



DÉFINITION D'UN NOMBRE CARACTÉRISTIQUE DESTINÉ A REMPLACER LA "VITESSE SPÉCIFIQUE" DES TURBOMACHINES (*)

ÉLECTRICITÉ DE FRANCE

Service de la Normalisation

Avant-propos

Position du problème.

Plusieurs raisons justifient la modification de la forme, appelée « vitesse spécifique », donnée généralement dans la pratique à l'invariant qui caractérise la similitude des turbomachines dite de « Combe-Rateau ».

— La première est relative à l'existence du décret du 3 mai 1961 sur les unités de mesure légales en France rendant obligatoire l'application du système international S.I. et bannissant en particulier l'emploi du cheval-vapeur jusqu'ici utilisé pour le calcul de la « vitesse spécifique ».

— La seconde est l'intérêt de traduire les résultats d'essais et les caractéristiques de machine sous forme de coefficients adimensionnels.

— La troisième est relative à l'évolution qui se manifeste chez les utilisateurs et les Constructeurs de turbines les conduisant à raisonner en débit sous une hauteur de chute donnée plutôt qu'en puissance mécanique sur l'arbre ou électrique aux bornes; en effet, les diagrammes débit-hauteur sont de plus en plus utilisés, à Electricité de France notamment.

— La quatrième enfin tient à l'intérêt de définir un nombre commun pour les turbines et pour les pompes dans les applications relatives aux machines reversibles turbines-pompes et, plus généralement, un nombre polyvalent pou-

vant s'appliquer à toutes les turbomachines dans lesquelles on peut considérer la masse volumique du fluide comme constante entre l'entrée et la sortie.

Les deux questions qui se posent à l'occasion d'une telle modification se rapportent, l'une à l'expression du nombre cherché, l'autre au choix des conditions de fonctionnement pour lesquelles il sera généralement calculé.

Notations.

Les notations employées dans les formules ci-dessous sont les suivantes :

Q : débit volume;
H : hauteur de chute ou d'élévation;
P : puissance sur l'arbre;
N : } vitesse angulaire;
 ω : }
g : accélération due à la pesanteur;
 η : rendement de la machine;
 ρ : masse volumique;

Rappel théorique.

Deux turbomachines sont dites semblables lorsqu'elles sont à la fois géométriquement semblables (même rapport entre les dimensions linéaires des organes rigides et des ouvertures variables) et cinématiquement semblables (même rapport entre les vitesses aux points homologues : en particulier les triangles de vitesse sont semblables).

En réalité, l'application stricte de la similitude de Combe-Rateau conduit à l'existence de l'invariant suivant :

$$\frac{\omega \cdot Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}}$$

(*) Le document reproduit ici a été publié par le Service de la Normalisation d'Electricité de France (Document HN 55-01, mai 1971). Il nous a paru intéressant de le porter à la connaissance de nos lecteurs, et nous remercions Electricité de France de nous y avoir autorisés.

reliant les trois grandeurs Q, H, ω caractérisant le fonctionnement de la machine ainsi que l'accélération due à la pesanteur g. En fait, l'usage a fait prévaloir d'autres formes qui font intervenir des hypothèses simplificatrices.

Ainsi, pour les turbines hydrauliques, on utilise actuellement la « vitesse spécifique » :

$$n_{s(T)} = N \frac{P^{1/2}}{H^{3/4}}$$

avec les unités suivantes :

- N : en tr/mn;
- P : en ch;
- H : en mètres d'eau.

Cette expression suppose que le fluide considéré est toujours de l'eau froide de masse volumique constante 1 000 kg/m³ et que l'accélération due à la pesanteur est constante.

Pour les pompes, on utilise la « vitesse spécifique » :

$$n_{s(P)} = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

avec les unités suivantes :

- N : en tr/mn;
- Q : en m³/s;
- H : en mètres de colonne de fluide.

Dans ce cas, on suppose simplement que l'accélération due à la pesanteur est constante.

Ces deux expressions ne sont pas sans dimensions : elles représentent la vitesse de rotation qu'il conviendrait de donner à une machine géométriquement semblable à celle considérée fonctionnant dans des conditions de puissance (ou de débit), de hauteur de chute (ou d'élévation) choisies comme référence : 1 ch, 1 m³/s, 1 m, pour que la similitude cinématique soit également respectée.

Dans le cas d'une turbine, les deux vitesses spécifiques ci-dessus sont reliées par la relation :

$$\frac{n_{s(T)}}{n_{s(P)}} = \sqrt{\frac{1\ 000}{75}} \eta^{1/2} = 3,65 \eta^{1/2}$$

(où η est le rendement de la machine au point considéré) dans le cas d'un fluide de masse volumique 1 000 kg/m³.

