FRANCIS OU PELTON

FRANCIS OR IMPULSE

par M.-A. PUYO

Ingénieur A. et M. - Ingénieur E. I. H.

English synopsis p. 436.

PREMIÈRE PARTIE

FACTEURS QUI PÈSENT SUR LE CHOIX INFLUENCE DE L'USURE ET DES CONDITIONS D'EXPLOITATION

A) **Du choix entre Francis et Pelton.** — Dans l'établissement d'un projet d'équipement de chute d'eau on est amené, dans certains cas, à hésiter entre l'emploi de turbines Francis ou Pelton.

Certes, pour un groupe de 4 m³/sec. sous 800 mètres, tout le monde s'accorde pour adopter un groupe Pelton ; de même on prendra une solution Francis pour un groupe de 15 m³/sec. sous 100 mètres. Mais que l'on vienne à envisager un groupe de 8 m³/sec. sous 300 m., et la discussion s'engage quelquefois vive ; il est des partisans de l'une et l'autre solution, car chacune présente ses avantages et ses inconvénients.

La ligne de démarcation entre le domaine d'emploi des Pelton et des Francis, dont la fig. 1 donne une première idée, n'est pas une ligne immuable et bien déterminée ; elle dépend de nombreux facteurs techniques et économiques qui peuvent varier suivant les lieux et les années.

fig. 1 (1)

(1) Pour imaginer les graphiques nous avons figuré, par commodité, une roue Francis sans ceinture, mais cela ne signifie nullement que ce type de roue s'impose dans les cas où les Pelton et les Francis sont en concurrence.

Une étude complète de la question nous entraînerait trop loin.

Nous nous proposons, dans ce premier article, de discuter l'état actuel de la question en étudiant l'importance relative des divers facteurs qui viennent peser sur le choix entre les solutions Pelton et les solutions Francis.

Nous limiterons tout d'abord l'étude à des chutes supérieures à 150 mètres, pour ne considérer que des groupes présentant déjà une certaine importance.

Les turbines PELTON qu'il faut alors envisager sont des turbines à plusieurs jets, voire à plusieurs roues. Le nombre de tours spécifique par jet ne sera pas constant tout le long de la ligne de démarcation envisagée, car des roues qui tiennent mécaniquement sous 150 mètres seraient plus difficilement réalisables sous 300 mètres. Suivant leurs possibilités techniques les différents constructeurs proposeront le plus souvent soit des groupes à axe horizontal à deux roues et deux jets par roue, soit des groupes à axe vertical à une roue, avec 3 à 6 jets, le nombre de tours spécifique relativement élevé étant obtenu soit par une roue relativement lente, permettant la disposition à 5 ou 6 jets, soit par une roue plus rapide avec 3 à 4 jets.

De même les groupes Francis que l'on rencontrera le long de la frontière ne seront pas de conception identique, bien que différant peut-être relativement moins entre eux que les variantes Pelton.

Nous n'allons pas, ici, discuter dans le détail les dispositions technologiques de ces diverses solutions, leur évolution dans le passé et leur évolution probable dans l'avenir.

Nous nous placerons, pour le moment, du point de vue du maître de l'œuvre qui doit faire, à bref délai, un choix entre un nombre limité de variantes qui lui sont proposées. Souvent les mêmes constructeurs proposeront à la fois des solutions Francis et Pelton. Sans être nécessairement tendancieuse l'argumentation risque souvent d'être involontairement incomplète.

Aussi croyons-nous utile d'apporter au débat ces premières réflexions en espérant les voir complétées par les remarques d'éventuels lecteurs.

L'état actuel de la question peut être représenté sensiblement en divisant le graphique de la fig. 2 en trois zones. Dans la zone supérieure, on ne réaliserait **actuellement** que des Pelton. Dans la zone inférieure, on ne réaliserait **actuellement** que des Francis. Dans la zone intermédiaire, on réaliserait, suivant le cas, des Pelton ou des Francis suivant les conditions particulières à chaque installation et suivant l'importance attachée aux divers facteurs qui doivent intervenir dans le débat et en particulier la nature plus ou moins abrasive des sédiments entraînés par l'eau.

fig. 2

Dans la zone marquée Francis on peut, sans doute, citer de nombreuses réalisations de turbines Pelton donnant pleine satisfaction aux exploitants ; ce sont là des installations généralement anciennes, que l'on équiperait maintenant plutôt en Francis si on avait à les refaire, sauf peut-être dans quelques cas particuliers exceptionnels : par exemple si, pour une raison quelconque, un nombre relativement grand de groupes se trouve imposé pour un débit total relativement faible.

Les deux courbes de la fig. 2 représentent sensiblement la tendance actuelle telle qu'elle est connue par un ensemble de réalisations récentes. Toutefois, si les facteurs qui plaident en faveur de la Francis sont nombreux et variés, les facteurs en faveur de la Pelton ne sont pas moins divers ; il pourrait donc se rencontrer même actuellement des cas où, par une conjonction de circonstances, on puisse recommander,

par exemple, des Pelton dans la zone marquée Francis.

Jusqu'ici, nous avons considéré le problème comme si on avait à choisir entre un groupe Pelton ou un groupe Francis. En réalité, les données essentielles sont la chute et le débit total à équiper. Il faut donc choisir également le nombre de groupes de la centrale.

On pourra donc avoir à comparer par exemple une solution avec 3 Pelton ou avec 2 Francis.

Pour simplifier cette étude nous allons d'abord comparer les mérites respectifs d'un groupe Pelton et d'un groupe Francis pour un débit et une chute donnés. Nous reviendrons ensuite sur l'influence du nombre des groupes.

B) Comparaison entre un groupe Pelton et un groupe Francis. — Considérant donc l'installation d'un groupe hydroélectrique dont le point figuratif se trouverait dans la zone d'incertitude de la fig. 2, et pour laquelle les constructeurs qualifiés proposent à la fois des solutions Pelton et Francis, nous allons examiner tout d'abord, pour le cas d'un seul groupe, quels sont les arguments qui plaident en faveur de l'une et l'autre solution.

Avant d'aller plus loin, nous croyons devoir bien insister sur le fait que nous ne cherchons pas à fixer une fois pour toutes la ligne de démarcation entre Pelton et Francis, et encore moins à donner un abaque permettant de faire rapidement un avant-projet sans approfondir la question. Nous voulons, au contraire, montrer que chaque fois le choix résultera d'un examen sérieux de nombreux facteurs. Dans chaque cas particulier, les groupes à comparer ne seront pas imaginaires, mais correspondront à des propositions concrètes de constructeurs proposant des machines de types éprouvés ou correspondront sensiblement à des installations existantes, tant Pelton que Francis, dont les caractéristiques seront suffisamment voisines.

Les facteurs que l'on doit faire intervenir sont de natures très diverses. Nous allons passer rapidement en revue les principaux d'entre eux, pour revenir avec plus de détail sur l'influence de l'usure, dont l'importance a quelquefois été méconnue.

I. — Dépenses d'investissement. — Un des premiers facteurs de comparaison est le prix comparé des diverses solutions Pelton et Francis.

Les turbines Pelton, surtout celles de 2 roues

et 4 jets, sont beaucoup plus lourdes et plus chères que les Francis ; l'écart de prix varie suivant le débit et la chute, la présence et l'importance d'un déchargeur et d'un volant dans la solution Francis (l'un d'eux ou les deux à la fois sont presque toujours nécessaires).

Il y a lieu de comparer non seulement le prix des turbines elles-mêmes, mais de leurs accessoires, ainsi que le prix des alternateurs correspondants. En effet la solution Francis conduit généralement à adopter une vitesse plus élevée, donc un alternateur différent et, le plus souvent, moins cher.

Le prix de la turbine (ou pour mieux dire, de ses accessoires) et celui de l'alternateur dépendent, du reste, de la facilité plus ou moins grande avec laquelle le type de turbine adopté permet de respecter les **conditions de régulation** les meilleures.

