

Año 28.

Núms 9 y 10

Septiembre y Octubre 1905

REVISTA TECNOLÓGICO INDUSTRIAL

PUBLICACIÓN MENSUAL

DE LA

ASOCIACIÓN DE INGENIEROS INDUSTRIALES

AGRUPACIÓN DE BARCELONA

Premiada con MEDALLA de ORO en la Exposición Universal de
Barcelona de 1888 y en la de Boston de 1883; y con
medalla de plata en la de Paris de 1889
y en la de Bruselas de 1897

BARCELONA

LA REDACCIÓN Y ADMINISTRACIÓN, EN EL LOCAL DE LA ASOCIACION
CALLE DE PELAYO, NUMERO 9, ENTRESUELO
TELEFONO, 541

Ayuntamiento de Madrid

COMISIÓN DE LA REVISTA

D. Augusto de Rull, Presidente.
D. José M^a Bolibar, Secretario.
D. José Serrat, Vocal.
D. Félix Cardellach, id.
D. José Tous, id.
D. Emilio Riera, id.
D. José Playá, id.
D. Luis Daunis, id.

SUMARIO

La carrera de ingeniero industrial y su plan de estudios, por José Serrat y Bonastre.

Nuevas fórmulas generales para el cálculo de las turbinas hidráulicas

Noticias:

Coches de ferrocarril de acero.
Desgaste de los órganos de las turbinas de vapor.

Bibliografía.

Libros recibidos.

PRECIOS DE SUSCRIPCION

10 PESETAS ANUALES EN TODA ESPAÑA Y 12 EN EL EXTRANJERO
UN NÚMERO SUELTO UNA PESETA

PRECIOS DE LOS ANUNCIOS

SEGÚN VARIA EL SITIO Y NÚMERO DE INSERCIONES

La Asociación no es responsable de las opiniones emitidas por sus miembros en las discusiones, ni de las notas ó trabajos publicados en la REVISTA.

No pueden reproducirse los artículos de esta Revista sin permiso de sus autores.

Ayuntamiento de Madrid

Academia Tecnológica

Dirigida por el Ingeniero industrial, mecánico y químico

D. Pedro Rius y Matas

Preparación completa para el ingreso en la Escuela de Ingenieros industriales.

PENSIONADO

Para los alumnos *no bachilleres* funcionan las clases correspondientes al **Peritaje industrial** en sus varias especialidades (*mecánico, químico, electricista, etc.*), cuyo título habilita para ingresar en mejores condiciones técnicas que el bachillerato ordinario en las Escuelas de Ingenieros industriales.

DIBUJOS DE INGRESO É INDUSTRIALES

PELAYO, 12, 1.º — BARCELONA

RICARDO ZARAGOZA

Calle de Valencia, núm. 223, 2.º, 1.ª

Calderas multitubulares inexplosibles sistema NICLAUSSE

La caldera **Niclausse** posee ventajas no conocidas aún en ningún otro sistema de calderas tubulares. Los tubos son desmontables por el frente de la caldera, sin necesidad de quitar ningún elemento. Las juntas son cónicas y equilibradas. No tienen tirantes ni tuercas. Con la caldera **Niclausse** se obtiene una vaporización de 11 kilogramos de vapor por kilo de carbón.

En España más de **11,000** caballos en funcionamiento.

La casa **J. & A. Niclausse de Paris** construye actualmente las calderas auxiliares del «Cardenal Cisneros», «Princesa de Asturias» y «Cataluña» y tiene otras instalaciones en proyecto, para la marina española, 17 000 caballos para la alemana, 6 000 para la inglesa, 150 000 para la francesa, 28 000 para la italiana, 36 000 para la marina rusa, et . etc.

Maquinas de vapor de la casa Browett Lindley & C.º de Manchester: en Cataluña más de **2,000** caballos funcionando.

Purificadores de agua para la alimentación de calderas, garantizando por completo la no formación de incrustaciones. Estos purificadores son aplicables á cualquier depósito de que se disponga.

Agradeceremos á nuestros lectores que al dirigirse los anunciantes citen la **Revista Tecnológico Industrial**.

PLANCHAS METÁLICAS GRANEADAS

PARA

LA INDUSTRIA LITOGRAFICA

Planchas de zinc y aluminio graneadas para pluma (toscado) lápiz y cartel que sustituyen con gran ventaja las piedras litográficas.

Precios económicos.—Pídanse muestras.

A. PIÑOL PERECAULA Ingeniero Industrial

CALLE STA. EULALIA. (LETRA T)

BARCELONA (Gracia).

Disponible

Agradeceremos á nuestros lectores que al dirigirse á los anunciantes citen la Revista Tecnológico Industrial.

VALLS HERMANOS

INGENIEROS Y CONSTRUCTORES

Premiados con **26 medallas** de oro y plata, **3** Grandes Diploma, de Honor y **2** de Progreso por sus especialidades.

TALLERES DE FUNDICIÓN Y CONSTRUCCIÓN FUNDADOS EN 1854

Director Gerente: D. AGUSTIN VALLS BERGÉS, Ingeniero

Calle de Campo Sagrado, núm. 19

(Ensanche, Ronda de San Pablo) — **BARCELONA**

MAQUINARIAS É INSTALACIONES COMPLETAS SEGÚN LOS ÚLTIMOS ADELANTOS PARA

Fábricas y Molinos de aceites, para pequeñas y grandes cosechas, (Prensas hidráulicas, de engranes de molineta ó palancas, etc.) movida á brazo, por caballería ó por motor.

Fábricas de fideos y pastas para sopa, movidas por caballería ó por motor

Fábricas de chocolate, en pequeña y grande escala, movidas á brazo, por caballería ó por motor.

Fábricas de harinas y sus anexos de molinería.

Prensas para vinos, bombas para trasegar, estrujadoras, etc.

Prensas para losetas y mosaicos, de palanca é hidráulicas. Moldes de todas clases para las mismas.

Máquinas de vapor, Motores, Turbinas sistema *Moreno* perfeccionadas, Malacates, Norias, Bombas, Guillotinas, Transmisiones, etc.

Especialidad en **prensas hidráulicas** y de todas clases, para todas las aplicaciones, con modelos de sus sistemas privilegiados.

Estudios, Planos, Presupuestos, Peritaciones, etc., etc.

La casa ha verificado y sigue montando de continuo instalaciones en toda España, América y extranjero.—Numerosas referencias.

Para telegramas: VALLS, *Campo Sagrado*. — **BARCELONA**

Teléfono número 595

DISPONIBLE

Agradeceremos á nuestros lectores que al dirigirse á los anunciantes citen la Revista *Tecnológico Industrial*.

DISPONIBLE

ACADEMIA POLITÉCNICA

DIRIGIDA POR

D. JACINTO PLANAS Y ROSICH

INGENIERO INDUSTRIAL

5, PLAZA DE LA UNIVERSIDAD, 5 (Frente á la Universidad) - BARCELONA

SECCIÓN DE CIENCIAS

Preparación para las carreras de *Ingeniero, Arquitecto, Ciencias, Prácticos Industriales y Peritos Mecánicos, Electricistas, Metalurgistas-ensayadores, Químicos, Aparejadores y Manufactureros*. Cursos de ampliación para las carreras de *Medicina y Farmacia*.

— PENSIONADO —

Clases generales de las siguientes asignaturas de la escuela: *Mecánica Industrial, Estereotomía, Física Industrial, 1.º curso (calor), Análisis químico, Hidráulica, Física Industrial, 2.º curso (Electricidad), Química inorgánica, Construcciones, Máquinas, 1.º curso*.

Agradeceremos á nuestros lectores que al dirigirse á los anunciantes citen la *Revista Tecnológico Industrial*.

REVISTA TECNOLÓGICO-INDUSTRIAL

PUBLICADA POR LA

ASOCIACIÓN DE INGENIEROS INDUSTRIALES

Barcelona, Septiembre y Octubre 1905.

