**CHAPITRE 2: Turbines hydrauliques**

**2.1 Introduction**

Les turbines hydrauliques sont des turbomachines qui produisent de l'énergie et utilisent l'eau comme fluide. L'eau doit être disponible à une hauteur ou une hauteur raisonnable, en quantités assez importantes pour que certains projets d'électricité économiquement réalisables puissent être développés. Comme on l'a vu au chapitre 1, la puissance disponible dans l'eau est proportionnelle au produit du débit et de la tête (P = wQH). Dans un site de projet, le débit disponible dépend des précipitations dans la région, de l'étendue du bassin versant et de la possibilité de stockage de l'eau (naturelle ou bâtie). La tête disponible est une caractéristique de la topographie du site du projet. Un schéma de principe d'un projet hydroélectrique typique est illustré à la Fig. 2.1.



**Figure 2.1** Plan schématique d'un projet hydroélectrique typique. (1) Barrage; (2) réservoir alimenté par les précipitations dans le bassin versant; (3) porte poubelle; (4) avant-baie (pour faire face aux fluctuations quotidiennes); (5) réservoir d'équilibre; (6) maison de soupape; (7) conduites forcées; (8) centrale électrique; (9) turbines; (10) canal de fuite.

Le type de turbine à utiliser pour le projet énergétique dépend de la tête disponible et du débit uniforme sur toute l'année qui est possible sur le site du projet. Ce chapitre vise à identifier les différents types de turbines, en fonction des caractéristiques des turbines modernes, de leur adéquation pour un site de projet donné, des détails de construction et de la conception de chaque type de turbine.

**2.2 Classification des turbines hydrauliques**

Les turbines hydrauliques sont classées selon plusieurs critères. Certains détails de classification importants sont présentés dans le tableau 2.1.

**Tableau 2.1:** Classification des turbines hydrauliques

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Critères | Les types | Exemples |
| Action dynamique de l'eau sur les pales du rotor | 1. Turbines à impulsion  | Turbine Pelton |
| 2. Turbines à réaction  | Turbine Kaplan |
| Sens d'écoulement de l'eau à travers le coureur | 1. Flux radial | Turbine Francis lente |
| 2. Flux mixte | Turbine Francis moyenne |
| 3. Débit axial | Turbine Kaplan |
| 4. Écoulement tangentiel | Turbine Pelton |
| Vitesse spécifique, NsN: tr / minP: kWH: mètres d'eau | Ns: 05 - 35 | Turbine Pelton à jet unique |
| Ns: 30 - 70 | Turbine Pelton à jets multiples |
| Ns: 60 - 120 | Turbine Francis lente |
| Ns: 120 - 180 | Turbine Francis moyenne |
| Ns: 180 - 300 | Turbine Francis rapide |
| Ns: 300 - 1000 | Turbine Kaplan |
| Tête sur la turbine | Tête basse (5-75 m d'eau) | Turbine Kaplan |
| Tête moyenne (50-250 m d'eau) | Turbine Francis |
| Tête haute (150 m d'eau et plus) | Turbine Pelton |

Outre les critères de classification, on peut voir qu'il existe essentiellement trois types de turbines: les turbines Pelton, Francis et Kaplan, du nom de leurs concepteurs.

1. La turbine Pelton est une turbine à impulsion, à écoulement tangentiel, pour les applications à haute pression.

2. La turbine Francis est une turbine à réaction, à flux radial ou mixte, pour des applications à tête moyenne.

3. La turbine Kaplan est une turbine à réaction, à écoulement axial, pour les applications à faible hauteur de refoulement.

**2.2.1 Sélection des turbines hydrauliques**

Les projets énergétiques, sur lesquels des turbines hydrauliques doivent être installées, sont généralement des projets d'envergure, impliquant des investissements très importants sur les ouvrages de tête et les machines. En raison de la grande variation des deux données de base, à savoir la tête et le débit, chaque projet nécessite une conception unique. Par conséquent, la sélection et la conception d'un type particulier de turbine doivent être entreprises avec une certaine discrétion, afin d'avoir le rendement le plus élevé possible de la turbine.