Or, au point de vue des **surpressions**, on peut toujours fermer assez lentement l'injecteur des Pelton pour maintenir la surpression à une valeur raisonnable. Par contre les Francis de haute chute exigent presque toujours un déchargeur. Le prix de la fourniture en est augmenté sérieusement, l'implantation et les travaux de Génie Civil sont rendus plus compliqués.

Au point de vue des **survitesses**, l'avantage est encore à la Pelton car le déflecteur, par sa manœuvre rapide, permet de limiter à une valeur acceptable les survitesses consécutives aux décharges du groupe, en conservant une inertie d'alternateur réduite. En Francis de haute chute la nécessité de fermer le vannage plus lentement, pour éviter des surpressions trop importantes, conduit à renforcer l'inertie de l'alternateur, par rapport à celle que donnerait normalement la génératrice électrique à la vitesse et pour la puissance choisies, ceci pour une même limite de survitesse qu'en Pelton. Même s'il est installé un déchargeur en vue de réduire les surpressions, tout en conservant un temps de manœuvre assez court, il est rare de fermer le distributeur d'une Francis de moyenne puissance en moins de 4 sec., tandis que le temps de fermeture normalement adopté pour les déflecteurs de Pelton est de l'ordre de 2 sec. On est donc amené, ou bien à augmenter l'inertie de l'alternateur, ou bien à ajouter un volant. Celui-ci conduit à augmenter le nombre des paliers, la longueur de l'arbre et, en définitive, le prix de la fourniture.

Dans la comparaison des dépenses d'investissement dans les différentes solutions possibles il

ne faut pas considérer seulement les prix des éléments, qui diffèrent d'une installation à l'autre, mais plutôt le rapport de la différence de prix entre les solutions envisagées au prix total de l'installation en comprenant non seulement la prise d'eau, le barrage, le canal de fuite, mais encore les routes d'accès, les lignes de transport de force, les logements du personnel et, d'une façon générale, tout ce qui intervient dans le prix de revient du kilowatt. Or, le prix des groupes (turbines et alternateurs) ne dépasse pas en général 5 à 10 % des dépenses totales d'aménagement.

De nombreux éléments du prix total de l'équipement seront également plus ou moins affectés par le choix du type de turbine Pelton ou Francis.

Outre les groupes eux-mêmes, turbines et alternateurs, dont le prix diffèrera généralement, citons :

— le **bâtiment d'usine**, qui variera quelque peu suivant l'encombrement des groupes. Les groupes Pelton à axe horizontal et plusieurs roues étant les plus encombrants et les groupes Francis ou Pelton à axe vertical l'étant moins ;

— les **conduites forcées**, qui seront souvent d'une épaisseur supérieure pour les solutions Francis par suite de l'influence des coups de bélier sur la régulation. Il est normal de garantir, avec les Pelton, des surpressions de 10 %, 15 % au plus alors qu'en Francis de haute chute les garanties de surpression doivent généralement atteindre 25 et même 30 % ;

— la **cheminée d'équilibre**, qui peut s'avérer indispensable en Francis, dans des cas où elle n'est pas nécessaire en Pelton, grâce au réglage par déflecteur ;

— le **dessableur** qui, dans les cas où il est nécessaire, doit être beaucoup plus important dans les solutions Francis que dans les solutions Pelton, pour un effet équivalent du point de vue de l'usure.

II. — **Sécurité de marche.** — A notre connaissance, les exploitants qui ont utilisé concurremment des Pelton et des Francis sont tous d'accord pour préférer les Pelton, beaucoup plus robustes et d'un fonctionnement infiniment plus sûr. La présence d'un déchargeur peut être une source de soucis.

III. — **Rendement.** — L'obligation pour les groupes Pelton de tourner dans l'air fait perdre un peu de chute. Ceci est généralement peu important et est souvent contrebalancé par le meilleur rendement de la Pelton aux charges

partielles. Toutefois, dans le cas où le niveau aval subit de grandes variations lors des crues, on pourrait être amené à disposer les groupes Pelton relativement haut par rapport au niveau moyen aval. Dans ces cas relativement rares la Francis sera préférée si les autres conditions le permettent.

La discussion sur les rendements comparés et la production annuelle ne prend toute sa valeur qu'en fonction du nombre des groupes et des débits classés. Nous reviendrons donc plus loin sur cette question.

IV. — Dépenses d'exploitation. — Les frais d'exploitation et d'entretien sont à faire entrer dans la balance. Les groupes Pelton, plus rustiques, sont généralement préférés des exploitants et demandent moins d'entretien ; la différence devient surtout sensible si l'eau entraîne des particules abrasives.

Le comportement comparé des groupes Francis et Pelton, lorsqu'il y a une usure sensible, nous semble un facteur fondamental ; aussi nous lui consacrerons l'essentiel de cette étude.

Quand nous aurons examiné tous les éléments qui fixent les prix des différentes solutions il faudra, comme nous l'avons vu, comparer les différences de prix non seulement en valeur absolue, mais aussi en valeur relative.

Il peut arriver, par exemple, qu'un groupe Pelton coûte 40 % plus cher qu'un groupe Francis, mais que le prix des groupes soit de l'ordre de 10 % du prix de l'installation. La différence relative de prix des groupes n'est alors que de l'ordre de 4 % du prix total. Si on tient compte de tous les éléments intéressés : conduites, bâtiments, déssableur, dispositif anti-bélier, frais d'exploitation et d'entretien, etc., etc., la différence relative sera sensiblement affectée et dans certains cas pourra même changer de signe.

Avant de pousser plus loin la discussion en tenant compte du nombre de groupes, des rendements comparés et de la production annuelle, examinons maintenant le problème fondamental de l'usure.

V. — Influence de l'usure sur les turbines.

1. — Influence de l'usure sur les turbines PELTON. — L'usure dans les turbines est due à cinq causes principales :

- le frottement de l'eau,
- la cavitation,
- l'érosion par le sable,

- le passage de cailloux,
- l'action chimique de l'eau.

L'usure se marque sur :

- les aiguilles des injecteurs,
- les becs de buse des injecteurs,
- les augets de la roue.

Le frottement de l'eau, lorsqu'elle est pure, n'entraîne pratiquement pas d'usure, même aux grandes vitesses, à condition toutefois qu'il n'y ait pas de cavitation, ainsi que l'a exposé M. GARIEL ⁽¹⁾. M. FALETTI ⁽¹⁾ indique qu'on n'a pas pu trouver de traces d'usure, au bout de 25.000 heures de service, sur les turbines (2.000 CV sous 266 m. de chute) de la Centrale de Villadossala.

Notre expérience de différentes usines des Pyrénées, utilisant une eau pratiquement peu chargée, nous a montré que le rendement varie très peu lorsque la durée de service des injecteurs est inférieure à 10.000 heures, la variation constatée étant de l'ordre de grandeur des erreurs de mesure ⁽²⁾.

Mais il est rare que l'eau soit pure, tout au moins en toutes saisons.

La cavitation s'exerce sur les pointeaux et sur les augets de la roue.

Sur les pointeaux, elle est due à un mauvais tracé ou bien elle prend naissance dans des zones préalablement affectées par d'autres causes d'usure.

La cavitation était rapide sur les pointeaux de tracé ancien. A certaines ouvertures il se produisait des dépressions importantes sur ceux-ci, avec une usure par cavitation d'allure typique qui gagnait progressivement toute la pointe de l'aiguille, comme nous avons pu le constater.

Grâce à de nombreuses études théoriques et expérimentales, on a pu porter remède à cette cause d'usure et divers constructeurs peuvent maintenant offrir des aiguilles exemptes de ce type de cavitation.

Le plus souvent, la cavitation prend naissance dans des zones préalablement altérées par les stries causées par le sable ou par les traces de chocs dus au passage des cailloux. Elle s'amorce dans les petites cavités ainsi creusées et gagne ensuite de proche en proche. Ceci apparaît fort

(1) Voir notice bibliographique.

