

TRAVAUX PRATIQUES

DE

MÉCANIQUE DES FLUIDES

Liste des TP

1. Écoulement turbulent en conduite

2. Anémométrie fil chaud

3. Écoulement autour d'une aile

4. Turbine Pelton

Alphabet grec

majuscule	minuscule	nom	valeur	majuscule	minuscule	nom	valeur
A	α	alpha	a	N	ν	nu	n
B	β	bêta	b	Ξ	ξ	xi	x
Γ	γ	gamma	g	O	\omicron	omicron	o
Δ	δ	delta	d	Π	π	pi	p
E	ϵ	epsilon	é	P	ρ	rhô	r
Z	ζ	zêta	dz	Σ	σ	sigma	s
H	η	êta	ê	T	τ	tau	t
Θ	θ	thêta	th	Y	υ	upsilon	u
I	ι	iota	i	Φ	ϕ	phi	ph
K	κ	kappa	k	X	χ	khi	kh
Λ	λ	lambda	l	Ψ	ψ	psi	ps
M	μ	mu	m	Ω	ω	oméga	ô

Consignes pour venir en TP

Chaque étudiant doit **impérativement avoir lu ces textes** avant de se présenter à la première séance de TP. Il doit également **se munir d'une calculatrice**. Les séances ont lieu au Laboratoire TP Fluides et Thermique, bât. 502, Campus Universitaire, 91405 ORSAY, tél. 01 69 15 80 93.

Pour y accéder en transport en commun, il y a deux possibilités :

- RER B arrêt « Le Guichet » + bus 269-2 arrêt « de Broglie » ou bus 06-07 arrêt « de Broglie »,
- RER B arrêt « Orsay Ville » + arrêt « Yvette » bus 06-07 circuit Plateau (l'arrêt de bus « Yvette » est 50 m après la gare d'Orsay-Ville en direction de la rivière l'Yvette) et arrêt « de Broglie ».

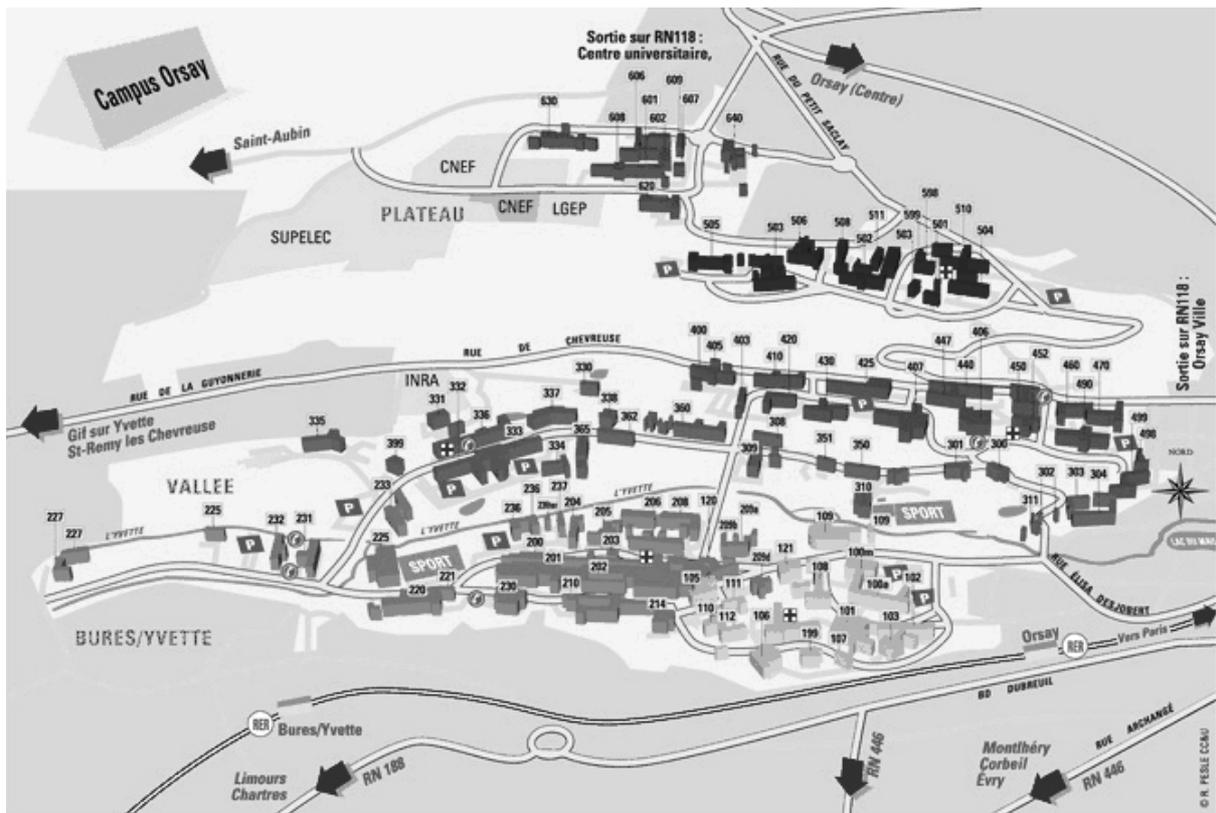
Durée du trajet à partir de la station Châtelet : environ **1h 15min**

Pour y accéder par la route il y a également deux possibilités :

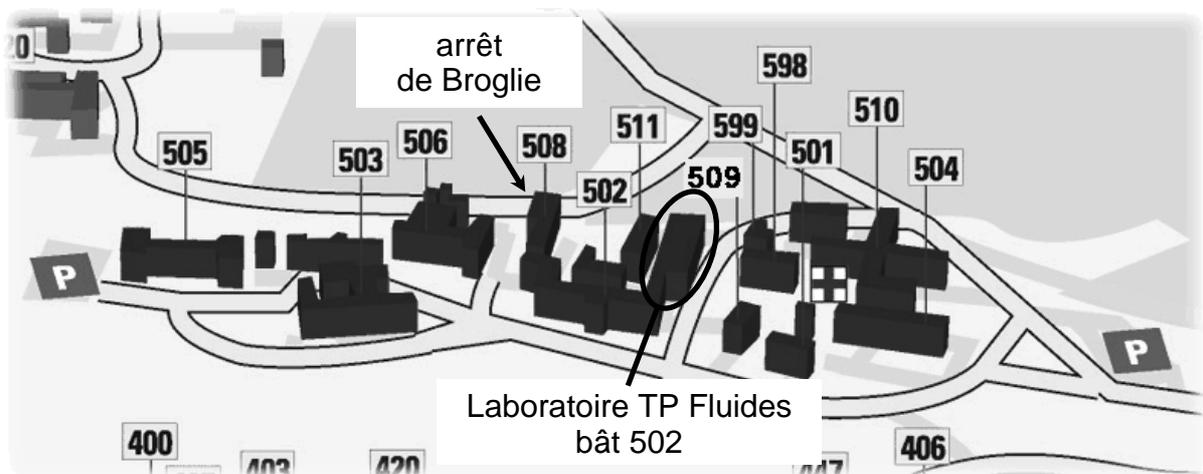
- N118 sortie « Centre Universitaire »,
- A10 suivre « Versailles-Saclay » sortie « Centre Universitaire ».



Plan d'accès depuis Paris



Plan du campus d'Orsay



Plan des bâtiments 500 et du Laboratoire TP Fluides

Rédaction d'un compte-rendu de TP

Objectif

Toute étude scientifique ou industrielle se décompose en quatre phases :

1. définition du **problème**,
2. définition de la **stratégie d'action**,
3. **réalisation** de l'étude,
4. **appréciation des résultats**.

Cette structure doit se retrouver dans un compte-rendu de TP.

Les **phases 1 et 2** sont en général plus ou moins définies dans le texte du TP. Une imprécision de la démarche et des objectifs est souvent fréquente dans un contexte industriel. En effet, le client ne sait généralement pas très bien ce qu'il désire. C'est alors à vous de définir, en collaboration avec le demandeur de l'étude, le **cahier des charges**, comprenant un maximum de précisions pour ne pas avoir de surprise, les objectifs et la démarche à suivre. L'existence de ce cahier des charges, en l'occurrence le texte du TP, permet évidemment de garder à l'esprit les objectifs que l'on désire atteindre et éviter une dispersion de son travail.

La **phase 3** est la phase d'exécution qui, pour un travail expérimental, se décompose en une **étape de mesure** ou d'acquisition de données et une **étape de dépouillement**. Ces deux étapes sont parfois éloignées dans le temps (plusieurs jours ou quelques mois) car l'**étape de mesure** met en jeu du matériel et des installations avec des coûts de fonctionnement élevés. Il est donc nécessaire de récolter et de noter un maximum de renseignements sur les conditions expérimentales lors de cette étape d'acquisition pour pouvoir effectuer un dépouillement ultérieur. Il est recommandé, dans la mesure du possible, d'effectuer un pré-dépouillement en cours d'acquisition pour se rendre compte de la présence éventuelle d'un problème expérimental (par exemple en représentant les valeurs brutes au fur et à mesure de leur acquisition plutôt que de s'assurer de leur cohérence à partir d'un simple tableau de valeurs). En ce qui concerne l'**étape de dépouillement**, il est important d'indiquer le détail de la démarche suivie. Cela permet, en cas d'erreur décelée en fin d'étude, à une personne extérieure d'apprécier et de reproduire la démarche.

La **phase 4** est une phase de discussion et d'interprétation des résultats. Souvent bâclée par les étudiants, elle est néanmoins primordiale. Elle permet de situer les résultats vis-à-vis du problème posé et des objectifs à atteindre et d'en déduire la politique à suivre par la suite (validation des résultats, remise en cause des objectifs ou de la démarche, proposition de nouvelles solutions). C'est à vous de le faire car vous connaissez le mieux la situation.

Le compte-rendu de TP doit être rédigé dans cet esprit. Tout doit y être consigné : les objectifs, la démarche et les conditions expérimentales, les problèmes rencontrés, l'analyse des résultats et les perspectives qui en découlent. Il doit cependant rester clair, simple et concis. En résumé, le compte-rendu doit **vous permettre de refaire seul le TP** sans aide extérieure en un minimum de temps (2 heures au lieu de 4 heures pour l'acquisition le dépouillement et l'analyse).

Introduction

L'introduction doit exposer de façon générale le cadre du TP. Elle ne doit pas reprendre l'introduction du texte de TP, mais replacer le sujet dans son **contexte**. Cette partie du compte-rendu doit également mettre en évidence les **objectifs des manipulations** et les **différentes étapes** pour y parvenir. Il est inutile de recopier le texte de TP ou les schémas.

Figures et tableaux

Les figures doivent présenter les résultats des mesures. Il est toujours préférable de **tracer une courbe** plutôt que de se contenter d'un tableau de valeurs, qui ne permet pas une bonne interprétation des résultats. Par ailleurs, quand il vous est demandé de comparer plusieurs séries de mesures, ou de comparer des mesures avec une théorie, il faut tracer l'ensemble des résultats sur **une même figure**.