LA CARRERA DE INGENIERO INDUSTRIAL Y SU PLAN DE ESTUDIOS (*)

Lo primero que procede hacer en buena lógica para trazar el plan de estudios de una carrera, es fijar claramente los fines de la misma. Esto, que podrá parecer una vulgaridad, tiene gran importancia en el caso que nos ocupa, porque precisamente no todos nuestros compañeros tienen el mismo criterio sobre el alcance del título con que nos honramos. Y al hablar de alcance debemos hacer constar que no nos referimos al alcance legal; es decir: al derecho que nuestro título debe darnos para ejercer en tal ó cual ramo de la ingeniería. Mal pudiera ser esta nuestra intención, cuando somos decididos partidarios del libre ejercicio de la ingeniería privada y aunque por defensa propia, admitimos las prerogativas de que gozamos los ingenieros titulares mientras no desaparezcan las ventajas que dan otros títulos académicos, consideramos como un error el proyectado deslinde de atribuciones, que de realizarse no habrá de beneficiar á clase alguna, constituyendo, por el contrario, una traba para el desarrollo de la industria nacional.

Esto sentado, no vacilamos en afirmar que, para no desperdiciar el vigor intelectual del país, es necesario que cada carrera tenga un

(*) Véase la Revista de Junio último.

campo de acción concreto, sin confundirse con el de otras, más que en aquellos puntos indispensables para su buen ejercicio. Aplicando este criterio á las carreras de ingeniero, lógicamente se deduce que si las industrias de transporte tienen sus ingenieros especiales, y los tienen asimismo las extractivas, sean agrícolas ó mineras, al ingeniero industrial corresponde de lleno la alta dirección de las industrias manufactureras, tomando esta palabra en su acepción más amplia, pero sin salir de su verdadera significación. Aunque sea volver sobre lo dicho, no nos cansaremos de repetir que el fin oficial de la carrera no ha de impedir al ingeniero industrial el ejercicio de la ingeniería en otros ramos, que por circunstancias especiales pueda conocer; tanta consideración merecen los numerosos compañeros que desempeñan destinos en la explotación, ó verifican estudios de ferrocarriles, como los ingenieros de caminos que se dedican á la industria papelerá ó á la construcción de máquinas. Pero así como sería ridículo que en la Escuela de Caminos se dieran lecciones de fabricación de papel, parecería igualmente fuera de lugar que en una de nuestras Escuelas se estudiara con detalle el trazado de vías férreas de interés general, ó la apertura de canales marítimos. No se puede pretender, sin embargo, que el ingeniero industrial desconozca en absoluto las industrias de transporte, pero sólo debe estudiarlas en cuanto pueden servir de auxiliares á las de transformación que estén á su cargo, y para poder proceder con acierto á la construcción y conducción del material mecánico de aquéllas; del mismo modo que el ingeniero de caminos, sin prepararse para ser constructor de máquinas, debe conocerlas lo suficiente para su manejo en cuanto se relaciona con su especialidad. Y lo que decimos de las de transporte, es aplicable á las industrias extractivas.

Partiendo de esta base, pueden lograrse algunas reducciones en las materias que el plan de estudios vigente contiene, dando mayor espacio al estudio de las que verdaderamente responden á la finalidad del título. Así, p. ej., la asignatura de Topografía, que no existía en el plan primitivo de estudios y realmente se echaba de menos, figura en el plan vigente con una extensión desmesurada, si se tiene en cuenta que el servicio de una fábrica raras veces puede exigir el levantamiento de planos muy extensos; por esta misma razón huelgan las nociones de Geodesia que allá se va con la Gnomónica en

punto á utilidad para nuestra carrera. Una cosa análoga sucede con la Metalurgia, que debe considerarse más bien como un complemento de la minería, interesándonos solamente desde el punto de vista de la calidad y forma de los metales de primera fusión, y de sus transformaciones mecánicas y físicas. Unicamente, por la gran importancia del hierro y la íntima relación que guarda su laminado y segunda fusión con su extracción del mineral, merece su metalurgia especial atención, y á ella parece que debería limitarse el estudio de dicha asignatura.

No falta quien opina que nuestra carrera debe abarcar, no ya las materias cuya reducción proponemos, sino otras muchas que caen fuera de la industria manufacturera, con objeto de que no peligre nuestra aptitud legal para los más diversos ramos de la ingeniería, aunque para ello los estudios tengan que prolongarse muchos años; pero este sistema, además de ser contraproducente para nuestros derechos, conduciría á los graves inconvenientes de las carreras largas, de las cuales no es el menor el alejamiento en que se mantiene al alumno de la práctica de la profesión y hasta de la vida real, dando como resultado engendros de portentosa erudición, á menudo desprovistos de sentido común. Así lo han comprendido las escuelas similares extranjeras, en las cuales el número de años de estudios es generalmente menor que en las nuestras. Los títulos de ingeniero de artes y manufacturas, muy parecido al nuestro que se dan en la Escuela Central de París, y en la Universidad de Lieja, exigen sólo tres años de estudios de aplicación, y los de ingenieros mecánicos, químicos y manufactureros (*) que se dan en Alemania y Suiza, exigen de siete á ocho semestres, pero comprendiendo dentro de ellos las matemáticas superiores. Por comparación con dichas escuelas, los estudios de aplicación de nuestra carrera, podrían limitarse á cuatro años como máximo; es decir, un año más que en París, donde los alumnos sufren un trabajo excesivo, y que en Alemania, donde la carrera está subdividida en varias especialidades.

(*) Traducimos por manufactureros los «Fabrik ingenieure»; pero hemos de advertir que sus estudios no abarcan la industria manufacturera en su extensión más general, prescindiendo casi en absoluto de la construcción de máquinas.

Esto nos lleva, naturalmente, á tratar de la mayor ó menor conveniencia del título único tal como existe en el plan actual, cuestión muy debatida, sobre la cual hay gran diversidad de opiniones, y que no podemos pasar en silencio, aunque tanto los profesores de las Escuelas como los demás elementos oficiales de la clase sean, en su mayoría, partidarios de que continúen suprimidas las especialidades.

Considerada la cuestión desde el punto de vista de la industria privada, parece á primera vista que la especialización que en el ejercicio de la carrera se impone, debería existir igualmente en los estudios, pero la misma fuerza del razonamiento le quita valor, ya que según este criterio se podría sostener que debía crearse una especialidad para cada industria ó grupo de industrias, dando lugar á un número enorme de títulos. Y no siendo esto posible, al tratar de dividir la carrera en especialidades, cabe preguntarse cuál debe ser la base de la división. La que ha existido hasta hace poco, tenía por base las aplicaciones mecánicas y las químicas, y permitía clasificar algunas industrias, como p. ej.: la construcción de máquinas y la fabricación de productos químicos; pero era deficiente para otras industrias de transformación, que quedaban divididas por mitad. Así sucedía con la industria textil, con su complemento de blanqueo y tintorería, con la papelera que empieza en el legivado, operación química, y pasa por el desfitrado y refino, operaciones mecánicas, para entrar después en el encolado y teñido, con la siderúrgica, que comprende la reducción del mineral y la descarburación del acero, y la laminación ó moldeo de los productos obtenidos, etc. Como consecuencia de esto, se daba el caso de que los alumnos que cursaban las dos especialidades, estudiaban varias materias repetidas, como por ejemplo: el blanqueo de hilos y tejidos, y la fabricación de papel. La especialidad de ingenieros electricistas, de cuya creación se viene hablando desde algún tiempo, si se hiciera en la misma forma que en Bélgica ó en Alemania, no sería más que una variante de los mecánicos, con aplicación á la construcción y conducción del material eléctrico; pero no por eso podrían prescindir los mecánicos ni los químicos de una buena base electro-técnica, puesto que hoy la electricidad tiene aplicación en casi todas las industrias. Esta compenetración de conocimientos, hace que hasta el que trata de especializarse desde el principio, debe tener conceptos claros sobre lo más

fundamental de los otros ramos, y al fin las especialidades difieren únicamente en las asignaturas de Tecnología que lo mismo se pueden estudiar con gran detalle dentro de un campo poco extenso, dando lugar á muchos títulos especiales, como en Alemania, que ser vistas en líneas generales, abarcando todas las industrias manufactureras más importantes, para conseguir un título general, como el que se da en la Escuela Central de Artes y Manufacturas de Francia.