(2) Nous ne nous étendons pas sur les chocs de gouttelettes, qui produisent des effets analogues à ceux de la cavitation, et qui sont bien connus des constructeurs de turbines à vapeur.

bien sur presque toutes les aiguilles qui présentent, même au bout d'une courte période de service, deux plages bien distinctes : la partie arrière avec son poli d'origine et la pointe affectée par l'usure.

La cavitation s'exerce sur les augets, principalement :

- au voisinage de l'échancrure, le long des deux arêtes qui réunissent la pointe de l'arête médiane rectiligne aux bords extrêmes de l'échancrure. Elle est due à un mauvais angle d'attaque de l'eau sur l'auget, au moment où il pénètre dans le jet et au moment où il en sort. Il s'ensuit des décollements locaux, sur l'intrados au moment de l'entrée de l'auget dans le jet, sur l'extrados au moment de sa sortie du jet. Cet effet est d'autant plus marqué, pour une chute donnée, que les arêtes de l'échancrure sont plus aiguës et que la courbure de l'auget est plus prononcée, ce qui est le propre des roues à vitesse spécifique élevée ;

- de part et d'autre de l'arête médiane. Elle peut être due à une forme défectueuse de l'arête, trop aiguë, à la rotation du jet sur lui-même, à l'obliquité du jet par rapport à l'arête, c'est-à-dire à des défauts de conception ou de montage ;

- plus rarement sur l'extrados des augets lorsque le jet, à la sortie d'un auget, talonne presque sur l'auget précédent ;

- quelquefois dans la poche de l'auget, par suite de décollements locaux (sous les chutes élevées), dans les empreintes préalablement creusées par le sable.

Le sable en suspension dans l'eau exerce son usure sur les buses, sur les aiguilles et sur les roues.

L'arête de sortie des buses est finement dentelée ; le jet, au lieu de se présenter bien cylindrique, est déformé et s'accompagne d'aigrettes. La vitesse des filets liquides de la zone externe du jet est ralentie par rapport à celle des filets de la zone centrale ; le jet s'épanouit avant d'entrer en contact avec les augets et c'est là un facteur important d'altération du rendement. Sur les aiguilles, le sable creuse des stries rectilignes qui favorisent la naissance de la cavitation, comme il a été exposé plus haut. Cette altération se produit en service, mais se continue durant les périodes d'arrêt de la turbine, si l'habitude est prise de fermer complètement les injecteurs. En effet il est d'usage de fermer d'abord les aiguilles, et seulement après les robi-

nets de garde, de manière à manœuvrer ces derniers une fois les pressions équilibrées à l'amont et à l'aval de l'obturateur, en vue de ne pas fatiguer les étanchéités. C'est une précaution sage, mais il faudrait avoir le soin d'ouvrir ensuite légèrement les aiguilles. Un robinet n'est jamais parfaitement étanche, si bien qu'au cours d'un arrêt prolongé l'injecteur se met progressivement en pression, cette pression atteignant souvent une fraction importante de la pression statique. Des particules fines de sable s'amassent derrière le bec de buse ; ce dernier ayant subi un commencement d'usure, des petits jets d'eau très fins chargés de matières abrasives jaillissent tout autour des aiguilles et l'usure va s'accroissant rapidement. En ouvrant très légèrement l'aiguille, une fois le robinet fermé, les fuites s'écoulent sans pression et on évite l'usure prématurée du bec de buse et de l'aiguille.

Sur les augets le sable lime l'arête médiane et les échancrures et ronge le creux des poches dont la surface prend un aspect de vagues tout à fait caractéristique. L'usure va jusqu'à percer la paroi, notamment dans les roues qui utilisent les eaux de torrents de régime glaciaire, sans réserves importantes. Sur des turbines (16.000 CV sous 380 m. de chute) installées dans ces conditions, on a constaté une réduction de l'épaisseur de l'auget de 3 à 4 mm. et un recul de l'arête médiane et des échancrures de 4 à 5 mm, par an.

Bien entendu, l'importance de l'usure par le sable dépend avant tout de la teneur de l'eau en troubles, de la granulométrie du sable, de sa forme et de sa dureté, de la qualité du métal attaqué.

La teneur des eaux en sable peut atteindre des valeurs considérables, surtout en temps de crues. M. DUFOUR indique que les déssableurs de l'usine d'Ackersand (Valais) ont éliminé jusqu'à 44 tonnes à l'heure ⁽¹⁾. M. COLLET, cité par M. DUFOUR, a signalé des teneurs en sable atteignant 4 cm³ par litre d'eau, soit, pour une turbine débitant 5 m³/sec. pendant 24 heures, 1.728 m³ de transports solides équivalant à 259 wagons de 10 tonnes. M. FALETTI ⁽¹⁾, pour l'Italie, donne jusqu'à 10 et 20 cm³ par litre d'eau en temps de crues. L'usure est, en gros, proportionnelle à la concentration en matériaux, tant qu'elle reste faible. Ainsi l'épaisseur des augets diminuait de 6 à 7 mm. par an à Ackersand, avant l'installation d'un déssableur à la prise

(1) Voir notice bibliographique.

atteignant 4 cm^3 par litre d'eau, soit pour une médiane et des échancrures de 4 à 5 mm. par an. au bout d'un certain temps, les matelas d'eau qui se forment dans les creux protégeant la surface. Ce n'est qu'une hypothèse, mais il est certain qu'au delà d'une certaine limite des roues très usées présentent le même degré d'usure, bien que leurs durées de service soient notablement différentes. Nous l'avons vérifié pour des turbines (12.000 CV sous 280 m. de chute) dont les roues avaient de 80 à 120.000 heures de service sans réparations. Par ailleurs l'usure varierait, toutes choses égales par ailleurs, avec le cube de la vitesse, soit avec la puissance $3/2$ de la chute. L'appareil dont nous donnons ci-dessous la photographie, et décrit par M. GARIEL, permet d'étudier systématiquement le phénomène ⁽¹⁾.

(1) Voir notice bibliographique.

Les grains de sable les plus gros peuvent être éliminés, mais les plus petits ne peuvent être retenus, même par des déssableurs perfectionnés, sous peine d'accroître considérablement les dimensions de ces derniers et leur prix.

La qualité du métal intervient dans la vitesse d'usure. On a prétendu que les métaux très durs résisteraient mieux aux abrasifs les moins durs (sables schisteux) et les métaux moins durs aux abrasifs les plus durs (sables granitiques). Des essais sont en cours pour déterminer l'efficacité de certains revêtements en caoutchouc. De même l'état de surface du métal accélère ou retarde l'usure : le poli de l'intérieur des augets ⁽¹⁾, la qualité de la coulée du métal (absence de soufflures) sont donc à soigner. En bref, tout changement brusque dans la direction de l'écoulement

(1) A. PERRIG : voir bibliographie.

Vue d'ensemble de l'installation pour l'étude des conditions d'usure par jets d'eau chargée en matériaux.

favorise la naissance de tourbillons et les tourbillons favorisent l'érosion.

Comme il a déjà été exposé, la cavitation prend naissance et se développe dans les cavités creusées par l'érosion ; réciproquement, l'usure causée par la cavitation favorise l'action destructive de l'abrasif. Enfin la corrosion, quelle qu'en soit la cause, combinée avec les efforts alternés des jets sur la roue, entraîne un abaissement de la limite admissible de la fatigue du métal. Il s'ensuit souvent des fentes, dans les parties minces des augets, qui mettent en péril la vie de la roue.

