

# CHAPITRE 6

## LES TURBINES HYDRAULIQUES

### 6.1 Introduction

#### 6.1.1 Structure d'un aménagement hydroélectrique

Il existe différents types d'aménagement hydroélectrique présentant les uns par rapport aux autres des différences de structure suivant les valeurs des hauteurs de chute et les possibilités d'accumulation d'énergie.

Néanmoins, tous les types d'aménagement comprennent 4 ouvrages :

- ✓ Ouvrage de retenue (barrage) ;
- ✓ Ouvrage de prise d'eau ;
- ✓ Ouvrage de dérivation (canal ou galerie d'amenée et de restitution, conduites forcées)
- ✓ Centrale ou usine (équipée de turbines).

La figure 6.1 donne une vue en plan et un profil en long schématisé d'un aménagement hydroélectrique d'un cours d'eau entre deux sections  $A$  et  $F$ .

Un barrage  $B$  établi en travers du cours d'eau crée un remous, c'est-à-dire une surélévation du plan d'eau au-dessus du niveau naturel. Ce remous s'étend sur une certaine longueur en amont du barrage, au-delà de laquelle le plan d'eau rejoint le niveau naturel (section  $A$ ).

Un ouvrage de prise d'eau  $P$  dérive le débit nécessaire à l'alimentation de la centrale dans un canal d'amenée  $PC$ .

Ce canal peut être à écoulement libre ou à écoulement en charge ; il est aménagé à l'air libre ou en souterrain.

Le canal d'amenée est relié à une ou plusieurs conduites forcées  $CU$  par l'intermédiaire d'une chambre de mise en charge, s'il est à l'écoulement libre ou par un raccordement direct s'il est à écoulement en charge (au droit de ce raccordement est aménagée une cheminée d'équilibre).

Les conduites forcées amènent le débit dérivé dans les turbines de la centrale  $U$  ; dans ces machines, l'énergie hydraulique est transformée en énergie mécanique disponible sur l'arbre.

Le débit sortant des turbines est restitué à la rivière par un canal de fuite ou canal de restitution  $SF$ , à l'air libre ou en souterrain.

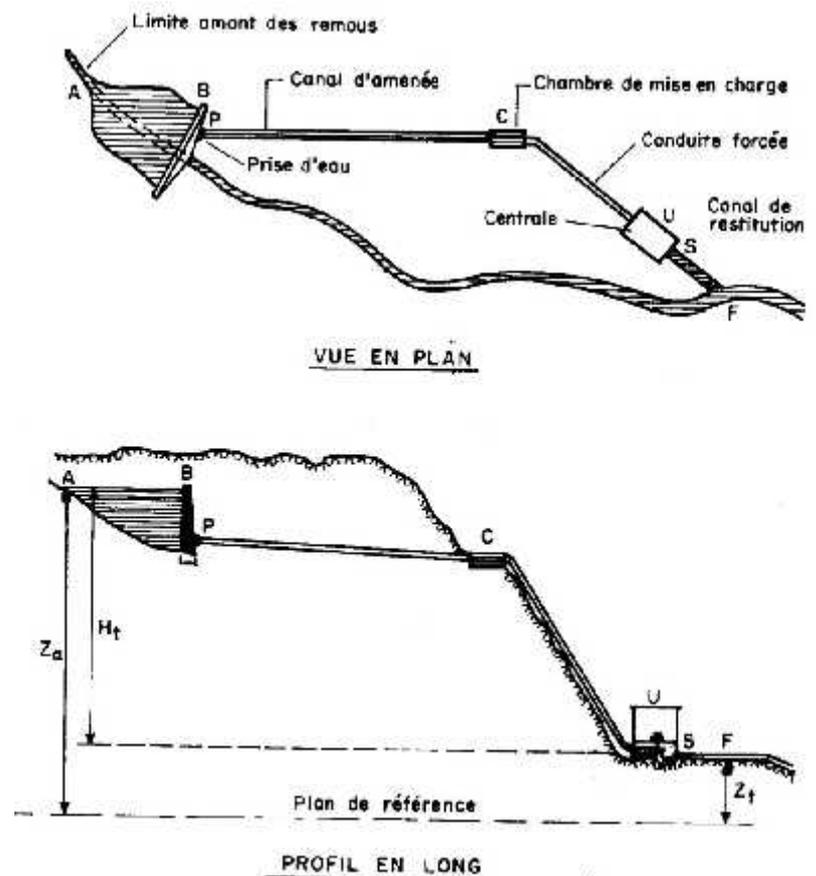


Fig.6.1 Schéma d'un aménagement hydroélectrique

Le niveau de l'eau à l'extrémité aval  $F$  de ce canal est le niveau naturel de la surface libre du cours d'eau.

## 6.1.2 Caractéristiques fondamentales d'aménagement hydroélectrique

La puissance produite par un aménagement est fonction de la hauteur de chute, c'est-à-dire de la différence entre les sections B et S, est du débit dérivé.

### A. Hauteur de chute totale. Puissance naturelle.

---La hauteur de chute totale est la différence :  $H_t = Z_a - Z_f$

C'est la différence de niveau entre les surfaces libre des deux sections du cours d'eau entre lesquelles l'écoulement est modifié par l'aménagement.

--- La puissance naturelle  $P_t$  à pour valeur :  $P_t = Q(H_a - H_f)$

$$\text{Soit : } P_t = \left[ \frac{v_a^2 - v_f^2}{2g} + \frac{P_a - P_f}{\chi} + (z_a - z_f) \right] Q$$

Les deux premiers termes de la parenthèse sont, en général, négligeables par rapport au dernier. Par suite, nous avons avec une bonne approximation :

$$P_t = \chi Q H_t$$

### B. Hauteur de chute brute. Puissance brute

La hauteur brute  $H_b$  est la différence des cotes des plans d'eau des deux sections C et S limitant la partie de la dérivation dans laquelle l'écoulement a lieu *en charge* (Fig. 6.2).

- ✓ Si le canal d'amenée est à l'écoulement libre, C est la section d'extrémité de la chambre de mise en charge.
- ✓ Si le canal d'amenée est en charge, C est la section du réservoir au droit de l'entrée de la prise d'eau.
- ✓ La section S est l'extrémité amont du canal de fuite si celui-ci est à écoulement libre, ou son extrémité aval, s'il est en charge.

Si  $Z_c$  et  $Z_s$  sont les cotes du plan d'eau dans ces deux sections, nous avons :  $H_b = Z_c - Z_s$  ;

$H_b$  est relié à  $H_t$  par relation :  $H_b = H_t - J_e$

$J_e$  est la valeur des pertes de charge dans les tronçons à écoulement libre compris entre A et F.

A la hauteur de chute brute  $H_b$  correspond une valeur de la puissance appelée **puissance brute** :

$$P_b = \chi Q H_b$$

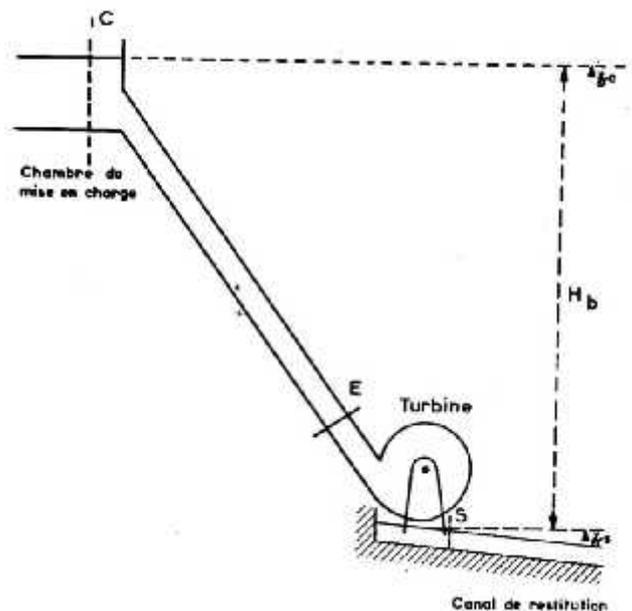


Fig.6.2 Définition de la hauteur de chute brute

### C. Hauteur de chute nette. Puissance nette

La hauteur de chute nette  $H_n$  est la charge mise à la disposition des turbines pour produire de l'énergie mécanique sur l'arbre ; c'est-à-dire c'est l'énergie d'eau mise à la disposition des turbines entre leurs sections d'entrée  $E$  et de sortie  $S$  (Fig. 6.2).