En el primer caso, los ingenieros salen de la escuela con aptitud bastante determinada, lo cual es, sin duda alguna, muy conveniente en países donde la industria tiene un gran desarrollo; pero están expuestos á no encontrar colocación, ó á tener que buscarla fuera de su aptitud oficial en países de industria limitada. En el segundo caso, los ingenieros salen de la escuela con conocimientos generales, que les permiten orientarse hacia donde les llevan sus aficiones ó la oportunidad de colocarse, y puestos ya en un camino determinado, les es relativamente fácil la especialización, contando con una buena base recibida durante la carrera. Porque precisamente es cosa bien probada, que en nuestra carrera, lo único que no se puede aprender en la práctica, á menos que se trate de talentos excepcionales como Hirn, son los principios científicos que la sirven de base, y que distinguen al ingeniero del práctico, que no tiene más norma que el empirismo. Como ejemplo de esto, podríamos citar los numerosos doctores en ciencias que en el extranjero y hasta en España se han dedicado, con éxito, á la ingeniería, sin que esto signifique que pretendamos confundir el sentido práctico de nuestra carrera, con el puramente científico de las facultades de ciencias exactas ó fisico-químicas. En Francia, además de los ingenieros de artes y manufacturas ya citadas, existen numerosos ingenieros de profesión, aunque no titulares, que desempeñan importantes destinos, los cuales no han cursado más estudios oficiales que los de la Escuela Politécnica de París, que allí sirve de preparatoria para todos los ingenieros del estado, así civiles como militares. Al salir de la Politécnica estos alumnos, cuyo número no ha sido bastante bajo para optar por las carreras civiles que son las preferidas, pero que por otra parte no han querido pasar á los cuerpos facultativos del ejército, hacen estudios de aplicación más ó menos libres, y se dedican á la ingeniería pri-

vada, donde algunos de ellos alcanzan sólida y merecida reputación.

Por otra parte, este sistema del título único se aplica con éxito en carreras muy distintas de la nuestra y que en la práctica exigen si cabe más especialización, como sucede con las de Medicina y de Derecho, sin que hasta ahora se vislumbre siquiera el proyecto de subdividir las, según los ramos á que pudieran dedicarse los alumnos. Y esto es debido, probablemente, á que tanto los médicos como los abogados, constituidos desde mucho tiempo, en clases poderosas y perfectamente orientadas para la común defensa en la lucha por la existencia, han comprendido siempre que, como dice un viejo proverbio francés: "La unión hace la fuerza", y se han guardado muy bien de dividirse en lo que atañe á su aptitud legal, sin perjuicio de dedicarse á ejercer privadamente en los ramos donde les han llevado, unas veces la afición, y otras la necesidad de sacar pronto provecho de su título académico.

Como consecuencia de las anteriores consideraciones, entendemos que si desde el punto de vista de la industria privada, la cuestión de las especialidades es un asunto sobre el cual es difícil formar un criterio cerrado, desde el punto de vista de nuestra influencia oficial está fuera de duda, que la adopción del título único es un adelanto, y que no debemos volver atrás, á menos de resignarnos á perder nuestras prerogativas, á cambio del incierto porvenir que ofrece la especialización en los estudios de la Escuela. Prescindamos, pues, de especialidades, y veamos cómo se puede encajar la carrera en un tiempo relativamente corto, sin obligar á los alumnos á un trabajo excesivo, que haga poco eficaz la enseñanza.

Hasta aquí, tanto el plan vigente como los dos que le han precedido bajo la base del título único, no son más que una suma de las materias que entraban en las dos especialidades del plan antiguo, y si bien se concede en ellos más importancia á algunos conocimientos que antes se trataban con poca extensión, como p. ej.: la Electrotécnica, en cambio no se ha tenido el cuidado de compensar el aumento, reduciendo á estrechos límites otros conocimientos de carácter muy especial, que en un plan general deben ceder el lugar á los estudios fundamentales, que constituyen la esencia de la carrera. Estos estudios están tan indicados, que sobre ellos casi no cabe discusión. Pocos ingenieros habrá que discutan la necesidad de conocer

á fondo la Mecánica pura y aplicada á los mecanismos y á las construcciones; la Química general y la analítica, en sus dos aspectos, inorgánico y orgánico, y la Física general y aplicada al calor y á la electricidad. Pero en cambio, si se dejara que cada Escuela modelara sus estudios con entera independencia, pronto habíamos de ver una diversidad muy grande en las asignaturas de Tecnología, debida, en parte, á las aficiones y aptitudes del profesorado, y en parte también, á la influencia de las corporaciones sostenedoras que se empeñarían en dar la preferencia al estudio de las industrias más interesantes bajo el punto de vista local. Y así, mientras en Barcelona se daría gran preferencia á las industrias textiles, en Bilbao se dedicaría mucho tiempo á la Siderurgia, lo cual quizás no fuese tan descabellado como parecerá á los partidarios del uniformismo. Por desgracia, este es un mal nacional muy difícil de desterrar y por lo tanto, la única solución posible consiste en dar la preferencia á aquellos conocimientos tecnológicos que afectan á la vez á gran número de industrias, como p. ej.: la construcción y conducción de máquinas motrices y operadoras de cambio de lugar, la construcción de edificios, hornos y otros aparatos industriales, y los procedimientos generales de legivación, calcinación, etcétera, que son comunes á las industrias químicas, dedicando el tiempo sobrante al estudio de las industrias especiales reunidas en grandes grupos, dentro de los cuales cada profesor podría estimar la importancia relativa de cada industria. Esta distinción entre conocimientos tecnológicos generales y especiales, ya existe en la actualidad; pero con el deseo de dar á los dos grupos una extensión equivalente, se ha venido á parar á un plan imposible en la práctica.

Es verdad que con el sistema que acabamos de proponer, los ingenieros saldrían de la escuela conociendo los detalles de muy pocas industrias; pero en cambio tendrían una base sólida para abordarlas, lo cual es preferible á la confusión que puede resultar de una aglomeración excesiva. Se dirá que las tecnologías constituyen precisamente los conocimientos distintivos del ingeniero industrial; pero aparte de que no se trata de su supresión absoluta, el carácter de la carrera debe darse dirigiendo los estudios desde el principio al conocimiento de la industria manufacturera, dando, p. ej., más importancia á la Mecánica aplicada á los mecanismos, que á la aplicada á las construc-

ciones, reduciendo la Topografía y la Estereotomía, para poder estudiar con extensión la Termotecnia, etc., etc. Por otra parte, sabiendo agrupar bien las industrias especiales y distinguiendo lo fundamental de lo accesorio, se puede abarcar una gran variedad de aquéllas, con un tiempo relativamente corto, y de ello ha dado un brillante ejemplo el ilustrado profesor de Tecnología mecánica de la Escuela de Barcelona, don J. Tous, que cuando estaba en vigor el plan antiguo, explicaba en un solo curso de lección alterna las industrias textiles, la molinería, la industria papelera y la de ferrocarriles, fijando tan claramente los principios más esenciales de cada una de ellas que difícilmente se nos han olvidado, á pesar del tiempo transcurrido y de haber marchado por muy distintos derroteros.

Además, la poca extensión que oficialmente se daría al estudio de industrias especiales, no sería obstáculo para que en las escuelas se establecieran cátedras libres donde pudieran estudiar, con gran determinimiento, las industrias más interesantes para la localidad, no solo los alumnos, sino también las personas ajenas á la carrera, á quienes interesasen dichas industrias. De esta manera la Escuela podría marchar á la cabeza del progreso, dando á los industriales noticia de los últimos adelantos.

Con esto creemos haber fijado los términos generales á que debe sujetarse la formación de un nuevo plan de estudios; en otro artículo nos ocuparemos brevemente de varias cuestiones de detalle muy importantes, y sentaremos las conclusiones que se deducen de este análisis.

JOSÉ SERRAT Y BONASTRE.

NUEVAS FÓRMULAS GENERALES para el cálculo de las turbinas hidráulicas

por M. V. ALBITSKY, Profesor en el Instituto tecnológico de Karkoff (1)

Traducido de la *Revue de Mécanique*.

I. Aunque la turbina hidráulica sea conocida de los ingenieros prácticos y de los teóricos hace cerca de cien años y á pesar de la importancia de sus aplicaciones á las diferentes necesidades industriales del Antiguo y del Nuevo Mundo, no poseemos hasta hoy fórmulas que permitan calcular racionalmente esta clase de motores; puesto que las fórmulas existentes que son relaciones entre las leyes del movimiento del agua en el interior de las turbinas y la forma de estos aparatos, si se someten á un análisis profundo, no resisten á la crítica. Por otra parte, los proyectos de turbinas efectuados en los establecimientos industriales y en las escuelas técnicas superiores son más bien resultado de tanteos que de un conocimiento claro y una representación exacta de las relaciones que acabamos de mencionar. Hasta las fórmulas reconocidas por más exactas por la mayoría de los sabios, conducen, aplicadas á casos particulares, á absurdos, mostrando de este modo su insuficiencia absoluta. Turbinas del mismo tipo procedentes del mismo constructor, pero con dimensiones diferentes y sometidas á condiciones exteriores igualmente distintas, han dado coeficientes de rendimiento que difieren notablemente.