Les cailloux, agissant à la manière d'un burin, ont une action particulièrement néfaste sur les buses, sur les aiguilles, sur les roues, en particulier sur l'arête médiane et les échancrures. Nous distinguons leur effet de celui du sable, car généralement on estime que leur présence n'est pas à craindre, en particulier dans le cas, assez fréquent pour les Pelton, de turbines alimentées par des réservoirs exerçant une décantation énergétique. C'est souvent une erreur, notamment pour les réservoirs naturels situés à haute altitude ; les rives de ces lacs sont généralement constituées par des éboulis et, en fin de vidange, le balayage du fond entraîne les cailloux les moins lourds qui passent au travers des grilles assez grossières des prises de fond. De même les prises auxiliaires, placées sur le parcours des canaux d'amenée et destinées à collecter les apports des ruisseaux secondaires, entraînent des cailloux que les grilles rudimentaires de ces ouvrages sont impuissantes à retenir.

En dernier lieu, la **composition de l'eau** peut exercer une certaine action, surtout lorsque la surface du métal a subi l'empreinte de l'usure par le sable. Cette action est surtout marquée lorsque le PH de l'eau est faible. L'eau acide des pays granitiques (Massif Central), l'eau chargée de produits sulfurés des pays volcaniques (en Bolivie on cite une roue Pelton rongée en quelques mois) sont particulièrement dangereuses. Même l'eau des terrains gypseux peut renfermer de l'acide sulfurique en quantité suffisante pour provoquer des corrosions ⁽¹⁾.

Comme pour la corrosion, les expériences de Mac ADAM ont montré que la limite de fatigue sous les efforts alternés varie en fonction de la nature chimique de l'eau et de sa teneur en impuretés ⁽¹⁾.

Ayant analysé les facteurs d'usure et leur mécanisme, nous allons envisager rapidement

comment s'effectue la remise en état des turbines Pelton.

Le bec de buse et l'aiguille sont conçus de manière à être facilement amovibles ; leur coût est peu élevé ; il convient donc de les remplacer dès qu'ils présentent des traces d'usure assez faibles, si faibles que beaucoup d'exploitants ont tendance à les juger insignifiantes, ignorant qu'elles entraînent déjà des pertes sensibles de rendement : M. Von AEMMER ⁽¹⁾ estime que les érosions de 0,5 à 1 mm. de profondeur peuvent diminuer le rendement de 1,5 % à pleine charge, de 6 % à demi-charge. M. FALETTI ⁽¹⁾ indique pour VENAUS (22.000 CV sous 1.050 m. de chute) une durée moyenne de service de 2.500 h. pour les aiguilles en acier ordinaire, de 7.000 h. pour les buses ; pour MESE (35.000 CV sous 740 m.) une durée de 4.000 h. pour les aiguilles, de 9.000 h. pour les buses.

Il n'est pas possible de donner une règle générale sur la durée de service admissible. L'expérience approfondie des caractéristiques des eaux et du matériel utilisé est le seul guide valable. Nous indiquerons seulement quelques ordres de grandeur : dans les centrales alimentées par des torrents de régime glaciaire sans retenue, il faut sûrement changer les becs de buses et les aiguilles à la fin de chaque campagne d'été. Sur les chutes alimentées par des réservoirs où l'eau subit une décantation énergétique, nous pensons que 10.000 heures de service constituent un maximum en règle générale. La réutilisation des organes usagés en les « rafraîchissant » au tour est une mauvaise méthode : on augmente le diamètre du jet, qui n'est plus dès lors adapté au tracé de la roue et au tracé de l'injecteur, et le rendement de la turbine en souffre.

Les roues sont rechargées par soudure. C'est une technique parfaitement au point chez les constructeurs et chez beaucoup d'exploitants. Ce travail très délicat doit être effectué avec un soin particulier ; il importe surtout de ne pas aller trop vite.

Il est essentiel d'examiner souvent les roues et de ne pas attendre que des usures importantes se soient produites avant de procéder au rechargement, car il est alors beaucoup plus difficile de rattraper le profil d'origine. D'autre part, les

(1) Voir bibliographie.

réparations ont plus de chance de tenir, l'immobilisation est de courte durée et les risques sont moindres au point de vue de la fourniture d'énergie. A la mise en service d'une turbine, il sied d'examiner la roue au bout d'une courte durée de fonctionnement (1.000 h. par exemple) et d'échelonner ensuite les visites de manière croissante. A titre d'exemple, nous citerons encore M. FALETTI : à Venaus, la durée moyenne des roues était de 20.000 heures, une roue sur trois étant remplacée chaque année, et des soudures d'entretien étaient pratiquées tous les dimanches sur l'une des trois roues. A Mese, les roues étaient rechargées à fond toutes les 4 à 5.000 heures.

La dépense à consentir pour remettre en état les injecteurs est infime. Le rapport présenté au Congrès des Forces Hydrauliques Américaines en 1928, par la Southern California Edison Co indique, pour une machine de 8.000 KW, une dépense annuelle (matériel et main-d'œuvre) de 160 dollars pour le changement des becs de buse et des aiguilles, contre un gain d'énergie de 12.000 dollars par an.

D'une manière générale, le prix des aiguilles et des becs de buse représente seulement 2 à 3 millièmes du prix de la turbine toute entière, régulation et organe de garde compris.

Le chargement d'une roue très usée, effectué dans les ateliers du constructeur, vaut environ 0.75 à 1 % du prix de la turbine dans le cas d'une machine de 20.000 CV à 2 roues et 4 jets. C'est une limite supérieure si l'entretien est bien conduit et sauf cas exceptionnel de certaines eaux extrêmement abrasives ; le rechargement annuel, par les soins de l'exploitant, ne demande pas plus de trois journées de travail. Il ne représente, salaire et matières compris, que 2 à 3 % du prix de la roue, soit 1,5 à 2 millièmes du prix de la turbine.

2. — Influence de l'usure sur les turbines FRANCIS de faible vitesse spécifique. — Il convient tout d'abord de préciser certaines caractéristiques de construction des Francis de faible vitesse spécifique (c'est-à-dire comprise entre 60 et 100 tours par minute).

Le rendement d'une turbine dépend de l'importance des différentes catégories de pertes : pertes volumétriques, manométriques, mécaniques. Les pertes volumétriques, c'est-à-dire le débit de fuite, sont fonction de la surface du joint compris entre la roue et les blindages fixes

du distributeur, et de la vitesse de l'eau au passage à travers ce joint. Or, dans les turbines à faible vitesse spécifique, la vitesse de l'eau au travers du joint est grande, puisque la chute est assez élevée (100 à 300 m.) dans les cas où ce type de machine s'impose ; la surface du joint est également importante, car le diamètre d'entrée est grand, les aubes étant longues et étroites, si bien que le débit de fuite est assez considérable et constitue le principal facteur de pertes.

Pour améliorer le rendement il faut diminuer les pertes volumétriques, et pour cela réduire au maximum la surface du joint ; le diamètre d'entrée étant imposé (par le diamètre de sortie, qui conditionne le débit de la turbine, et par le profil de la roue, qui dépend de la vitesse spécifique de cette dernière), le constructeur ne peut agir que sur la valeur du jeu entre roue et blindages, sur « l'entrefer » dirions-nous, en adoptant le langage des électriciens.

Or, si l'on diminue exagérément le jeu, il peut en résulter des difficultés en cours de fonctionnement : une imperfection de la ligne d'arbre, les vibrations qui en résultent ou qui proviennent d'une usure dissymétrique des joints, entraînent des risques de contact et même de grippage de la jante de la roue sur les blindages fixes. Ce risque est plus à redouter si l'eau est chargée de sable. Sans doute essaie-t-on d'éviter cet incident en éloignant les labyrinthes de la périphérie de la roue, c'est-à-dire en les rapprochant de l'axe, ou bien encore en prévoyant des roues sans ceinture (qui présentent par ailleurs d'autres inconvénients). Néanmoins, les mises au point peuvent nécessiter la retouche des roues, ce qui conduit à agrandir le joint en vue de permettre une marche industrielle sans risques, mais en conséquence au détriment du rendement.