Définition du coefficient de vitesse angulaire

Pour satisfaire les quatre raisons énumérées au premier paragraphe de l'avant-propos, il faut faire usage de la première expression citée :

$$\frac{\omega Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}}$$

L'emploi de cette expression que l'on désignera par « coefficient de vitesse angulaire » et par la notation « C_v » doit être le seul considéré désormais.

Il reste à préciser, pour que le nombre cherché soit vraiment polyvalent, que la hauteur H doit être la hauteur correspondant à la différence de charge entre l'entrée et la sortie de la machine, exprimée en hauteur de colonne du fluide traversant la machine.

Si l'on admet que la masse volumique du fluide reste constante à travers la machine, ce qui est bien vérifié pour les turbines et les pompes hydrauliques, et suffisamment bien

vérifié pour les ventilateurs, on aboutit alors au nombre adimensionnel (*) polyvalent suivant :

$$C_v = \frac{\omega Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}}$$

dans lequel :

- ω : exprimé en rad/s représente la vitesse de rotation angulaire de la machine;
- Q : exprimé en m³/s représente le débit-volume moyen traversant la machine;
- H : exprimé en mètres, représente :
 - pour une turbine, la hauteur de chute nette;
 - pour une pompe, la hauteur totale d'élévation;
 - pour un ventilateur, $H = \Delta p / \rho g$, où Δp , en pascals, est la pression engendrée par le ventilateur et ρ , en kg/m³, est la masse volumique du fluide (on prendra la valeur moyenne entre l'entrée et la sortie);
- g : accélération due à la pesanteur en m/s²;
- (gH) : représente l'énergie massique du fluide.

Cette expression est adimensionnelle (*), et comme telle doit être utilisée dans un système d'unité cohérent : en particulier l'unité de temps choisie pour évaluer la vitesse angulaire doit être la même que celle entrant dans le débit-volume Q et dans l'accélération due à la pesanteur g. D'autre part, il est nécessaire de préciser l'unité d'angle. Celle retenue est le radian et non le tour.

Ce choix est précisé par le nom donné au nombre proposé : « coefficient de vitesse angulaire » (symbole : C_v) et par l'emploi consacré par l'usage de la lettre grecque ω dans la formule le définissant :

$$C_v = \frac{\omega Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}}$$

Il peut être utilisé pour comparer des turbomachines fonctionnant avec des fluides de masse volumique différente (ventilateurs, pompes d'hydrocarbure, etc.), grâce à la présence du terme gH qui représente l'énergie massique du fluide puisque H a été exprimé en hauteur de fluide considéré.

Il est indépendant des dimensions de la machine, donc peut être utilisé au moment de l'avant-projet sans difficulté ou pour classer des machines dont on ne connaît pas les dimensions, même si ces machines travaillent avec des fluides de masse volumique différente.

Ce coefficient de vitesse répond aux quatre prescriptions qui ont conduit à poser le problème : il sera donc désormais utilisé à la place de la vitesse spécifique.

Correspondance entre le coefficient de vitesse angulaire (C_v) et les autres coefficients utilisés jusqu'à présent

$C_v \# 0,0190 n_{s(p)}$	
$C_v \# \frac{0,00517}{\eta^{1/2}} n_{s(T)}$	calculé avec P en chevaux;
$C_v \# \frac{0,0061}{\eta^{1/2}} n_{s(T)}$	calculé avec P en kilowatts;
$C_v = \frac{\delta^{1/2}}{\mu^{3/4}} \left\{ \begin{array}{l} \delta \\ \mu \end{array} \right.$	δ coefficient de débit de Rateau; μ coefficient de hauteur de Rateau;

(*) Si l'on considère comme c'est souvent le cas que la grandeur « angle » est adimensionnelle.

Annexe

Choix des conditions de fonctionnement pour le calcul de « C_v ».

Le C_v étant un chiffre caractéristique, deux machines géométriques semblables ayant même C_v auront pour une même hauteur de chute ou d'élévation un rendement identique (à l'effet d'échelle près).

Pour le constructeur, ce coefficient a un intérêt pour ses études sur modèle ou sur machines semblables. Pour l'utilisateur, ce coefficient a un intérêt au stade de l'avant-projet pour comparer la machine projetée à des machines existantes s'il connaît leur C_v dans des conditions de fonctionnement semblables. Ceci suppose que l'utilisateur ait un grand nombre de machines travaillant sous des hauteurs très diverses, ce qui est bien le cas à E.D.F.