Le choix des échelles doit être dicté par une règle de simplicité. Lorsqu'une courbe est tracée à la main, il faut choisir de préférence un multiple de 2 ou de 5 carreaux. Par exemple, pour représenter des vitesses, on peut prendre 2 carreaux pour 10 m.s^{-1} ou 5 carreaux pour 10 m.s^{-1} , mais jamais 3,5 carreaux pour 10 m.s^{-1} .

Chaque figure doit posséder un **titre global** et un **numéro**. Les titres des axes des abscisses et des ordonnées doivent figurer et donner la **grandeur représentée**, par exemple la vitesse V , ainsi **que son unité**, par exemple (m.s^{-1}). Si la grandeur est sans dimension, il convient de le préciser (-). Lorsque plusieurs courbes sont reportées sur la même figure, une **légende** doit nécessairement identifier les différentes courbes par des symboles, traits ou couleurs différents.

Les points de **mesures** seront représentés sous la forme de **symboles** (points, croix, carrés, losanges, ...) tandis que les **évolutions théoriques** ou les **résultats de calculs** seront représentés par des **lignes continues** (traits, pointillés, ...). Il ne faut pas hésiter à employer des **couleurs** pour distinguer les différentes courbes. Les erreurs de mesures seront reportées sous la forme de **barres d'erreur** sur les points de mesure. Si l'erreur est constante pour tous les points, elle peut être donnée uniquement dans le titre de la figure.

Calculs

Une **calculatrice scientifique** est toujours indispensable pour réaliser les calculs pendant une séance de TP. Pour éviter un certain nombre d'erreurs dans les conversions d'unité, il est fortement conseillé d'effectuer les applications numériques en utilisant des unités SI. On fera également attention, lorsqu'on vous demande un développement analytique, à bien distinguer l'expression littérale de l'application numérique. Vérifier que ces expressions littérales sont homogènes à la grandeur physique recherchée avant de faire l'application numérique.

Commentaires

Le texte du compte-rendu doit comporter le développement des calculs et les résultats numériques qui sont demandés dans le texte du TP. Chaque figure doit faire l'objet d'un commentaire qui doit commencer par le **descriptif des axes et des courbes**. Par exemple, « la figure 3 représente l'évolution de la vitesse axiale en fonction de la direction radiale, pour trois débits différents ». Il faut être précis dans l'emploi du vocabulaire et utiliser toujours le **même terme pour la même grandeur physique**, même si cela provoque des répétitions.

On commentera également les écarts qui peuvent apparaître dans la comparaison entre les mesures et la théorie. Les réponses aux questions qui sont posées par le chargé de TP feront l'objet d'un commentaire écrit. Par contre, il est inutile de recopier l'ensemble du texte ou des équations.

Conclusion

La conclusion a pour but de faire la synthèse de façon concise des **principaux résultats obtenus** au cours du TP. Les problèmes qui ont été rencontrés en cours de manipulation peuvent être mentionnés à ce niveau. Enfin, on évoquera les perspectives ou les applications générales du TP.

Responsable Paris 6 : Th. FAURE

TRAVAUX PRATIQUES DE MÉCANIQUE DES FLUIDES

ÉCOULEMENT TURBULENT EN CONDUITE

Décembre 2007

Écoulement turbulent en conduite

I. Introduction

Lorsqu'un fluide s'écoule dans une conduite, il s'exerce une résistance visqueuse qui crée une perte d'énergie. Pour des conditions aux limites constantes imposées, Reynolds a montré en 1883, qu'il existe deux sortes de régime d'écoulement suivant la valeur d'un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U D}{\nu}$$

où U est une vitesse caractéristique, D une dimension caractéristique (ici le diamètre) et ν la viscosité cinématique du fluide. Lorsque Re est faible, les lignes de courant sont des courbes fixes dans l'espace, l'écoulement est dit laminaire. Au contraire lorsque Re est grand, les lignes de courant se mélangent et l'écoulement est dit turbulent.

Le dispositif expérimental (figure 1) permet l'étude d'un écoulement d'air en régime turbulent dans une conduite cylindrique lisse de diamètre $D = 2r_0$, jusqu'à des nombres de Reynolds voisins de 200 000. Bien que l'installation permette des études diverses, on étudiera plus particulièrement la répartition des pressions le long du tuyau et la distribution des vitesses dans une section où l'écoulement est établi (vitesse indépendante de la position de la section choisie).

II. Rappels théoriques

1. Caractéristiques générales de l'écoulement

a. Vitesse

Le champ de vitesse \vec{V} de composantes (U, V, W) suivant les directions (x, y, z) se décompose en un champ moyen et un champ turbulent :

$$\vec{V} = \begin{cases} U(t) = \bar{U} + u(t) \\ V(t) = \bar{V} + v(t) \\ W(t) = \bar{W} + w(t) \end{cases} \quad \text{avec} \quad \bar{U} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T U(t) dt$$

L'écoulement moyen dans la conduite est supposé axial (figure 2), il en résulte que :

$$\bar{V} = \bar{W} = 0$$

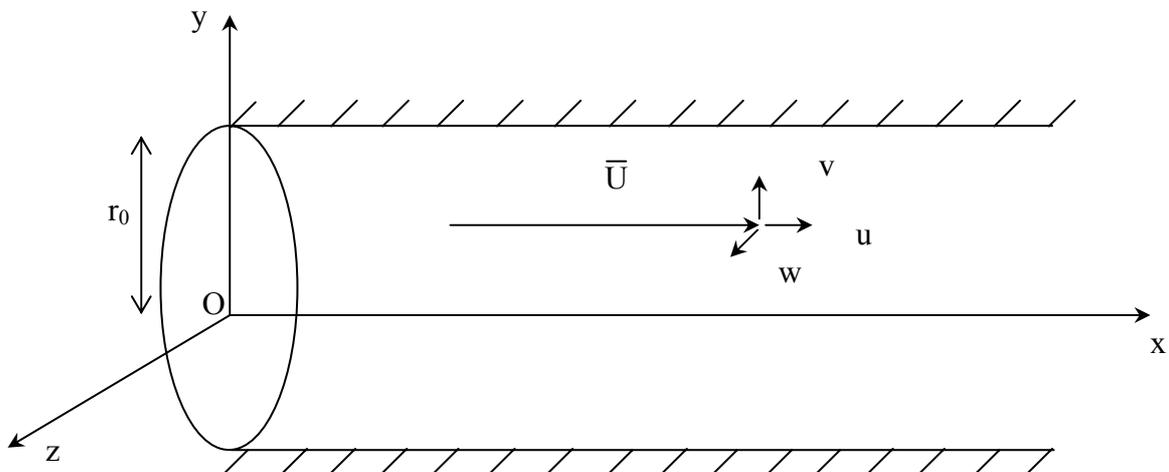


FIG. 2 : Champ de vitesse dans la conduite.

La vitesse moyenne maximum sur l'axe (figure 3), est notée :

$$\bar{U}_m = U_m$$

La vitesse débitante, notée U_q , est telle que :

$$\bar{q}_v = q_v = \pi r_0^2 U_q = \int_S \bar{U} ds$$

soit :

$$U_q = \frac{1}{r_0^2} \int_0^{r_0} \bar{U} d(r^2)$$

Le nombre de Reynolds de l'écoulement est alors défini par :

$$Re = \frac{U_q 2r_0}{\nu}$$

$$U_m$$

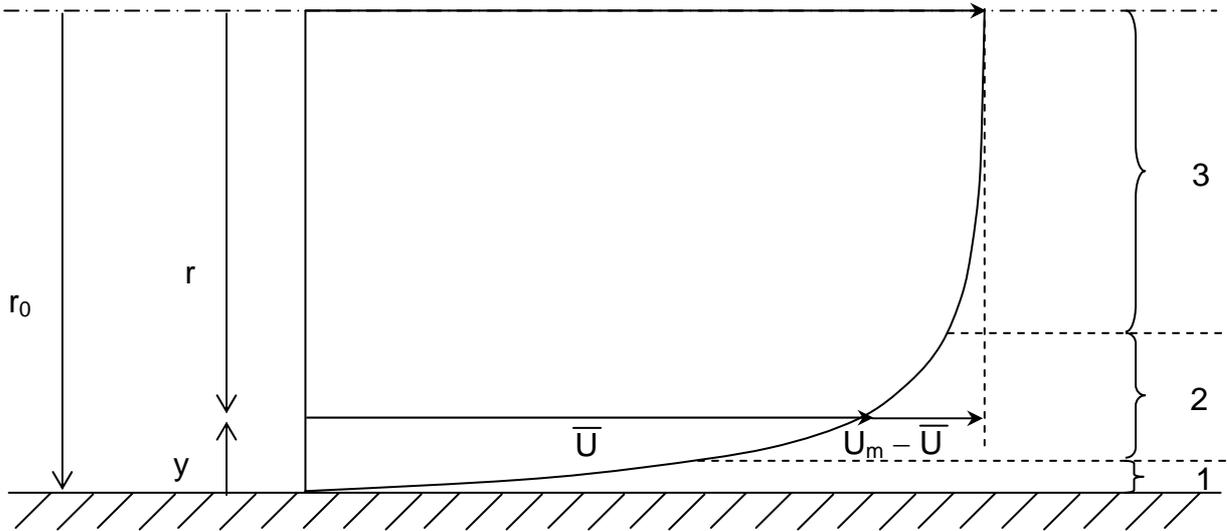


FIG. 3 : Profil moyen de vitesse dans la conduite.

b. Contrainte tangentielle

Entre deux sections droites 1 et 2 (figure 4), où l'écoulement est établi, on peut appliquer le théorème de la quantité de mouvement au domaine de fluide contenu entre ces sections :

$$\rho q_v (\vec{V}_2 - \vec{V}_1) = \vec{0} = [(p_1 - p_2) \pi r^2 - 2\pi r L \tau_r] \vec{e}_x$$

d'où l'expression de la contrainte de cisaillement :

$$\tau_r = \frac{p_1 - p_2}{L} \frac{r}{2}$$

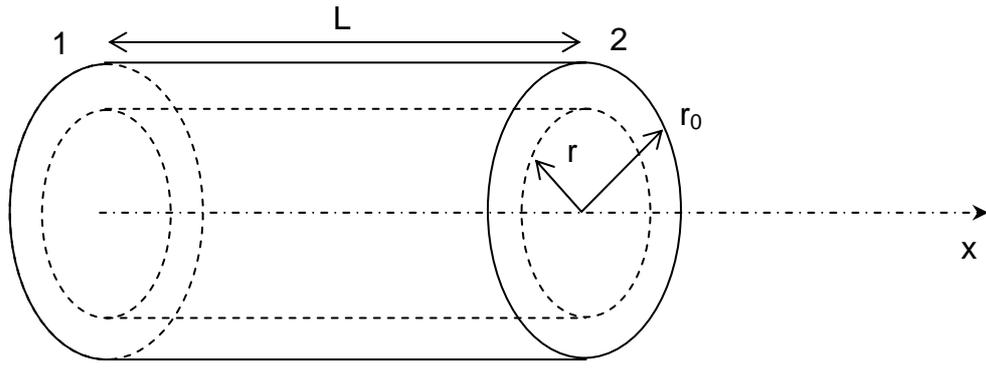


FIG. 4 : Volume de contrôle pour appliquer le théorème de la quantité de mouvement.