L'usure sur les Francis se manifeste surtout sur :

- les aubes de la roue,
- les joints : frettes de la roue et blindages fixes du distributeur.

Le facteur principal d'usure en Francis est la **cavitation** ; nous ne nous attarderons pas sur ce sujet, puisque c'est une affaire :

- d'implantation, par l'adoption d'un calage de la roue satisfaisant par rapport au niveau aval, tel que la cavitation ne soit pas à craindre, compte tenu de la vitesse de l'eau à la sortie de la roue ;

— de conception et de réalisation, par le choix d'un tracé correct des aubages, d'un diamètre de roue suffisamment grand pour maintenir la vitesse de l'eau à la sortie dans des limites convenables et par le soin donné à l'usinage (respect des profils, poli) ;

— de choix du métal, de manière à éviter que les effets de la cavitation, si elle apparaît, n'entraînent pas une usure trop rapide des aubes.

L'usure par le **sable** se manifeste sur les aubes et sur le joint, c'est-à-dire sur les blindages fixes du distributeur et sur le pourtour extérieur de la roue, qui est ordinairement frettée.

Les frettes de la roue et les blindages fixes sont du reste amovibles, de manière à pouvoir les remplacer aussi commodément que possible. L'usure est bien entendu d'autant plus grande que l'eau est plus chargée en sable, que le sable est plus dur, et que la vitesse de l'eau à travers le joint est plus grande (or, elle est toujours élevée dans les turbines Francis de faible vitesse spécifique).

Nous ne reprendrons pas ce qui a été exposé au sujet des turbines Pelton, quant aux différents facteurs d'usure et à leur effet. Nous examinerons seulement d'un peu près l'usure des joints par le sable, bien que la cavitation soit, en Francis, un facteur de destruction plus important que le sable et plus fréquemment observé.

Quelques remarques préliminaires d'observation courante s'imposent quant à l'usure des joints :

— les blindages du distributeur situés au droit des tranches des directrices s'usent peu en général ;

— les frettes et les blindages s'usent beaucoup moins vite à la sortie de la roue qu'à l'entrée. Ceci s'explique, car la pression de l'eau est moindre, et par ailleurs le jeu est plus grand ;

— à l'entrée de la roue, le joint côté plafond — joint supérieur dans une turbine verticale, joint opposé au coude d'évacuation pour une turbine horizontale — s'use beaucoup plus vite que le joint côté ceinture.

La remise en état d'une roue dont les joints sont usés consiste à changer les frettes de la roue et les blindages du distributeur. Pour réduire les frais de remise en état, la pratique courante consiste à changer successivement, et non simultanément, les frettes et les blindages.

Désignons par D le diamètre intérieur des

blindages à l'origine et par d le diamètre extérieur de la frette de roue qui lui fait face ; si au bout d'une année, par exemple, D est devenu D' ($D' > D$) et d devenu d' ($d' < d$), l'épaisseur du joint, passée de $e = D - d$ à $e' = D' - d'$, étant devenue trop importante, on changera, au premier stade, seulement la frette de la roue par une autre d'un diamètre $d_1 = D' - e$ de manière à retrouver le jeu initial.

Après une nouvelle campagne, le diamètre des blindages D' sera devenu D'' ($D'' > D'$), le diamètre de la frette de roue sera devenu d_2 ($d_2 < d_1$). On changera alors les blindages par d'autres, d'un diamètre D_1 tel que $D_1 = d_2 + e$.

Ainsi, à chaque remise en état, on change seulement les frettes ou les blindages, ce qui diminue à la fois d'une part les frais à engager, d'autre part la durée d'immobilisation du matériel et, en conséquence, le manque à gagner résultant de l'énergie perdue par la machine arrêtée.

Ce système présente du reste l'inconvénient de détruire l'homogénéité de l'équipement. Les pièces analogues des différentes turbines d'une même centrale ne sont plus interchangeables car, au bout de quelques années d'exploitation, les roues et les blindages en service ou en rechange présentent des diamètres différents. Ce n'est du reste pas très grave ; rares sont en effet les centrales qui disposent des moyens, machines-outils et personnel, suffisants pour remettre en état par elles-mêmes les frettes et les blindages. Dans la majorité des cas, les pièces doivent être envoyées dans les ateliers du constructeur. La durée d'immobilisation de la machine est ainsi augmentée assez sensiblement, compte tenu des délais de transport et de mise en usinage. Ce qui est vrai pour l'usure, aux joints, par le sable, l'est encore plus pour le rechargement des aubes attaquées par la cavitation. Si bien que la remise en état représente un travail bien plus important en Francis qu'en Pelton, tant au point de vue de la dépense à consentir que de la durée d'immobilisation de la machine.

Deux exemples précis, où le décompte des frais de remise en état a été effectué soigneusement, illustreront ces considérations.

Dans une centrale comportant 5 turbines Francis (10.000 CV sous 200 m. de chute - vitesse spécifique 65 t/m) et utilisant des eaux peu chargées en sable, sauf à l'époque de la crue annuelle (encore s'agit-il d'un sable schisteux peu dur) - les turbines ne cavitant pas exagérément - en tout cas les roues n'ayant pas été

rechargées - les frais de remise en état pour quatre machines (la cinquième n'ayant pas été réparée) se sont élevés, pour une période de quatre années consécutives, à 10 % de la valeur des turbines (soit 2,5 % de cette valeur par année moyenne).

Durant la même période, les cinq turbines Pelton, de même puissance unitaire, équipant la centrale d'amont et utilisant les mêmes eaux, ont nécessité pour leur entretien une dépense environ 30 fois plus faible en valeur absolue.

Dans une autre installation comportant trois turbines Francis de 4.800 CV sous 110 m. de chute, utilisant une eau propre durant la majeure partie de l'année, mais assez fortement chargée au moment de la crue annuelle (sable granitique), où les turbines cavaient localement, les dépenses d'entretien ont été les suivantes pendant les trois premières années de service par suite de l'usure causée par le sable et par la cavitation :

— 7,5 % environ du prix du matériel, si l'on ne tient compte que des travaux et frais d'acquisition ;

— 9,5 % si on tient compte des pertes d'énergie à l'occasion des travaux, soit, par an, 2,5 % et 3 % du prix moyen

d'une turbine, suivant le terme de comparaison retenu

La perte d'énergie entraînée par l'indisponibilité des groupes en cours de remise en état a atteint annuellement, pendant la même période, 3,6 % de la production d'une année moyenne.

Il convient de remarquer que, dans les deux exemples envisagés, les eaux étaient assez pures. Dans certaines régions (vallée de la Maurienne dans les Alpes Françaises), les roues des turbines Francis doivent être complètement remises en état au bout de 6.000 heures de service.

3. — Comparaison des effets de l'usure sur le rendement, sur les Pelton et les Francis. — Ces quelques données ayant été rappelées, il convient maintenant de chiffrer les pertes de rendement entraînées par l'usure sur les turbines Pelton d'une part, et sur les turbines Francis de faible vitesse spécifique d'autre part.

Pelton. — Pour les Pelton, nous avons réuni les données numériques qui ont été publiées, celles qui sont parvenues à notre connaissance et celles qui résultent de mesures personnelles.

Le tableau ci-dessous résume certaines d'entre elles :

Puissance de la turbine en CV	Durée de service - Heures	Baisse de rendement pour la charge			
		100 %	75 %	50 %	25 %
A ⁽¹⁾ 2.600	5.300	5	5	6	9
B ⁽¹⁾ 2.000	170.000	5	6,5	9,5	10
C ⁽¹⁾ 12.500	6.200	3	5	6	7
D ⁽²⁾ 30.000	10 à 12.000 ⁽³⁾	1,5	3	6	9
E 1.500	14 à 16.000 ⁽⁴⁾	11	20	30	
F ⁽⁵⁾ 35.000	5.000		3 à 4		
H ⁽⁶⁾ 5.500	1 an	3,5			19,5

En C l'injecteur présentait une très faible usure ce qui confirme les renseignements donnés par M. AEMMER (D) qui concernent des usures de 0,5 à 1 mm. En E les injecteurs étaient extrêmement usés. En H l'abaissement du rendement provenait surtout de l'injecteur, puisque son seul

remplacement a permis de retrouver sensiblement le rendement d'origine.

