

Zeitschrift:	Bulletin technique de la Suisse romande
Band:	49 (1923)
Heft:	2
Artikel:	Usine hydro-électrique de Fully (Valais, Suisse): la plus haute chute du monde (1650 mètres)
Autor:	Chenaud, H.
DOI:	https://doi.org/10.5169/seals-38201

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 24.01.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Usine hydro-électrique de Fully.

(Valais, Suisse.)

La plus haute chute du monde (1650 mètres),

par H. CHENAUD et L. DU BOIS, ingénieurs.

(Suite¹.)

Turbines

Dans la description de la conduite sous pression, nous avons laissé de côté la question des pertes de charge et la détermination de la chute nette : Voici de quelle manière a été calculée la chute nette.

Le débit maximum de la conduite a été prévu à 800 litres-seconde.

La chute brute est la suivante :

Retenue maximum au lac à la cote	2145,00
Axe des turbines à la cote	501,10
Chute brute maximum	1643,90
Baisse utilisable du lac jusqu'à la cote 2121,00, soit une tranche d'eau de	24,00
D'où résulte une chute brute minimum de . . .	<u>1619,90</u>

Pertes de charge pour débit maximum de 800 litres-seconde :

Tronçon supérieur de la conduite, diamètre : 600 mm. ; longueur : 2278 m. ; 18,8 mm. par mètre, soit	43,00
Tronçon inférieur de la conduite, diamètre : 500 mm. ; longueur : 2347,50 m. ; 48,2 mm. par m., soit	113,00
Entrée de l'eau, clapets de prise et coudes . . .	2,95
Clapet automatique à la sortie du tunnel . . .	2,70
Robinet-vanne de 500 mm.	0,35
Entrée dans l'usine, 3 coudes, vanne hydraulique et robinet-vanne	2,10
Embranchements aux turbines et vannes de 250 mm.	1,60
Total	<u>165,70</u>

soit environ le 10 % de la chute brute.

Pour la conduite de 600 mm. et de 500 mm. de diamètre, on a adopté pour ce calcul des moyennes entre les valeurs que donnent l'abaque van Muyden (Tuyaux depuis longtemps en service) et les coefficients de Weissbach (Tuyaux neufs). En réalité les pertes de charge sont plus faibles que celles données par le calcul, ce qui n'a rien d'étonnant étant donné que la conduite se compose sur toute sa longueur de tuyaux parfaitement lisses à l'intérieur.

Le chiffre de 10 % pour la perte de charge totale calculée peut paraître un peu élevé. Il est toutefois parfaitement justifié si l'on considère que l'usine de Fully est essentiellement une usine de réserve destinée à ne fournir son maximum de puissance que pendant un temps relativement court.

La chute nette maximum avec le débit de 800 litres-seconde, c'est-à-dire lorsque les quatre groupes mar-

chent à plein débit, est donc de $1643,90 - 165,70 = 1478,20$ mètres.

Et si l'on descend jusqu'à la cote minimum de la retenue du lac, soit 2121,00, la chute nette minimum sera de 1454,20, toujours avec le débit de 800 litres-seconde.

Les turbines ont été calculées chacune pour un débit de 200 litres-seconde sous cette chute nette minimum, et pour une puissance normale de 3000 chevaux, cette puissance pouvant être développée même lorsque la chute descend jusqu'à 1500 mètres. Par contre, si la chute diminue davantage, la puissance tombe au-dessous de 3000 H.P. D'autre part, la puissance normale de 3000 chevaux peut être dépassée, et même largement ainsi qu'on le verra par les résultats des essais, lorsqu'il y a moins de quatre groupes en marche. Lorsqu'il n'y a que trois groupes en marche, la chute nette est d'environ 1550 mètres, et avec deux groupes elle est d'environ 1600 mètres. Les essais ont été effectués avec une chute nette de 1620 mètres.