Durante quince años que enseñé en la Universidad de Karkoff,

(1) El autor da una clasificación de las turbinas distinta de la que se admite comunmente. En sus lecciones del Instituto de Karkoff, demuestra que la clasificación en turbinas de acción y de reacción, descansa en un concepto inexacto de las fuerzas de reacción. Según él todas las turbinas son de reacción y las clasifica del modo siguiente:

I. Turbinas de presión variable (antes de reacción).

II. Turbinas de presión constante: 1.º Turbinas límites (antes de acción); 2.º Turbinas Girard.

En las turbinas límites la presión no es absolutamente constante sino que sigue la ley hidrostática; las secciones transversales de los canales motores son constantes.

En las turbinas Girard y en la turbina límite radial la presión es efectivamente constante en todo el recorrido del agua á través de los canales motores.

he establecido y ejecutado unos veinte proyectos para utilizar la fuerza motriz del agua en diferentes condiciones. Bien pronto me apercibí de que los resultados no correspondían á la teoría y efectivamente he podido comprobar más de una vez cuan fundada era mi sospecha.

Estas consideraciones me han llevado hace algunos años á la convicción de que los métodos actualmente conocidos para el cálculo de las turbinas hidráulicas no son utilizables. Al mismo tiempo me he convencido de la necesidad de ilustrar por medio del análisis las causas de la insuficiencia de los métodos actuales y de partir de ellas para encontrar un método nuevo que en mi sentir debe ofrecer un carácter de generalidad.

El objeto del presente trabajo es presentar á mis sabios colegas y á los prácticos: 1.º mi explicación de los defectos de los métodos actuales; 2.º mis nuevas fórmulas generales con su análisis; 3.º algunas indicaciones prácticas sobre su aplicación.

II. Mis nuevas fórmulas datan de dos años. Son marcadamente más complicadas que las antiguas, puesto que contienen nuevas relaciones cuya elección depende del constructor y conducen á ciertas conclusiones contrarias á las ideas reinantes. No he publicado estas fórmulas deseando antes de terminar los límites más favorables á las magnitudes variables que entran en ellas y procurando comprobar del modo más lato su aplicabilidad á todos los casos posibles y la exactitud de las deducciones que se derivan de ellas; no las he comunicado más que á mis alumnos y sólo las he introducido en mi curso litografiado de motores hidráulicos (1902-1903). La comprobación de estas fórmulas sobre problemas numerosos resueltos durante estos dos últimos años por mis alumnos y ayudantes bajo mi dirección y su aplicación á turbinas que he establecido yo mismo ó he debido comprobar, me han dado una completa confianza en ellos y en la posibilidad de aplicarlas á datos cualesquiera.

Por esto al publicarlas al mismo tiempo que las deducciones que resultan de su análisis y de su aplicación á la práctica, me atrevo á esperar que prestaré algún servicio á las personas que se ocupan de la teoría de las turbinas y á las casas constructoras de las mismas. Me consideraré suficientemente recompensado de este trabajo si mis investigaciones determinan un cambio de opiniones y sirven de im-

pulso á un nuevo desarrollo de la teoría y práctica de la construcción de turbinas.

FÓRMULAS FUNDAMENTALES DE BACH PARA LAS VELOCIDADES DE ENTRADA

III. De todos los métodos propuestos para el cálculo de las turbinas hidráulicas, el que el sabio profesor alemán Bach ha expuesto por primera vez en su conocida obra *Wasserräder* se ha impuesto por su gran generalidad y su superioridad científica. Para facilitar el lenguaje, lo llamaremos *método de Bach*. Este método adoptado al principio por los ingenieros alemanes se ha extendido rápidamente en el extranjero. Las fórmulas de Bach que dan las velocidades de entrada del agua en la rueda motriz se encuentran actualmente en todos los formularios alemanes y extranjeros. En vista de la importancia alcanzada por este método, voy á dar su exposición general para mostrar después las deducciones más características é importantes que de él se derivan y hacer ver su inexactitud, demostrando finalmente la falta de generalidad de dichas fórmulas y que solo son aplicables á algunos casos particulares.

La exposición que sigue del método de Bach bastante desarrollada y mostrando la exactitud del punto de vista en que se ha colocado para escoger los razonamientos que debían conducirle á las fórmulas fundamentales, permitirá al mismo tiempo al lector convencerse de la exactitud y generalidad de las fórmulas nuevas. En efecto, en la forma de establecerlas no difiero de Bach y la diferencia de resultados se explica por el hecho de que separo los errores que él ha cometido al transformar sus fórmulas.

Las turbinas cónicas en las cuales el agua se admite en la rueda motriz sobre superficies cónicas cuyo eje es el de la turbina y cuyas generatrices forman un cierto ángulo δ con este eje, deben ser miradas como el tipo más general de turbina. Miraré pues este tipo como el más general porque todos los demás se derivan de él como casos particulares. En efecto, haciendo $\delta = 0$, se obtiene la turbina axial conocida bajo el nombre de turbina Jonval. Haciendo $\delta = 90^\circ$, se obtiene el tipo de turbina radial centrípeta ó turbina Francis si se parte de la turbina cónica fig. 1 y la turbina centrífuga ó turbina Fourneyran si se parte de la turbina cónica fig. 2. Admitiendo para δ valores

negativos, designando como negativos los ángulos de las líneas que convergen en el vértice del cono, cortadas á partir del eje de la turbina hacia la derecha, se pueden hacer derivar todos los tipos de la forma de la fig. 1 que es, bajo este punto de vista, la más racional.

Las turbinas llamadas americanas se presentan como casos particulares de las turbinas radiales centrípetas y pueden por consiguiente ser consideradas como casos particulares de la turbina cónica, sólo que la corona móvil es de forma más complicada. Por las razones de generalidad que presenta la turbina cónica, partiremos de ella para exponer el método de Bach.

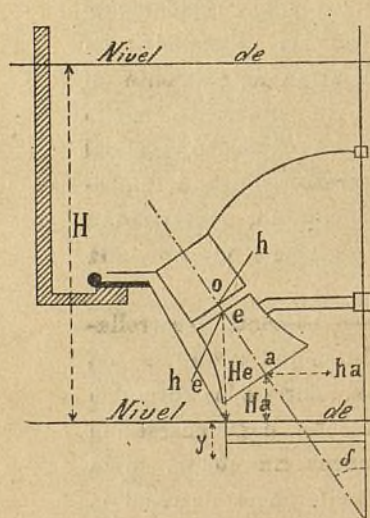


Fig. 1.

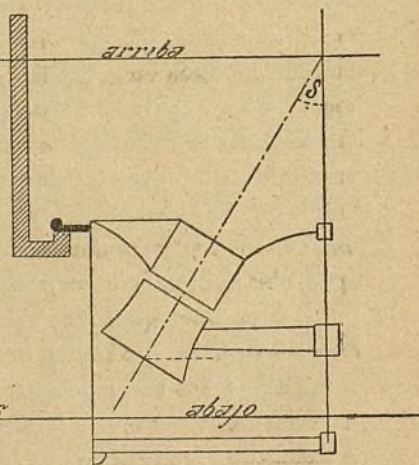


Fig. 2.

Designemos por (fig. 1 y 2);

H , la altura del salto.

H_e , la distancia del centro de gravedad del orificio e del canal motor al nivel del canal de desagüe.

H_a , la misma distancia para el orificio de salida.

y , la longitud del tubo de aspiración por debajo del nivel de desagüe.

h , la altura piezométrica del orificio de salida del canal director.

h_e , la altura piezométrica del orificio e del canal motor.

h_a , la altura piezométrica del orificio de salida a del canal motor.
 C , la velocidad absoluta de la partícula central en la salida del canal director.

C_e , id. en la entrada del canal motor.