Nous citerons encore le cas de deux turbines de 7.000 CV sous 295 m. (eau propre). La durée de service et l'usure étaient légèrement supérieures sur l'une d'elles. La différence du rendement entre les deux machines variait de 1 à 2,5 % suivant la charge.

Dans une autre installation, des essais effectués d'abord (A) sur les groupes tels qu'ils se

(1) M. DALMAIS : voir notice bibliographique.
 (2) Von AEMMER : voir notice bibliographique.
 (3) Acier ordinaire.
 (4) Acier inoxydable.
 (5) FALETTI (usure de MESE).
 (6) DUFOUR (Ackersand).

présentaient (30.000 heures de service, certains augets perforés), puis (B) sur les mêmes groupes munis de roues moins usagées (5.000 heures de service) avec des injecteurs neufs, enfin (C) sur des groupes remis à neuf, ont donné, par rapport à la dernière série d'essais (C), les différences de rendement suivantes :

CHARGES

	100 %	75 %	50 %	25 %
A	16	19	30	21
B	6,5	10	7	4

Sur des turbines identiques de 5.000 CV sous 740 m. de chute, nous avons mesuré les écarts de rendement suivants, chaque machine étant successivement munie d'un injecteur usé, puis d'un injecteur neuf :

- Turbine A de 1,5 à 2,5 %
- » B de 1 à 1,7 %
- » C de 3 à 4 %
- » D 4 % en moyenne
- » E 5 % en moyenne

L'état des injecteurs avant remplacement est donné par le tableau suivant :

	Pointeaux	Buses	Heures de service
Turbine A	bon	bon	7.500
» B	bon	médiocre	19.200
» C	assez bon	mauvais	16.700
» D	mauvais	mauvais	23.100
» E	très mauvais	très mauvais	20.800

Nous avons défini l'usure qualitativement, à défaut de mieux. Les injecteurs qualifiés « bons » étaient d'un aspect très proche de l'état neuf ; ceux qualifiés « assez bons » présentaient des rayures (pointeaux) ou des crénelures (buses) assez fines ; ceux qualifiés « mauvais » étaient fortement attaqués, avec érosions dues principalement à la cavitation, atteignant 1,5 à 2 mm. Le pointeau « très mauvais » était totalement décapité (c'était un pointeau de tracé « galbé »). Il est à noter que les écarts d'une machine à l'autre sont moindres que ceux qu'on aurait pu attendre.

L'usine turbinait des eaux assez pures, peu chargées en sable, autant qu'il est possible, et exemptes de cailloux. Les essais ont été effectués par les mêmes procédés et par les mêmes opérateurs. Ultérieurement, le simple changement des buses et des aiguilles au prix de quelques heures de travail seulement, a entraîné un gain moyen de rendement de l'ordre de 3 %, compte tenu de la puissance d'utilisation la plus fréquente des groupes ; la centrale intéressée produisant chaque année 125.000.000 de KWH, 3.750.000 KWH supplémentaires ont été récupérés pour une dépense et pour une immobilisation absolument minimales.

De la même manière, des essais ont montré également l'influence de l'usure des roues sur le rendement. Sur la même machine ont été montées successivement deux roues, l'une légèrement usée et l'autre en bon état. Les écarts de rendement constatés ont été de l'ordre de 2 %. La roue usée présentait une usure régulière de l'arête, des échancrures et des fonds d'augets, sans cependant montrer de signes très graves d'attaque ; les buses et les injecteurs étaient les mêmes au cours des deux essais.

Francis. — En ce qui concerne les Francis, les renseignements sont beaucoup plus rares. M. FALETTI cite une baisse de rendement de 10 % en deux ans sur une turbine de 3.700 CV.

M. DUFOUR donne des indications sur les turbines de Florida Alta (Chili), dont les roues subirent, en seize mois seulement, une usure considérable, bien qu'elles fussent constituées les unes en bronze spécial, les autres en acier au nickel. Cette usure fut causée par la teneur considérable en matériaux sableux des eaux turbinées.

La puissance aurait diminué de 30 % (pleine charge) à 70 % (demi-charge) pour des roues sans ceinture ; de 20 % à 40 % pour des roues à ceinture mobile.

Nous avons effectué une série complète d'essais sur les cinq turbines de 10.000 CV sous 200 mètres de chute environ, pour lesquelles il a été dressé, page 488, un bilan d'exploitation. Ces turbines présentaient des états d'usure différents, l'une d'elles ayant été complètement révisée peu avant les essais (roue et blindages neufs) ; les autres, révisées antérieurement, avaient respectivement 2.600, 5.000, 6.000 et 50.000 heures de service depuis la dernière

remise en état. Les jeux aux joints, mesurés peu de temps avant les essais, croissaient du reste régulièrement en fonction de la durée de service.

Les pertes de rendement, mesurées par rapport à la turbine remise à neuf, ont été les suivantes, en % :

CHARGES

	100 %	75 %	50 %	25 %
2.600 heures de service	1	1		2
5.000 » »	1,3	2,8	4,5	4,8
6.000 » »	1,5	3	5	5
40.000 » »	8,5	10	12,5	14,5

Cette centrale utilise une eau relativement propre, chargée en sable schisteux seulement au moment de la crue annuelle.

La comparaison de la turbine la plus usée (40.000 heures de service) avec la moyenne des quatre autres turbines, montre que la remise en état aurait procuré un gain de rendement de :

- 7 % à pleine charge,
- 8 % à trois quarts de charge,
- 9,5 % à demi-charge,
- 12 % à quart de charge.

Compte tenu de la zone de fonctionnement la plus fréquente des turbines, c'est-à-dire entre les 3/4 et la pleine charge, la perte moyenne de rendement représentait, pour l'ensemble de l'usine, qui produit 120.000.000 de KWH en année moyenne, un déficit annuel de production de l'ordre d'une dizaine de millions de KWH.

Dans une autre usine, pour laquelle nous avons également présenté un bilan d'exploitation page 489, nous avons constaté, au bout de 5.000 heures de service, une baisse de rendement de 6 points pour la demi-charge, de 3 points entre les 3/4 et la pleine charge. L'eau était chargée de sable, principalement de nature granitique, mais seulement au moment de la crue annuelle due à la fonte des neiges. La roue essayée n'avait subi qu'une crue entre les deux séries d'essais ; encore celle-ci n'avait-elle été ni très violente, ni très rapide, si bien que la teneur en matériaux était restée sans doute moins importante qu'en année moyenne.

Le maintien en service des roues usées, en admettant une stabilisation de la baisse de rendement, entraînait une perte annuelle de 2,7 millions de KWH pour la centrale, soit 3,6 % de la production moyenne de l'usine ; ou, en valeur, à l'époque des mesures, au prix moyen du KWH

débité par cette usine, 3 % du prix des turbines réévalué à cette même époque.

Même en admettant, ce qui n'est pas possible pratiquement, que les joints soient remis à neuf tous les ans (changement des frettes et des blindages), la baisse de rendement moyenne, par an, aurait entraîné une perte de production annuelle de 900.000 KWH, valant environ 1 % du prix des turbines.

Dans les trois usines sur lesquelles nous nous sommes étendus le plus longuement : Pelton de 5.000 CV sous 740 m. de chute, Francis de 10.000 CV sous 200 m., Francis de 4.500 CV sous 100 m., les essais ont été effectués au moyen des mêmes appareils de mesure, par les mêmes opérateurs, par les mêmes procédés de mesure, dans des eaux d'agressivité à peu près comparable.