La contrainte pariétale vaut alors :

$$\tau_0 = \frac{p_1 - p_2}{L} \frac{r_0}{2}$$

et on définit la vitesse de frottement :

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$$

On construit à partir de cette vitesse un second nombre de Reynolds appelé nombre de Reynolds de frottement :

$$Re^* = \frac{u^* r_0}{\nu}$$

Le coefficient de frottement C_f est alors tel que :

$$\tau_0 = C_f \rho \frac{U_q^2}{2}$$

On définit le coefficient de perte de charge Λ :

$$\frac{p_1 - p_2}{L} = \Lambda \frac{1}{2r_0} \rho \frac{U_q^2}{2}$$

d'où $\Lambda = 4 f$ (ordre de grandeur de $\Lambda \approx 0,02$)

c. Coefficient d'énergie cinétique

Appliquons le théorème de Bernoulli généralisé, à l'écoulement moyen, entre les sections 1 et 2 (figure 4) en faisant les hypothèses suivantes :

- le fluide est parfait (non visqueux),
- $\rho = \text{cst}$,
- l'écoulement moyen est établi et stationnaire,
- la répartition de vitesse est quelconque.

Il vient :

$$\iiint_D \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \frac{V^2}{2} \right) dv + \iint_S \left(p + \rho g z + \rho \frac{V^2}{2} \right) \vec{V} \cdot \vec{n} ds = \iint_S U_i \tau_{ij} n_j ds - \iiint_D \varphi dv$$

$$\Rightarrow \iint_S \left(p + \rho g z + \rho \frac{V^2}{2} \right) \vec{V} \cdot \vec{n} ds = K$$

$$\Leftrightarrow q_v (p + \rho g z) + \frac{\rho}{2} \iint_S \bar{U}^3 ds = q_v \left(p + \rho g z + \alpha \rho \frac{U^2}{2} \right) = K$$

On définit le coefficient d'énergie cinétique :

$$\alpha = \frac{1}{S} \iint_S \left(\frac{\bar{U}}{U_q} \right)^3 ds$$

tel que $1 \leq \alpha \leq 2$ est un coefficient sans dimension, il n'est donc fonction que des paramètres de similitude (ici Re).

2. Profils des vitesses dans une section droite

Dans tout ce qui suit, on suppose que l'air est incompressible ce qui est acceptable lorsque le nombre de Mach est faible ($M \leq 0,3$ avec $M = \frac{U}{\sqrt{\gamma r T}}$ en prenant $\gamma = 1,4$, $R = 287 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)

et que la pression motrice $p_g = p + \rho g z$ est constante dans toute section droite où l'écoulement moyen est établi.

a. Écoulement laminaire

Pour un écoulement laminaire le profil moyen de vitesse suit la loi :

$$\frac{\bar{U}}{U_m} = 1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2$$

b. Écoulement turbulent - Loi expérimentale aux bas nombres de Reynolds

Pour ce régime d'écoulement, Nikuradse a proposé la formule :

$$\frac{\bar{U}}{U_m} = \left(1 - \frac{r}{r_0} \right)^{\frac{1}{n}}$$

Cette formule constitue une bonne approximation tant que $\frac{r_0 - r}{r_0} \leq 0,9$, car elle ne respecte pas la tangente horizontale nécessaire en $r = 0$. Cette loi conduit à l'expression de la vitesse débitante :

$$\frac{U_q}{U_m} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)}$$

On a par exemple :

n	6	7	8	9	10
$\frac{U_q}{U_m}$	0,791	0,817	0,837	0,852	0,865

c. Écoulement turbulent - Lois expérimentales aux grands nombres de Reynolds

Une loi du type précédent reste valable, cependant des considérations théoriques ont permis de proposer une solution asymptotique (on fait tendre $Re \rightarrow \infty$ sans toutefois négliger les termes de viscosité au voisinage de la paroi). Bien que ces solutions ne soient valables que pour $Re = \infty$, l'expérience montre qu'elles sont acceptables dès que Re^* devient plus grand que 150. La théorie n'a pas encore permis de calculer les divers coefficients qui interviennent ni les zones de validités ; les valeurs données sont d'origines expérimentales.

Le profil des vitesses est partagé en trois zones (figure 3) et dans chaque zone une loi de

vitesse est proposée.

– **Sous-couche visqueuse** (zone 1)

Au contact immédiat de la paroi se développe une sous-couche visqueuse d'épaisseur :

$$y \approx \frac{5 \nu}{u^*}$$

Dans cette région, la loi des vitesses est linéaire :

$$\frac{\bar{U}}{u^*} = \frac{yu^*}{\nu} = \frac{(r_0 - r)u^*}{\nu}$$

– **Zone logarithmique** (zone 2)

Cette zone correspondant à une répartition logarithmique des vitesses est telle que :

$$\frac{30r_0}{Re^*} \leq y \leq 0,2r_0$$

Ce qui implique que $Re^* > 150$. Des considérations semi-théoriques ont permis d'écrire :

$$\frac{\bar{U}}{u^*} = 5,65 \ln\left(\frac{yu^*}{\nu}\right) + 5,6$$

Remarque : Entre les zones 1 et 2 pour $5 < \frac{yu^*}{\nu} < 30$ il existe une zone de transition mal connue.

– **Zone centrale** (zone 3)

Cette zone correspond à :

$$0,2 \leq \frac{y}{r_0} \leq 1 \quad \Leftrightarrow \quad 0,8 \geq \frac{r}{r_0} \geq 0$$

Dans cette zone les auteurs admettent généralement que la vitesse moyenne suit une loi parabolique :

$$\frac{U_m - \bar{U}}{u^*} = 7,6 \left(\frac{r}{r_0}\right)^2$$

On montre, avec quelques approximations, que lorsque Re est grand, la vitesse débitante s'écrit :

$$U_q = U_m - 4,44u^*$$

3. Calcul du coefficient de perte de charge

a. *Écoulement laminaire*

$$\Lambda = \frac{64}{Re}$$

b. *Écoulement turbulent - formule expérimentale de Blasius*

$$\Lambda = 0,3164 Re^{-\frac{1}{4}}$$

4. Longueur d'entrée

À l'entrée du tuyau, l'écoulement n'est pas établi. Sur une certaine longueur (appelée longueur d'entrée ou longueur d'établissement), la répartition des vitesses dans une section droite dépend de la position de cette section. Le gradient de pression axial n'est pas constant. Si ℓ est la longueur d'entrée, elle est donnée par la relation :

– en régime laminaire $\frac{\ell}{D} = 0,03 Re$

- en régime turbulent $\frac{\ell}{D} = 0,8 \text{ Re}^{\frac{1}{4}}$

III. Manipulation

1. Description de l'installation

L'installation est représentée sur la figure 1. Elle comprend un tube lisse en laiton étiré de 6,45 m de long et 79,2 mm de diamètre, percé de 14 prises de pression statique. L'air est aspiré par un ventilateur centrifuge placé à l'aval du tube, l'entrée de l'air s'effectue par un convergent parabolique se raccordant au tube avec un élargissement brusque. Le ventilateur est commandé par un moteur électrique à vitesse variable, il est relié au tube par un diffuseur. À la sortie du ventilateur l'air est éjecté vers le haut à travers un diaphragme permettant de faire varier la section de sortie. De plus, en aval du tube, à proximité du diffuseur, une bride en Plexiglas munie d'une prise de pression statique et d'une sonde axiale de pression totale, permet l'exploration des pressions totales (et par suite des vitesses) le long d'un diamètre du tube. Toutes les prises de pression statique sont reliées à un capteur capacitif Furness. Le réglage de la vitesse de rotation du moteur s'effectue à l'aide d'un autotransformateur dont la plage de réglage est graduée de 0 à 50 Hz.

2. Mode opératoire

a. Mise en fonctionnement et arrêt de l'installation

Suivre les instructions placées sur la commande du moteur.

b. Relevé des mesures

On effectuera les mesures pour un seul régime qui sera précisé en séance (entre 45 et 50 Hz) et on attendra que la vitesse du moteur soit stabilisée avant de commencer le relevé des mesures :

- Relever les hauteurs h en mm de hauteur de colonne d'eau pour les 14 prises de pression statique.
- Faire un sondage des vitesses suivant un rayon en relevant la différence δh en hauteur de colonne d'eau correspondant aux prises de pression totale et statique, pour chaque position y . Il est nécessaire de faire une trentaine de mesures en serrant plus les points près de la paroi (par exemple de 0,5 en 0,5 mm près de la paroi puis de 1 en 1 mm, puis de 2 en 2 mm près du centre).
- Relever les caractéristiques ambiantes (pression atmosphérique, température). On rappelle que pour l'air dans les conditions normales ($T_0 = 273,15 \text{ K}$, $p_0 = 101325 \text{ Pa}$) $\rho_0 = 1,293 \text{ kg/m}^3$. Dans les autres cas, une correction pourra être nécessaire. En assimilant l'air à un gaz parfait on a alors : $p = \rho R T$ soit $\rho_{\text{air}} = \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} \rho_0$.

Pour effectuer les relevés de mesures, on utilisera les tableaux donnés en annexe.

IV. Travail demandé

1. Répartition des pressions le long de la conduite

- Tracer la courbe $h = h(x)$.
- Déterminer la longueur d'entrée mesurée ℓ_{exp} .
- Calculer τ_0 , u^* , Re^* .

2. Profil des vitesses

À partir de la différence de hauteur de colonne d'eau δh entre les prises de pression totale

et statique et ρ_{air} étant constant, on peut écrire :

$$\bar{U} = \sqrt{2g\delta h \frac{\rho_m}{\rho_{\text{air}}}}$$

où ρ_m est la masse volumique du liquide manométrique (eau).

- Tracer la courbe $\bar{U} = f(r)$.
- Calculer l'erreur de mesure réalisée sur la vitesse en évaluant les incertitudes expérimentales et placer les barres d'erreur sur la courbe $\bar{U} = f(r)$.
- Tracer la courbe $\bar{U} = g(r^2)$. Intégrer cette courbe pour obtenir la vitesse débitante U_q .
- Calculer le nombre de Mach dans le cas de la manipulation et vérifier l'hypothèse d'écoulement incompressible.
- Calculer alors le nombre de Reynolds Re , la longueur d'entrée théorique $\ell_{\text{thé}}$, le coefficient de perte de charge mesuré Λ_{exp} , et le coefficient de perte de charge théorique $\Lambda_{\text{thé}}$.
- Comparer les valeurs expérimentales aux valeurs théoriques.

V. Conclusion

Comparer les différentes valeurs obtenues. Remarques et suggestions.

