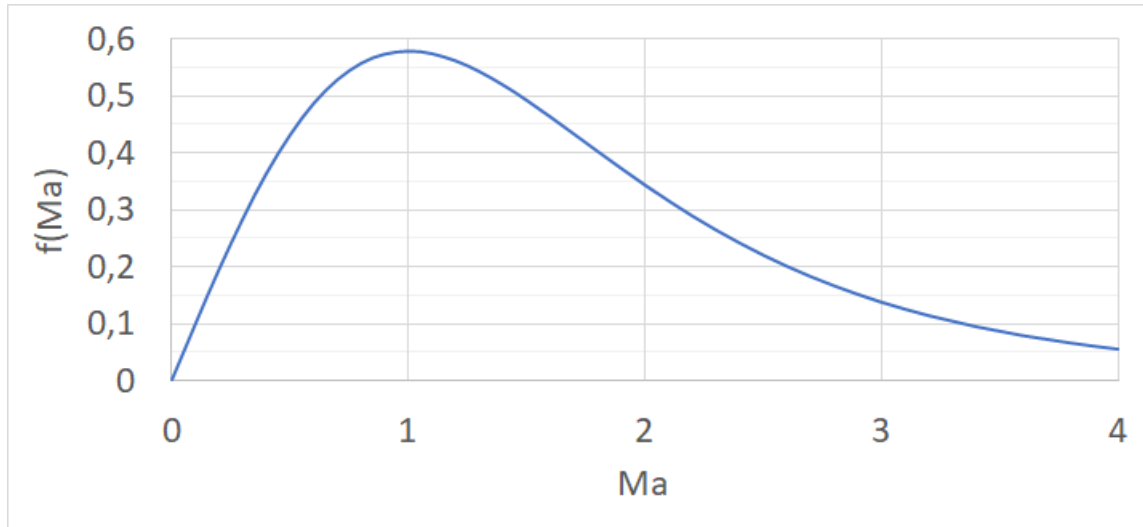


FIGURE 13 – Fonction $f(Ma)$ pour $\gamma = 1,4$.

2. Application numérique

Une tuyère est dimensionnée pour détendre un gaz, assimilé à de l'air (gaz parfait avec $\gamma = 1,4$, $r = 287 \text{ J}/(\text{kg.K})$) entre un réservoir où $p_0 = 10 \text{ bars}$, $T_0 = 573 \text{ K}$, et la pression atmosphérique (pression de sortie 1 bar). Le débit souhaité est de $q_m = 4 \text{ kg/s}$. On veut obtenir une tuyère adaptée.

- Calculer la section à donner au col.
- Calculer la section terminale à partir du rapport de pression et du nombre de Mach de sortie.
- En prenant un angle du divergent de 10° , quelle doit être la longueur du divergent ?
- Calculer la poussée.
- Vérifier que l'enthalpie totale se conserve entre l'entrée et la sortie de la tuyère, i.e. $\Delta_{es}h_0 = \Delta_{es}h + \Delta_{es}e_c = 0$. Comment expliquer ce phénomène ?

Exercice 2 : Régime optimal de vol d'un statoréacteur

Le schéma du statoréacteur est présenté sur la Figure 14. Ce système propulsif est le plus simple moteur d'avion et consiste en une entrée d'air, un diffuseur, une chambre de combustion et une tuyère. Le statoréacteur est prévu pour fonctionner à grande vitesse. L'air pénètre à haute pression dans l'entrée d'air et se mélange au combustible pulvérisé par des injecteurs permettant d'échauffer l'air à la température T_{04} . A partir de là, la génération de poussée est identique à celle de la tuyère de Laval.