Si nous affectons des indices  $e$  et  $s$  les valeurs des grandeurs mesurées à l'entrée  $E$  et à la sortie  $S$  de la turbine, nous pouvons écrire :

$$H_n = H_e - H_s = \left[ \frac{v_e^2}{2g} + \frac{p_e}{\gamma} + z_e \right] - \left[ \frac{v_s^2}{2g} + \frac{p_s}{\gamma} + z_s \right]$$

Relation entre  $H_n$  et  $H_b$  : pour rattacher  $H_n$  à  $H_b$ , écrivons le théorème de Bernoulli entre la chambre de mise en charge  $C$  et la section d'entrée  $E$  de la turbine

$$\frac{v_c^2}{2g} + \frac{p_c}{\gamma} + z_c = \frac{v_e^2}{2g} + \frac{p_e}{\gamma} + z_e + J_c$$

$J_c$  étant la perte de charge entre  $C$  et  $E$ , c'est-à-dire dans le tronçon où l'écoulement est en charge (conduite forcée). En négligeant les termes de différence entre les vitesses et pressions, nous aurons :

$$H_n = H_b - J_c$$

A la hauteur de chute nette correspond la puissance nette :

$$P_n = QH_n$$

La hauteur de chute nette varie avec le débit naturel  $Q$  et avec le débit dérivé  $Q_d$ .

### D. Puissance utile

La puissance disponible sur l'arbre de la turbine pour le débit  $Q$ , appelée puissance utile  $P_u$ , est une fraction seulement de  $P_n$  ; elle a pour valeur :  $P_u = \eta P_n$ , étant le rendement global de la turbine.

## 6.2 Différents types d'aménagement

Les schémas de tous les aménagements réalisés peuvent être présentés par deux types d'aménagement :

- ✓ Aménagement par dérivation des eaux ;
- ✓ Aménagement par retenue des eaux

En fait, les caractéristiques des différents ouvrages d'un aménagement (barrage, canaux de dérivation, conduites forcées, centrale, turbines) varient surtout avec la hauteur de chute.

Nous distinguerons, à cet égard, trois catégories d'aménagement : hautes chutes, moyennes chutes, basses chute.

Les valeurs des hauteurs de chute nette délimitant ces catégories ne peuvent évidemment être fixées qu'arbitrairement ; on a choisis pour valeurs limites 40m et 200 m et adopté la classification suivante :

- ✓ Haute chutes  $H_n > 200$  m ;
- ✓ Moyennes chutes  $40 \text{ m} < H_n < 200$  m ;
- ✓ Basses chutes  $H_n < 40$  m.

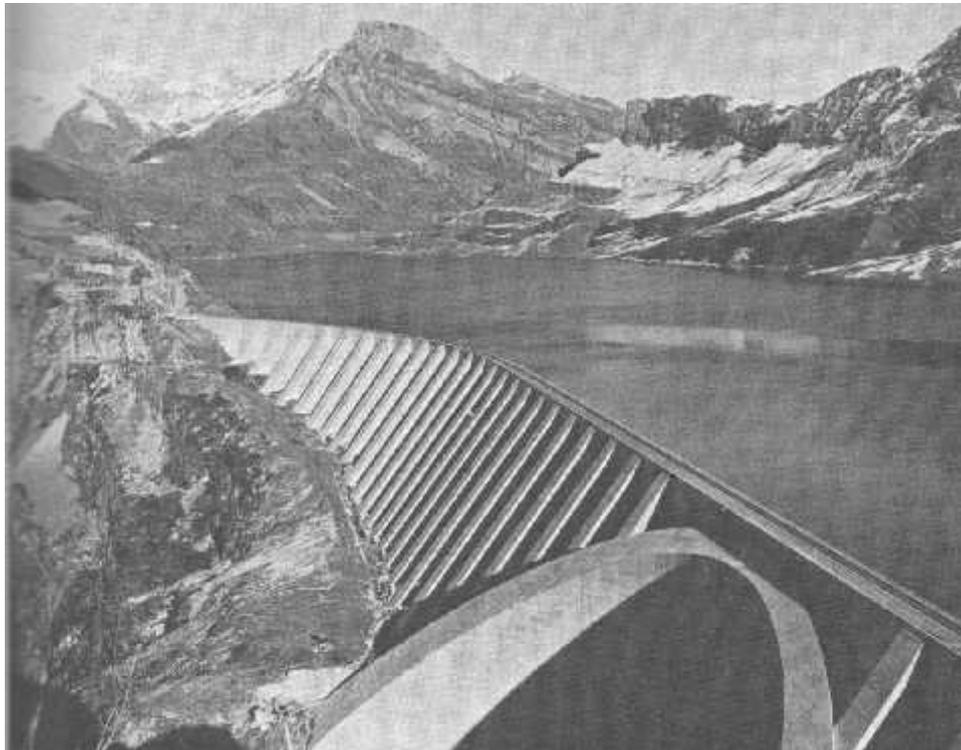
### 6.2.1 Aménagement de haute chute ( $H_n > 200\text{ m}$ )

Du fait de l'allure générale du profil en long des rivières, ces aménagements ne peuvent être réalisés économiquement que sur les sections de cours d'eau situées dans la partie amont des bassins versants, c'est-à-dire en haute montagne : il est, en effet, indispensable que la pente du cours d'eau soit forte pour que les ouvrages de dérivation soient aussi courts que possible.

Les bassins versants aménagés sont, en général, de faible superficie et, de ce fait, le débit moyen des cours d'eau est très limité.

Les superficies des bassins versants de ces aménagements sont de l'ordre de grandeur de centaine de  $\text{km}^2$ , les pentes moyennes comprises entre 5 et 50  $\text{m}/\text{km}$ , et les débits moyens compris entre 1 et 15  $\text{m}^3/\text{s}$ .

Les ouvrages d'amenée sont à écoulement en charge lorsque l'ouvrage de retenue crée un réservoir d'accumulation ; ils sont à écoulement libre lorsque l'ouvrage de retenue a seulement pour but d'alimenter la prise d'eau. Les conduites forcées ont, en général, une longueur du même ordre de grandeur que la hauteur nette.



**Fig.6.3** Aménagement de haute chute

### 6.2.2 Aménagement de moyenne chute ( $40\text{ m} < H_n < 200\text{ m}$ )

Les aménagements de moyenne chute sont établis sur le cours d'eau moyen des rivières en général. Les superficies de bassins versants correspondantes sont de l'ordre de grandeur de 100 à 10 000  $\text{km}^2$ , les pentes moyennes sont comprises entre 1 à 5  $\text{m}/\text{km}$ , les débits moyens varient de 50 à 500  $\text{m}^3/\text{s}$ .

Suivant la topographie du terrain, les possibilités de submersion des berges et la valeur de la hauteur de chute, deux types d'aménagements très différents peuvent être réalisés :

- ✓ L'aménagement avec canal d'amenée, analogue dans sa structure à un aménagement de haute chute : la centrale aménagée à plusieurs kilomètres en aval du barrage ;

- ✓ L'aménagement sans canal d'amenée avec centrale de pied de barrage.

### 6.2.3 Aménagement de basse chute ( $Hn < 40 m$ )

Ces aménagements sont établis sur les cours inférieurs des rivières. Les bassins versants relatifs aux sections inférieures sont de l'ordre de 5000 à 80000 km<sup>2</sup>, les pentes moyennes comprises entre 0,5 m/km et 1 m/km et les débits moyens entre 500 et 1800 m<sup>3</sup>/s. Les ouvrages de basse chute présentent les caractéristiques suivantes qui les distinguent des précédents :

- ✓ Ils comportent souvent un barrage « mobile » pouvant être effacé en temps de crue ;
- ✓ Le barrage ne crée pas, en général, de réservoir saisonnier ;
- ✓ Les ouvrages de dérivation (canal d'amenée et canal de fuite) en général, des canaux à écoulement libre du fait de la faible pente et de la topographie de plaine, sont presque toujours construits à l'air libre ;
- ✓ Pour les mêmes raisons de faiblesse des pentes, les aménagements sont souvent établis sur les cours d'eau navigables et doivent, de ce fait, être prévus de façon à assurer le passage des bateaux de navigation intérieure.