Il existe deux approches pour décider du type de turbine convenant à un site de projet donné, avec une hauteur et un débit spécifiés:

**1.** Un critère est la hauteur (mètres d'eau) disponible. La figure 2.2 montre une échelle qui indique la tête et la turbine appropriée correspondante.



**Figure 2.2** Sélection des turbines sur la base de la tête.

On peut observer qu'il existe certaines gammes de chevauchements, comme les tronçons de 50 à 75 (m) ou de 150 à 250 (m). Dans ces plages, la turbine peut être sélectionnée par le critère de la vitesse spécifique, mentionné dans le paragraphe suivant, pour inclure également l'effet des débits disponibles.

**2.** Un autre critère est la vitesse spécifique correspondant aux données du site. La tête, H (m d'eau) et le débit Q (m3/s) sont pris comme données. On peut supposer une efficacité globale η de l'ordre de 0,85 ou 0,88. Alors, la puissance P est donnée par

P = (w Q H η / 1000) (kW)

Il faut maintenant sélectionner la vitesse de la turbine N tr / min qui doit être l'une des vitesses synchrones (N = 3000 / p, p = 1, 2, 3,…, pour avoir une fréquence de 50 Hz d'alimentation électrique) parce que les turbines entraînent les alternateurs. Avec cela, la vitesse spécifique peut être calculée par



La figure 2.3 indique une échelle de vitesses spécifiques et les turbines appropriées correspondantes.



**Figure 2.3** Sélection des turbines en fonction de la vitesse spécifique.

On peut noter ici que même à cette échelle, il y a des chevauchements. De plus, les limites de la vitesse spécifique pour sélectionner un type particulier de turbine ne sont cependant pas très nettes. Il existe de nombreuses autres considérations, telles que les facteurs de coût, les facteurs de contrôle, les applications, etc., et la vitesse spécifique calculée peut être manipulée logiquement.

Si la vitesse spécifique calculée se situe à 400, alors on peut supposer deux turbines de taille égale avec le débit disponible réparti également entre les deux. La nouvelle vitesse spécifique pour chacune des turbines devient



Cette nouvelle vitesse spécifique est portée dans la plage 60−300 pour sélectionner une turbine Francis. Cette méthode de traversée de la gamme (de Kaplan à deux ou plusieurs unités de Francis, ou de Francis à Pelton à jets multiples) doit être évaluée avec des plans alternatifs et d'autres facteurs de coût possibles.

La sélection de tout type de turbine pour un site se fait par l'une des deux approches ci-dessus. Cependant, la sélection doit également se concentrer sur les autres étapes de la conception. A titre d'illustration, sur l'étirement de la turbine Francis sur la figure 2.3, une autre échelle du rapport de diamètre D2 / D1 est également donnée. Cela indique que le rapport D2 / D1 varie avec des vitesses spécifiques. À mesure que la vitesse spécifique augmente, la turbine Francis tend à se rapprocher de la machine à flux axial.

Le nom de «turbine Francis» n'est donc pas une conception standard de tous les temps. Tout comme les rapports de diamètre, toutes les dimensions comparatives et absolues doivent être déterminées pour un projet donné. Les directives partent des valeurs de la vitesse spécifique.

Il faut mentionner ici que les Figs. 2.2 et 2.3 sont dérivés de la Fig. 1.13, où les différents types de turbines sont comparés pour leur adéquation à la situation dictée par la vitesse spécifique. L'objectif est de maximiser l'efficacité d'un ensemble de données donné pour un site de projet.



**Figure 1.13** Caractérisation des turbomachines par les vitesses spécifiques.

**3.3 Turbine Pelton**

La turbine Pelton appartient à la gamme des faibles vitesses spécifiques (5 à 70) et à la gamme des hautes têtes (150 m d'eau et plus). Il s'agit d'une turbine à impulsion.