C_a , id., en la salida del canal motor.

C_y , id., en la salida del tubo de aspiración.

W_e , la velocidad relativa en el punto e .

W_a , la velocidad relativa en el punto a .

V_e , la velocidad de rotación en el punto e .

V_a , la velocidad de rotación en el punto a .

Como el movimiento del agua, desde el nivel de aguas arriba hasta la salida del tubo aspirador se efectúa en condiciones esencialmente diferentes según las diversas fases del movimiento, es lógico establecer para cada una de estas fases ecuaciones particulares.

Del nivel de aguas arriba hasta la salida de la directriz, el agua se mueve en un recipiente fijo y en condiciones sensiblemente uniformes. Este recorrido es lo que llamaremos primera fase. De la salida de la directriz hasta la entrada en la rueda motriz, la vena líquida, moviéndose en un recipiente fijo, experimenta al salir de la directriz un ensanchamiento que no es dirigido por superficies sólidas y sufre en la entrada de la rueda motriz animada de un movimiento rápido de rotación, choques de las paletas. Este recorrido es la segunda fase. En la rueda motriz, los fenómenos se complican en razón del movimiento de que se halla animada y de la acción sobre el agua de la fuerza centrífuga resultante. Esta es la tercera fase. Finalmente el movimiento del agua al salir de la rueda motriz continúa como en un recipiente fijo. Esta es la cuarta y última fase. Así el recorrido del agua en las turbinas se subdivide en cuatro fases para las cuales es preciso establecer ecuaciones diferentes. Suponiendo el régimen establecido, se puede aplicar al movimiento del agua la ecuación de Bernouilli, completada por los términos que representan el trabajo de las resistencias y de las fuerzas centrífugas.

Suponiendo la velocidad de las partículas centrales en el nivel de aguas arriba igual á cero, lo mismo que la altura de la hendidura entre la rueda fija y la móvil y expresando las resistencias hidráulicas correspondientes á cada una de las fases de que se trata más

arriba en fracciones de la altura H del salto activo, tendremos las cuatro ecuaciones siguientes para las diferentes fases:

$$\begin{aligned}
 H - H_e &= h + \frac{C^2}{2g} + E_1 H \dots\dots\dots 1.ª \text{ fase} \\
 h + \frac{C^2}{2g} &= h_e + \frac{C_e^2}{2g} + E_2 H \dots\dots\dots 2.ª \text{ fase} \\
 H_e - H_a + h_e + \frac{W_e^2}{2g} + \frac{V_a^2 - V_e^2}{2g} &= h_a + \frac{W_a^2}{2g} + E_3 H \dots\dots\dots 3.ª \text{ fase} \\
 H_a + y + h_a + \frac{C_a^2}{2g} &= y + \frac{C_y^2}{2g} + E_4 H \dots\dots\dots 4.ª \text{ fase.}
 \end{aligned} \tag{1}$$

E_1, E_2, E_3, E_4 , designan las diferentes partes de la altura H absorbidas por las resistencias hidráulicas durante las diferentes fases.

Sumando miembro á miembro y simplificando, obtendremos la siguiente ecuación general del movimiento del agua á través de la turbina:

$$H(1 - E_1 - E_2 - E_3) = \frac{C_e^2 + V_e^2 - W_e^2}{2g} + \frac{W_a^2 - C_a^2 - V_a^2}{2g} + \frac{C_y^2}{2g} \tag{2}$$

La fuerza viva debida á la velocidad del agua al salir del tubo de aspiración es pérdida generalmente para el trabajo útil de la turbina. Por consiguiente, considerándola como una pérdida nueva y designándola por $E_5 H$, la ecuación precedente se transforma en

$$H(1 - E_1 - E_2 - E_3 - E_4 - E_5) = \frac{C_e^2 + V_e^2 - W_e^2}{2g} + \frac{W_a^2 - C_a^2 - V_a^2}{2g} \tag{2'}$$

El coeficiente de H en la ecuación (2') representa la fracción de la altura H absorbida por la turbina. Llamémosle *coeficiente de transmisión de carga á la turbina* y designémosle por E . La ecuación (2') se transformará en

$$2gEH = (C_e^2 + V_e^2 - W_e^2) + (W_a^2 - C_a^2 - V_a^2) \quad (3)$$

La intersección de las coronas de las ruedas directriz y motriz por una superficie cónica cuyo ángulo en el vértice es δ y que pasa por los centros de gravedad de los orificios de entrada de los canales motores, da aproximadamente después de desarrollada sobre un plano, una sección representada por la figura 3. Indiquemos en esta figura el paralelogramo de las velocidades de entrada y de salida en los puntos e y a.

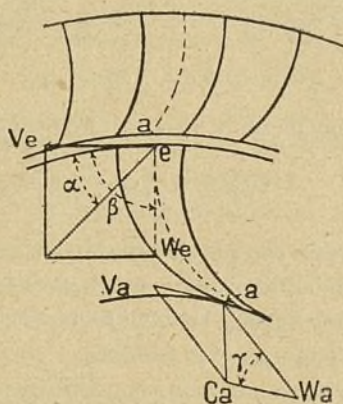


Fig. 3.

La condición necesaria y suficiente para que las partículas centrales entren sin choque en el canal motor es que su velocidad relativa coincida con la tangente al primer elemento del perfil de la paleta; es decir, que haga un ángulo β con la velocidad de rotación V_e . Esta condición asegura una entrada sin choque no solo á las partículas centrales sino que también á toda partícula que entre por el cono central de entrada. Como la entrada sin choque del agua en la rueda motriz aumenta el rendimiento y es fácil satisfacer á la condición indicada, se puede exigir que se realice en todas las turbinas. Esta condición nos da la siguiente igualdad, común á todas las turbinas:

$$W_e^2 = V_e^2 + C_e^2 - 2 V_e C_e \cos. \alpha \quad (a)$$

Al salir del canal motor el agua continúa su movimiento en la dirección del paralelogramo de las velocidades de salida con la velocidad C_a . Según Bach, la salida del agua debajo de la turbina que le asegura un flujo permanente y continuo se hace en el plano del paralelogramo de las velocidades de salida con una velocidad igual á la proyección de C_a sobre una perpendicular á la velocidad de rotación V_a . Cuando mayor sea esta proyección, más rápida será la salida del agua debajo de la turbina, mayor la cantidad de agua que atraviesa la turbina y por lo tanto la fuerza que puede desarrollar. Basándose sobre estas consideraciones, Bach ha deducido la conclusión de que es necesario adoptar para todas las turbinas la siguiente ecuación:

$$C_a \perp V_a \quad (b)$$

Y como consecuencia de la ecuación precedente la relación

$$W_a^2 = V_a^2 + C_a^2 \quad (c)$$

Bach, sin averiguar en qué circunstancias puede satisfacerse la ecuación (b), la ha admitido como verdadera para todas las turbinas y en todas las circunstancias. De aquí resultaba que la condición (c) era también aplicable á todas las turbinas.

En virtud de las ecuaciones (a) y (c) la ecuación (3) toma la forma siguiente:

$$gEH = V_e C_e \cos. \alpha \quad (4)$$

Esta es la igualdad fundamental en el método de Bach. Añadiéndole la condición de la entrada sin choque que está expresada por

$$\frac{V_e}{C_e} = \frac{\text{sen. } (\beta - \alpha)}{\text{sen. } \beta} \quad (d)$$

y resolviendo estas dos igualdades respecto de V_e y C_e , se tendrá:

$$\begin{aligned} C_e &= \sqrt{gEH \frac{\text{sen. } \beta}{\cos. \alpha \text{ sen. } (\beta - \alpha)}} \\ V_e &= \sqrt{gEH \frac{\text{sen. } (\beta - \alpha)}{\cos. \alpha \text{ sen. } \beta}} \end{aligned} \quad (5)$$

Estas dos igualdades son admitidas por Bach y todos sus discípulos como fundamentales y aplicables á todas las turbinas en las cuales la vena líquida llena completamente el canal motor.