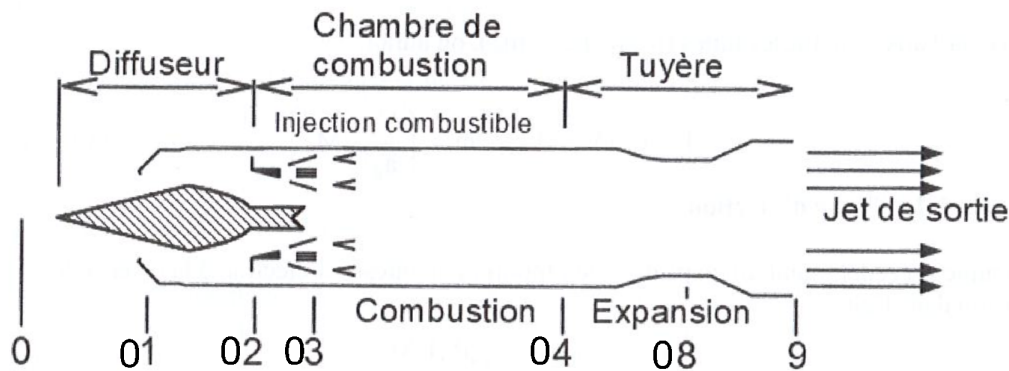


FIGURE 14 – Schéma d'un statoréacteur.

Ce propulseur doit être lancé pour fonctionner (il ne fonctionne pas à vitesse nulle), ce qui limite son développement en termes de transport et réserve son usage pour d'autres applications, militaire notamment. Enfin, à noter une propriété importante de ce système, les nombres de Mach en sortie et en entrée sont identiques, i.e. $Ma_0 = Ma_9$. Cette propriété est due à l'absence d'éléments tournant dans le système.

Les conditions de vol en haute altitude ($z = 12000$ m) correspondent à des conditions de pression et de température : $p_0 = 18,8$ kPa et $T_0 = 216$ K, respectivement. La température de sortie de la chambre de combustion est de $T_{04} = 1900$ K, et le pouvoir calorifique du combustible choisi est : $PCI = 42800$ kJ/kg. On effectuera les calculs pour les nombres de Mach suivants : 1,5, 1,75, 2, 2,25, 2,5, 2,75, 3, 3,25 et 3,5.

Dans l'ensemble des calculs, nous prendrons $\gamma = 1,4$, $c_p = 1000 \text{ J/kg/K}$ et $r = 287 \text{ J/kg/K}$.

1. Calculer la température et la pression d'entrée totale, T_{00} et p_{00} , dans le statoréacteur.
2. On s'intéresse maintenant à l'écoulement dans la tuyère du statoréacteur. Quel est la vitesse d'éjection des gaz en sortie : $\mathcal{V}_9$?
3. Calculer la poussée spécifique $f_p = F_p/q_m$? Pour quel nombre de Mach celle-ci est optimum ?
4. Pour ce nombre de Mach optimum, en déduire la consommation spécifique. Elle est définie comme la masse de combustible brûlée par unité de débit d'air divisée par la poussée spécifique, $\mathcal{C}_p = (q_{comb}/q_m)/f_p$. On s'aidera pour cela d'un bilan de puissance dans la chambre de combustion.

Exercice 3 : Écoulement isentropique dans une tuyère

Cet exercice est à faire en autonomie lors d'une séance d'OH.

On considère l'écoulement isentropique du dioxyde de carbone dans une tuyère telle que représentée sur la Figure 15. A la section (1) de cet écoulement, la température est $T_1 = 60^\circ \text{C}$ et la vitesse $\mathcal{V}_1 = 350 \text{ m/s}$. Pour le CO_2 , nous prendrons $\gamma = 1,3$ et $M_{\text{CO}_2} = 44 \text{ g/mol}$.

1. Déterminer la vitesse $\mathcal{V}_2$ à la section (2) où le nombre de Mach $\text{Ma}_2 = 2$.
2. Calculer alors le rapport des sections S_2/S_1 .

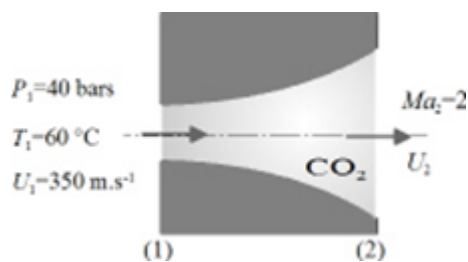


FIGURE 15 – Écoulement dans une tuyère.

ED 5 : Cycles à gaz incondensable

Exercice 1 : Rendements d'une turbine à gaz (cycle de Joule)

Nous étudions une turbine à gaz avec les caractéristiques suivantes : un rapport de compression, $\pi_c = p_h/p_b$, de 10, un débit d'air sec de 100 kg/s, et un débit de combustible de 1 kg/s. L'air sec entre dans le compresseur à 300 K et 1 bar. Le combustible est du gaz naturel possédant un PCI de 50 MJ/kg.