**3.3.1 Détails de construction de la turbine Pelton**

Une configuration de turbine Pelton est illustrée à la figure 3.4. Certains des termes utilisés sont l'arbre, le rotor, la buse, le jet, etc., qui sont représentés sur la figure. Les pales ou aubes du rotor dans le cas d'une turbine Pelton sont les «doubles coupelles Pelton» ou «godets», comme illustré à la Fig. 3.5. Ces doubles coupelles sont montées à la périphérie d'un disque circulaire et forment ensemble le rotor de la turbine Pelton.



**Figure 3.4** Plan schématique d'une turbine Pelton.



**Figure 3.5** Coupe double Pelton.

L'eau, fournie par les ouvrages de tête à la centrale par les conduites forcées (tuyaux en acier), est acheminée vers ces seaux sous la forme d'un jet à grande vitesse issu d'une buse (Fig. 3.6). L'énergie cinétique du jet d'eau est transférée à la série de godets (et au rotor) qui se succèdent dans la ligne du jet lorsque le rotor tourne. Le jet est divisé en deux moitiés égales par le séparateur de jet de la double tasse, chaque moitié frappant les tasses de chaque côté.

L'énergie potentielle de l'eau en tête est convertie en énergie cinétique du jet d'eau dans la buse, avec un rendement de buse ηn. Cette efficacité est de l'ordre de 0,98. Une lance concentrique à l'intérieur de la buse contrôle le débit d'eau sortant de la buse. Le mouvement de la lance est contrôlé par un servomoteur du régulateur qui est destiné à maintenir une vitesse uniforme de la turbine.



**Figure 3.6** Buse de la turbine Pelton.

Dans les turbines Pelton à jets multiples, l'eau est amenée autour du rotor dans les buses identiques également espacées autour de la périphérie du rotor. Les ensembles de lance sont également identiques dans toutes les buses. Leur mouvement est contrôlé par la même source, de sorte que tous les jets sont également contrôlés.

Chaque fois qu'une turbine Pelton doit être arrêtée, une vanne d'arrêt du réseau d'alimentation doit être fermée. Mais cela ne doit pas être fait soudainement, sinon des coups de bélier risquent de se produire dans les tuyaux. Un déflecteur peut être actionné de sorte que le jet puisse être dévié des coupelles Pelton, dans le sens opposé, afin qu'il puisse agir, en attendant, comme un jet de frein. Ce jet est dans la direction opposée au jet principal, avec de l'eau frappant l'arrière des tasses. Ces détails sont illustrés à la Fig. 3.7. Un jet de frein séparé peut également être disposé dans la direction opposée au jet principal.



**Figure 3.7** Ensemble déflecteur et jet de frein.

Les turbines Pelton peuvent être conçues avec des dispositions d'arbres horizontales ou verticales. Dans une configuration horizontale, la roue de turbine peut se trouver entre deux paliers lisses. La conception peut également être sous forme suspendue, avec des roulements d'un côté et son arbre couplé à l'arbre du générateur. Dans les installations verticales, les supports sont les paliers de butée, la roue de turbine étant au niveau inférieur.

**2.3.2 Analyse de la turbine Pelton**

La charge brute sur le site du projet, Hg, est la différence de niveaux d'eau entre le réservoir et le canal de fuite. La tête disponible à la centrale ou aux buses est H. La différence (Hg - H) est due à la topographie du terrain et aux pertes dans les conduites forcées, les vannes, la hauteur des buses au-dessus du canal de fuite, etc.