**Fig.6.4** Aménagement de basse chute

### 6.3 Classification des turbines

Une turbine hydraulique est une turbomachine qui permet de transformer en énergie mécanique une partie de l'énergie totale d'une veine liquide en écoulement, correspondant à une chute.

La turbine comporte (Fig. 6.5) une section d'entrée  $E$  confondue avec l'extrémité aval de la conduite (pression  $p_e$ , vitesse  $v_e$ ) et une section de sortie  $S$  (pression  $p_s$ , vitesse  $v_s$ ) confondue avec l'extrémité amont du canal de fuite.

L'élément essentiel est une roue *mobile*  $R$  (comportant des aubes ou des augets) mobile entraînant un arbre  $A$  sur lequel est recueillie la puissance mécanique.

Le débit est dirigé sur la roue par un organe appelé *distributeur*.

L'eau sortant de la turbine est dirigée vers le canal de fuite par l'intermédiaire d'un organe appelé *diffuseur* (ou *aspirateur*).

La roue d'une turbine reçoit l'eau à une pression  $p_o$  supérieure ou égale à la pression atmosphérique par l'intermédiaire du distributeur.

Entre la section d'entrée  $E$  de la machine et la section de sortie de distributeur, la section de passage de l'eau est progressivement réduite ; par suite, la pression et la vitesse de l'eau varient entre  $E$  et  $E_o$  ; ces variations étant de sens opposés.

Le distributeur produit la mise en vitesse de l'eau, c'est-à-dire transforme l'énergie qui est presque entièrement sous forme de pression à l'entrée  $E$  de la turbine en énergie sous forme mixte *pression-vitesse* ou seulement sous la forme *vitesse*.

Les turbines se classent en deux catégories principales, suivant la forme sous laquelle se trouve l'énergie à l'entrée de la roue c'est-à-dire à la sortie de distributeur :

- ✓ Turbines à veine libre ou à action. Le seul type actuel est la turbine PELTON.
- ✓ Turbine à veine forcée ou à réaction c'est-à-dire où l'admission de l'eau est réalisée sur la totalité de la périphérie de la roue. C'est le cas des turbines FRANCIS et turbines KAPLAN.

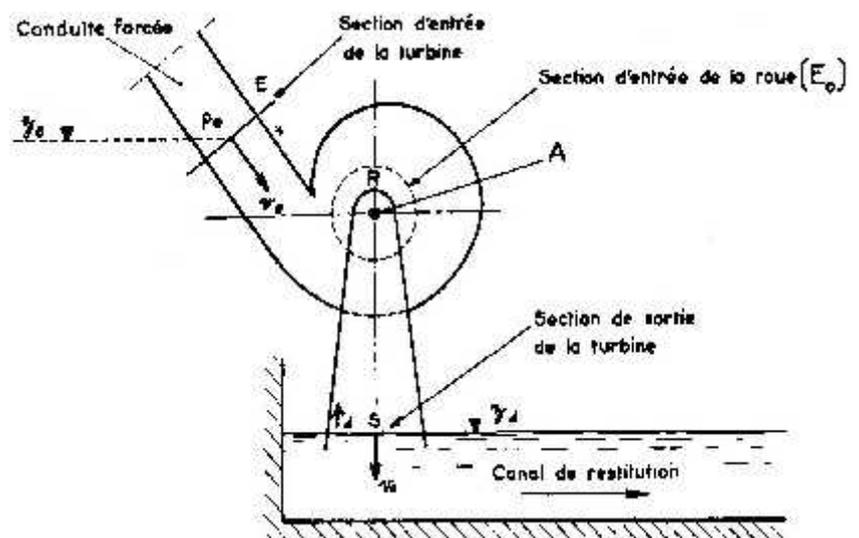


Fig. 6.5 Schéma du principe d'une turbine

## 6.4 Turbine Pelton

### 6.4.1 Description

La turbine comprend les organes fixes, des organes de réglage et une partie mobile la roue.

#### 1° Organes fixes

##### a) Distributeur

Il a pour rôle essentiel de diriger l'eau sur la roue. Il est constitué par un injecteur qui comprend une buse dans laquelle se déplace un pointeau.

La position de pointeau est commandée par le régulateur de vitesse de la turbine en fonction de débit à fournir à la roue. Son profil est tel que le jet liquide à la sortie de l'injecteur a une forme cylindrique.

##### b) Bâche

La roue et le distributeur sont contenus dans une bâche métallique qui sert uniquement à éviter les projections d'eau.

#### 2° Organe mobile

##### a) Roue

La roue comporte un certain nombre d'augets en forme de double cuillère (Fig.6.7). Le jet cylindrique frappe l'auget et sous son impulsion l'auget tourne et entraîne l'arbre de la roue.

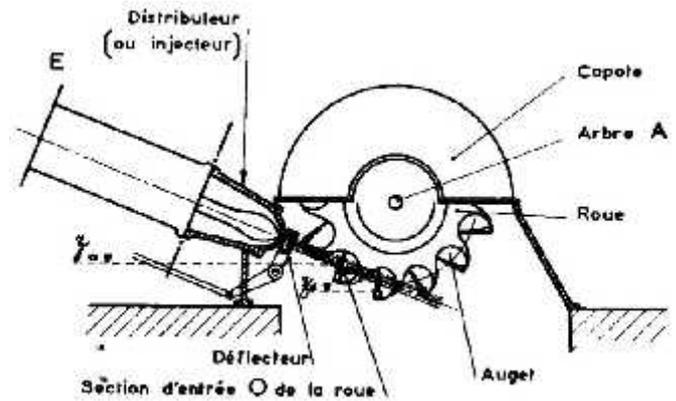
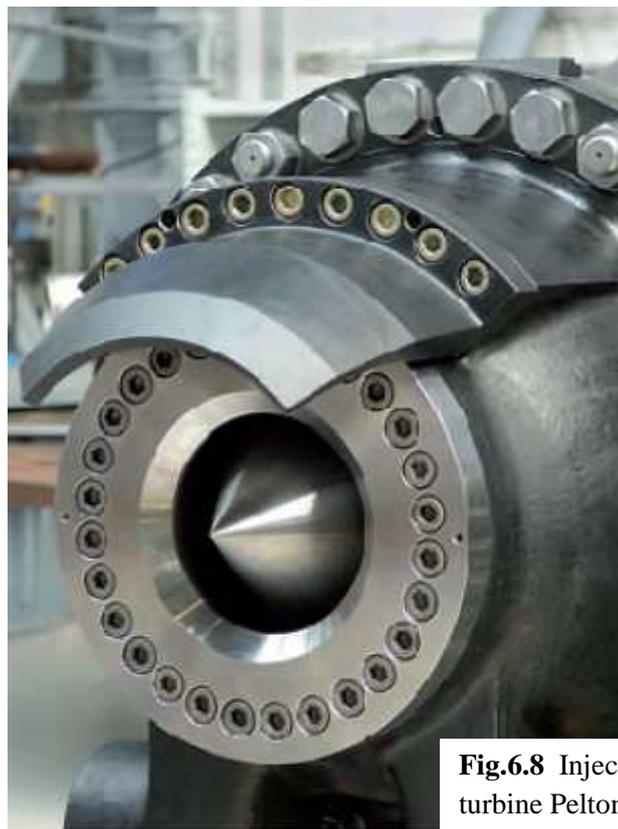