1. Cycle idéal

Tracer sur le diagramme entropique de l'air sec le cycle de Joule idéal avec les conditions suivantes :

- 1 à 2 : compression isentropique
- 2 à 3 : chauffage isobare
- 3 à 4 : détente isentropique
- 4 à 1 : refroidissement isobare

On demande de :

- (a) Calculer la puissance nette du cycle idéal à partir des enthalpies lues sur le diagramme entropique de l'air.
- (b) Calculer le rendement du cycle idéal. Comparer le au rendement théorique calculé avec le modèle gaz parfait. Commenter.
- (c) Calculer le travail net adimensionnel. Que pensez-vous de sa gamme de fonctionnement ? Peut-on augmenter le travail fourni par cette turbine ?

2. Cycle réel

Sur le même diagramme entropique de l'air sec, superposer le cycle réel. Nous prendrons un rendement isentropique de compression égal à 0,90 et de détente égal à 0,85.

- (a) Calculer la puissance nette et le rendement du cycle réel.
- (b) Calculer le rendement théorique d'une turbine réelle. Comparer le à celui calculé précédemment.

Exercice 2 : Cycle thermodynamique de la propulsion par jet

Un avion, propulsé par un turboréacteur, vole à une altitude où la pression atmosphérique est de 35 kPa et la température de l'air extérieur, de -40°C . La vitesse de l'avion est de 260 m/s. Le débit d'air à l'entrée du compresseur est de 45 kg/s et le rapport de pression dans le compresseur est de 10. La température des gaz à l'entrée de la turbine est de 1100°C . Le compresseur et la turbine ont un rendement isentropique de compression et de détente de 0,9, et la tuyère un rendement isentropique de détente de 0,85. La compression dans le diffuseur est supposée parfaite.

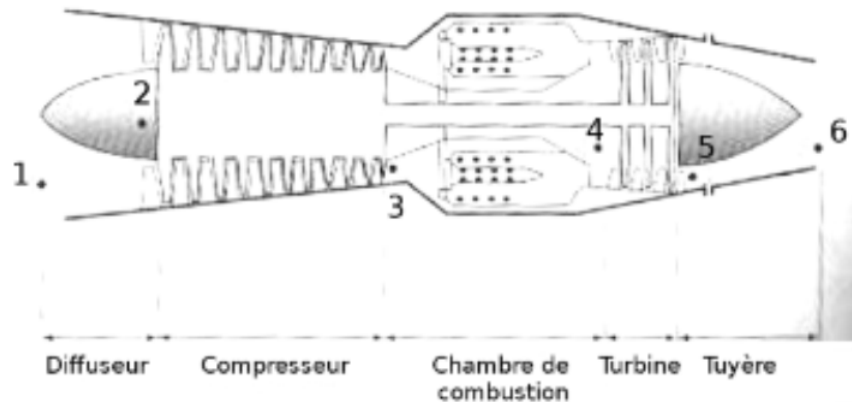


FIGURE 16 – Schéma d'un turboréacteur simple flux.

Nous ferons l'hypothèse que la vitesse des gaz dans le compresseur, la chambre de combustion et la turbine sont négligeables devant celles à l'entrée du diffuseur et à la sortie de la tuyère.

1. Tracer qualitativement le cycle thermodynamique suivi par l'air dans le turboréacteur dans un diagramme T-s. Nous prendrons soin de distinguer les variables totales de celles statiques.
2. La température et la pression totale des gaz à la sortie de la turbine.
3. La vitesse des gaz à la sortie de la tuyère.
4. Le rendement de propulsion.

Hypothèse : la turbine fonctionne en régime permanent, $c_p = 1003$ J/kg/K et $\gamma = 1,4$, les variations d'énergie cinétique et potentielle sont négligeables, excepté à l'entrée du diffuseur et à la sortie de la tuyère. Le travail produit par la turbine est entièrement consommé par le compresseur.