ÉCOULEMENT TURBULENT

Date :

Noms :

Répartition de pression

prise de pression	abscisse	hauteur de colonne d'eau
n°	x (m)	h (mm)
1	0,0254	
2	0,055	
3	0,1	
4	0,2	
5	0,3	
6	0,5	
7	0,7	
8	0,9	
9	1,1	
10	2,1	
11	3,1	
12	4,1	
13	5,1	
14	6,13	

- pression atmosphérique lue :

$p_a =$
mm de mercure

$p_a =$
Pa

- température lue : $T =$
°C

- masse volumique de l'air :

$\rho =$
kg.m⁻³

- viscosité dynamique de l'air à 15°C : $\mu = 18.10^{-6}$ kg.m⁻¹.s⁻¹

- viscosité cinématique de l'air à 15°C : $\nu = 15.10^{-6}$ m².s⁻¹

- masse volumique du liquide

manométrique à 20°C :

eau : $\rho = 1000$ kg.m⁻³

• calcul de τ_0

• calcul de u^*

• calcul de Re^*

Responsable Paris 6 : Th. FAURE

TRAVAUX PRATIQUES DE MÉCANIQUE DES FLUIDES

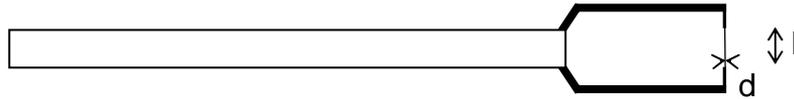
ANÉMOMÉTRIE FIL CHAUD

Décembre 2007

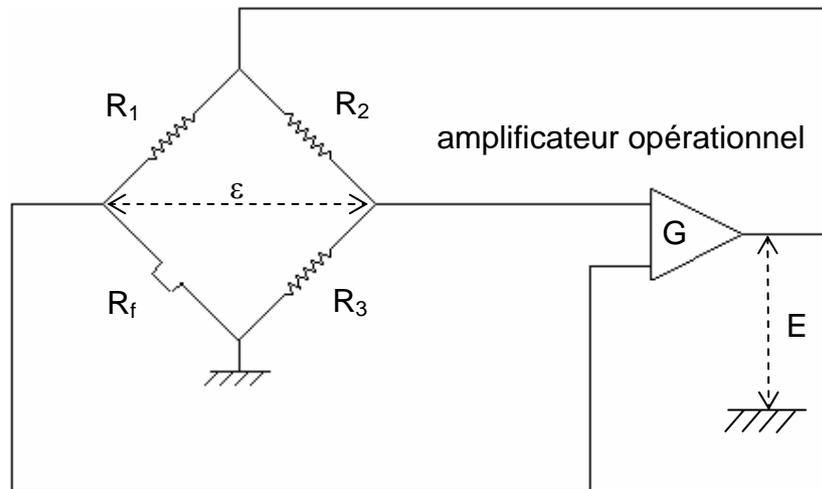
Anémométrie fil chaud – Étude d’une couche limite turbulente

I Principe de l’anémométrie fil chaud

Un fil métallique très fin (diamètre d entre 2 et 5 μm) dont la longueur de la partie sensible l est comprise entre 0,5 et 2 mm est tendu entre deux broches.



Il est chauffé électriquement à une température constante, c'est-à-dire que sa résistance R_f demeure constante. Ce fil constitue l'une des branches d'un pont de Wheatstone.



Lorsque ce fil est placé dans un écoulement de vitesse moyenne \bar{U} , il est refroidi par convection forcée. Le pont de Wheatstone est à l'équilibre, c'est-à-dire que $\epsilon = 0$. La différence de potentiel nécessaire pour rétablir la température de chauffe du fil, et donc sa résistance est \bar{E} : elle est lue sur un voltmètre continu. Les échanges de chaleur qui se produisent entre le fil chauffé et le fluide en écoulement sont déterminés par l'analyse dimensionnelle et sont tels que :

$$Nu = f\left(Re, \frac{l}{d}, \theta, \frac{T_f - T_g}{T_g}, Pr\right)$$

avec le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{ad}{k_g}$$

le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\bar{U}d}{\nu}$$

et le nombre de Prandtl :

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{h} = \frac{\mu c_p}{k_g}$$

où :

- θ est l'angle entre le fil et la direction perpendiculaire à l'écoulement,
- T_f est la température de chauffe du fil,
- T_g est la température de l'écoulement,
- l est la longueur du fil,
- d est le diamètre du fil,
- a est le coefficient de transfert de chaleur,
- k_g est la conductibilité thermique du fluide,
- h est la diffusivité thermique du fluide,
- ν est la viscosité dynamique du fluide.

Les lois reliant ces nombres sans dimensions sont déterminées expérimentalement. Parmi les plus courantes on peut citer :

- la loi de King :

$$\text{Nu} = 0,69 \text{Pr}^{0,5} + 0,318$$

- la loi de Kramers :

$$\text{Nu} = 0,42 \text{Pr}^{0,2} + 0,57 \text{Pr}^{0,33} \text{Re}^{0,5}$$

En égalant la quantité de chaleur cédée au fluide :

$$Q = \pi k_g \text{Nu} (T_f - T_g)$$

à celle fournie par le courant électrique on obtient la loi de King sous sa forme usuelle :

$$\bar{E}^2 = A + B\bar{U}^n$$

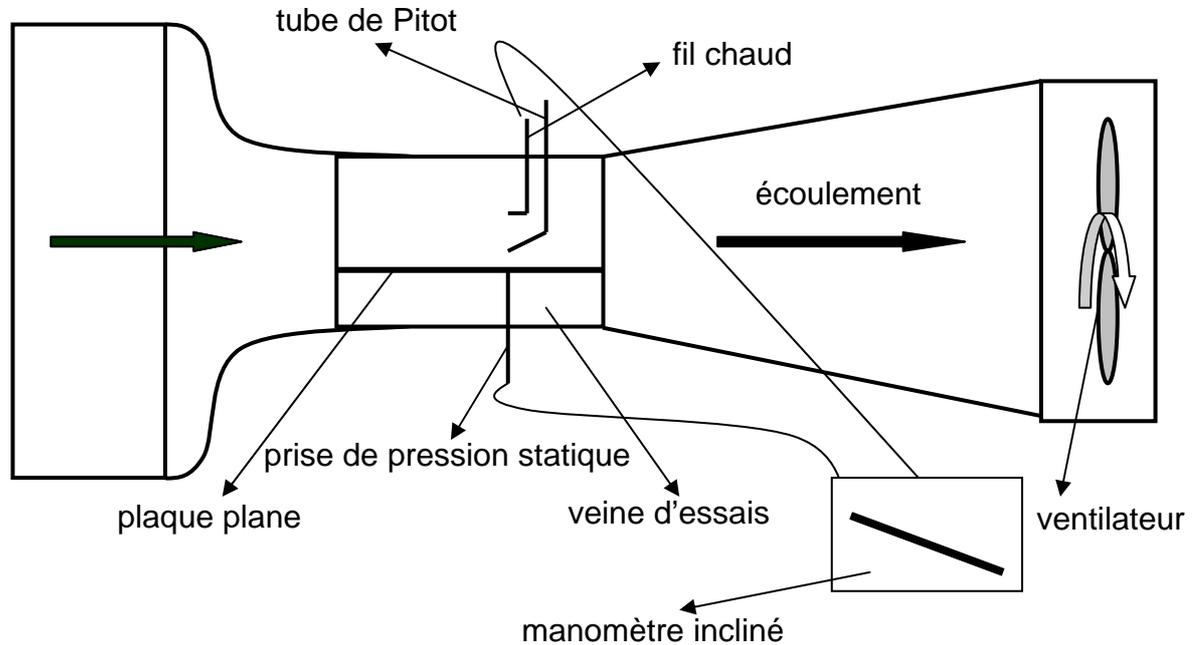
A et B dépendent de la loi expérimentale choisie (King ou Kramers par exemple). En pratique ces coefficients A, B et n sont déterminés expérimentalement par un étalonnage du fil chaud. Celui-ci s'effectue en faisant varier la vitesse d'un écoulement connu par un autre moyen de mesure (tube de Pitot, par exemple) et en relevant la valeur de la tension \bar{E} délivrée par l'anémomètre.

Remarque : Lorsque la pression et la température varient de façon importante, on utilise une loi de la forme :

$$\bar{E}^2 = \left[A + B(\rho\bar{U})^n \right] (T_f - T_g)$$

II Manipulation

L'écoulement étudié est la couche limite turbulente qui se développe au-dessus d'une plaque plane elle-même située dans la section d'essais d'une soufflerie de type Eiffel.



Installation expérimentale

II-1 Étalonnage de la sonde

Remarque importante :

Avant toute manipulation du fil, se mettre en position « stand-by »

L'étalonnage du fil chaud comporte les opérations suivantes :

1. Compenser la résistance des câbles après avoir placé la sonde coupe circuit sur le support de la sonde.
2. Mesurer la résistance « à froid » du fil en l'absence d'écoulement (R_{tot}) puis déterminer la résistance de chauffe R telle que :

$$R = R_{\text{tot}} + \alpha R_{20}(T_f - T_0)$$

avec :

- T_0 la température ambiante,
 - R_{20} la résistance du fil à la température de 20°C (donnée),
 - α le coefficient de température du fil est donné par le constructeur,
 - $T_f = 120^\circ\text{C}$.
3. Afficher sur le pont la résistance de chauffe R et passer sur le mode « operate » pour les mesures après avoir établi un écoulement dans la veine (fréquence de rotation du moteur > 10 Hz).

4. Réaliser l'étalonnage du fil à 10 cm au dessus de la paroi, en relevant pour chaque vitesse d'écoulement extérieur à la veine U_e (réglée à partir de la rotation du moteur), la différence de potentiel lue sur le voltmètre continu ainsi que la différence de pression lue sur le manomètre relié à la sonde de pression totale et à la sonde de pression statique située sur la plaque plane. Au minimum 10 points de mesure sont nécessaires pour obtenir un étalonnage correct de la sonde.
5. Déterminer les coefficients A, B et n de la loi de King afin d'associer à la mesure de \bar{E} une vitesse \bar{U} . On peut utiliser deux méthodes pour obtenir ces coefficients.

1^e méthode : Approximation en trois points (méthode rapide mais peu précise, pourra toutefois servir pour utiliser la méthode suivante). À partir de trois points caractéristiques à déterminer, on obtient les trois équations :

$$\bar{E}_1^2 = A + B\bar{U}_1^n \quad (1)$$

$$\bar{E}_2^2 = A + B\bar{U}_2^n \quad (2)$$

$$\bar{E}_3^2 = A + B\bar{U}_3^n \quad (3)$$

d'où :

$$\bar{E}_1^2 - \bar{E}_2^2 = B(\bar{U}_1^n - \bar{U}_2^n)$$

$$\bar{E}_2^2 - \bar{E}_3^2 = B(\bar{U}_2^n - \bar{U}_3^n)$$

donc :

$$\frac{\bar{E}_1^2 - \bar{E}_2^2}{\bar{E}_2^2 - \bar{E}_3^2} = \frac{\bar{U}_1^n - \bar{U}_2^n}{\bar{U}_2^n - \bar{U}_3^n}$$

En choisissant judicieusement les points (1), (2), (3), on peut déterminer n, puis A et B. On obtient la courbe d'équation :

$$\bar{E}^2 = A + B\bar{U}^n$$

passant par les trois points choisis, mais pas nécessairement par les autres. Cette méthode approchée n'est à utiliser que lorsque la précision de l'étalonnage n'est pas un critère important.