La vitesse du jet d'eau à la sortie de la buse ou à l'entrée des coupelles du rotor est

 (2.1)

où cv est le coefficient de vitesse de la buse, avec une valeur de l'ordre de 0,96-0,98. La vitesse des coupelles Pelton est



où D est le diamètre primitif (m) et N est la vitesse de rotation (tr / min) de l'arbre du rotor. La ligne médiane du jet d'eau est tangente à ce cercle primitif (Fig. 2.8). Le jet interagit avec les coupelles Pelton sur une partie de la course, de la position A à la position B sur la figure 2.8. La position moyenne est indiquée dans la coupe transversale de la figure 2.9. La sortie est un peu divergente de sorte que l'eau quitte les seaux sans éclabousser sur le dos du prochain seau.



**Figure 2.8** Godets Pelton percutant un jet.



**Figure 2.9** Le jet est divisé entre les deux tasses.

L'eau prend un tour d'environ 165 ° de β1 = 0 ° à β2 = 165 °. Les triangles de vitesse correspondant au godet supérieur de la figure 2.9 sont représentés sur la figure 2.10. On peut noter que le triangle de vitesse d'entrée est réduit en ligne droite, comme illustré. Lorsque le facteur de frottement de la lame est cb, nous avons





**Figure 2.10** Triangles de vitesse pour la coupelle Pelton à l'entrée et à la sortie.

En référence au triangle de vitesse d'entrée de la figure 2.10, nous avons

Vr1 = V1 - U (2,2 a)

Et Vu1 = V1 (2,2 b)

De plus, en référence au triangle de vitesse de sortie, nous avons

Vu2 = U - Vr2 cos β2 (2,3 a)

En utilisant Eq. (2.2a) et Eq. (2.2b) dans l'équation. (2.3a), nous obtenons

 Vu2 = U - cb x Vr1 cos β2

Vu2 = U - cb (V1 - U) cos β2 (2,3 b)

Le travail spécifique W est donné par



                                    W = (U / V1) (1- U / V1) (1 + cb cos β2) V12 (2,4 a)

                                    W = ϕ (1 - ϕ) (1 + cb cos β2) V12 (2,4 b)

où ϕ = U / V1 est le rapport de vitesse. Pour une installation donnée, cb, β2 et V1 sont des constantes. Le travail spécifique W est maximisé lorsque dW / dϕ est considéré comme nul, ce qui donne ϕ = 0,5. Par conséquent

 Wmax = 0,25 (1 + cb cos β2) V12 (2,5)

Le rendement hydraulique ηh = W / (V12/2) correspond à une valeur maximale de

ηhmax = Wmax / (V12/2)

 ηhmax = (1 + cb cos β2) / 2 (2,6)

**2.3.3 Efficacité de la turbine Pelton**

L'efficacité hydraulique est obtenue comme en Eq. (2.6) sous la forme ηh = (1 + cb cos β2) / 2

Cette expression est valable pour l'équation de définition



où l'efficacité hydraulique est définie comme le rapport entre la puissance du rotor et la puissance disponible dans le flux d'eau d'entrée (ηh = Pr / P), y compris l'effet des pertes de sortie, le frottement du fluide sur la surface de la lame, etc.

On peut rappeler la définition de l'efficacité volumétrique ηv comme

                                                                 (2.7)

La réduction du débit volumique dans une turbine (ΔQ) a été précédemment attribuée à la fuite. Dans le cas de la turbine Pelton, cette perte peut également être attribuée au débit volumique «inefficace» qui se trouve dans les couches extérieures d'eau du jet, qui peut ne pas être aussi efficace que le cœur du jet pour exercer la force sur les seaux.

Le rendement mécanique (ηm) a également été défini comme

 (2.8)

L'efficacité globale est alors donnée par

                                          (2.9)

Il existe un certain nombre de facteurs qui affectent les efficacités ci-dessus, individuellement et collectivement. La finition de surface des pales, le facteur de frottement cb, la teneur en sable de tailles infimes dans le jet d'eau, la vitesse, la régularité des roulements, le frottement du disque du rotor et l'amplitude de tous ces éléments par rapport au total puissance contribuent à la valeur finale de l'efficacité globale. Il est courant d'utiliser une valeur d'environ 0,85-0,88 pour l'efficacité globale.