ED 6 : Cycles à vapeur condensables

Exercice 1 : Étude d'un cycle frigorifique

Le but de cet exercice est d'étudier les performances d'un cycle frigorifique optimisé avec l'ajout d'un échangeur au centre. On comparera les performances de ce cycle au COF de Carnot.

Un échangeur est placé dans le système afin de réchauffer le gaz avant l'entrée du compresseur et de refroidir le liquide avant de le détendre. A l'entrée du compresseur la vapeur est à -10°C . On suppose que le compresseur consomme une puissance de 100 W. Le fluide est détendu jusqu'à une pression de 0,8 bar. Le fluide travail est le R134a, et il circule à un débit de 2 g/s.

1. Calculer le rapport de compression du compresseur, puis la puissance frigorifique. Le compresseur est considéré isentropique.
2. Calculer ensuite le COF de ce cycle. Comparer le au COF théorique. Commenter.

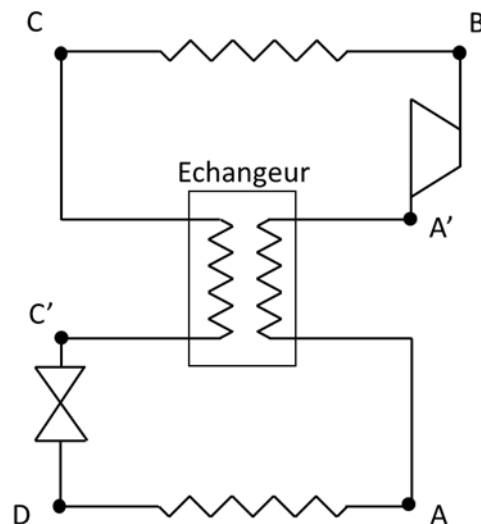
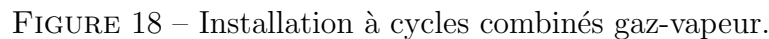


FIGURE 17 – Schéma du cycle frigorifique.

Le but de cet exercice est de caractériser l'installation à cycles combinés schématisée sur les figures 18 et 19. On calculera l'état thermodynamique des fluides à chaque point de fonctionnement, ainsi que les différents rendements. L'étude se limitera au cycle turbine à gaz dans cet examen.



- Température d'arrêt entrée compresseur : $T_{01} = 288 \text{ K}$;
- Pression d'arrêt entrée compresseur : $p_{01} = 1,013 \text{ bar}$;
- Température d'arrêt sortie compresseur : $T_{02} = 621 \text{ K}$;
- Taux de compression : $p_{02}/p_{01} = 11$;
- On prendra pour l'air : $\gamma = 1,4$ et $c_p = 1004,5 \text{ J/(kg.K)}$;
- Le débit d'air est $q_a = 300 \text{ kg/s}$.

1. Tracer qualitativement dans un diagramme T-s le cycle thermodynamique suivi par le fluide entre les points 1 et 6.
2. Déterminer le rendement isentropique du compresseur.
3. Déterminer la puissance absorbée par le compresseur.

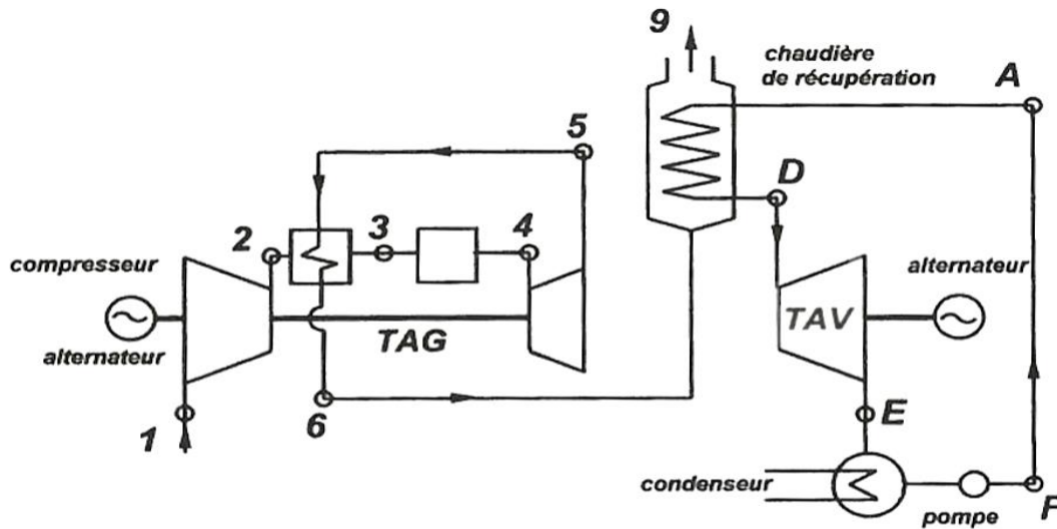


FIGURE 19 – Schéma de principe de l'installation à cycles combinés gaz-vapeur.