ALGUNAS CONSECUENCIAS DE LAS FÓRMULAS

FUNDAMENTALES DE BACH Y SU INEXACTITUD

IV. La hipótesis de Bach de que las igualdades (5) son aplicables á todas las turbinas lo ha llevado á las consecuencias siguientes, expuestas en su obra *Wasserräder*, citada más arriba, que son indudablemente erróneas. Estas consecuencias, estableciendo ideas inexactas sobre turbinas de diferentes tipos é introduciendo en el cálculo relaciones falsas, conducen á los ingenieros y constructores á los errores siguientes.

a) Partiendo del principio de que en las turbinas de construcción antigua (turbinas europeas), el coeficiente E y el ángulo α del último elemento de la paleta de la rueda directriz con la velocidad de rotación V_e , varían entre límites bastante restringidos, Bach saca de la igualdad (4) la consecuencia de que la *velocidad absoluta del agua* C_e y su *velocidad de rotación* V_e en la entrada de la rueda motriz son aproximadamente inversamente proporcionales.

Pero con una carga dada, la máxima velocidad C_e se encuentra realizada en las turbinas Girard y límites, en las cuales la altura H del salto activo es transformada completamente en velocidad. Luego apoyándose en la relación entre las velocidades C_e y V_e que acabamos de enunciar, se llega á la primera consecuencia de Bach que es la siguiente:

En condiciones locales determinadas las turbinas Girard y límites dan la velocidad de rotación mínima.

Para convencerse de la inexactitud de esta afirmación, basta referirse á la condición de entrada sin choque en la rueda motriz (igualdad d, § III), admitida por el mismo Bach. De esta igualdad resulta en efecto que la velocidad de rotación V_e es directa y no inversamente proporcional á la velocidad de entrada C_e ; de donde se deduciría que las turbinas Girard y los límites en condiciones locales determinadas, girarían con la máxima y no con la mínima velocidad.

b) Estableciendo las igualdades (5), no hemos supuesto relación alguna entre α y β . Por lo tanto podemos fijar una arbitrariamente.

Sea primeramente: $\beta = 2\alpha$

Introduciéndola en las igualdades 5), resulta :

$$\left. \begin{aligned} C_e &= \sqrt{2gEH} \\ V_e &= \sqrt{2gEH} \times \frac{1}{2 \cos^2 \alpha} \end{aligned} \right\} \quad (e)$$

EH representa toda la altura del salto transmitida á la turbina y $\sqrt{2gEH}$ es la velocidad de salida en la atmósfera correspondiente á la altura EH. Antiguamente se creía que la velocidad C_e no podía ser superior á la velocidad de salida en la atmósfera debida á la altura EH. Se deducía de aquí que *con la relación $\beta = 2\alpha$, las turbinas serían tipos Girard y límites. Basándose sobre estas consideraciones la teoría antigua consideraba la condición $\beta = 2\alpha$ como característica de las turbinas Girard y límites.*

c) Hagamos $\operatorname{tg} \beta = 2 \operatorname{tg} \alpha$

Introduciendo esta igualdad en las ecuaciones (5), tendremos :

$$\left. \begin{aligned} C_e &= \sqrt{gEH \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta \cos^2 \alpha - \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}} = \sqrt{2gEH \times \frac{1}{\cos \alpha}} \\ V_e &= \sqrt{gEH \frac{\cos \alpha - \operatorname{sen} \alpha \cotg \beta}{\cos^2 \alpha}} = \sqrt{gEH \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta}\right)} = \frac{1}{2} \sqrt{2gEH} \end{aligned} \right\} \quad (f)$$

Como la velocidad C_e dada por la primera de las igualdades (f) es superior á la velocidad correspondiente á la relación $\beta = 2\alpha$, *la teoría moderna admite la relación $\operatorname{tg} \beta = 2 \operatorname{tg} \alpha$ como la igualdad característica de las turbinas Girard y límites.*

La segunda de las igualdades (f) conduce á la conclusión de que la velocidad V_e aumenta con β y por consiguiente disminuye cuando β disminuye. Por este motivo se imponía y se impone toda-

vía hoy para las turbinas de presión constante, antiguamente llamadas de *acción*, la condición absurda de no dar á β más que valores muy pequeños que no pasen de 50° .

Facilmente se demuestra que las relaciones

$$\beta = 2\alpha \text{ y } \operatorname{tg} \beta = 2 \operatorname{tg} \alpha,$$

dadas por las antiguas teorías como características de las turbinas Girard y límites y por decirlo así corroboradas definitivamente por el método en apariencia rigurosamente matemático de Bach, no pueden servir realmente como tales para ningún tipo de turbina.

En efecto, la clase á que pertenece una turbina, con relación á la presión del agua que atraviesa la rueda motriz, se determina exclusivamente por la ley de variación de las velocidades en la rueda motriz y estas leyes son determinadas á su vez por las leyes de variación de la sección del canal motor. En fin esta última se determina en parte por la forma del perfil de la paleta, ó sea con la ayuda de los ángulos β y γ y principalmente por la mayor ó menor divergencia de las superficies de la corona, siendo absolutamente independientes de los valores de α .

Si se supone que las superficies de la corona son paralelas entre sí, no se puede para ningún valor de los ángulos α y β ni por relación alguna entre β y γ , obtener turbinas del tipo Girard ni del tipo límite. Por otra parte, fijando una relación arbitraria entre β y α y aumentando hacia el orificio de salida la distancia entre las superficies de la corona, se obtendrían todos los tipos de turbina: las turbinas de presión variable (antiguamente de *reacción*) y las de presión constante (antes de *acción*).

DEFECTO DE GENERALIDAD DE LAS FÓRMULAS DE BACH

V. Todas las consideraciones anteriores se deducen de las fórmulas fundamentales de Bach por operaciones algébricas exactas; por lo tanto su inexactitud es debida á las fórmulas (4) y (5) de Bach. El hecho de que la aplicación de estas fórmulas á algunos casos particulares conducé á resultados absurdos, demuestra que no son apli-

cables fuera de ciertas formas particulares, de donde se deduce su falta de generalidad.

Así, haciendo $\alpha = 90^\circ$, se obtiene para las velocidades V_e C_e , valores infinitos; y si se hace $\alpha < 90^\circ$, pero bastante cerca de este valor, se obtienen todavía para las dos velocidades, valores prácticamente imposibles. Solo para valores suficientemente pequeños de α se obtienen velocidades aceptables.

Probablemente por esta razón se explica que en todas las obras que tratan de turbinas, se señala á α un valor muy pequeño, que no pase de 25° , mientras que en realidad α puede ir hasta 90° . La posibilidad de dar á α el valor de 90° está prácticamente demostrada por la rueda Segner, la cual es, con estricta justicia, la primera turbina en orden de antigüedad,

La falta de generalidad de estas fórmulas y su inaplicabilidad á todos los tipos y formas de turbinas se comprueba asimismo por el hecho de que los valores que determinan el grado de divergencia de las superficies de la corona motriz y las que determinan la disposición de los orificios de entrada y de salida del canal motor respecto del eje de la turbina, no aparecen en estas fórmulas. Según las fórmulas (5), dados H y α , las velocidades C_e y V_e son idénticas para las turbinas axiales, centrífugas y centrípetas. Además, son las mismas para las turbinas de coronas paralelas ó divergentes. Y sin embargo, es evidente que las velocidades consideradas no pueden ser las mismas en los casos que acabamos de comparar.

CAUSAS DEL DEFECTO DE GENERALIDAD DE LAS FÓRMULAS DE BACH

VI.—Adquirida la convicción de que las fórmulas de Bach por su falta de generalidad, no pueden ser aplicadas á un tipo cualquiera de turbina, averigüemos en qué consiste el error que hace que partiendo de las ecuaciones exactas y generales del movimiento del agua en la turbina durante sus diferentes fases, lleguemos á ecuaciones que solo pueden aplicarse en algunos casos particulares. Ya que las ecuaciones finales del movimiento del agua en sus diversas fases á través de la turbina y las transformaciones de las mismas son exactas, el error no puede ser debido más que á las hipótesis que permiten la

transformación de las ecuaciones (3) en (4). Estas hipótesis eran: 1.^a La entrada sin choque de los filetes centrales en la rueda motriz; 2.^a La perpendicularidad de la velocidad de rotación V_a en la salida respecto de la velocidad absoluta de salida C_a . Pero la primera de las dos hipótesis es sin duda alguna aplicable á todas las turbinas; por consiguiente hay que buscar el error en la segunda.

Mis observaciones personales sobre diferentes tipos de turbinas establecidas por mí mismo ó por otros, en circunstancias muy diferentes, me han demostrado, en todos estos casos, una desviación más ó menos marcada de la dirección de C_a de la perpendicular á la velocidad de rotación V_a .