En ce qui concerne les caractéristiques des turbines, on a attaché une importance toute particulière à limiter la vitesse d'emballement, ceci afin d'écartier autant que possible tout danger d'éclatement. On remarquera que le diamètre moyen de la roue dans l'aubage est de 3,550 mètres, ce qui à la vitesse normale des turbines de 500 tours correspond à une vitesse périphérique $U = 93$ mètres par seconde.

Pour la chute maximum de 1643,90 mètres, la valeur théorique de la vitesse d'écoulement de l'eau $\sqrt{2gh}$ est de 180 mètres par seconde, et pour la chute nette minimum de 1454,20 mètres, elle est de 168,50 mètres par seconde.

On voit donc que le rapport $\frac{U}{\sqrt{2gh}}$ est de 0,517 dans le premier cas, et de 0,55 dans le second cas, valeurs sensiblement plus élevées que celles généralement admises dans les turbines Pelton. Ceci a été fait intentionnellement dans le but de limiter la vitesse d'emballement.

Voici les chiffres de rendement garantis par le constructeur des turbines pour trois cas différents d'emballement :

Pour un emballement limité à	850	750	700	tours-min.
Rendement garanti à pleine charge . . .	82 %	81 %	79 %	
Rendement garanti à $\frac{3}{4}$ de charge . . .	81 %	80 %	78 %	
Rendement garanti à $\frac{1}{2}$ charge	78 %	77 %	75 %	

On s'est arrêté au chiffre de 750 tours pour la vitesse d'emballement admise, et l'on voit que l'on ne sacrifie que le 1 % du rendement tout en augmentant sérieusement le coefficient de sécurité puisque l'on sait que les efforts dus à la force centrifuge augmentent avec le carré de la vitesse.

L'essai à la vitesse d'emballement a été fait, et la vitesse prescrite de 750 tours n'a pas été dépassée ni

¹ Voir *Bulletin technique* du 6 janvier 1923, page 1.

même atteinte. On est arrivé à 732 tours avec l'alternateur accouplé et 737 tours avec l'alternateur découplé. On voit donc qu'à ce point de vue également on a pris toutes les précautions possibles pour réaliser avec ces turbines à très haute pression une sécurité de marche au moins aussi grande que dans toutes les installations hydro-électriques utilisant des chutes plus basses.

On voit, en examinant le tableau des essais, fig. 37, que les rendements garantis ont été atteints.

Résultats des essais des turbines, 8 et 9 mars 1915

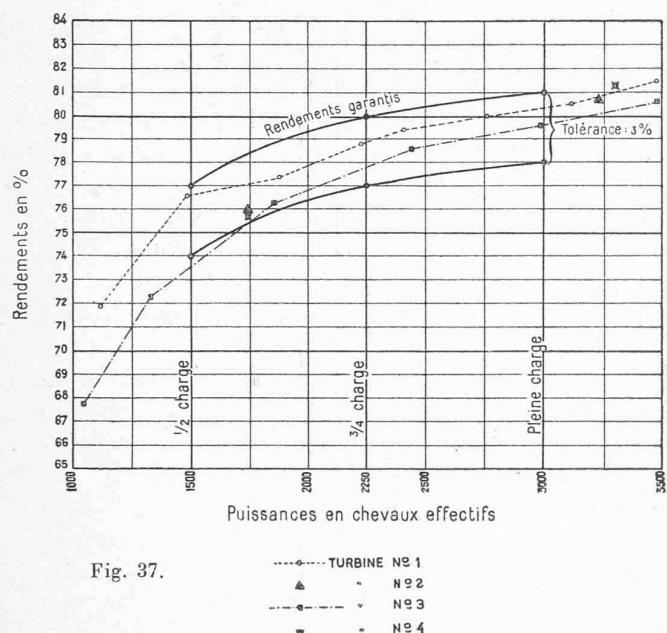


Fig. 37.