La perte de charge entre la sortie du compresseur 2 et l'entrée de la turbine 4 est $\Delta p/p_{02} = 5\%$. La perte de charge entre la sortie du turbine 5 et la sortie de la chaudière de récupération 9 est $\Delta p/p_{05} = 5\%$ également. La pression en 9 est égale à la pression en 1. De plus on a :

- Température à l'entrée de la turbine : $T_4 = 1500 \text{ K}$;
- Rendement isentropique de détente dans la turbine $\eta_d = 0,88$;
- Pour les gaz brûlés, on prendra $\gamma_f = 1,33$ et $c_{p,f} = 1100 \text{ J/(kg.K)}$.

4. Calculer le taux de détente dans la turbine.

5. Calculer la température en sortie de turbine T_{05} .

La température en sortie de l'échangeur est $T_{06} = 823 \text{ K}$. On suppose que la chaleur est intégralement transmise d'un circuit à l'autre (chaudière adiabatique). Pour les calculs entre les points 3 et 4, on prendra une valeur moyenne $c_{p,moy} = 1052 \text{ J/(kg.K)}$. Le pouvoir calorifique inférieur (PCI) du gaz naturel utilisé ici est de 50 MJ/kg .

6. Calculer la température T_{03} à l'entrée de la chambre de combustion. On pourra négliger pour ce faire le débit de carburant dans le bilan enthalpique.

7. Calculer le débit de carburant q_{GN} .
8. Calculer la puissance fournie par la turbine.
9. Calculer la puissance du cycle de la turbine à gaz.
10. Calculer le rendement du cycle de la turbine à gaz. Comparer le au rendement théorique. Commenter.

ED 7 : Cinématique des turbomachines à fluides compressibles

Exercice 1 : Étude d'un compresseur centrifuge

Dans cet exercice on se propose d'analyser en détail l'ensemble des échanges d'énergie qui ont lieu au sein d'un compresseur centrifuge. Nous en déduirons son rendement isentropique de compression.

Dans une installation de production d'énergie à concentration solaire, un compresseur industriel est utilisé pour maintenir de l'air sous une pression statique à 1,6 bar dans un circuit aérolitique. Le compresseur utilisé est de type radial (ou centrifuge) et mono-étagé. Il est composé d'un convergent, point e , qui amène le fluide jusqu'à l'entrée de la roue, point 1. Le fluide traverse la roue jusqu'au point 2, puis passe au travers du diffuseur jusqu'au point 3. En sortie de l'étage de compression, la volute collecte le flux d'air pour le guider vers le circuit extérieur. Le compresseur sera considéré adiabatique dans toute l'étude.