De aquí resulta que rechazando la segunda hipótesis como desprovista de generalidad y transformando la ecuación (3), obtendremos ecuaciones exactas aplicables á todos los tipos y formas de turbinas hidráulicas.

NUEVAS FÓRMULAS PARA LAS VELOCIDADES DE ENTRADA EN LAS TURBINAS DE PRESIÓN VARIABLE, COMPLETAMENTE LLENAS POR LA VENA LÍQUIDA EN MOVIMIENTO.

VII. Reemplacemos, apoyándonos en la condición de la entrada sin choque, la expresión:

$$C_e^2 + V_e^2 - W_e^2$$

en la ecuación (3) por $2 V_e C_e \cos. \alpha$

Las velocidades de salida que figuran en el segundo paréntesis de la misma ecuación serán reemplazadas por las velocidades de entrada basándose sobre lo que sigue: sean r_e y r_a las distancias de la línea central del canal motor al eje de la turbina, la velocidad V_a sería dada en función de V_e por la relación:

$$V_a = \frac{r_a}{r_e} V_e \quad (g)$$

La velocidad C_a , con la cual el agua abandona la rueda motriz, siendo perdida casi enteramente sin utilidad alguna para la turbina,

és racional fijar para esta velocidad un valor tal que la pérdida sea pequeña é igual á un tanto por ciento determinado de la altura dada H; este valor vendrá dado por la relación:

$$\frac{C_a^2}{2g} = \frac{p}{100} \times H \quad (h)$$

expresando p el tanto por ciento.

Para eliminar W_a , nos serviremos de la condición impuesta más arriba; es decir, que el agua en movimiento llena completamente el canal; la permanencia del régimen produce la igualdad de gasto en todas las secciones del canal motor. Designemos por ω_e y ω_a las áreas de las secciones del canal motor obtenidas por planos que pasen por el primero y último puntos de la línea central de este canal y tangentes á las superficies de entrada y de salida; sean al mismo tiempo β y γ los ángulos que forman el primero y el último elemento de la línea central del canal motor con las velocidades de rotación V_e y V_a . En estas condiciones la igualdad del gasto para los orificios de entrada y de salida vendrá expresada por:

$$\omega_e W_e \text{ sen } \beta = \omega_a W_a \text{ sen. } \gamma \quad (i)$$

de donde

$$W_a = \frac{\omega_e}{\omega_a} \times \frac{\text{sen. } \beta}{\text{sen. } \gamma} \times W_e$$

y reemplazando W_e por su valor sacado de

$$\frac{W_e}{C_e} = \frac{\text{sen } \alpha}{\text{sen } \beta},$$

obtendremos:

$$W_a = \frac{\omega_e}{\omega_a} \times \frac{\text{sen. } \alpha}{\text{sen } \gamma} \times C_e. \quad (k)$$

Reemplazando en la ecuación (3) W_a , V_a y C_a por sus valores, sacados de las ecuaciones (g), (h) y (k), obtendremos la siguiente *ecuación general* del agua en las turbinas desde el nivel superior de la cámara de agua hasta la salida del tubo de aspiración:

$$2g E H = 2 V_e C_e \cos. \alpha + \left(\frac{\omega_e}{\omega_a} \times \frac{\text{sen } \alpha}{\text{sen. } \beta} \right)^2 C_e^2 - \left(\frac{r_a}{r_e} \right)^2 V_e^2 - \frac{2 g p}{100} H. \quad (7)$$

Teniendo en cuenta la condición de la entrada sin choque expresada por:

$$\frac{V_e}{C_e} = \frac{\text{sen. } (\beta - \alpha)}{\text{sen } \beta},$$

obtendremos las nuevas fórmulas siguientes para la determinación de las velocidades de entrada, aplicables á todas las turbinas, cuyo canal motor es llenado completamente por la vena líquida

$$\begin{aligned} &= \sqrt{\frac{2gH(E + 0,01p)}{2 \cos \alpha \frac{\text{sen } (\beta - \alpha)}{\text{sen. } \alpha} + \left(\frac{\omega_e}{\omega_a} \times \frac{\text{sen. } \alpha}{\text{sen } \gamma} \right)^2 - \left(\frac{r_a}{r_e} \times \frac{\text{sen. } (\beta - \alpha)}{\text{sen. } \beta} \right)^2}} \\ &= \sqrt{\frac{2gH(E + 0,01p)}{2 \cos \alpha \frac{\text{sen } \beta}{\text{sen. } (\beta - \alpha)} + \left(\frac{\omega_e}{\omega_a} \times \frac{\text{sen. } \alpha}{\text{sen. } \gamma} \times \frac{\text{sen. } \beta}{\text{sen. } (\beta - \alpha)} \right)^2 - \left(\frac{r_a}{r_e} \right)^2}} \\ &= C_e \frac{\text{sen. } \alpha}{\text{sen. } \beta} = \sqrt{\frac{2gH(E + 0,01p)}{2 \cotg. \alpha \times \frac{\text{sen } (\beta - \alpha)}{\text{sen. } \alpha} \text{sen. } \beta + \left(\frac{\omega_e}{\omega_a} \times \frac{\text{sen. } \beta}{\text{sen. } \gamma} \right)^2 - \left(\frac{r_a \text{sen. } (\beta - \alpha)}{r_e \text{sen } \alpha} \right)^2}} \end{aligned} \quad (8)$$

CARACTER DE GENERALIDAD DE MIS NUEVAS FÓRMULAS; SU APLICABILIDAD Á LAS TURBINAS LÍMITES

VIII. Las fórmulas (8) que anteceden son realmente aplicables á todos los tipos de turbinas, excepto á las Girard, y en todos los casos posibles.

En primer lugar estas ecuaciones no dan jamás velocidades infinitas, imaginarias ó en general prácticamente imposibles, cualesquiera que sean los valores de los ángulos α , β y γ y de las otras variables que figuran en las ecuaciones; por lo tanto se pueden dar á estos ángulos todos los valores posibles al revés de lo que sucedía con las fórmulas antiguas; en segundo lugar, como las fórmulas contienen la relación $\frac{\omega_e}{\omega_a}$ de las áreas de los orificios de entrada y de salida, dan por consiguiente, velocidades de valores diferentes con las diferentes divergencias de la corona de la rueda motriz.

Finalmente como contienen también la relación $\frac{r_a}{r_e}$ de las distan-

cias de los puntos inicial y final de la línea central al eje de la turbina, mis fórmulas darán velocidades diferentes según que se tenga una turbina axial, cónica, radial, centripeta ó centrífuga. En pocas palabras, en mis nuevas fórmulas figuran todos los factores que influyen sobre el valor de las velocidades; por consiguiente, deben dar la solución más general de los problemas que conciernen á la construcción de las turbinas hidráulicas.

Es evidente que estas soluciones no pueden ser obtenidas más que con la condición de dar á todas las variables valores apropiados; por cuya razón analizaremos más adelante estas fórmulas en detalle, á fin de determinar la influencia de cada una de estas variables sobre las velocidades de entrada, é indicaremos los límites racionales que deben asignárseles.

Las turbinas límites (de sección constante) están entre aquellas cuyo canal motor es llenado completamente por el agua en movimiento; por lo tanto las ecuaciones (8) le son aplicables. Pero en este caso las fórmulas se simplifican por el hecho de que las velocidades relativas del agua en la entrada y la salida del canal motor son iguales. Introduciendo esta condición en la igualdad (i), obtendremos la ecuación:

$$\omega_e \text{ sen. } \beta = \omega_a \text{ sen. } \gamma, \quad (9)$$

que es verdadera sólo para las turbinas límites.

Tal es la igualdad característica de estas turbinas y por ella deben sustituirse las igualdades: $\beta = \alpha$ y $\text{tg } \beta = 2 \text{ tg } \alpha$; consideradas erróneamente como características de las turbinas Girard y de las turbinas límites.

Como era de esperar la nueva igualdad característica de las turbinas límites da una relación entre las magnitudes que son funciones de la forma de la rueda motriz y no una relación entre los ángulos α y β que son independientes uno de otro.