— ····· TURBINE N° 1
 ▲ - - - N° 2
 ● - - - N° 3
 ■ - - - N° 4

Si l'on considère la valeur très élevée du rapport entre le diamètre de la roue et le diamètre du jet, soit $\frac{3550}{38} = 93,5$, et par conséquent la valeur très faible du nombre de tours spécifique, soit :

$$n_s = \frac{n}{h} \sqrt{\frac{N}{\sqrt{h}}} = \frac{500}{1600} \sqrt{\frac{3.000}{\sqrt{1.600}}} = 2,7,$$

on reconnaîtra que les résultats obtenus sont tout à fait satisfaisants. Ils ont été obtenus grâce à une exécution très soignée de l'aubage, des ajutages et des pointeaux. Les aubes sont en acier forgé, et les surfaces intérieures sur lesquelles travaille l'eau sont soigneusement polies. Les ajutages sont en acier trempé ainsi que les pointeaux. Ces turbines, en service depuis 1915, se sont très bien comportées jusqu'à maintenant ; l'usure des aubes n'est pas appréciable. Les pointeaux et ajutages ont été rafraîchis ou remplacés quelques fois. Dès que l'on s'aperçoit que le rendement d'une turbine diminue, on remplace l'ajutage et le pointeau. Le contrôle du rendement se fait très facilement grâce à la lecture du débit au déversoir qui se trouve à l'extrémité du canal de fuite. Ce déversoir a été soigneusement étalonné au moyen d'un moulinet Woltmann taré, et l'on a installé un indicateur à flotteur avec une graduation sur laquelle on

peut lire immédiatement le débit. C'est ce déversoir qui a été utilisé lors des essais de réception.

La roue-turbine, dont la jante forme volant, est en acier Siemens-Martin forgé d'une seule pièce. A la vitesse d'emballage les tensions dans le métal ne dépassent pas 10 kilogs par mm^2 , ce qui représente encore une sécurité de 4 à 5.

Les fig. 38 et 39 donnent l'ensemble de la turbine avec son régulateur. La roue-motrice dont le diamètre moyen est de 3550 mm. est constituée par un disque d'acier forgé Siemens-Martin pesant environ 7100 kilogs une fois usiné. Ce disque porte 54 aubes rapportées, dont le poids moyen est de 11,4 kilogs par aube, qui reçoivent la poussée d'un jet de 34 mm. de diamètre (38 mm. au maximum).

Ce disque, exécuté comme disque d'égale résistance, est emboîté par un cône sur un arbre d'acier reposant sur deux paliers de 600 mm. de longueur, et de 200 et 240 mm. de diamètre, munis d'un graissage à bagues.

Le serrage périphérique de ces aubes l'une contre l'autre, ainsi que celui des surfaces inclinées des pattes de fixation contre les parois correspondantes de la rainure du disque, est obtenu au moyen de clavettes *C* fig. 40 de section trapézoïdale, disposées entre les aubes perpendiculairement au plan du disque. Ces clavettes, visibles également dans la fig. 39, n'ont pas été chassées. Cette solution qui, à première vue, paraît être la plus naturelle, ne permet cependant pas, à cause de l'énorme influence des effets du frottement lors de l'introduction des clavettes, de prévoir d'avance avec une certitude suffisante quelles seront les tensions maxima dans le matériel des divers éléments de l'assemblage.

Or, il faut arriver à faire naître entre les surfaces de contact des aubes, des clavettes et du disque, des efforts en tout cas suffisants pour qu'une dislocation de ces éléments ne soit pas à craindre, quel que soit le régime de marche de la turbine, et cela sans risquer de créer soit dans les aubes, soit dans la couronne, des tensions dépassant les valeurs admissibles pour le matériel choisi.

La solution adoptée, certainement remarquable tant par son originalité que par la sécurité des résultats auxquels elle conduit, est la suivante : Des 54 clavettes axiales, 9 de forme spéciale *C*, à gauche, fig. 40, ont été au préalable chassées dans le disque. Ces clavettes constituent les points d'appui de la couronne d'aubes. Quant aux autres clavettes *C*, de section trapézoïdale et constante, elles ont été ajustées au préalable très soigneusement, et de manière à produire un serrage initial modéré.