**2.3.4 Paramètres de conception de la turbine Pelton**

Bien que le rapport de vitesse, ϕ = 0,5 soit une valeur théorique, en pratique, ϕ est pris à environ 0,45 ou 0,46, de sorte que

U = (0,45 à 0,46) V1 (m / s) (2,10)

Avec cela, les valeurs de U et N (comme supposé précédemment) sont connues dans l'équation U = π DN / 60, à partir de laquelle nous pouvons calculer

D = 60 U / π N (m) (2,11)

Maintenant, à partir de la vitesse spécifique, comme décidé par les données du site, le nombre de jets est déterminé. Le débit total disponible est divisé également entre les jets. Le débit par jet est Qj = Q / n, n = 1, 2, 3,… (2.12)

Maintenant,

Débit volumique dans un jet = Surface du jet x Vitesse du jet

Qj = (π d2/4) V1

Et donc

 (2.13)

Pour la roue Pelton, le diamètre du jet est un paramètre important pour décider des proportions géométriques des doubles coupelles Pelton. Ces proportions sont si fixes que presque tout le jet est utilement utilisé pour frapper les coupelles au niveau de la ligne de séparation médiane afin de générer le couple maximal possible. L'encoche à l'extrémité du seau aide à cet aspect. Si l'encoche n'était pas présente, les coupelles entreraient en contact avec le jet, à partir de la pointe, où une quantité importante de jet se disperserait sur et autour de la pointe avec beaucoup de pertes, comme le montre la figure 2.11.



**Figure 2.11** Pertes dans le jet lorsque les godets n'ont pas d'encoches.



**Figure 2.12** Proportions de cupules Pelton.

Les caractéristiques géométriques de la double coupe Pelton sont illustrées à la Fig. 2.12. Ces caractéristiques sont la longueur (L), la largeur (B) et la profondeur (T) de la double tasse. Ces paramètres sont optimisés en termes de diamètre de jet d, et sont spécifiés par les équations suivantes:

L = 2,3d à 2,8d (2,14)

B = 2,8d à 3,2d (2,15)

T = 0,6d à 0,9d (2,16)

La largeur de l'encoche, N, sur la figure 2.12 est approximativement égale à 2-5 (mm) de plus que le diamètre du jet d. Le nombre de godets est également optimisé et est donné comme

$Z= \frac{0.5 D}{d}+ 15$ (2.17)

**2.4 Turbine Francis**

La turbine Francis est une turbine à réaction adaptée à une gamme moyenne de vitesses spécifiques (60−300) et à une gamme moyenne de têtes (50−250 m). La turbine Francis est conçue comme une machine à flux radial dans la plage de vitesses spécifiques de 60−120. Alors que la vitesse spécifique correspondant aux données du site du projet continue d'augmenter, la conception passe à une machine à flux mixte puis à une machine à flux presque axial.

**2.4.1 Caractéristiques de construction de la turbine Francis**

Une installation de la turbine Francis est illustrée à la Fig. 2.13. L'eau du tuyau de la conduite forcée pénètre dans un boîtier extérieur en spirale qui peut être fabriqué à partir de plaques d'acier ou coulé dans du béton avec un revêtement de plaques d'acier. Cette enveloppe est disposée autour d'un anneau d'aubes directrices, et sa surface de section diminue progressivement donnant une répartition uniforme de l'eau à une sortie continue, vers l'intérieur vers un certain nombre d'aubes directrices, autour du rotor.