4. — **Conclusion.** — Il est assez difficile de tirer des conclusions quantitatives de toutes les données rassemblées, car l'usure dépend avant tout de l'agressivité des eaux et des conditions de cavitation (Francis). C'est pourquoi nous nous bornerons à comparer entre eux les trois essais ci-dessus mentionnés, parce qu'ils réunissaient des conditions aussi semblables qu'on puisse, nous semble-t-il, les réunir. Nous tiendrons compte cependant des enseignements donnés par d'autres essais à peu près comparables. Les conclusions qu'on peut tirer sont les suivantes :

— pendant les premières années de service (de 5 à 10.000 heures environ), avant remise en état, l'influence de l'usure sur le rendement est à peu près comparable (1 à 2,5 %) en Pelton et en Francis, depuis les 3/4 jusqu'à la pleine charge. Elle est plus considérable en Francis dès que la charge baisse : à demi-charge, de l'ordre de 5 % contre 2 à 3 % en Pelton ;

— au bout d'une longue durée de service, la Pelton prend un net avantage, même à pleine charge ; aux charges fractionnaires, la différence s'exagère ; ceci dans les conditions des trois centrales envisagées (eaux relativement propres).

Les écarts doivent être plus grands avec des eaux chargées en matières abrasives, ou si les Francis fonctionnent dans de mauvaises conditions au point de vue de la cavitation.

DEUXIÈME PARTIE

ÉTABLISSEMENT D'UN BILAN COMPARATIF

Nous avons énuméré rapidement, dans la première partie de cette étude, les éléments qui déterminent le choix entre les deux types de turbines : prix, sécurité de marche, rendement, frais d'exploitation.

Nous avons examiné ensuite, en détail, l'influence de l'usure sur le rendement et sur les frais d'exploitation.

Il nous reste à préciser la valeur comparée du rendement d'une installation, selon qu'elle est équipée en Francis ou en Pelton, avant de passer à l'établissement d'un bilan.

Nous comparerons d'abord les rendements des deux machines dans le cas simple d'une seule turbine.

Le rendement des Francis de hautes chutes n'est égal ou légèrement supérieur au rendement des Pelton que vers la pleine charge. Plus la charge diminue et plus la Pelton, si elle est bien construite, prend l'avantage. Ceci est surtout vrai pour les turbines de faible et de moyenne puissance. Pour les machines importantes, la Francis « rattrape » peu à peu la Pelton, comme le montrent d'ailleurs les courbes de rendement données par la fig. 3.

Toutefois, dans un bilan complet, l'exploitant doit considérer non pas le rendement garanti et obtenu le jour des essais, si la machine a été bien construite, mais le rendement moyen sur une période de service définie.

Or, comme nous l'avons vu, le rendement de la Pelton peut être facilement conservé au prix d'immobilisations de service réduites et de dépenses minimales. C'est l'inverse pour les Francis, si bien que celles-ci ne sont jamais, en pratique, remises en état suffisamment à temps

pour que l'usure reste sans effet trop grave sur le rendement.

La comparaison du rendement moyen des deux turbines, Francis et Pelton, sur une période de dix ans par exemple, pendant laquelle les injecteurs de la Pelton auraient été remis à neuf tous les deux ans, et les roues et blindages de la Francis (tantôt les unes, tantôt les autres) auraient été remis à neuf une fois chacune, ce qui correspond à peu près à des règles d'exploitation normales, laisserait très probablement apparaître une production d'énergie supérieure en Pelton, compte tenu de l'énergie perdue lors des interruptions de service, et cela pour des dépenses bien moindres. Sans doute l'entretien se pratique-t-il en période de basses eaux, mais sauf dans quelques cas particuliers (usines de pied de réservoirs) qui peut être jamais sûr de pouvoir miser sans risque sur la durée d'une période d'étiage, lorsqu'il s'agit de travaux de longue durée ?

Jusqu'ici, pour ne pas compliquer les choses, nous avons supposé que nous n'avions le choix qu'entre un groupe Francis et un groupe Pelton. En d'autres termes, nous nous plaçons uniquement aux alentours immédiats de la courbe de la figure 1 ou du moins dans la bande d'incertitude de la figure 2.

En réalité, le problème se prolonge en général beaucoup plus loin. Si, en effet, nous nous plaçons dans la région située à droite de la courbe limitant l'utilisation d'une Pelton, rien ne nous empêche, à priori, d'adopter deux Pelton fonctionnant évidemment sous une même chute, mais absorbant chacune un débit réduit de moitié. Autrement dit, il y a à droite de la courbe limite Pelton-Francis une région du graphique où le maître de l'œuvre peut avoir à choisir entre un groupe Francis ou deux groupes Pelton.

La limite de cette zone sur la droite est facile à déterminer : c'est (fig. 4) la courbe 2 déduite de la courbe 1 en multipliant ses abscisses par 2. Pour la courbe 1, nous avons adopté la courbe frontière de la fig. 1. Cette solution nous a paru plus simple et plus équitable que celle consistant à choisir l'une des deux courbes de la fig. 2. Une fois de plus, nous n'avons nullement en vue l'établissement d'abaques utilisables aveuglément dans tous les cas, mais seulement d'attirer l'attention sur des ordres de grandeur et sur l'allure générale des solutions possibles.

A première vue, aucune hésitation n'est permise : pour une même puissance équipée, un

fig. 3

fig. 4

seul groupe Francis coûte moins cher que deux groupes Pelton, la conduite forcée est plus simple, le bâtiment de la centrale est plus réduit, etc... Et pourtant, la cause est loin d'être entendue. Là encore, il est bien évident qu'on ne peut pas énoncer de règles infaillibles. Chaque cas est un cas particulier qui doit être examiné minutieusement, en tenant compte de nombreux facteurs qu'une étude superficielle risque de masquer et qui, en définitive, peuvent être à même de renverser une situation en apparence extrêmement nette. Tout ce que l'on peut dire, c'est que la question se pose, c'est que la question doit normalement être posée. Quels sont donc les principaux facteurs à prendre en compte ?

Le choix entre un groupe et deux groupes est une question qui, en dehors des cas particuliers Francis-Pelton, se pose très fréquemment. Sans parler des problèmes de rendement et de production, on est très souvent amené à se demander s'il vaut mieux avoir un groupe important ou deux petits groupes. Ce problème est bien connu, il a été souvent controversé, chaque solution a ses partisans, ses détracteurs, et une fois de plus les facteurs décisifs sont presque toujours des facteurs locaux ou du moins bien particuliers. Il n'est pas toujours évident que deux petits groupes soient beaucoup plus chers qu'un groupe deux fois plus puissant ; la sécurité qui résulte de la présence de deux machines dans la même centrale n'est évidemment pas négligeable ; l'acheminement et le montage des machines dans certaines usines d'accès particulièrement difficile, peuvent n'être surmontés qu'au prix de travaux importants et coûteux, susceptibles de se trouver considérablement simplifiés

par la réduction du poids et de l'encombrement des pièces.

Mais lorsqu'il s'agit de choisir entre une Francis et deux Pelton, le facteur rendement et production, déjà important dans le cas général, que nous signalions ci-dessus, peut devenir déterminant. La courbe du débit classé disponible à l'usine revêt une importance considérable. En effet, si l'on est assuré de pouvoir alimenter une seule Francis sans jamais tomber au-dessous de 75 ou 80 % de la pleine charge, on peut avoir avantage à n'avoir qu'un groupe, bien que les conditions d'usure et d'entretien puissent, dans certains cas, devenir prépondérantes et faire pencher la balance en faveur de la solution Pelton. Mais si l'on se trouve en présence d'une courbe de débits classés très dissymétrique, si la centrale est sur-équipée, on commettra une erreur en adoptant un groupe Francis appelé à fonctionner quasi en permanence avec un rendement peu satisfaisant : la souplesse d'exploitation de deux Pelton dans les zones des faibles charges est évidemment considérable et à même de provoquer la décision finale.