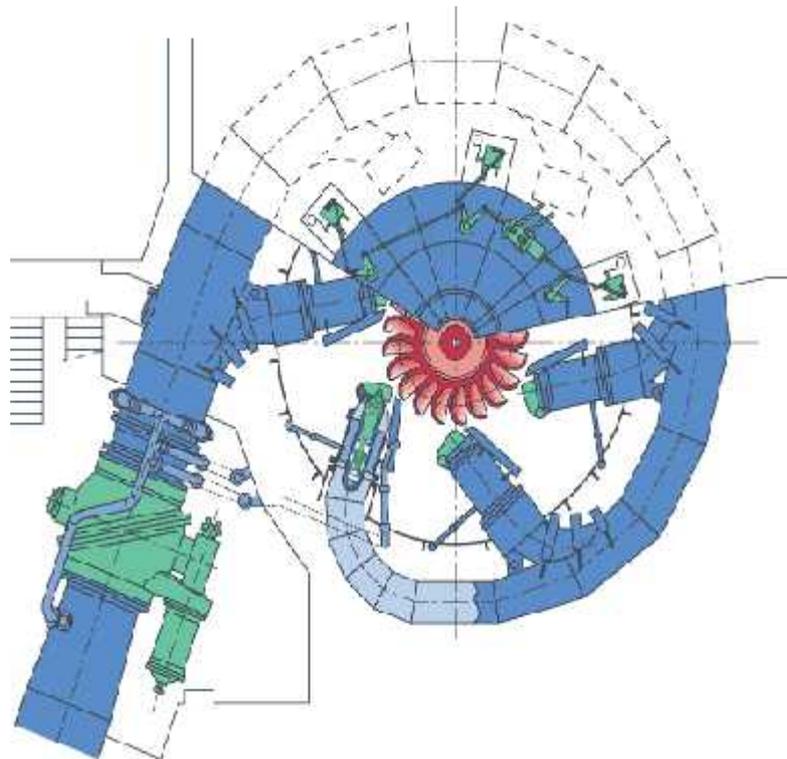
Fig.6.6 Turbine à action



Fig.6.7 Roue de la turbine Pelton



**Fig.6.8** Injecteur et pointe de la turbine Pelton



**Fig.6.9** Turbine Pelton à plusieurs jets

## 6.5 Turbines FRANCIS et KAPLAN

### 6.5.1 Description

Ces différents types se distinguent les uns des autres par la forme des roues. Les turbines comprennent les organes fixes, des organes de réglage et une partie mobile la roue (Fig.6.10). Les organes essentiels des turbines sont :

- ✓ Bâche d'alimentation ;
- ✓ Distributeur d'eau ;
- ✓ Roue mobile ;
- ✓ Diffuseur-aspirateur

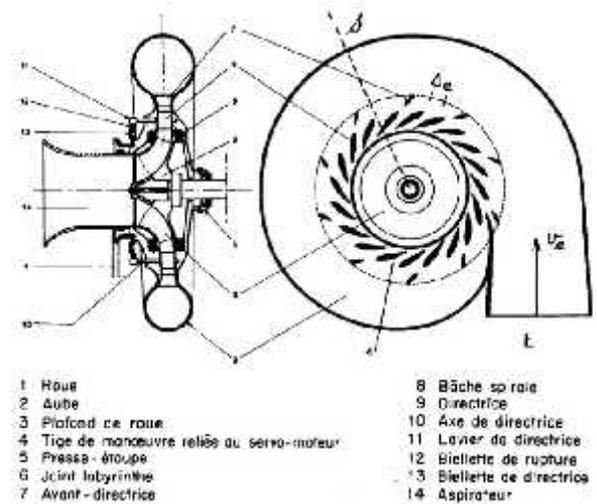


Fig. 6.10 Schéma d'une turbine à réaction

### 1° Organes fixes

#### a) Bâche d'alimentation (Fig.6.11)

C'est une conduite en forme de colimaçon de section progressivement décroissante, reliée, d'une part, à l'extrémité aval *E* de la conduite forcée et, d'autre part, à la section d'entrée du distributeur. Au droit de la liaison entre la bâche spirale et la section d'entrée du distributeur, sont souvent disposés des *avant-directrices* qui orientent les filets liquides vers l'entrée des directrices mobiles du distributeur.

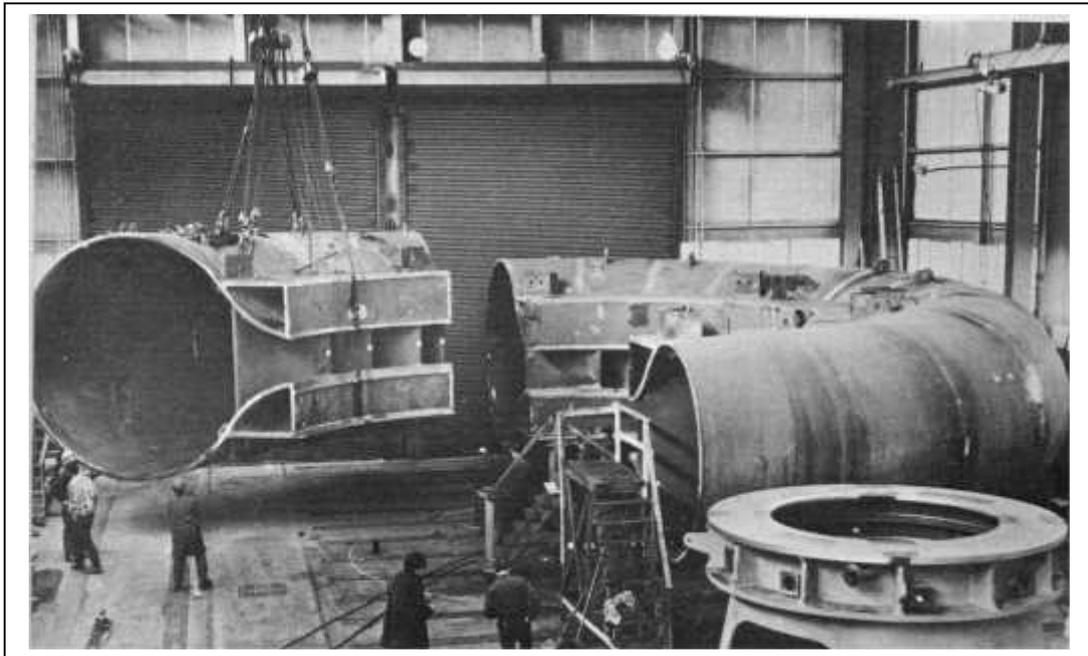


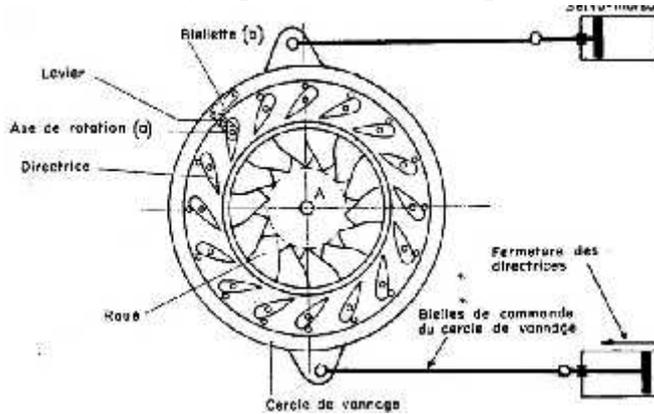
Fig. 6.11 Bâche d'alimentation

#### b) Distributeur (Fig.6.12)

Le distributeur est destiné à régler le débit et il doit donner à l'eau une circulation convenable à l'entrée de la roue. Il est formé d'une couronne comportant un ensemble de *directrices*, de forme

profilée, mobiles autour de tourillons (a) (**Fig.6.12**) parallèles à l'axe A de roue. L'orientation des directrices détermine le débit absorbé par la turbine.