Puis le disque tout entier, débarrassé de ces aubes, fut porté lentement, au moyen d'un four électrique construit à cet effet, à une température moyenne de 130° environ, déterminant une dilatation de la matière et par conséquent un allongement périphérique de la couronne. Cette opération fut exécutée à l'Usine de Fully pour les quatre machines.

Les aubes, froides, furent alors introduites à leurs places respectives, ainsi que les clavettes axiales. Grâce

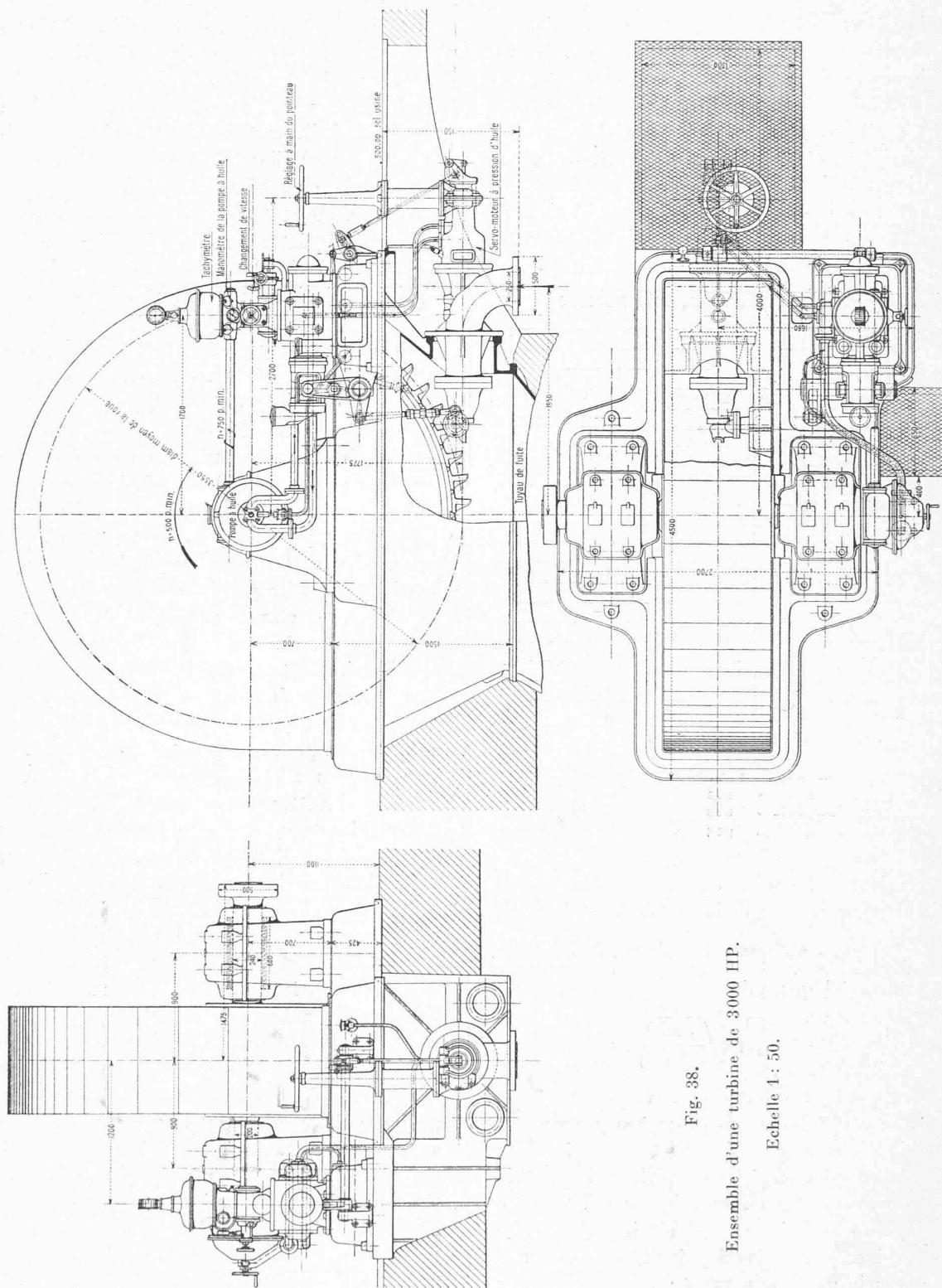


Fig. 38.
Ensemble d'une turbine de 3000 HP.
Echelle 1 : 50.