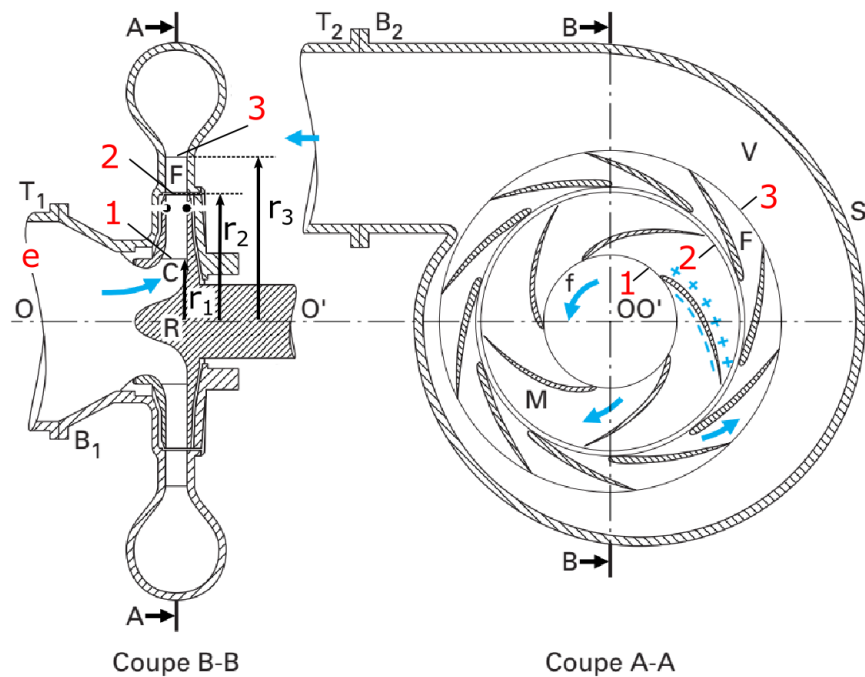


FIGURE 20 – Coupes du compresseur centrifuge.

Le compresseur absorbe un débit $6600 \text{ m}^3/\text{h}$ d'air. A l'entrée du convergent, l'air est considéré statique à la température de 300 K et la pression de 1 bar . Le compresseur tourne à $12\,000 \text{ tr/min}$. Chacune des étapes de la compression va maintenant être étudiée avant d'établir le rendement du compresseur. Nous tracerons le diagramme énergétique de l'air dans les différents organes à partir du diagramme entropique fourni à la fin du document. Ce diagramme sera associé au triangle des vitesses sur la roue et le diffuseur.

1. Étude du convergent

- (a) A l'entrée de la roue, la vitesse de l'air atteint 96 m/s . Calculer la variation d'énergie cinétique entre e et 1 , puis placer les points e , 1 et 01 sur le diagramme énergétique.
- (b) En déduire les enthalpies d'arrêts aux points e et 01 .
- (c) Quelle est la pression et la température statique au point 1 ?

2. Étude la roue.

Nous ferons l'hypothèse que le fluide rentre radialement sur la roue (i.e. $\mathcal{V}_{1t} = 0$). L'aubage a les rayons suivant $r_1 = 55 \text{ mm}$ et $r_2 = 250 \text{ mm}$, ainsi qu'un angle β de fuite $\beta_2 = 45^\circ$. La largeur des pâles en entrée et en sortie de roue est $b_1 = 55 \text{ mm}$ et $b_2 = 85 \text{ mm}$.

En sortie de roue, la pression et la température d'arrêt sont mesurées à 395 K et $2,1 \text{ bar}$.

- (a) Calculer le débit massique en entrée de roue.
- (b) Placer le point 02 sur le diagramme énergétique. En déduire le travail échangé sur l'arbre, ainsi que la puissance du compresseur.
- (c) Calculer les vitesses tangentielles $\mathcal{U}_1$ et $\mathcal{U}_2$ du rotor.
- (d) Tracer le triangle des vitesses en entrée et sortie de roue.
- (e) A partir du théorème d'Euler et du triangle des vitesses, en déduire la vitesse de sortie du fluide en sortie de roue, et son énergie cinétique.

- (f) Placer le point 2 sur le diagramme énergétique et vérifier que le débit massique est bien conservé.
- (g) Placer le point 2_{is} dans le cas d'une transformation isentropique. En déduire la vitesse isentropique de l'air en ce point. Quelle est la conséquence des frottements dans la roue ?

3. Étude du diffuseur.

Les ailettes du diffuseur sont considérées adaptées à l'écoulement (orientées selon $\vec{\mathcal{V}}_2$). Le rayon extérieur du diffuseur est $r_3 = 420$ mm, et sa largeur est identique à celle de la sortie de roue, i.e. $b_3 = b_2$. Les conditions statiques en sortie du diffuseur sont 1,6 bar et 380 K.

- (a) Placer le point 3 sur le diagramme entropique.
- (b) A partir du bilan d'énergie entre 02 et 03, placer le point 03 et en déduire la variation d'énergie cinétique entre ces deux points.
- (c) En déduire les composantes axiale et tangentielle de la vitesse en sortie du diffuseur.
- (d) Calculer les angles α_2 et α_3 . Construire le triangle des vitesses sur le diffuseur.
- (e) Quel est le rôle du diffuseur ?
- (f) Quelle serait l'énergie cinétique du fluide dans le cas d'une transformation isentropique dans le diffuseur ? A quoi sont dues les pertes d'énergie ?