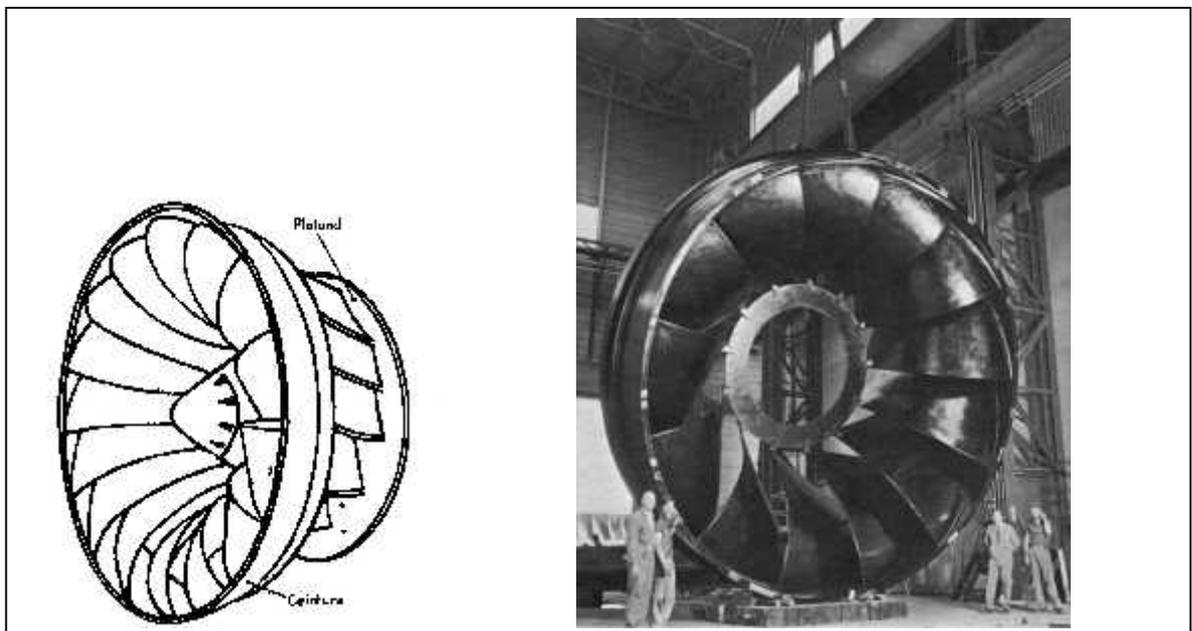
- ✓ Dans les turbines Francis, le nombre des directrices est compris entre 16 et 32 ;
- ✓ Certaines turbines Kaplan modernes ne comportent pas les directrices. Le débit et la puissance sont réglés par l'orientation des pales de la roue.



**Fig.6.12** Distributeur avec les directrices mobiles

## 2° Partie mobile-Roue

- a) **La roue Francis** comporte un certain nombre d'aubes fixées à un arbre de rotation disposé soit horizontalement, soit verticalement. Les aubes sont des surfaces gauches de forme telle que les trajectoires absolues des particules liquides soient des hélices tracées sur des surfaces de forme conique (**Fig. 6.13**). Les aubes sont fixées entre deux surfaces de révolution de forme, guidant l'eau. L'une de ces surfaces est appelée *plafond*, l'autre *ceinture* (**Fig.6.13**).Le nombre d'aubage est compris entre 11 et 19.



**Fig.6.13** Roue de la turbine Francis

- b) **La roue Kaplan (Fig. 6.14)** est une roue hélice à pas variable ; chacune des pales peut tourner autour d'un axe perpendiculaire à l'arbre de rotation. L'inclinaison des pales est synchronisée avec ouverture du distributeur. Le nombre de pales d'une roue Kaplan est compris entre 3 et 8, suivant la hauteur de chute de l'installation.



**Fig.6.14** Roue de la turbine Kaplan

### **3° Diffuseur-Aspirateur**

C'est un gros tube d'échappement d'eau, cylindrique ou évasé qui conduit l'eau sortant de la roue vers le canal de fuite. Son rôle est double :

- ✓ Si la roue est installée à une certaine hauteur au-dessus du canal de fuite, l'aspirateur permet la récupération de cette hauteur, pour cela il doit être *cylindrique*.
- ✓ Le diffuseur permet de récupérer l'énergie cinétique que possède encore l'eau à la sortie de la roue. Pour cela il doit avoir la forme *évasé*.
- ✓ Une turbine qui ne possède pas d'aspirateur-diffuseur est une turbine à *échappement libre*, c'est le cas pour les turbines Pelton.

Pour bien mettre en évidence le rôle du diffuseur, comparons deux turbines identiques débouchant dans un plan d'eau aval au même niveau. La première (**Fig. 6.15 a**) débouche par un tuyau cylindrique de section constante  $\Omega_2$ , la seconde (**Fig. 6.15 b**) par un diffuseur de section variant progressivement de  $\Omega_2$ , section de sortie de la turbine, à  $\Omega_3$ , section de sortie de diffuseur.

Supposons la vitesse dans le bief aval pratiquement nulle et négligeons les pertes de charge entre la sortie de la turbine et la sortie de diffuseur.

Le théorème de Bernoulli appliqué entre les 2 sections précitées donne :

- Dans le 1<sup>er</sup> cas (**Fig.6.14 a**) -aspirateur :

$$z + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} = -h + h + \frac{C_2^2}{2g} ; P_2 = -\gamma z \text{ (pression effective)}$$

Il y a donc l'aspiration sous la roue. Le tube permet de récupérer la hauteur  $z_2$  sous forme de pression.

La détente totale est égale à  $P = P_e - P_2 = P_e + \gamma z$

- Dans le 2<sup>ème</sup> cas (**Fig.6.14 b**) – diffuseur :

$$z + \frac{P'_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} = -h + h + \frac{C_3^2}{2g} ; P'_2 = -\gamma \left( z + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2g} \right)$$

La détente totale est égale à  $\Delta P = P_e - P_2 = P_e + \gamma \left( z + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2g} \right)$

Le diffuseur récupère la hauteur  $z$  et l'énergie cinétique sous forme de l'énergie de pression de la roue.

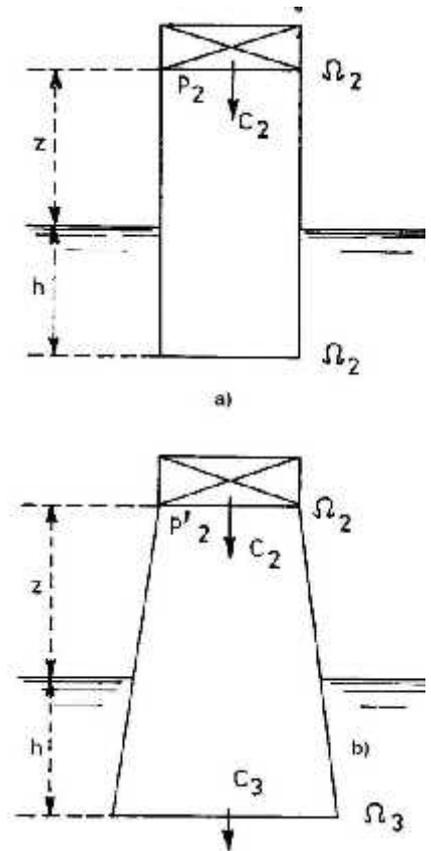


Fig.6.15 ; a) ; b)

## 6.5.2 Utilisation des divers types de turbines

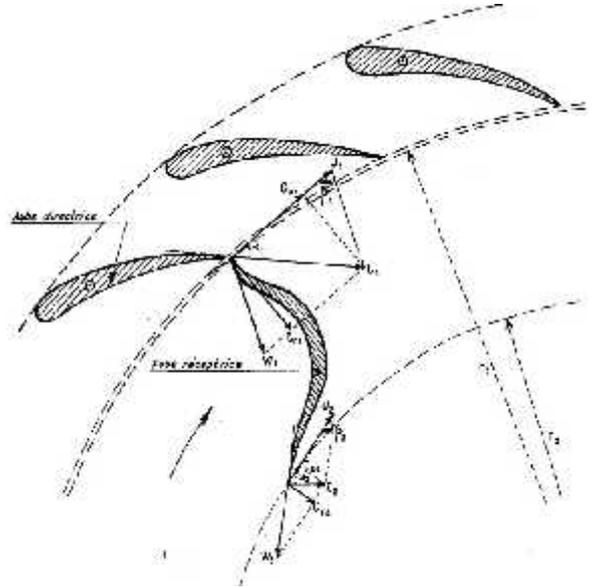
- 1) **Turbines Pelton** sont utilisées uniquement dans l'aménagement par dérivation de hautes chutes à l'extrémité des conduites forcées ;
- 2) **Turbines Francis** conviennent aux moyennes chutes. On les trouve aussi bien dans les centrales de pied de barrage que dans les centrales par dérivation ;
- 3) **Turbines Kaplan** conviennent aux basses chutes et turbinent des gros débits.