à la différence de température entre les aubes et le disque, tout serrage avait évidemment disparu, si bien qu'il fut aisé de glisser entre la périphérie cylindrique du disque et 9 des clavettes trapezoïdales *C*, préalablement choisies et réparties symétriquement par rapport aux clavettes d'appui, une feuille de tôle d'acier d'épaisseur déterminée et calculée d'avance pour pro-

duire sous l'effet du retrait dû au refroidissement du disque le serrage désiré.

Il est à remarquer que grâce à la nature de leur emboîtement, les aubes ne peuvent absolument pas se détacher du disque, même si les clavettes de serrage venaient à partir. Cette éventualité est du reste rendue impossible par le fait que ces clavettes, après refroidis-

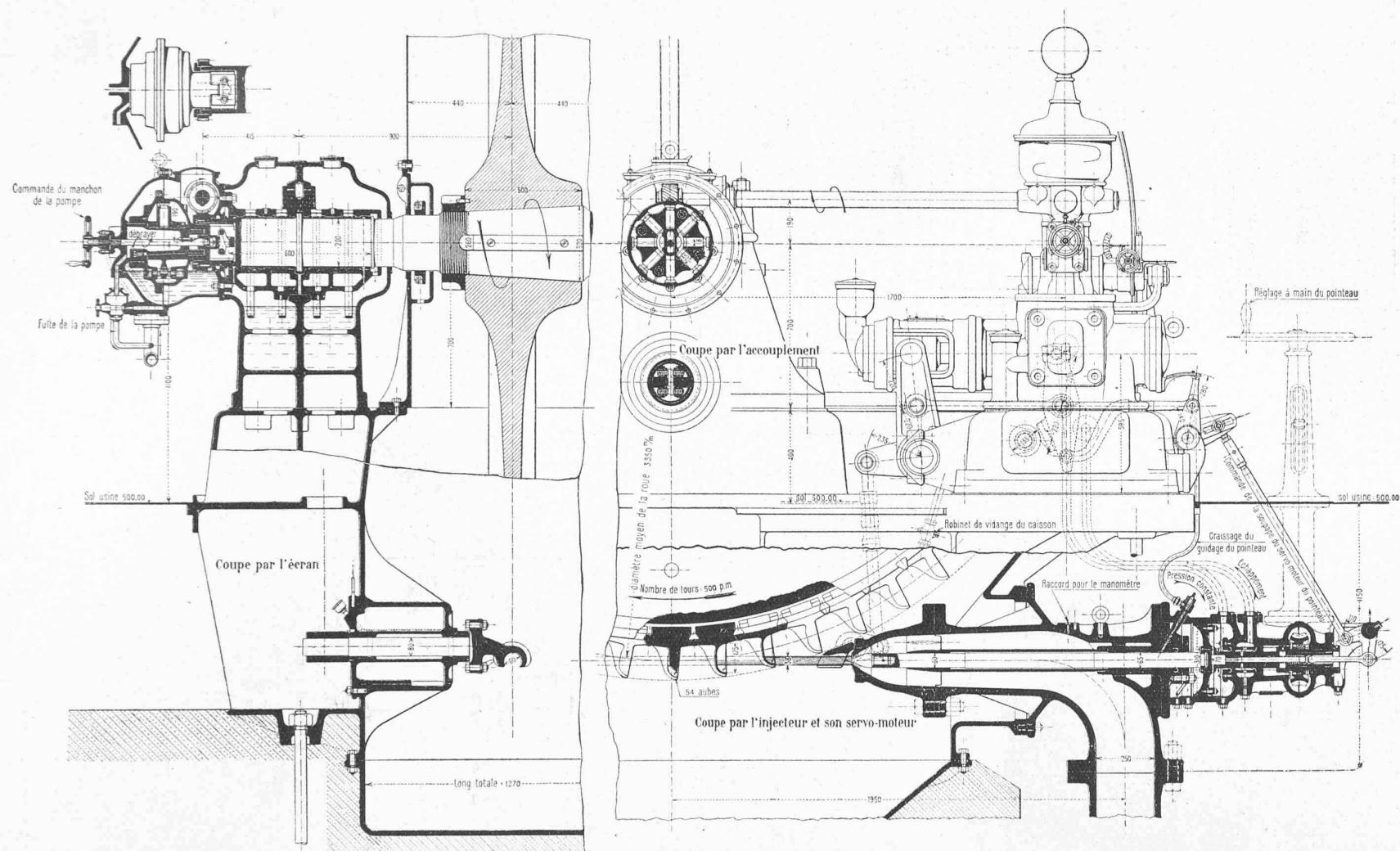


Fig. 39.
Turbine de 3000 HP. — Détails. — Echelle 1 : 25.

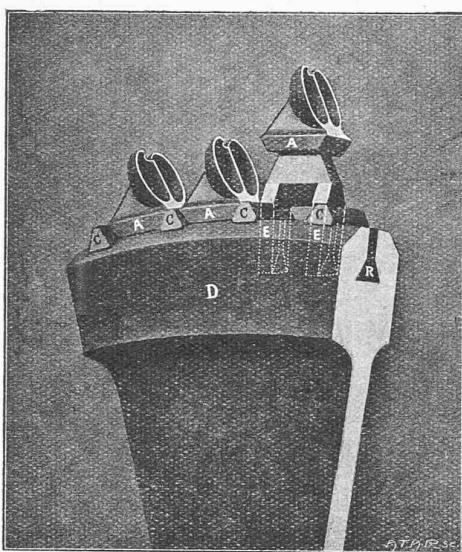


Fig. 40. — Mode de fixation des aubes.

sement du disque, ont été matées à leurs extrémités.

Nous ne nous étendrons pas davantage sur la construction de ces turbines, dont on peut du reste se rendre compte de tous les détails d'après les dessins et documents que nous reproduisons.

(A suivre.)