2^e méthode : Méthode de Newton (méthode valable pour les équations non linéaires). La loi de King peut s'écrire :

$$\bar{U} = \left[\frac{(\bar{E}^2 - A)}{B} \right]^{\frac{1}{n}}$$

Ce qui est bien une équation non linéaire. On dispose alors d'un système d'équations non linéaires :

$$\bar{U}_1 = \left[\frac{(\bar{E}_1^2 - A)}{B} \right]^{\frac{1}{n}}$$

$$\bar{U}_2 = \left[\frac{(\bar{E}_2^2 - A)}{B} \right]^{\frac{1}{n}}$$

...

$$\bar{U}_m = \left[\frac{(\bar{E}_m^2 - A)}{B} \right]^{\frac{1}{n}}$$

pour m points d'étalonnage, c'est-à-dire m relations entre A, B, n (inconnues) et les valeurs mesurées \bar{U}_i , \bar{E}_i que l'on peut résumer par :

$$\bar{U}_i = \left[\frac{(\bar{E}_i^2 - A)}{B} \right]^{\frac{1}{n}}$$

Supposons que l'on connaisse une « solution approchée » (par exemple donnée par la méthode des trois points), qui fournisse les valeurs A_0 , B_0 , et n_0 . Si l'on effectue un développement en série de Taylor au voisinage de (A_0, B_0, n_0) en se limitant à l'ordre 1 :

$$\bar{U}_i(A, B, n) = \bar{U}_i(A_0, B_0, n_0) + \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial A} \right)_0 (A - A_0) + \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial B} \right)_0 (B - B_0) + \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial n} \right)_0 (n - n_0) + o(2)$$

que l'on peut écrire :

$$P_i^{\alpha+1} - \bar{U}_i - \frac{P_i^\alpha A'}{n_0 B_0} - R_i P_i^\alpha \ln(P_i) \frac{n'}{n_0^2} = 0$$

avec :

$$P_i = \frac{\bar{E}_i^2 - A_0}{B_0}$$

$$R_i = \frac{P_i}{n_0 B_0}$$

$$A' = A - A_0$$

$$B' = B - B_0$$

$$n' = n - n_0$$

$$\alpha = \frac{1 - n}{n_0}$$

On obtient ainsi m équations et 3 inconnues : elles ne peuvent (sauf exception) être toutes satisfaites simultanément à cause des erreurs de mesure. La méthode de Wylie conduit au système suivant :

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^m (P_i^{\alpha+1} - U_i) P_i^\alpha + \sum_{i=1}^m P_i^{2\alpha} \frac{A'}{n_0 B_0} + \sum_{i=1}^m R_i P_i^{2\alpha} B' + \sum_{i=1}^m P_i^{2\alpha+1} \ln(P_i) \frac{n'}{n_0^2} &= 0 \\ - \sum_{i=1}^m (P_i^{\alpha+1} - U_i) P_i^{\alpha+1} \ln(P_i) + \sum_{i=1}^m P_i^{2\alpha+1} \ln(P_i) \frac{A'}{n_0 B_0} + \sum_{i=1}^m R_i P_i^{2\alpha+1} \ln(P_i) B' + \sum_{i=1}^m [P_i^{\alpha+1} \ln(P_i)]^2 \frac{n'}{n_0^2} &= 0 \\ - \sum_{i=1}^m (P_i^{\alpha+1} - U_i) R_i P_i^\alpha + \sum_{i=1}^k R_i^2 P_i^{2\alpha} B' + \sum_{i=1}^k R_i P_i^{2\alpha} \frac{A'}{n_0 B_0} + \sum_{i=1}^k R_i P_i^{2\alpha+1} \ln(P_i) \frac{n'}{n_0^2} &= 0 \end{aligned}$$

Ce système est linéaire pour les trois nouvelles inconnues A' , B' et n' et se résout simplement. On procède alors par itérations successives. Une meilleure approximation de A , B et N est alors :

$$A = A_0 + A'$$

$$B = B_0 + B'$$

$$n = n_0 + n'$$

Le critère d'arrêt de ce processus itératif étant la valeur tolérée pour A' , B' et n' le calcul s'arrête lorsque la correction devient négligeable. Cette méthode se prête bien à une exploitation informatisée des résultats.

II-2 Relevé du profil de vitesse dans la couche limite

1. Explorer le profil de vitesse en partant de l'écoulement extérieur (au-delà de 5 cm au dessus de la plaque plane) et en se rapprochant progressivement de la paroi.

On arrêtera les mesures lorsque la vitesse obtenue sera de 15 m.s^{-1}

2. Déterminer les valeurs de l'épaisseur de couche limite δ , de l'épaisseur de déplacement δ_1 , et de l'épaisseur de quantité de mouvement δ_2 tels que :

$$\bar{U}(x, y = \delta) = 0,99U_e$$

$$\delta_1 = \int_0^{\infty} \left(1 - \frac{\bar{U}}{U_e}\right) dy$$

$$\delta_2 = \int_0^{\infty} \frac{\bar{U}}{U_e} \left(1 - \frac{\bar{U}}{U_e}\right) dy$$

3. En déduire le facteur de forme :

$$H = \frac{\delta_1}{\delta_2}$$

4. Quelle est la signification physique des quantités δ_1 et δ_2 ?

Responsable Paris 6 : Th. FAURE

TRAVAUX PRATIQUES DE MÉCANIQUE DES FLUIDES

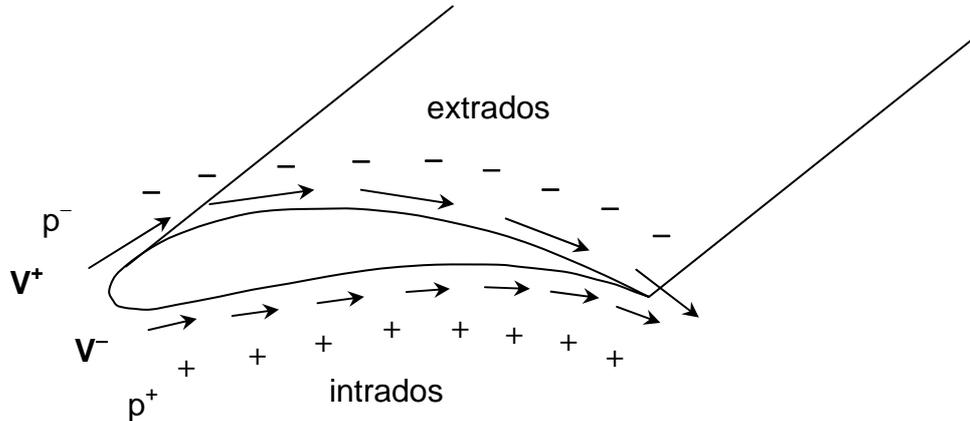
ÉCOULEMENT AUTOUR D'UNE AILE

Décembre 2007

Écoulement autour d'une aile

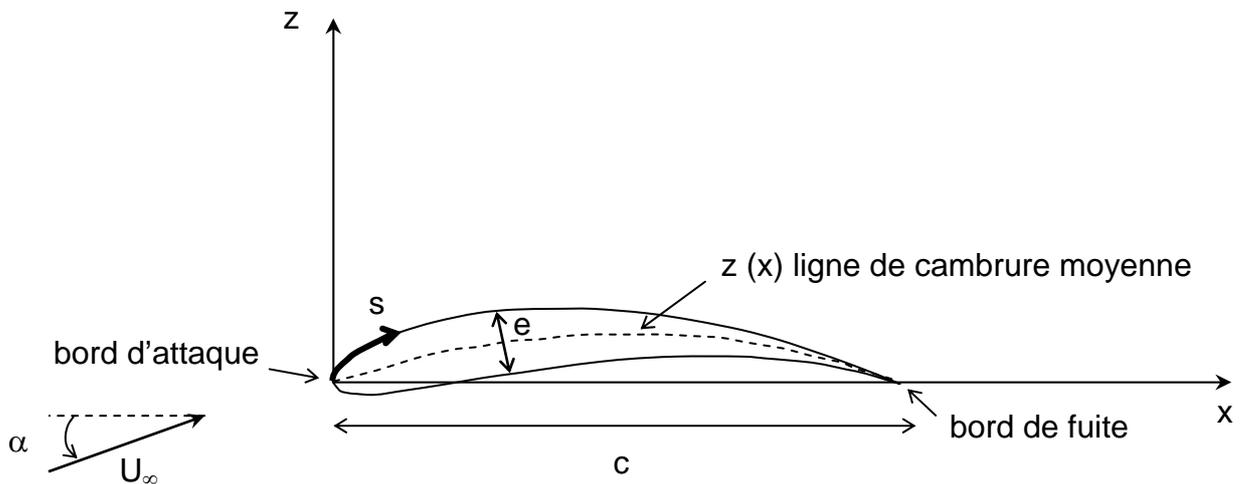
I Définition d'une aile

La fonction d'une aile, dans le cas d'applications aéronautiques, est de générer une portance, c'est à dire une force verticale permettant d'équilibrer la pesanteur de l'avion. Cette force est engendrée par la différence de pression qui s'établit entre les deux parois de l'aile.



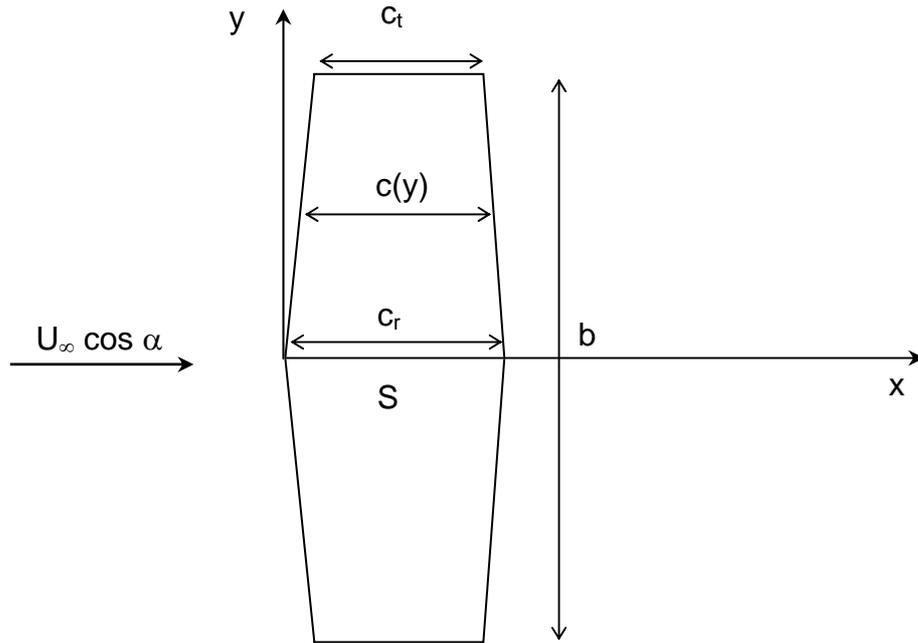
On définit pour un profil d'aile dans le plan (x, z) les grandeurs suivantes :

- c : la corde ;
- e : l'épaisseur ;
- $z(x)$: la ligne de cambrure moyenne ou squelette ;
- U_∞ : la vitesse à l'infini amont ;
- α : l'angle d'incidence ;
- s : l'abscisse curviligne.