## 6.6 Théorie du fonctionnement des turbines

### 6.6.1 Théorie de fonctionnement des turbines à réaction

#### 1. Triangle des vitesses

Les turbines hydrauliques faisant du groupe des turbo-machines, la théorie générale de ces machines leur est appliquée. Nous rappelons les résultats obtenus à la suite de la théorie générale des pompes étudiée précédemment. Le triangle des vitesses des turbines est le suivant :  $\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$  où  $C$  est la vitesse absolue ;  $U$  est la vitesse d'entraînement et  $W$  est la vitesse relative. Sur la **figure 6.16** sont présentés les triangles des vitesses à l'entrée (point  $M_1$ ) et à la sortie de la roue (point  $M_2$ ).



**Fig. 6.16** Triangle des vitesses

Dans ces triangles des vitesses :

- $\vec{C}_{u1}$  et  $\vec{C}_{u2}$  sont les composantes circonférentielles des vitesses absolues  $\vec{C}_1$  et  $\vec{C}_2$  à l'entrée et la sortie de la roue.
- $r_1$  et  $r_2$  sont les rayons de la roue à l'entrée et la sortie.

#### 2. Couple moteur

Le couple théorique recueilli sur l'arbre de la turbine a pour valeur :

$$M = \frac{\rho}{g} Q (C_{u1} r_1 - C_{u2} r_2)$$

#### 3. Puissance recueillie sur l'arbre a pour valeur :

$$P = \rho Q H_{eff} \quad \text{avec} \quad H_{eff} = \frac{C_{u1} U_1 - C_{u2} U_2}{g} \quad (\text{Equation d'EULER})$$

Où  $H_{eff}$  est la hauteur effective de chute.

#### 4. Courbes caractéristiques du fonctionnement des turbines tournant à vitesse constante

On établit ces courbes en supposant que la vitesse de rotation  $N$  est constante et que le distributeur de la turbine étudiée fonctionne à ouverture constante c'est-à-dire que l'angle à l'entrée  $\alpha_1$  est constant.

On va établir les courbes caractéristiques suivantes :

- ✓ Caractéristique des hauteurs effectives .....  $H_{eff} = f(Q)$
- ✓ Caractéristique des hauteurs nettes .....  $H_n = f(Q)$
- ✓ Caractéristique de la puissance .....  $P = f(Q)$
- ✓ Caractéristique de rendement .....  $\eta = f(Q)$

**a) Caractéristique des hauteurs effectives :  $Heff=f(Q)$**

Nous avons établi l'expression suivante de la hauteur effective (équation d'Euler) :

$$Heff = \frac{C_{u1}U_1 - C_{u2}U_2}{g} \quad (1)$$

Comme pour l'étude analogue faite sur les pompes centrifuges, nous allons chercher à faire apparaître dans cette expression le débit :  $Q=S_{r2} C_{r2}$

Désignons par  $C_{r1}$  la composante radiale de la vitesse absolue à l'entrée (rayon  $r_1$ ) et  $C_{r2}$  la composante radiale de la vitesse absolue à la sortie (rayon  $r_2$ ).

On désignant par  $S_{r1}$  et  $S_{r2}$  les sections perpendiculaires aux rayons d'entrée et de sortie, on peut écrire :  $Q= S_{r1} C_{r1}=S_{r2} C_{r2}$

Posons :  $\frac{S_{r1}}{S_{r2}} = \frac{C_{r2}}{C_{r1}} = n$  ( $n$  ne dépend que des dimensions de la turbine).

Dans le triangle des vitesses à l'entrée, il vient :  $C_{u1} = \frac{C_{r1}}{tg\gamma_1} = \frac{C_{r2}}{ntg\gamma_1}$  ;

Posons :  $\frac{U_1}{U_2} = \frac{r_1}{r_2} = m$  ; ( $m$  ne dépend que des dimensions de la turbine)

Donc :  $U_1=mU_2$ ;

Remplaçons  $C_{u1}$ ,  $C_{u2}$  et  $U_2$  dans l'équation d'Euler (1), il vient :

$$Heffe = -\frac{U_2^2}{g} + \frac{U_2}{g} C_{r2} \left( \frac{1}{tgS_2} + \frac{m}{ntg\gamma_1} \right)$$

Pour faire apparaitre le débit on remplace  $C_{r2}$  par  $\frac{Q}{S_{r2}}$  et on obtient :  $Heffe = -\frac{U_2^2}{g} + \frac{U_2}{g} \frac{Q}{S_{r2}} \left( \frac{1}{tgS_2} + \frac{m}{ntg\gamma_1} \right)$

On pose  $\frac{1}{S_{r2}} \left( \frac{1}{tgS_2} + \frac{m}{ntg\gamma_1} \right) = K$  et l'équation de  $Heff$  est une fonction linéaire du débit (**voir Fig.6.17**) :

$$Heff = -\frac{U_2^2}{g} + \frac{U_2}{g} KQ$$

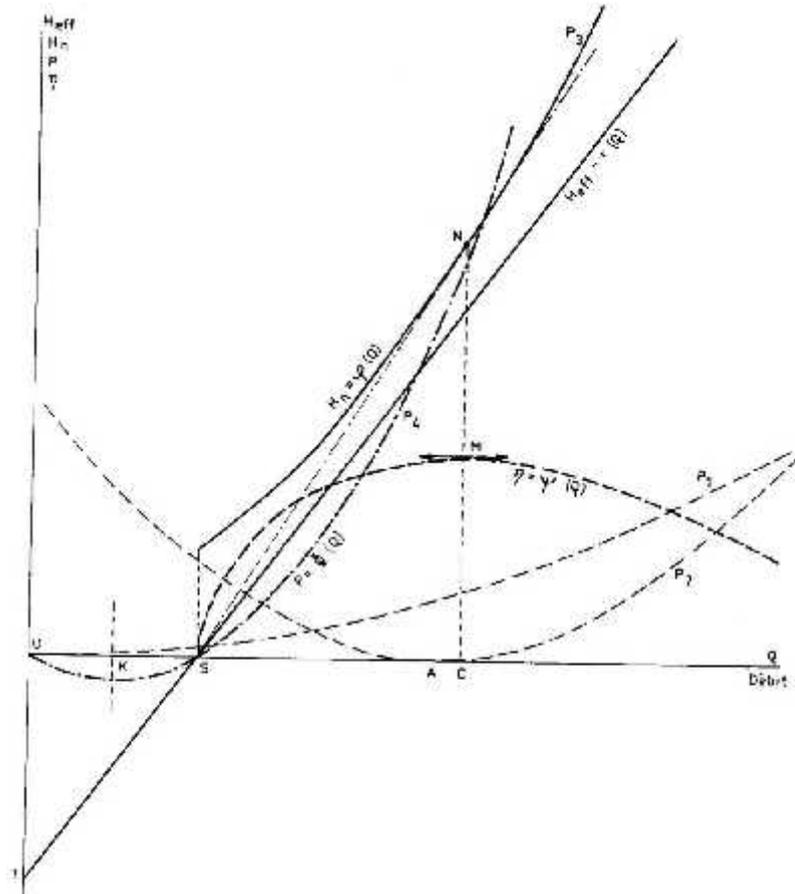
**b) Caractéristique des hauteurs nettes :  $Hn= (Q)$**

En régime quelconque de fonctionnement :  $Hn=Heff+hd +hr +hc$

Comme pour les pompes centrifuges, l'ensemble des pertes de charge ( $hd+hr$ ) varie comme le carré du débit et leur variation peut être présentée par la parabole **P1 (Fig. 6.17)**.

Les pertes de charge  $hc$  varient en fonction du débit, selon une parabole **P2 (Fig.6.17)** qui a son minimum pour un débit  $q1= OA$  correspondant au fonctionnement optimal pour lequel les pertes sont nulles.

En définitive, on déduira la caractéristique  $Hn$  de la droite  $Heff$  en ajoutant à chaque point de  $Heff$ , une ordonnée égale à la somme des ordonnées des paraboles **P1** et **P2**. On obtient ainsi la parabole **P3 (Fig.6.17)**.