USINE HYDRO-ÉLECTRIQUE DE FULLY

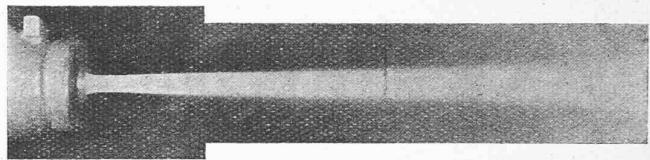


Fig. 41. — Vue du jet de la turbine.
Diamètre du jet 38 mm. — Vitesse de l'eau 165 m/sec.
Puissance 3000 HP.

Concours d'idées pour l'établissement d'un plan d'aménagement de quartier entre Lancy et Onex (Genève).

Extrait du programme.

Le Département des Travaux Publics du canton de Genève ainsi que les communes de Lancy et Onex, ouvrent un concours en vue de l'établissement d'un plan d'aménagement d'une partie du territoire des susdites communes, comprise entre les routes cantonales de Lancy et Chancy, le village d'Onex et la nouvelle route du Rhône au Grand-Lancy.

Ce concours, subventionné par la Confédération en vertu des arrêtés du Conseil fédéral des 16 décembre 1919 et 15 juillet 1921 est institué en vue de venir en aide aux architectes et techniciens de nationalité suisse qui se trouvent dans des conditions matérielles précaires par suite de la crise économique. Il est ouvert à tous les architectes, ingénieurs, géomètres

CONCOURS D'IDÉES POUR UN PLAN D'AMÉNAGEMENT DE QUARTIER ENTRE LANCY ET ONEX



Fig. 2. — Plan d'ensemble du terrain visé par le concours. — Echelle 1 : 10000.