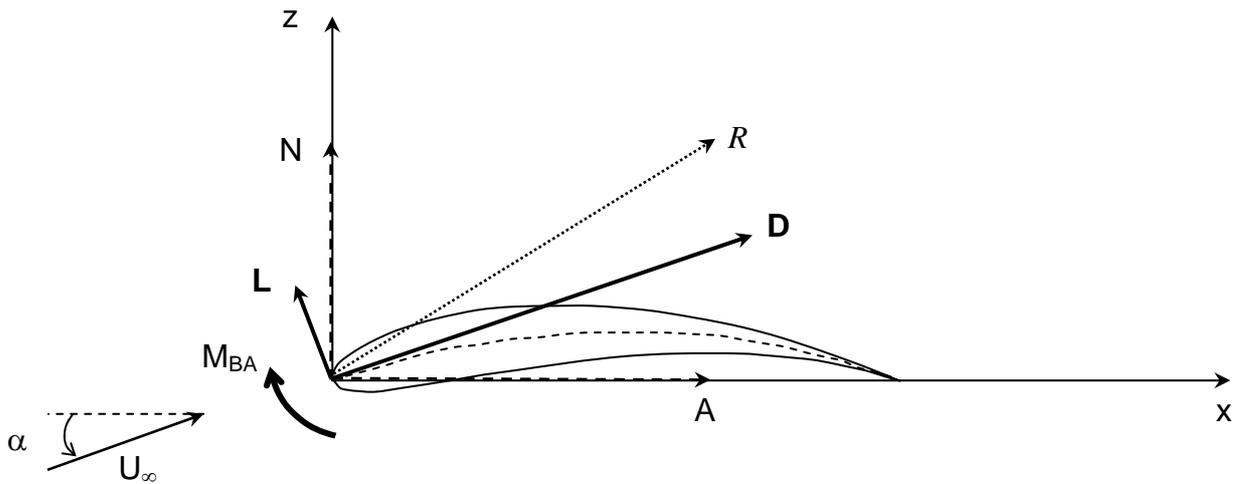


De même pour l'aile vue de dessus dans le plan (x, y) on définit :

- b : l'envergure ;
- c_r : la corde en pied ;
- c_t : la corde en bout d'aile ;
- S : la surface alaire.



II Définition des forces et moments



On définit les efforts aérodynamiques suivant :

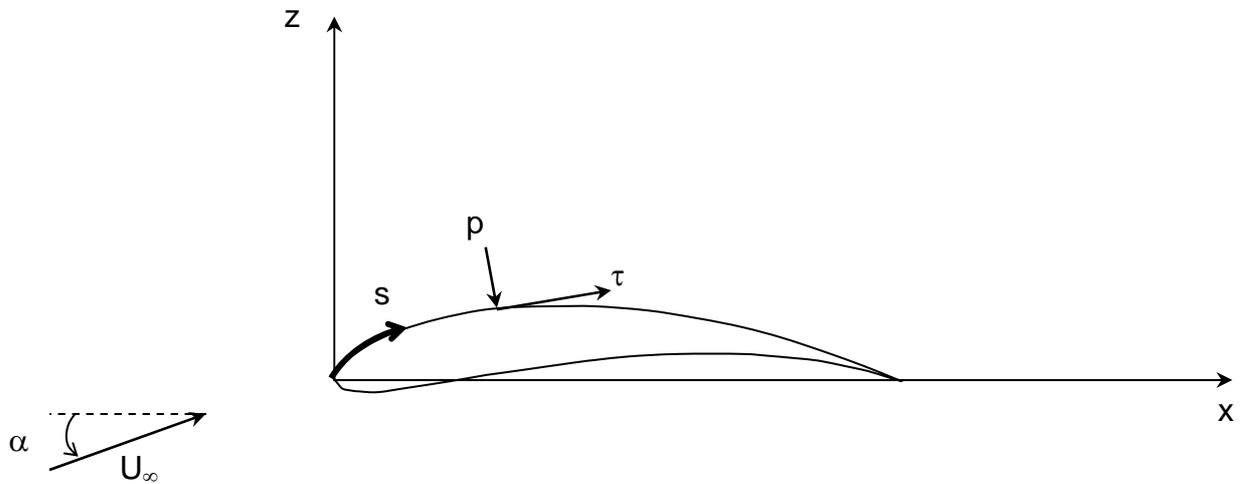
- A : la force axiale ;
- N : la force normale ;
- R : la force résultante ;
- D : la traînée ;
- L : la portance ;
- M_{BA} : le moment de tangage de bord d'attaque.

La portance et la traînée peuvent être déterminées à partir des forces axiale et normale connaissant l'angle d'incidence du profil.

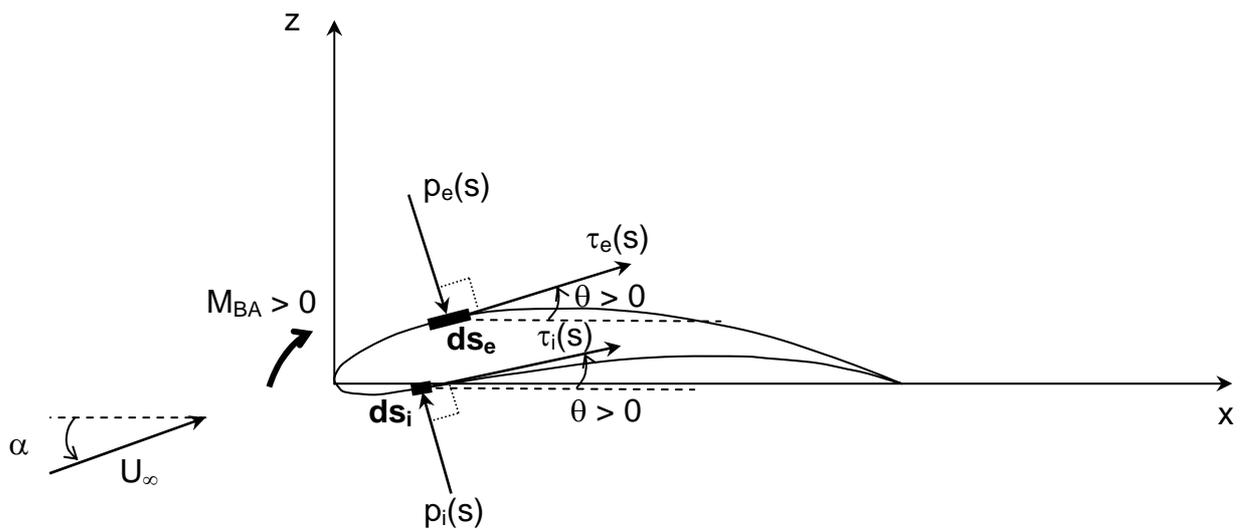
$$L = N \cos \alpha - A \sin \alpha$$

$$D = N \sin \alpha + A \cos \alpha$$

On note $p(s)$ la distribution surfacique de pression et $\tau(s)$ la distribution surfacique de frottement par contrainte de cisaillement visqueux, sur l'intrados (indice i) et l'extrados (indice e) du profil.



Examinons les efforts appliqués sur un élément de surface de l'aile, situé côté extrados puis côté intrados.



Il vient :

- sur l'extrados, pour un élément ds_e :

$$dN_e = -p_e \cos \theta ds_e + \tau_e \sin \theta ds_e$$

$$dA_e = p_e \sin \theta ds_e + \tau_e \cos \theta ds_e$$

- sur l'intrados, pour un élément ds_i :

$$dN_i = p_i \cos \theta ds_i + \tau_i \sin \theta ds_i$$

$$dA_i = -p_i \sin \theta ds_i + \tau_i \cos \theta ds_i$$

Les forces normale et axiale totales par unité d'envergure s'obtiennent en intégrant les forces élémentaires côté extrados et intrados entre le bord d'attaque et le bord de fuite :

$$N = \int_{BA}^{BF} (-p_e \cos \theta + \tau_e \sin \theta) ds_e + \int_{BA}^{BF} (p_i \cos \theta + \tau_i \sin \theta) ds_i$$

$$A = \int_{BA}^{BF} (p_e \sin \theta + \tau_e \cos \theta) ds_e + \int_{BA}^{BF} (-p_i \sin \theta + \tau_i \cos \theta) ds_i$$

On en déduit la portance et la traînée :

$$L = N \cos \alpha - A \sin \alpha$$

$$D = N \sin \alpha + A \cos \alpha$$

Si l'on décompose les forces normale et axiale en une partie provenant de la distribution de pression et une partie provenant de la distribution de frottement :

$$N = N_p + N_\tau$$

$$A = A_p + A_\tau$$

On en déduit une décomposition similaire de la traînée :

$$D = D_p + D_\tau$$

où D_p est la traînée de pression et D_τ la traînée de frottement.

De même que pour les efforts, on peut calculer le moment de tangage au bord d'attaque :

- sur l'extrados, pour un élément ds_e :

$$dM_{BA,e} = (p_e \cos \theta - \tau_e \sin \theta)x ds_e + (p_e \sin \theta + \tau_e \cos \theta)z ds_e$$

- sur l'intrados, pour un élément ds_i :

$$dM_{BA,i} = -(p_i \cos \theta + \tau_i \sin \theta)x ds_i + (-p_i \sin \theta + \tau_i \cos \theta)z ds_i$$

Le moment résultant des efforts appliqués sur le profil, calculé au bord d'attaque est alors :

$$M_{BA} = \int_{BA}^{BF} [(p_e \cos \theta - \tau_e \sin \theta)x + (p_e \sin \theta + \tau_e \cos \theta)z] ds_e \\ + \int_{BA}^{BF} [-(p_i \cos \theta + \tau_i \sin \theta)x + (-p_i \sin \theta + \tau_i \cos \theta)z] ds_i$$

III Coefficients aérodynamiques

Les différents coefficients aérodynamiques sont définis à partir de la pression dynamique :

$$q_\infty = \frac{1}{2} \rho U_\infty^2$$

On définit le coefficient de pression et le coefficient de frottement pariétal, qui sont des coefficients définis en tout point de l'aile :

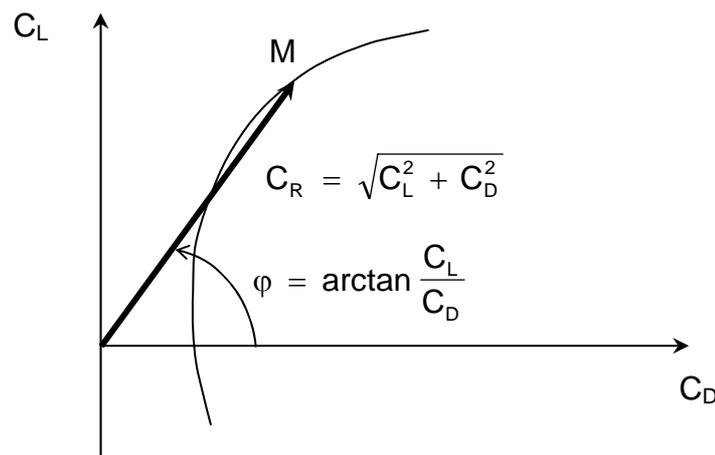
- le coefficient de pression $C_p = \frac{p - p_\infty}{q_\infty}$

- le coefficient de frottement $C_f = \frac{\tau}{q_\infty}$

Pour une aile complète, on définit les coefficients aérodynamiques globaux par rapport à la surface de l'aile :

- le coefficient d'effort axial $C_A = \frac{A}{q_\infty S}$
- le coefficient d'effort normal $C_N = \frac{N}{q_\infty S}$
- le coefficient de portance $C_L = \frac{L}{q_\infty S}$
- le coefficient de traînée $C_D = \frac{D}{q_\infty S}$
- le coefficient de moment $C_{M,BA} = \frac{M_{BA}}{q_\infty S c}$

On peut alors définir la polaire de l'aile par la courbe $C_L = f(C_D)$. Gustave Eiffel a ainsi nommé cette courbe car si l'on adopte la même échelle sur les deux axes, un point M de la courbe représente en amplitude le coefficient de la résultante aérodynamique et en angle (coordonnées polaires) l'angle formé entre cette résultante et la vitesse de l'écoulement incident.