**Fig. 6.17** Caractéristiques à vitesse de rotation constante  $H_{eff}=f(Q)$  ;  $H_n= f(Q)$  ;  $P= f(Q)$  ;  $\eta = f(Q)$

**c) Caractéristique de la puissance recueillie sur l'arbre :  $P= f(Q)$**

Pour un débit  $Q$  déterminé et une hauteur  $H_{eff}$  recueillie sur l'arbre de la turbine, la puissance disponible a pour expression :  $P= Q H_{eff}$  ; on tenant compte de l'expression de  $H_{eff}$  déterminée précédemment la puissance aura pour expression :

$$P = \chi Q H_{eff} = \chi Q \left( K \frac{U_2}{g} Q - \frac{U_2^2}{g} \right) = \frac{\chi}{g} U_2 Q (KQ - U_2) ;$$

L'équation  $P= f(Q)$  est une parabole présentée en P4 sur la figure 6.17.

**d) Caractéristique de rendement :  $\eta = f(Q)$**

Le rendement manométrique est défini par l'expression:  $\eta_m = \frac{H_{eff}}{H_n}$ .

La caractéristique  $\eta = f(Q)$  s'obtient en divisant les ordonnées des deux caractéristiques  $H_{eff}$  et  $H_n$ . Le maximum de  $\eta$  a lieu généralement pour un débit OC correspondant au fonctionnement optimal.

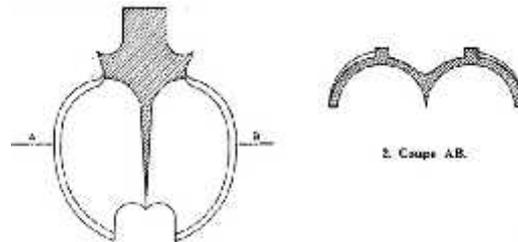
On remarque que N le point de  $H_n$  correspondant au rendement maximal ; si on joint SN, cette droite est tangente en N à la caractéristique  $H_n$ .

## 6.6.2 Théorie de fonctionnement des turbines à action. Turbine Pelton.

### 1. Triangle des vitesses

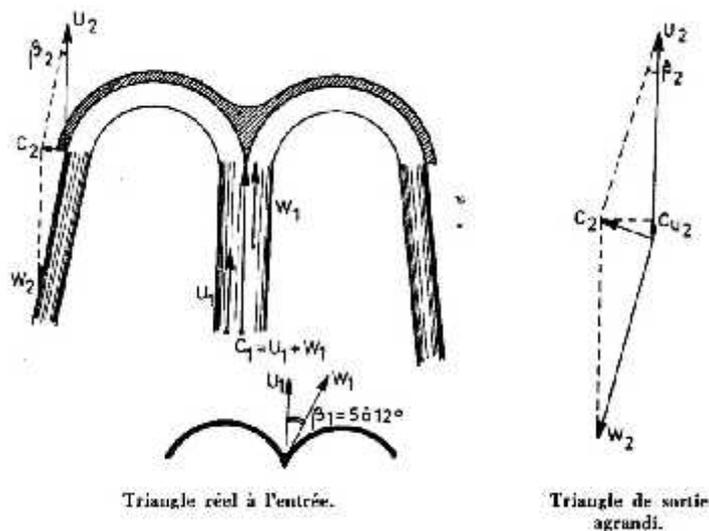
La roue Pelton est munie des augets. Chaque auget à la forme d'une double cuillère (**Fig.6.18**) qui a une arête médiane commune. La concavité de l'auget est orientée vers la direction du jet.

En somme, le jet agit tangentiellement à la roue d'où le nom de *turbine tangentielle*.



**Fig.6.18** Détail d'un auget

Considérons les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue (**Fig.6.19**) correspondant à l'action du jet sur un auget. Le jet animé d'une vitesse absolue  $\vec{C}_1$ , vient de frapper symétriquement l'arête de l'auget animé d'une vitesse d'entraînement  $\vec{U}_1$ . Ce jet se divise en deux parties égales qui glissent sur l'intrados des deux demi-augets et s'en échappent avec une vitesse  $\vec{W}_1$ .



**Fig.6.19** Triangles des vitesses dans une turbine Pelton

**A l'entrée**, le triangle des vitesses peut être considéré comme réduit à une droite, les 3 vitesses  $\vec{C}_1$ ,  $\vec{U}_1$  et  $\vec{W}_1$  étant portées par le même support, il en résulte l'égalité algébrique :  $C_1 = U_1 + W_1$ .

**A la sortie**, le triangle des vitesses est très aplati, l'angle de sortie  $\beta_2$  étant très petit.

Supposons que les points moyens d'entrée et de sortie du jet sur chaque auget soient à une même distance  $R$  de l'axe de la roue, on a alors  $U_1 = U_2 = R\omega$  et en négligeant les pertes de charge dues aux frottements du jet contre l'auget, il vient  $W_1 = W_2$ .

## 2. Hauteur effective de la chute

La théorie générale des turbo-machines a permis d'établir l'expression suivante de la hauteur effective de la chute :

$$H_{eff} = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \frac{(U_1^2 - U_2^2) - (W_1^2 - W_2^2)}{2g}$$

Compte tenu des égalités précédentes, cette expression se simplifie et devient :  $H_{eff} = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g}$

Cette expression montre que la  $H_{eff}$  est exprimé sous forme cinétique c'est-à-dire que l'eau agit sur la roue uniquement par sa vitesse.

Or on peut écrire :  $C_1 = \sqrt{2gHn}$

Alors, pour une hauteur de chute nette donnée, la  $H_{eff}$  est maximale lorsque  $C_2$  sera minimale. Cette condition sera réalisée quand l'angle  $\alpha_2$  devient très petit.

A la limite  $\alpha_2=0$  (cas théorique) et on a  $W_2=U_2$ , par conséquent :  $C_1=U_1+U_2$  ;  $U_1=U_2=W_1=W_2$  d'où

$$U_1 = \frac{C_1}{2}$$

Donc dans les conditions de fonctionnement optimal la vitesse tangentielle doit être égale à la moitié de la vitesse du jet.

## 3. Courbes caractéristiques à vitesse constante de rotation

### a) Caractéristique $H_{eff}=f(Q)$

L'expression de  $H_{eff}$  sera donnée par la formule d'Euler :  $H_{eff} = \frac{C_{u1}U_1 - C_{u2}U_2}{g}$

En adoptant les approximations indiquées précédemment, on peut écrire :  $C_1=W_1+U_1$

Par ailleurs  $C_1$  est purement tangentiel donc confondu avec  $C_{u1}$  :  $C_1=C_{u1}=W_1+U_1$

Le triangle des vitesses à la sortie montre que (Fig. 6.19) :  $C_{u2}=U_2 \cdot W_2 \cos \alpha_2$

Enfin, on sait que :  $U_1=U_2= \omega R$  ; La formule d'Euler s'écrit donc :

$$H_{eff} = \frac{U_1}{g} (U_1 + W_1 - U_1 + W_2 \cos \alpha_2) ; \quad H_{eff} = \frac{U_1}{g} (W_1 + W_2 \cos \alpha_2)$$

Pour exprimer  $W_2$  en fonction  $W_1$ , on applique l'équation de Bernoulli à une veine liquide en mouvement relatif sur la surface de l'intrados de l'auget :

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{W_1^2 - U_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{W_2^2 - U_2^2}{2g} + \rho'$$

Comme  $z_1=z_2$ ,  $p_1=p_2=p_{atm}$  et  $U_1=U_2$ , cette expression se simplifie et s'écrit finalement :  $\frac{W_2^2}{2g} = \frac{W_1^2}{2g} - \rho'$  ;

sont les pertes de charge dues aux frottements des filets liquides contre la surface de l'auget, soit  $\rho' = k \frac{W_1^2}{2g}$

L'expression précédente s'écrit donc :  $\frac{W_2^2}{2g} = \frac{W_1^2}{2g} (1-k)$  ;  $W_2 = W_1 \sqrt{1-k}$  ;  $W_2 = (C_1 - U_1) \sqrt{1-k}$

Remplaçons dans l'équation d'Euler  $W_1$  par  $C_1 - U_1$  et  $W_2$  par relation indiquée ci-dessus, il vient :

$$Heff = \frac{U_1}{g} (C_1 - U_1) (1 + \sqrt{1-k} \cos S_2)$$

Pour faire apparaître le débit  $Q$  on remplace  $C_1$  par  $Q/S_1$  ( $S_1$  la section nette de l'injecteur compte tenu de son coefficient de contraction). Pour simplifier posons  $(1 + \cos S_2 \sqrt{1-k}) = \sim_0$  ; Il vient :

$$Heff = -\frac{U_1^2}{g} \sim_0 + \frac{U_1 \sim_0}{g S_1} Q$$

On retrouve la même expression que pour les turbines à réaction. Pour une vitesse de rotation constante la caractéristique  $Heff=f(Q)$  est une droite ascendante d'ordonnée  $(OT = -\frac{U_1^2}{g} \sim_0)$

(Fig.6.20).