4. Étude énergétique du compresseur.

- (a) Placer le point A correspondant à l'état du fluide lors d'une transformation isentropique jusqu'à la pression p_{03} .
- (b) Calculer le rendement isentropique de compression.
- (c) A partir du diagramme énergétique, calculer les frottements à partir du second principe de la thermodynamique, i.e. $\mathcal{T}_f = \int_e^3 T ds$.

- (d) En déduire la variation du travail des forces de pressions, aussi appelé travail polytropique, $\int_e^3 dp/\rho$.
- (e) Calculer le rapport $(\mathcal{T}_a - \mathcal{T}_f)/\mathcal{T}_a$ et vérifier que l'on retrouve bien le rendement isentropique de compression.

Exercice 2 : Moteur à combustion interne suralimenté avec un turbo-compresseur

Un moteur à pistons-cylindres utilisé pour propulser un petit véhicule est suralimenté par un turbocompresseur qui augmente la pression et la température de l'air d'admission à partir d'énergie extraite des gaz d'échappement (le turbocompresseur est une pièce ne nécessitant aucun apport extérieur d'énergie sous forme de travail ou de chaleur. Le moteur a ainsi les caractéristiques de fonctionnement suivantes :

- l'air admis dans les cylindres est à 117 ° C et 2 bar ;
- l'énergie de combustion fournie chaque cycle est de 900 kJ/kg ;
- le rapport volumétrique de compression $\varepsilon = V_{03}/V_{04}$ est de 17 ;
- les capacités calorifiques de l'air et des fumées sont respectivement 1 000 et 1 100 J/kg/K ;
- le coefficient isentropique sera pris pour de l'air à $\gamma = 1,4$.

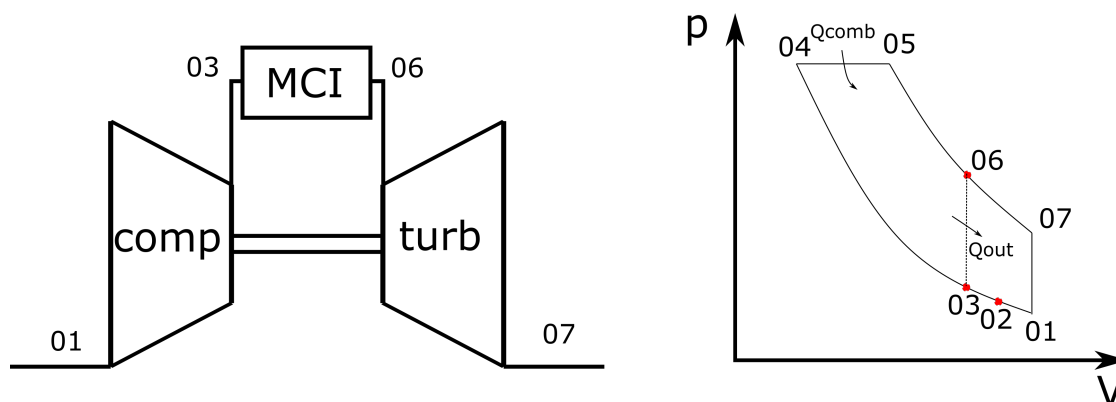


FIGURE 21 – Schéma du système MCI + turbocompresseur et du cycle thermodynamique associé.

Nous considérons le cas de fonctionnement optimal, c'est-à-dire le

suivi du cycle de Diesel, selon les caractéristiques suivantes :

- compression et détente isentropiques ;
- combustion à pression constante ;
- rejet de chaleur à volume constant.