La finesse f d'un profil ou d'une aile est le rapport entre le coefficient de portance et le coefficient de traînée :

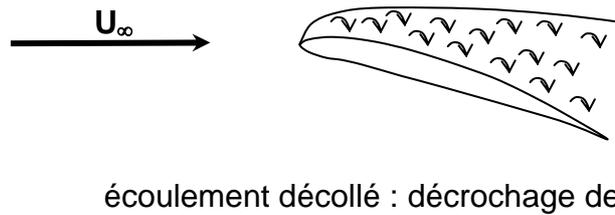
$$f = \frac{C_L}{C_D} = \frac{L}{D}$$

La finesse est fonction de la forme du profil ou de l'aile, mais également de l'angle d'incidence. Pour une aile d'avion, elle est de l'ordre de 25 et atteint 50 pour une aile de planeur. La finesse f correspond aussi au rapport entre la distance parcourue horizontalement et la distance parcourue verticalement pour un vol plané sans vent extérieur.

IV Décrochage de l'aile

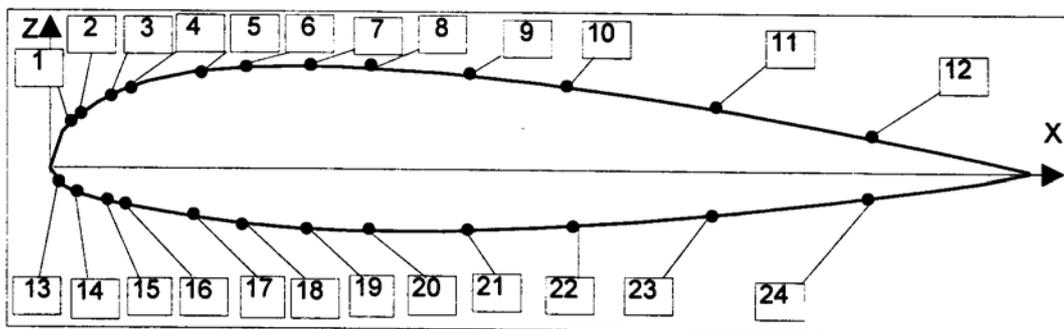
Pour des angles d'incidence α inférieurs à environ 15° , l'écoulement reste attaché sur l'aile. Par contre, pour des angles plus élevés, la viscosité de l'air entraîne le décollement de la couche limite côté extrados et l'apparition d'une zone de recirculation côté extrados, c'est-à-dire un écoulement localement contraire au sens de l'écoulement incident. Cet écoulement

engendre une surpression de côté extrados et par conséquent une perte de portance : c'est le **décrochage** de l'aile.



V Profil NACA étudié

Le National Advisory Committee for Aeronautics (NACA) développa, à partir des années 1930, plusieurs séries de profils très largement utilisés par la suite. Dans le cadre de ce T.P., le profil d'aile étudié est le NACA 23012, un profil de la série à 5 chiffres. Il est muni de 24 prises de pression statique numérotées de 1 à 12 côté extrados et de 13 à 24 côté intrados. L'aile a pour envergure $b = 291$ mm et pour corde $c = 100$ mm.

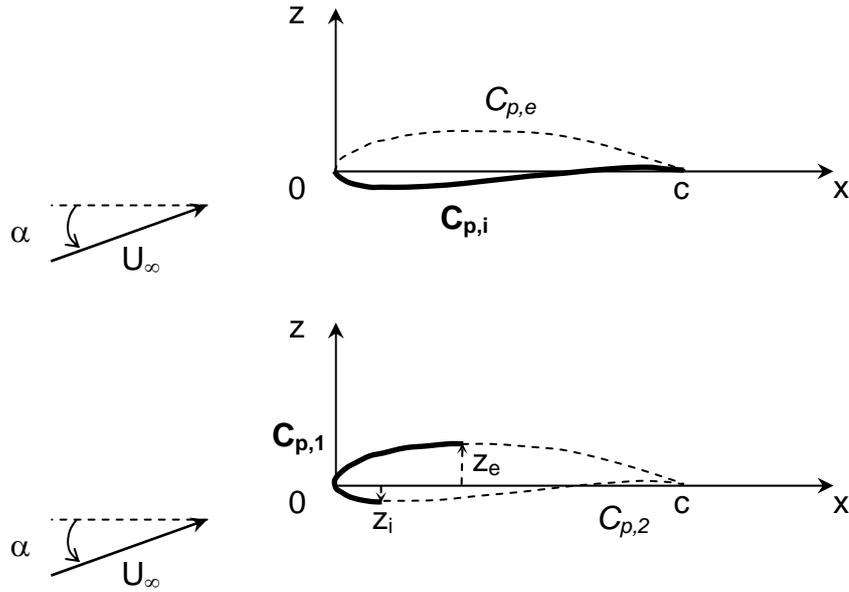


Les coordonnées de l'ensemble de ces prises de pression sont données dans le tableau suivant :

n° prise	1	2	3	4	5	6	7	8
x (mm)	2,2	3,1	6,2	8,3	15,5	20,1	26,7	33,0
z (mm)	3,4	4,0	5,3	6,0	7,1	7,5	7,7	7,7

n° prise	9	10	11	12	13	14	15	16
x (mm)	43,1	53,0	68,1	84,1	1,0	2,8	5,8	7,7
z (mm)	7,1	6,3	4,7	2,7	-1,0	-1,7	-2,3	-2,5

n° prise	17	18	19	20	21	22	23	24
x (mm)	14,7	19,6	26,3	32,6	42,7	52,6	67,7	83,7
z (mm)	-3,3	-3,8	-4,3	-4,4	-4,3	-4,1	-3,2	-1,9



D'après les notations précédentes, $C_{p,e}$ est le coefficient de pression sur l'extrados et $C_{p,i}$ est le coefficient de pression sur l'intrados. De même l'on désigne par $C_{p,1}$ le coefficient de pression sur la partie amont aux maxima d'épaisseur de l'aile (z_e côté extrados et z_i côté intrados) et $C_{p,2}$ le coefficient de pression sur la partie aval aux maxima d'épaisseur de l'aile. Si l'on **néglige l'effet du frottement**, les équations qui donnent les expressions de l'effort axial et de l'effort normal deviennent :

$$N = \int_{BA}^{BF} p_i \cos \theta ds_i + \int_{BA}^{BF} (-p_e \cos \theta) ds_e$$

$$A = \int_{BA}^{BF} p_e \sin \theta ds_e + \int_{BA}^{BF} -p_i \sin \theta ds_i$$

En écrivant ces relations par rapport aux variables (x, z) il vient :

$$N = \int_0^c p_i dx - \int_0^c p_e dx$$

$$A = \int_{z_i}^{z_e} p_1 dz - \int_{z_i}^{z_e} p_2 dz$$

Connaissant la distribution du coefficient de pression C_p sur le profil, on obtient alors les coefficients d'effort axial et d'effort normale :

$$C_N = \int_0^1 C_{p,i} \left(\frac{x}{c} \right) d \left(\frac{x}{c} \right) - \int_0^1 C_{p,e} \left(\frac{x}{c} \right) d \left(\frac{x}{c} \right)$$

$$C_A = \int_{\frac{z_i}{c}}^{\frac{z_e}{c}} C_{p,1} \left(\frac{z}{c} \right) d \left(\frac{z}{c} \right) - \int_{\frac{z_i}{c}}^{\frac{z_e}{c}} C_{p,2} \left(\frac{z}{c} \right) d \left(\frac{z}{c} \right)$$

L'expression des coefficients de portance et de traînée est :

$$C_L = C_N \cos \alpha - C_A \sin \alpha$$

$$C_D = C_N \sin \alpha + C_A \cos \alpha$$

VI Travail demandé

Pour **cinq valeurs de l'angle d'incidence** α , par exemple quatre valeurs correspondant à une aile portante et une autre correspondant au décrochage :

- mesurer la vitesse de l'écoulement incident U_∞ à l'aide du tube de Pitot placé en dehors du sillage de l'aile,
- relever les pressions en mm d'eau pour chacune des prises situées sur l'aile et calculer le coefficient de pression C_p défini précédemment,
- tracer le coefficient de pression C_p sur une courbe en fonction de x / c , et sur une autre courbe en fonction de z / c ,
- en négligeant les effets du frottement visqueux, intégrer, soit à l'aide du planimètre, soit en comptant les carreaux sur du papier millimétré, la courbe $C_p(z / c)$ pour obtenir C_A et la courbe $C_p(x / c)$ pour obtenir C_N ,
- en déduire, en fonction de l'angle d'incidence α , les valeurs des coefficients de portance C_L et de traînée C_D .

Tracer la polaire de l'aile et commenter les résultats.

Responsable Paris 6 : Th. FAURE

TRAVAUX PRATIQUES DE MÉCANIQUE DES FLUIDES

TURBINE PELTON

Décembre 2007

Turbine Pelton

I. Description

Un jet dont on peut faire varier le débit par l'intermédiaire d'un pointeau est reçu par des augets de forme convenable disposés autour d'une roue mobile d'axe perpendiculaire au jet. Le jet est dévié par les augets et s'échappe latéralement après avoir cédé une partie de sa quantité de mouvement à l'auget. Dans la rotation de la turbine, le remplacement d'un auget par le suivant ne se fait pas sans choc, la forme à donner à l'auget pour le meilleur rendement est établie expérimentalement (figure 1 et figure 2).