**b) Caractéristique  $Hn= (Q)$**

Cette caractéristique est très simple. Si on néglige les pertes dans l'injecteur :

$$C_1 = \sqrt{2gHn} = \frac{Q}{S_1} \text{ ou}$$

$$Hn = \frac{Q^2}{2gS_1^2} ;$$

La caractéristique correspondante est une parabole (Fig.6.20).

**c) Caractéristique  $\eta = (Q)$**

Le rendement manométrique est :  $\eta = \frac{Heff}{Hn}$  ;

Sa caractéristique se déduit facilement des courbes  $Heff$  et  $Hn$  (Fig.6.20).

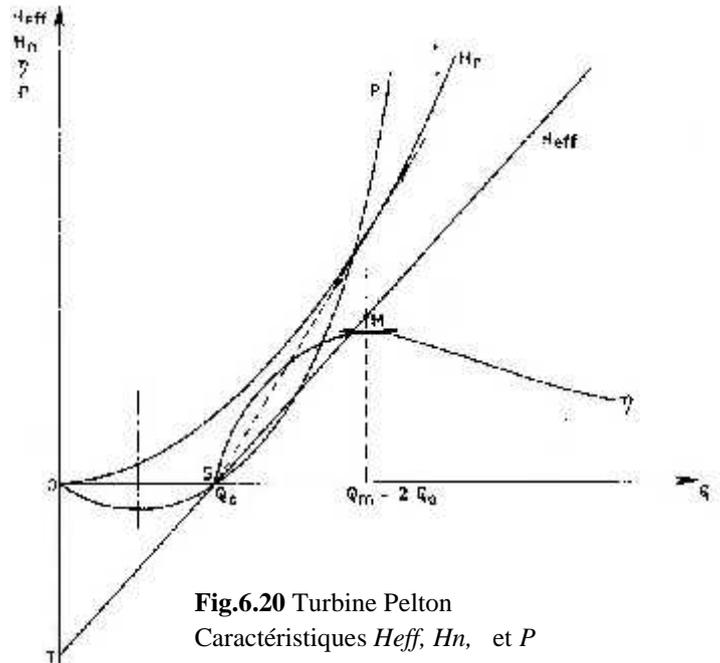
Elle présente un maximum correspondant au fonctionnement optimal pour lequel :  $C_1=2U_1=Q_m/S_1$  ou :  $Q_m=2 U_1 S_1$ . Ce débit est le double de celui correspondant au point S où  $Heff=0$  ;  $Q_0=Q_m/2$ .

**d) Caractéristique  $P= (Q)$**

La puissance recueillie sur l'arbre a pour expression :

$$P = Q Heff = Q \left( -\frac{U_1^2}{g} \sim_0 + \frac{U_1 \sim_0}{g S_1} Q \right) ;$$

Caractéristique correspondante est une parabole (Fig.6.20).



**Fig.6.20** Turbine Pelton  
Caractéristiques  $Heff$ ,  $Hn$ , et  $P$

## 6.7 Lois de similitude pour plusieurs turbines semblables

- Deux turbines sont semblables si tous les angles de construction du distributeur, de la roue, du diffuseur et des autres parties de ces machines sont les mêmes et si les dimensions linéaires homologues de ces deux turbines sont proportionnelles (similitude géométrique).
- Deux turbines semblables fonctionnent en similitude mécanique si les triangles des vitesses aux pointes homologues sont semblables.

Soit :

- le rapport des démentions linéaires de deux turbines semblables (le rapport de similitude géométrique).  $\frac{D}{D_1} = \lambda$  ;

$k$ - le rapport de leurs vitesses de rotation ( ou  $N$  [tr/min]) ;  $\frac{N}{N_1} = k$  ;

Pour des régimes de fonctionnement homologue tous les angles sont conservés. Donc il vient :

- Les vitesses linéaires sont dans le rapport  $k$  ;

$$\frac{C}{C_1} = \lambda k ; \quad \frac{D}{D_1} \frac{N}{N_1} = \lambda k$$

- Les débits proportionnels aux sections et aux vitesses et leurs rapport est  $\lambda^3 k$  ;

$$\frac{Q}{Q_1} = \lambda^3 k ; \quad \frac{D^3}{D_1^3} \frac{N}{N_1} = \lambda^3 k$$

- Les hauteurs de chute sont proportionnelles aux carrés des vitesses et leurs rapport est  $\lambda^2 k^2$

$$\frac{H}{H_1} = \lambda^2 k^2 ; \quad \frac{D^2}{D_1^2} \frac{N^2}{N_1^2} = \lambda^2 k^2$$

- Les puissances utiles sont dans le rapport  $\lambda^5 k^3$

### Vitesse spécifique

Pour deux turbines semblables fonctionnant en similitude mécanique, les rapports entre les hauteurs et les puissances sont les suivants :

$\frac{H}{H_1} = \lambda^2 k^2$  et  $\frac{P}{P_1} = \lambda^5 k^3$  ;  $\left(\frac{H}{H_1}\right)^5 = \lambda^{10} k^{10}$  et  $\left(\frac{P}{P_1}\right)^2 = \lambda^{10} k^6$  ; on divise ces deux rapports, il vient :

$$\frac{k^{10}}{k^6} = k^4 \quad k^4 = \frac{H^5}{H_1^5} \frac{P_1^2}{P^2} \quad k = \frac{H^{5/4}}{H_1^{5/4}} \frac{\sqrt{P_1}}{\sqrt{P}} = \frac{N}{N_1} \quad \frac{N\sqrt{P}}{H^{5/4}} = \frac{N_1\sqrt{P_1}}{H_1^{5/4}} = n_s = cte$$

Où  $n_s$  est la vitesse spécifique. Donc :  $n_s = \frac{N\sqrt{P_u}}{H^{5/4}}$  où  $N$  [tr/min] ;  $H$  [m] ;  $P_u$  [ch-v]. La vitesse spécifique

peut être présente par  $\tilde{S}_s = \tilde{S} \frac{P_n^{1/2}}{\dots^{1/2} (gH)^{5/4}}$  où  $\tilde{S}$  [rd/s] ;  $P_n$  [W] ;  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] ;  $H$  [m]

Pour une turbine la vitesse spécifique est donc la vitesse en tr/min à laquelle tournerait la turbine semblable qui développerait une puissance d'un cheval sous une hauteur de chute d'un mètre.

Donc on peut déterminer les conditions de fonctionnement d'une turbine projetée T à partir d'une turbine de dimensions réduites (modèle réduit), dont les caractéristiques peuvent être déterminés dans un laboratoire.

Les constructeurs des turbines ont créé une série de modèles réduits, de types les plus divers, tous conçus pour fonctionner sous une hauteur de chute nette d'un mètre et produisant une puissance d'un cheval. Pour chaque modèle réduit ils ont déterminé la courbe de rendement en fonction de nombre de tour n'. Cette courbe a un rendement optimal auquel correspond une vitesse particulière dit vitesse spécifique.

On peut classer les turbines en fonction des vitesses spécifiques comme suit :

Type de turbine	Nombre de roues et de jets	ns	s
PELTON	1 roue à 1 jet	2 à 31	0.01 à 0.15
	2 roues à 1 jet et	31 à 44	0.1 à 0.44
	1 roue à 2 jets		
	2 roues à 2 jets	44 à 62	
FRANCIS LENTE	1 roue	75 à 250	
	2 roues	250 à 354	
	4 roues	354 à 500	
FRANCIS RAPIDE	1 roue	250 à 400	
	4 roues	400 à 800	
KAPLAN		500 à 1200	2.5 à 6.0