**Figure 2.13** Schematic layout of a Francis turbine.

Les aubes directrices ont des formes de profil aérodynamique de sorte que les passages entre elles agissent comme des buses qui convertissent une partie de l'énergie de pression de l'eau en énergie cinétique. L'eau provenant du carter est dirigée vers les aubes du rotor. Chaque aube de guidage possède son propre axe autour duquel elle peut pivoter, de manière à faire varier la zone d'écoulement de l'eau. L'oscillation de toutes les aubes directrices (autour de leurs axes individuels) est contrôlée par un anneau régulateur actionné par un régulateur, de sorte que le débit d'eau peut être contrôlé. Les détails sont présentés sur la Fig. 2.14.



**Figure 2.14** Contrôle des aubes directrices.

Ce contrôle n'est que dans la mesure du maintien d'une vitesse constante sur la fluctuation des charges sur la turbine. L'eau des aubes directrices pénètre dans le rotor, à la fois avec l'énergie cinétique et l'énergie de pression. Les aubes du rotor absorbent ces énergies et l'eau est évacuée vers un composant appelé tube de tirage (Fig. 2.13).

En tant qu'installation de turbine à réaction, le carter, l'anneau de l'aube de guidage et le rotor de la turbine Francis fonctionnent à fond sans que l'eau n'entre en contact avec l'atmosphère. A la sortie du rotor, c'est-à-dire dans le tube de tirage également, l'eau n'est pas ouverte à l'atmosphère.

Le tube de tirage est un tube légèrement divergent, reliant la sortie du patin au niveau du canal de fuite. Le tube de tirage est également plein. La colonne d'eau dans le tube de tirage est sous la pression sous-atmosphérique et sauve efficacement la tête qui autrement aurait été perdue, lorsque la turbine est installée à un niveau plus élevé que le canal de fuite. Du fait de la partie divergente, une partie de l'énergie cinétique de sortie est également récupérée.

Les installations de turbine Francis peuvent être conçues avec des arbres horizontaux ou verticaux. Avec les arbres horizontaux, les tubes de tirage doivent être pourvus d'un coude qui réduit l'efficacité du tube de tirage pour récupérer la tête perdue. Les installations à arbres verticaux ont le rotor de turbine au niveau le plus bas de sorte que la décharge axiale de la glissière devient verticalement vers le bas. Cela devient une très bonne caractéristique du tube à tirage vertical, avec de meilleures efficacités.

Les turbines Francis aux capacités énormes sont généralement conçues avec des arbres verticaux. Certains barrages sont construits principalement à des fins d'irrigation. Le niveau d'eau dans les barrages peut atteindre des niveaux tels qu'il est possible d'utiliser cette tête tout en laissant l'eau s'écouler vers les canaux à travers les turbines des centrales électriques situées au bas des barrages. Généralement, les turbines Francis deviennent les choix les plus appropriés pour de telles «centrales à barrage».

**2.4.2 Analyse de la turbine Francis**

Les triangles de vitesse ont été examinés en détail au chapitre 3, étant entendu que les plans des triangles étaient soit perpendiculaires à l'axe (pour les machines à flux radial), soit parallèles à l'axe (pour les machines à flux axial). Dans le prolongement de la même discussion, pour le schéma d'écoulement mixte de la turbine Francis, le plan du triangle de vitesse d'entrée est perpendiculaire à l'axe (écoulement radial vers l'intérieur), mais le triangle de vitesse de sortie est sur un plan qui change d'orientation (de perpendiculaire à) parallèle à l'axe (débit de refoulement axial). Cela correspond bien à l'expression du travail spécifique (W) car les composantes des vitesses responsables du transfert d'énergie sont les composantes tourbillonnaires, Vu1 et Vu2, que ce soit dans un schéma d'écoulement radial ou un schéma d'écoulement axial. Dans cet esprit, un ensemble typique de triangles de vitesse est illustré à la Fig. 2.15. L'orientation des pales du rotor est également indiquée sur la figure 2.15.