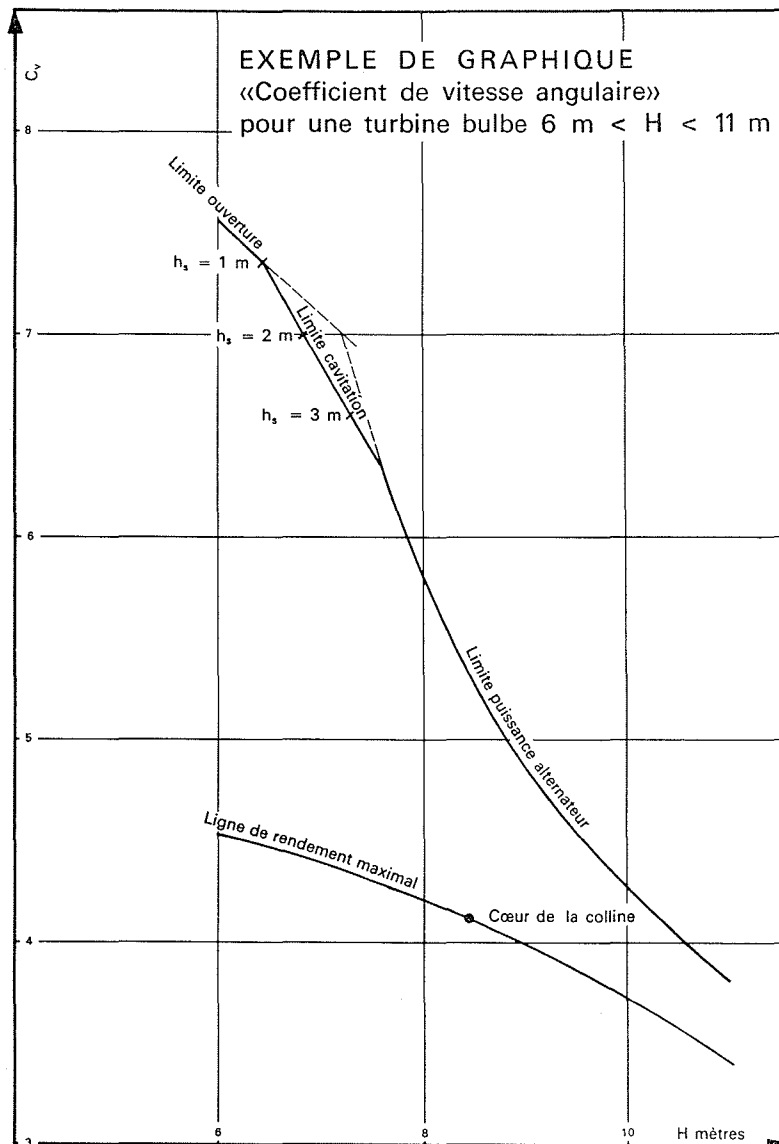
Le C_v peut en fait être calculé pour tout point de fonctionnement de la machine; c'est pourquoi il semble nécessaire (essentiellement pour les turbines *Kaplan*), afin de permettre la comparaison des machines futures avec les anciennes, de caractériser une turbine :

— par la courbe donnant une fonction de la hauteur de chute le C_v maximal correspondant à l'ouverture maximale admissible sous chaque chute. On peut distinguer graphiquement sur cette courbe les parties qui correspondent au maximum d'ouverture et aux ouvertures limitées par diverses considérations telles que la cavitation ou la puissance de l'alternateur. Sur cette courbe, quelques chiffres donneront l'enfoncement minimal h_s requis;

— par la courbe donnant en fonction de la hauteur de chute le C_v correspondant au maximum de rendement. On y indiquera le point correspondant au cœur de la colline ainsi que la valeur du rendement en ce point (voir figure).

Dans le cas des turbines *Francis*, si l'on ne possède aucune information précise sur le fonctionnement de la machine, on pourra faire le choix arbitrairement d'une valeur de débit égale à 80 % du débit maximal que l'on associera à la valeur correspondante de la chute pour définir une expression conventionnelle du nombre caractéristique.

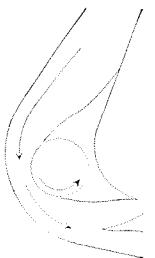
Pour les pompes, le C_v sera donné pour le maximum de rendement avec indication de la hauteur d'élévation ou du débit correspondant.





**NIDELVA
TRONDHEIM
(Norvège)**

Accumulation circulaire de frazil en rotation dans le coude de la rivière Nid.
L'amont est en haut de la photographie. Le cercle a 50 à 60 m de diamètre. Il tourne dans le sens trigonométrique, avec une vitesse d'environ 0,65 m/s à la périphérie.



Nid River.
Rotating circular accumulation of frazil ice (diameter: 150-200 feet, max. velocity ~ 2 ft/sec)

(Photos T. Carstens)