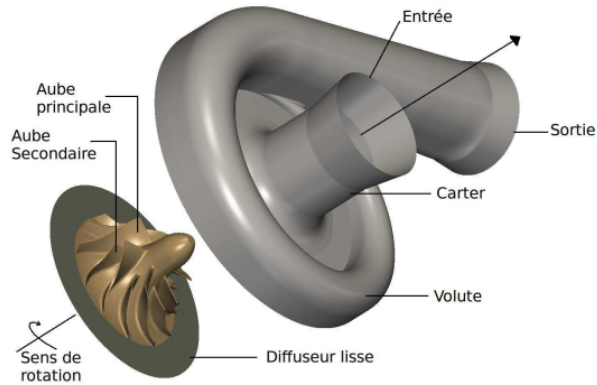
1. Cette première partie concerne l'étude du moteur à combustion interne. L'objectif étant de calculer le travail pouvant être récupéré à la sortie des gaz d'échappement par la turbine.

- (a) Quelle est la température de l'air à la fin de la compression ?
- (b) Quelle est la température des gaz à la fin de la combustion ?
- (c) Quelle est la pression maximale atteinte dans le moteur ?
- (d) Quelle est la température à la fin de la détente ?
- (e) Quelle est la pression au point 06 ?
- (f) Quelle est la température à la sortie de la turbine ? La détente s'effectue jusqu'à 2 bar. En déduire le travail transmis au compresseur. La détente est effectuée avec un coefficient isentropique de $\eta_d = 0,66$.
- (g) Quel est le rendement du moteur ?

2. Cette seconde partie se focalise sur l'analyse du compresseur permettant de comprimer et de réchauffer l'air avant son entrée dans le MCI. On considère que l'ensemble du travail récupéré par la turbine est transféré au compresseur. Il a les caractéristiques suivantes :

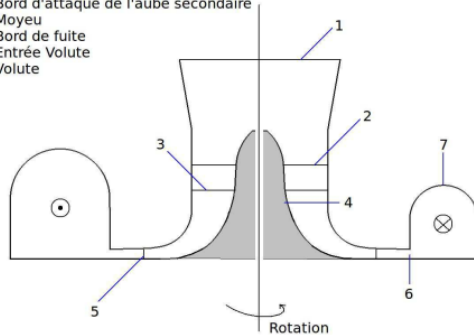
- une vitesse de rotation de 225 000 tr/min ;
- un rayon interne de roue de $R_1 = 9,25$ mm ;
- un rayon externe de roue de $R_2 = 12,7$ mm ;
- une épaisseur de roue en sortie de $b_2 = 5$ mm ;
- un angle d'aubage en sortie de roue de $\alpha_2 = 78^\circ$;
- l'air rentre normalement à la direction de l'écoulement en entrée de roue, et à une pression de $p_{01} = 1$ bar et une température $T_{01} = 300$ K.

- (a) Placer le point 2 sur le diagramme entropique de l'air. En déduire le nombre de mach en sortie de roue. On sait que la pression totale au point 02 est de 2,3 bar.
- (b) Calculer la vitesse en sortie de diffuseur (point 3), sachant que la pression est $p_3 = 1,7$ bar. Quel est le rôle du diffuseur ?
- (c) Tracer le triangle des vitesses en entrée et sortie de roue, et en entrée et sortie de diffuseur.
- (d) Quel est le rendement isentropique du compresseur ?
- (e) Quel est le débit massique de l'air traversant le compresseur ? En déduire la puissance du moteur ? Commentez ?

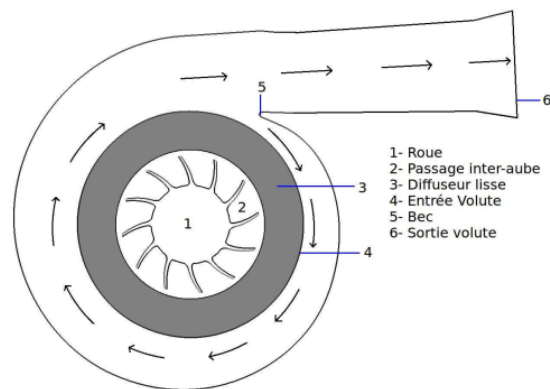


(a) Vue 3D.

- 1- Entrée d'air
- 2- Bord d'attaque de l'aube principale
- 3- Bord d'attaque de l'aube secondaire
- 4- Moyeu
- 5- Bord de fuite
- 6- Entrée Volute
- 7- Volute



(b) Coupe verticale.



(c) Coupe horizontale.

FIGURE 22 – Schéma du compresseur radial utilisé.