La plage de vitesses spécifiques correspondant à la conception de la turbine Francis est indiquée comme 60−300, et il s'agit d'une large plage. Les détails indiqués sur la Fig. 2.15 s'appliquent à l'étirement inférieur des vitesses spécifiques 60−120 dans cette large plage. À mesure que la vitesse spécifique augmente, la forme des lames du patin change également. Les phases changeantes des pales et les triangles de vitesse applicables sont illustrés à la Fig. 2.16, pour couvrir toute la gamme des vitesses spécifiques. La figure 2.16 peut être considérée comme la continuation de la figure 2.15.

Les triangles de vitesse à la sortie des pales dans tous les cas de la figure 2.16 ont α2 = 90°, à savoir une décharge axiale, comme sur la figure 2.15. Dans tous les cas, Vu2 = 0. Il en résulte que le travail spécifique W est égal à U1 Vu1. L'entrée du rotor se fait à la fois sous des formes cinétiques et potentielles d'énergies, totalisant jusqu'à un total de gH.

Par conséquent, l'efficacité hydraulique est donnée par

$η\_{h}= \frac{U\_{1}V\_{u1}}{g H}$ (2.18)



**Figure 2.15** Coureur Francis avec triangles de vitesse



**Figure 2.16** Coureur Francis avec triangles de vitesse. Triangle de coureur et de vitesse pour une vitesse spécifique (a) Ns = 120-180 et (b) Ns = 180-300.

**2.4.3 Efficacité de la turbine Francis**

Le rendement hydraulique de la turbine Francis est obtenu sous la forme

$η\_{h}= \frac{U\_{1}V\_{u1}}{g H}$

qui est identique à l'équation. (2.18). Les expressions d'efficacité volumétrique [Eq. (2.7)], efficacité mécanique [Eq. (2.8)] et l'efficacité globale [Eq. (2.9)], qui ont été détaillées pour la turbine Pelton dans la section 2.3.2, sont également très valables pour la turbine Francis, car ces expressions sont indépendantes des caractéristiques géométriques (a) et du mécanisme de transfert d'énergie (b) ces turbines. De plus, les raisons des diverses pertes dans les turbines sont en grande partie de même nature. La perte due à la fuite dans les dégagements de la turbine Francis est une différence qui existe entre les turbines Pelton et Francis. Les valeurs numériques des rendements correspondent également approximativement entre les machines.

**2.4.4 Paramètres de conception de la turbine Francis**

Les paramètres de conception de la turbine Francis sont discutés dans les sous-sections suivantes.

***2.4.4.1 Boitier ou volute en spirale***

Le carter est le conduit extérieur de l'ensemble de turbine Francis. Le tuyau de la conduite forcée est connecté à l'entrée de ce boîtier (via une vanne d'arrêt). La section à l'entrée est circulaire avec un diamètre égal à celui de la conduite forcée. La section transversale de l'enveloppe doit diminuer progressivement. Dans le même temps, la hauteur de l'entrée vers les aubes directrices, depuis le côté intérieur du boîtier, doit rester invariante. Par conséquent, la section transversale prend une forme ovale, réduisant progressivement la zone à presque zéro, lorsqu'elle atteint 360 °.

A l'entrée, l'aire A = (πd2) / 4. Sous n'importe quel angle θ (voir Fig. 2.17), nous avons

$$A\_{0}= \frac{π d^{2}}{4} x \frac{\left(360- θ\right)}{360°}$$

où θ est mesuré sur l'axe central, à partir de la ligne de début de la diminution de l'aire. L'objectif global est de réduire les tourbillons et d'assurer une distribution lisse et uniforme de l'eau tout autour du rotor.



**Figure 2.17** Boîtier en spirale avec surface décroissante (*B* = *B*o + 5 mm).

***2.4.4.2***  ***les aubes directrices***

Comme expliqué précédemment, les aubes directrices pivotent autour de leurs propres axes individuels. Dans leur position «pleine ouverture», laissez leurs extrémités de queue être sur un diamètre D0. Aux fins de la procédure de conception, les deux hypothèses suivantes sont émises:

1. Les aubes directrices tournent également autour de l'axe de l'arbre, comme le fait le patin, à la vitesse du patin, N (tr/min).