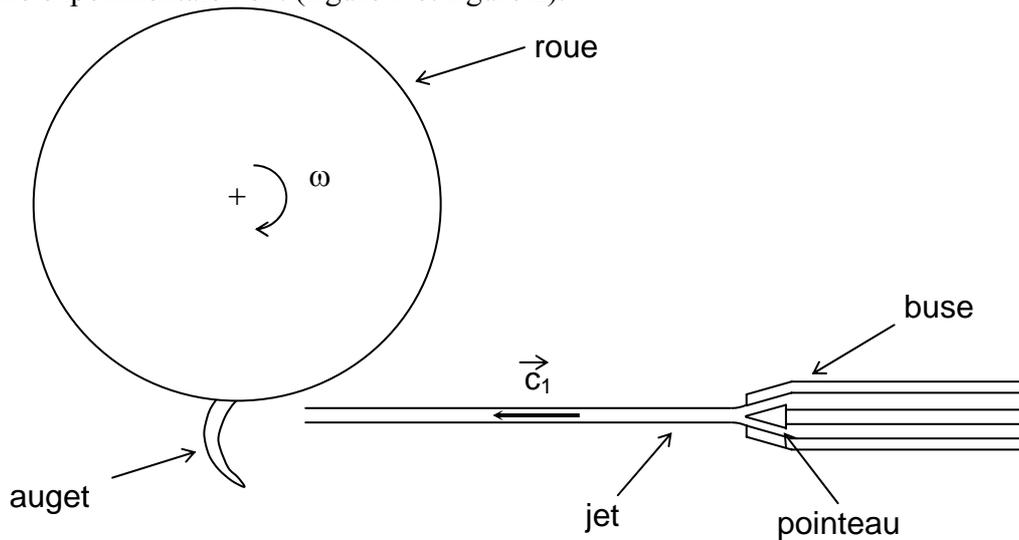


Figure 1 : Principe de la turbine Pelton.

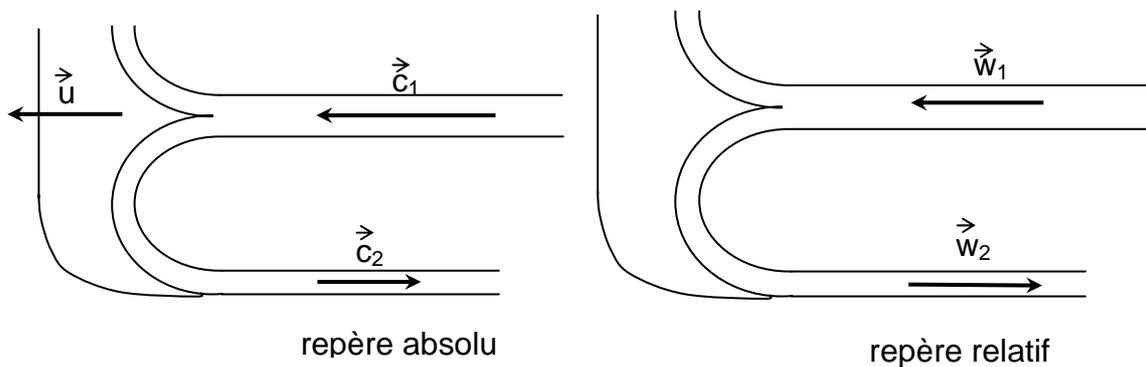


Figure 2 : Déviation du jet.

II. Théorie simplifiée

La vitesse du jet avant déviation est c_1 et après déviation c_2 , dans un repère fixe (figure 2). Dans un repère mobile lié à l'auget, de vitesse $u = \omega r$, la vitesse relative du jet est $w_1 = c_1 - u$ avant déviation et $w_2 = c_2 + u$ après déviation. Si q est le débit massique du jet, le couple C exercé par le jet sur l'auget et la puissance P récupérée par la turbine sont :

$$C = q (c_1 + c_2) r$$

$$P = C \omega = q (c_1 + c_2) u$$

Si le fluide n'est pas ralenti dans la déviation de 180° qu'il subit, on a $w_1 = w_2$ par application du théorème de Bernoulli à pression constante, donc :

$$C = 2 q r (c_1 - u)$$

$$P = 2 q u (c_1 - u)$$

La vitesse c_1 et le débit q ne dépendent que des conditions de la source :

$$c_1 = \sqrt{2 g h} = \sqrt{2 \frac{p}{\rho}}$$

où h et p sont respectivement la hauteur équivalente et la pression d'alimentation. La puissance hydraulique admise est :

$$P_e = q_v p = \frac{1}{2} q c_1^2$$

et le rendement :

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{2 \rho}{p} u (c_1 - u)$$

Les caractéristiques théoriques sont :

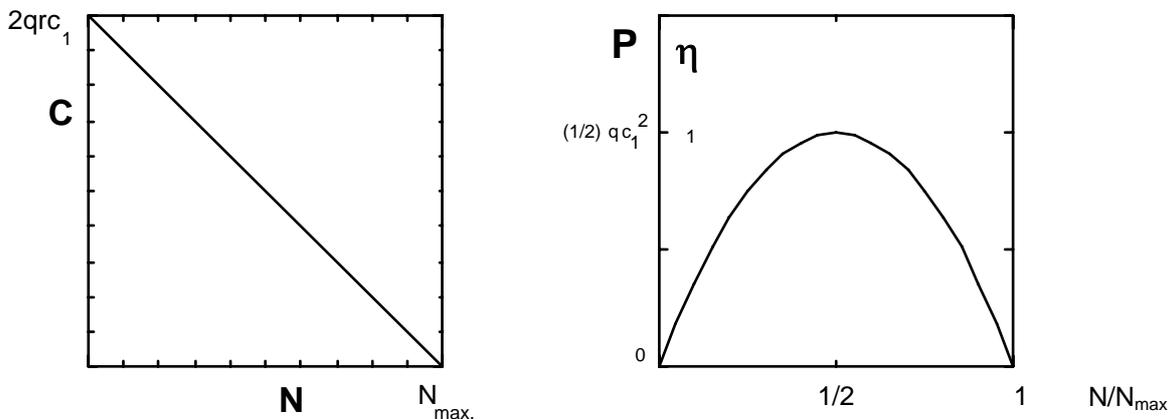


Figure 3 : Courbes caractéristiques.

Le couple de la turbine est maximal à l'arrêt, le rendement et la puissance de sortie sont maximaux pour la moitié de la vitesse à charge nulle N_{max} .

$$\omega_{max} = \frac{c_1}{r} = \frac{1}{r} \sqrt{2 g h_0}$$

et :

$$P_{max} = \frac{q c_1^2}{2} = q g h_0 \quad \text{et} \quad \eta = 1$$

La conversion en tr.min^{-1} est donnée par la formule :

$$N_{\max} = \frac{60 \omega_{\max}}{2\pi}$$

Pour cette valeur particulière de N , la vitesse absolue est $c_2 = 0$ à la sortie de l'auget. Toute l'énergie incidente du jet a été transférée à la roue mobile. Pour qu'il n'y ait pas accumulation d'eau dans l'auget, on fait sortir l'écoulement de l'auget avec un petit angle par rapport au plan de la roue ; dans le repère fixe le jet s'échappe alors latéralement :

- vers l'arrière si $0 < N < \frac{1}{2} N_{\max}$,
- vers l'avant si $\frac{1}{2} N_{\max} < N < N_{\max}$,
- perpendiculairement si $N = \frac{1}{2} N_{\max}$

III. Pertes

L'existence de pertes par friction dans la buse de distribution et lors de la déviation par l'auget conduit bien sûr à un rendement inférieur à 1. Lors du remplacement d'un auget par le suivant il se produit un choc entre le jet et la lèvre inférieure causant une perte d'énergie cinétique du jet. Si l'auget est trop rapproché de l'axe de rotation, il devient impossible de réaliser la condition $c_2 = 0$ pour toutes les particules incidentes. Par contre si à fréquence de rotation N est donnée, on éloigne l'auget de l'axe, la vitesse de rotation augmente et il faut augmenter celle du jet, d'où une réalisation délicate et onéreuse. Pour les grosses turbines (10 000 kW ou davantage) on atteint des rendements de 0,8 à 0,9.

IV. Manipulation

Le montage expérimental est un modèle réduit d'une centrale hydroélectrique. L'énergie mécanique (énergie potentielle puis cinétique de l'eau) est transformée en énergie électrique dans la génératrice. Pour une hauteur de chute et un débit donné, la puissance hydraulique P_e est fixée. C'est la puissance **fournie** à la turbine Pelton.

A l'aide de rhéostats, il est possible de faire varier la résistance du circuit électrique branché aux bornes du rotor de la génératrice ce qui se traduit par une variation de la vitesse de rotation et du couple mécanique résistif de la génératrice et en conséquence de la puissance **recupérée** en sortie de la turbine Pelton. On tracera pour quatre régimes différents (deux hauteurs de chute et deux débits) les courbes $C(N)$ et $P(N/N_{\max})$ (ou $\eta(N/N_{\max})$) nous permettant de caractériser la turbine Pelton. On tracera d'abord les courbes théoriques et on viendra placer les points expérimentaux par la suite.

Mesure du débit volumique

La mesure du débit volumique q_v s'effectue à l'aide d'un déversoir à paroi mince en forme de V et de la réglette graduée qui est vissée directement sur le bac. Cette réglette a été préalablement étalonnée. Le niveau dans le déversoir est lié au débit volumique. Il suffit donc de lire directement sur la réglette le débit volumique. Attention : Le débit est gradué en m^3/min . Il y a un point devant les chiffres : ainsi .12 se lit $0,12 m^3/min$.

Mesure du couple

La génératrice est fixée sur le bâti à l'aide de paliers lui permettant de tourner librement autour de son axe de rotation. La rotation est cependant limitée par deux butées. Le couple moteur appliqué par la turbine Pelton est équilibré soit par les butées, soit par le moment de la force due à une masse (de 1,8 kg) que l'on peut faire coulisser sur une tige graduée en centimètres.

Le tarage s'effectue à l'aide d'un contrepoids (masse de 1 kg) fixé sur l'autre tige. Avant de mettre la turbine Pelton en marche, (c'est-à-dire pour $N = 0$), on place la masse de 1,8 kg sur 0 cm et on cherche l'équilibre à l'aide du contrepoids.

Pour chaque point de mesure, on déplace uniquement la masse de 1,8 kg de la distance d pour retrouver l'équilibre.

Mesure de la vitesse de rotation

La vitesse de rotation est mesurée à l'aide d'un tachymètre qui affiche la vitesse en tours par minute (RPM en anglais). Une pastille réfléchissante est collée sur l'arbre. Pour faire une mesure, viser avec le faisceau du tachymètre la pastille et lire la vitesse de rotation.

Note : La génératrice utilisée est une génératrice à courant continu à excitation séparée. L'intensité du courant électrique pris sur le secteur (boîtier fixé au mur) circulant dans le rotor est très faible devant celle qui circule dans le rotor. Il serait envisageable de récupérer une partie du courant du rotor pour alimenter le stator. Cela rendrait les mesures de couple un peu moins faciles notamment pour couvrir les larges plages considérées dans ce TP. En revanche, pour un point de fonctionnement précis, cela ne poserait pas de problèmes particuliers.