Allons plus loin : au delà de la courbe limite de deux Pelton, la même discussion peut reprendre, avec cette fois le dilemme : deux Francis ou trois Pelton. En multipliant par 3 les abscisses des points de la courbe 1, nous déterminerons la courbe 3 au delà de laquelle chacune des trois Pelton sort de ses limites d'utilisation.

Dans quelle mesure peut-on hésiter ? La Francis est sans doute dans une situation de plus en plus favorable, la combinaison de deux machines permettant d'assurer une exploitation

à rendement convenable, même dans le cas de courbes de débits disponibles peu favorables.

Néanmoins, il n'est certainement pas impossible de rencontrer des cas où, à la suite de circonstances particulières mais non exceptionnelles (courbe de débits classés anormalement mauvaise, eaux très abrasives...), l'on soit amené à adopter trois Pelton plutôt que deux Francis.

Au delà de la courbe 3, nous sortons pratiquement du problème posé, et les cas où une solution Pelton serait adoptée deviennent vraiment de plus en plus exceptionnels.

Il est possible de dresser un bilan sur ces bases. Ce bilan, établi à partir de la différence du prix des groupes dans les deux solutions, compte tenu du taux d'amortissement du matériel, de la production à attendre de la centrale projetée durant une période donnée, du rendement moyen de l'installation, compte tenu de l'usure, des dépenses d'entretien à prévoir, constitue l'argument quantitatif qui permet de prononcer un choix raisonnable. L'argument qualitatif, mais combien important, de la sécurité d'exploitation, plus grande en Pelton, est également à prendre en compte.

EXEMPLE

L'exemple suivant illustrera ce qui précède ; il correspond presque exactement à un cas concret où une telle étude a été effectuée, au moins partiellement.

Les caractéristiques de l'aménagement étaient les suivantes :

- Débit d'armement (2 groupes) 5.200 l/s
- Chute 224 m.
- Puissance unitaire 6.800 CV.
- Vitesse en Pelton 600 t/m (turbine à 2 roues et 2 jets par roue).
- Vitesse en Francis 1.000 t/m (presque toujours, une telle solution nécessite un volant ou un déchargeur).
- Prix des deux turbines ⁽¹⁾ (y compris montage) :

— Pelton	469
— Francis (y compris déchargeur ou volant)	428
— Prix des alternateurs :	
— Solution Pelton	531
— Solution Francis	455
— Prix total des deux groupes :	
— Pelton	1.000
— Francis	879
— Durée d'amortissement prévue du matériel	25 ans

Les débits moyens mensuels ayant été déterminés compte tenu du programme des lâchures du réservoir placé en tête de l'installation, ces débits ayant été arrêtés à la valeur du débit d'armement de la centrale lorsqu'ils étaient supérieurs à ce dernier ; les lâchures du réservoir étant supposées reportées sur une certaine période de la journée, il a été dressé un tableau donnant, pour chaque mois, la charge moyenne par turbine.

En possession des courbes de rendement garanties dans les deux hypothèses, on a pu ainsi déterminer :

- Rendement moyen annuel en turbine Pelton 88,75 %
- Rendement moyen annuel en turbine Francis 87 %

Compte tenu de la perte de chute inhérente à la solution Pelton, le rendement moyen annuel dans cette solution a été arrêté à 87,75 %.

La quantité d'énergie produite annuellement, avec des machines restant à l'état neuf, aurait été la suivante :

- Pelton : 53 M de kWh.
- Francis : 52,6 M de kWh.

Dans les conditions locales, il était admissible de penser que, dans la zone d'utilisation des turbines, le rendement des Pelton baisserait de 2 % en deux ans.

Les buses et les injecteurs étant changés tous les deux ans et les roues rechargées tous les ans, en Pelton le rendement moyen annuel était donc de 85,75 %.

(1) Rapporté à une base 1.000 conventionnellement égale au prix de deux groupes Pelton complets (turbines et alternateurs).

Il pouvait être admis qu'en dix ans la Francis serait deux fois remise à neuf (tous les cinq ans). Dans ces conditions, la baisse de rendement au moment de la révision était estimée à 6 %, d'où un rendement moyen de 84 %.

La quantité d'énergie produite (moyenne annuelle) était donc évaluée à :

$$53 \times \frac{86,75}{87,75} = 52,4 \text{ M. de kWh.}$$

$$52,4 \times \frac{84}{87} = 50,8 \text{ M. de kWh.}$$

Pour leurs remises en état, les Pelton auraient entraîné une perte d'énergie nulle, les Francis une perte possible de 300.000 kWh par an

ramenant la production à 50,5 M. de kWh.

Les frais de remise en état des Pelton se seraient élevés, en fonction du prix de la turbine, à :

- 2 à 3 millièmes pour les injecteurs, tous les deux ans,
- 2 millièmes pour le rechargement des roues, tous les ans.

Soit : 1,7 par an.

Les frais de remise en état des Francis étaient évalués en moyenne à 6,5 % des valeurs initiales, à chaque révision, soit à 56 (rapportée à la base 1.000 adoptée ci-dessus) pour dix ans ou 5,6 par an, en moyenne, pour la période d'exploitation considérée (2 révisions en dix ans).

Le bilan se résume donc comme suit :

	FRANCIS	PELTON
— Production annuelle moyenne (M. de kWh)	50,5	52,4
— Dépenses (base 1.000 définie plus haut) :		
— Amortissement des groupes (turbine et alternateur) ..	35	40
— Entretien	5,6	1,7
Dépenses totales	40,6	41,7
— Part des groupes dans le prix de revient du M. de kWh	0,804	0,795

La différence apparente entre les deux solutions, celle qui résulterait de la simple comparaison du prix des groupes (turbine + alternateur) était de :

$$\frac{1.000 - 879}{879} = 13,8 \%$$

en faveur de la Francis : on est déjà plus près de la réalité en estimant cette différence à :

$$\frac{0,804 - 0,795}{0,795} = 1,13 \%$$

en faveur de la Pelton qui aurait, par conséquent, toutes les chances d'être préférée.

Il est permis de se demander comment se présenterait cette question au cas exceptionnel, mais non impossible, où la solution Francis n'entraînerait ni déchargeur, ni volant.

Nous ferons grâce aux lecteurs du détail du

calcul économique dans ce cas : le prix de la turbine Francis se trouve réduit de 15 à 20 % et finalement la seule comparaison des prix des groupes passe de 13,8 à 23,2 % en faveur de la Francis ; en ce qui concerne la part du prix du kWh, la Francis se trouve à 5 % au-dessous de la Pelton. Même dans ce cas, en tenant compte de la sécurité d'exploitation inhérente aux Pelton, ces dernières seraient vraisemblablement préférées.

De plus, il ne faut pas oublier que nous nous trouvons dans le cas de hautes chutes où le prix des groupes ne représente qu'une part relativement faible du prix global de l'installation, contrairement à ce qui se produit dans les basses chutes.

En considérant non plus seulement la part due aux groupes dans le prix de revient du kWh, mais le prix de revient global du kWh, les chiffres de 1,13 % et 5 % signalés plus haut en

faveur de la Pelton ou de la Francis sont certainement trop élevés et sont à diviser peut-être par 10.

Autrement dit, même dans le cas où, à la suite de dispositions locales exceptionnelles, la Francis ne nécessiterait pas l'adoption d'un volant ou d'un déchargeur, l'avantage économique final apparent qu'elle procure est peu important et ne devrait lui laisser que bien peu de chances de se voir préférée.

Si, de plus, les eaux à turbiner sont très chargées, l'avantage en faveur de la Pelton est probablement encore beaucoup plus net.

Par contre, il est juste de remarquer qu'on rencontre fréquemment, entre le prix global des groupes Pelton et Francis, des différences plus fortes que celles indiquées dans l'exemple qui précède.