2. Il y a une vitesse de référence,$\sqrt{2 gH }$, de l'eau si toute l'énergie de la tête devait être convertie en énergie cinétique sans perte.

(Les deux ci-dessus ne sont que des hypothèses; ni les aubes directrices ne tournent autour du patin ni l'énergie potentielle de l'eau n'est totalement convertie en vitesse dans la turbine Francis.) Avec ces hypothèses, la vitesse tangentielle hypothétique de la pointe de l'aube de guidage est

$$U\_{0}= \frac{π D\_{0 }N}{60}$$

Aussi $U\_{0}= ϕ\_{0}\sqrt{2 g H}$ (2.19)

Donc $D\_{0}= \frac{60 ϕ\_{0 } \sqrt{2 g H}}{π N}$ (2.20)

Ici ϕ0 est un «rapport de vitesse» hypothétique ou un coefficient simple, variant entre 0,7 à Ns= 60 et 1,31 à Ns = 300. La longueur des aubes directrices, L0, est prise comme

 $L\_{0}=0.3 D\_{0}$ (2.21)

La hauteur des aubes directrices, B0, est calculée à partir de l'équation du débit:

Débit volumique (m3/s) = Surface d'écoulement autour du rotor (m2) x Vitesse d'écoulement (m/s)

$$=>Q= π D\_{0} B\_{0} V\_{f0}= π D\_{0} B\_{0} ψ\_{0} \sqrt{2 g H}$$

Donc $B\_{0}= \frac{Q}{π D\_{0} ψ\_{0 }\sqrt{2 g H}}$ (2.22)

où 𝛙0 est le coefficient de débit, variant de 0,15 à Ns = 60 à 0,35 à Ns = 300.

Le nombre d'aubes directrices est décidé en règle générale. Trop peu de chiffres ne servent pas l'objectif d'une distribution uniforme de l'eau. Trop de chiffres peuvent entraîner des pertes, avec des coûts supplémentaires. En fonction du diamètre D0, tel que déterminé ci-dessus, le nombre d'aubes directrices varie de 8 à 24 (8, 10, 12, 14, 16, 20, 24) car D0 varie de 20 cm à 2 m. (Les nombres choisis sont même pour faciliter l'expédition des composants en segments.)

***2.4.4.3 Rotor***

Le diamètre du rotor à l'entrée (à savoir le diamètre extérieur) et la vitesse tangentielle des pales à l'entrée sont liés, comme d'habitude, par la relation

$$U\_{1}= \frac{π D\_{1 }N}{60}$$

La vitesse U1 est prise comme $U\_{1}= ϕ\_{1}\sqrt{2 g H}$ (2.23)

où ϕ1 est le rapport de vitesse par rapport à la vitesse de référence$\sqrt{2 g H}$. Ce rapport de vitesse a des valeurs allant de 0,62 à 0,82 sur la plage de vitesses spécifiques 60−300. En égalisant les deux expressions pour U1, nous obtenons

 $D\_{1}= \frac{60 ϕ\_{1 } \sqrt{2 g H}}{π N}$ (2.24)

Le diamètre de sortie D2 du patin (diamètre intérieur) est calculé à partir du rapport D2 / D1, variant de 0,5 à 1, avec la plage de vitesse spécifique de 60-300. La hauteur B1 des pales à l'entrée est prise égale à la hauteur des aubes directrices B0. Le nombre de pales sur le patin est généralement à ±1 de celui des aubes directrices. Les angles de lame du patin sont également choisis sur une plage de valeurs, en fonction de la vitesse spécifique. Ces valeurs sont indiquées sur les Fig. 2.15 et 2.16. On peut noter que les valeurs de α1 et β1 indiquées sur les Fig. 2.15 et 2.16 sont les valeurs à pleine charge sur la turbine.