Teniendo en cuenta la ecuación (9), las ecuaciones (8) se transforman en las siguientes, aplicables á las turbinas límites:

$$C_e = \sqrt{\frac{2gH(E + 0,01p)}{2 \cos. \alpha \frac{\text{sen. } (\beta - \alpha)}{\text{sen. } \beta} + \left(\frac{\text{sen. } \alpha}{\text{sen. } \beta}\right)^2 - \left(\frac{r_a}{r_e} \times \frac{(\text{sen. } \beta - \alpha)}{\text{sen. } \beta}\right)^2}}$$

10

$$V_e = \sqrt{\frac{2gH(E + 0,01p)}{2 \cos. \alpha \frac{\text{sen. } \beta}{\text{sen. } (\beta - \alpha)} + \left(\frac{\text{sen. } \alpha}{\text{sen. } (\beta - \alpha)}\right)^2 - \left(\frac{r_a}{r_e}\right)^2}}$$

$$W_e = C_e \frac{\text{sen. } \alpha}{\text{sen. } \beta} = \sqrt{\frac{2gH(E + 0,01p)}{2 \cotg. \alpha \text{ sen. } \beta \times \frac{\text{sen. } (\beta - \alpha)}{\text{sen. } \alpha} + 1 - \left(\frac{r_a}{r_e} \times \frac{\text{sen. } (\beta - \alpha)}{\text{sen. } \alpha}\right)^2}}$$

La generalidad de mis nuevas fórmulas está demostrada asimismo por el hecho de que las fórmulas generales de Bach pueden ser obtenidas como casos particulares de aquellas. En efecto; multipliquemos por $\text{sen. } \beta$ el numerador y el denominador de la fracción subradical de la fórmula que da C_e ; multipliquemos por otra parte por $\text{sen. } (\beta - \alpha)$ los dos términos de la fracción subradical de la fórmula que da V_e y supongamos $p = 0$; las fórmulas (8) se convierten en:

$$\begin{aligned} C_e &= \sqrt{\frac{2gEH \times \text{sen. } \beta}{2 \cos. \alpha \text{ sen. } (\beta - \alpha) + \left(\frac{\omega_e}{\omega_a} \times \frac{\text{sen. } \alpha}{\text{sen. } \gamma} \times \text{sen. } \beta\right)^2 - \left(\frac{r_a}{r_e} \times \text{sen. } (\beta - \alpha)\right)^2}} \\ V_e &= \sqrt{\frac{2gEH \text{ sen. } (\beta - \alpha)}{2 \cos. \alpha \times \text{sen. } \beta + \left(\frac{\omega_e}{\omega_a} \times \frac{\text{sen. } \alpha}{\text{sen. } \gamma} \times \text{sen. } \beta\right)^2 - \left(\frac{r_a}{r_e} \times \text{sen. } (\beta - \alpha)\right)^2}} \end{aligned} \quad (I)$$

y las fórmulas (10) se convierten en:

$$\begin{aligned} C_e &= \sqrt{\frac{2gEH \times \text{sen. } \beta}{2 \cos. \alpha \times \text{sen. } (\beta - \alpha) + (\text{sen. } \alpha)^2 - \left(\frac{r_a}{r_e} \times \text{sen. } (\beta - \alpha)\right)^2}} \\ V_e &= \sqrt{\frac{2gEH \times \text{sen. } (\beta - \alpha)}{2 \cos. \alpha \times \text{sen. } \beta + (\text{sen. } \alpha)^2 - \left(\frac{r_a}{r_e} \text{ sen. } (\beta - \alpha)\right)^2}} \end{aligned} \quad (m)$$

Haciendo en la ecuación (I)

$$\left(\frac{\omega_e}{\omega_a} \times \frac{\text{sen. } \alpha}{\text{sen } \gamma} \times \text{sen. } \beta \right)^2 - \left(\frac{r_a}{r_e} \times \text{sen. } (\beta - \alpha) \right)^2 = \quad (n)$$

y en las ecuaciones (m):

$$\text{sen.}^2 \alpha - \left(\frac{r_a}{r_e} \text{sen. } \beta - \alpha \right)^2 = 0 \quad (o)$$

encontramos que nuestras nuevas fórmulas se identifican con las de Bach.

Es evidente que las ecuaciones (n) y (o) son la expresión analítica de la condición

$$C_a \perp V_a$$

Escribiendo los miembros de la izquierda bajo la forma de productos de suma y diferencia y notando que las sumas no pueden ser malas, encontramos la condición $C_a \perp V_a$ bajo la forma definitiva siguiente:

$$\frac{\omega_e}{\omega_a} \times \frac{\text{sen. } \alpha}{\text{sen } \gamma} - \frac{\text{sen. } \beta - \alpha}{\text{sen. } \beta} \times \frac{r_a}{r_e} = 0 \text{ para las tur-}$$

(11) binas de presión variable;

$$\frac{\text{sen. } \alpha}{\text{sen. } (\beta - \alpha)} - \frac{r_a}{r_e} = 0 \text{ para las turbinas límites.}$$

Sólo en este caso son aplicables las fórmulas de Bach.

De la segunda de las ecuaciones (11) se deduce que para poder aplicar las fórmulas (5) á las turbinas axiales simétricas, es necesario satisfacer á la condición:

$$\beta = 2 \alpha$$

Por lo tanto esta condición, considerada por la antigua teoría como característica de las turbinas límites, no es cierta más que cuando estas turbinas límites son axiales y simétricas.

Para las turbinas centrífugas en las cuales: $V_a > V_e$, las igualdades (5) no son aplicables más que con la condición de que:

$$\text{sen. } \alpha > \text{sen. } (\beta - \alpha) \quad (p)$$

ó sea: $\beta < 2\alpha$

En las turbinas centripetas para las cuales $r_a < r_e$ para poder aplicar las fórmulas (5) es necesario que:

$$\text{sen. } \alpha < \text{sen. } (\beta - \alpha) \quad (q)$$

ó sea: $\beta > 2\alpha$

Esto demuestra una vez más el hecho de que las igualdades:

$$\beta = 2\alpha$$

y $\text{tg. } \beta = 2 \text{ tg. } \alpha$

consideradas antiguamente como característica general de las turbinas límites no lo son realmente más que en el caso de que se trata de turbinas axiales y simétricas.

En resumen: *la igualdad característica general de las turbinas límites es la que ya he establecido más arriba:*

$$\omega_e \times \text{sen. } \beta = \omega_a \times \text{sen. } \gamma$$

ESTUDIO DE LA INFLUENCIA DE LAS DIVERSAS MAGNITUDES VARIABLES QUE ENTRAN EN LAS NUEVAS FORMULAS SOBRE LAS VELOCIDADES DE ENTRADA

a) Caso general de las turbinas de presión variable.

IX. Según mis nuevas fórmulas establecidas más arriba, las velocidades de entrada del agua en el canal motor dependen:

1.º De la relación $\frac{\omega_e}{\omega_a}$;

2.º De la relación $\frac{r_a}{r_e}$;

3.º De los ángulos α y β y γ ;

4.º De E y p.

Estudiemos la influencia de estas magnitudes sobre las velocidades

des, para llegar á determinar los límites prácticamente admisibles y más ventajosos que se pueden dar á dichas magnitudes. Consideremos primeramente las turbinas de presión variable; luego veremos las turbinas límites.

INFLUENCIA DE LA RELACIÓN $\frac{\omega_e}{\omega_a}$ SOBRE LAS VELOCIDADES DE ENTRADA;
LÍMITES MÁS VENTAJOSOS PARA ESTA RELACIÓN

X. Hasta ahora nadie, según mis noticias, ni hidráulicos científicos ni constructores, habían suscitado la cuestión de saber si la vena líquida llena completamente los canales de la turbina cualquiera que sea la ley de variación de las secciones de dichos canales.

Generalmente se admite que, si estas secciones varían de un modo continuo y en el mismo sentido, siempre creciendo ó siempre decreciendo, y si no existe acceso alguno de aire, la vena líquida llenará completamente los conductos.

Basándose sobre estas hipótesis se construyen todavía hoy turbinas en que la sección del canal al principio es de cinco á seis veces mayor que la salida, mientras que la longitud del canal es muy pequeña. Observando y midiendo el trabajo de semejantes turbinas (ordinariamente del tipo Jonval), he obtenido coeficientes de rendimiento muy pequeños. Me he preguntado entonces cual podía ser la causa de un rendimiento tan pequeño y no he encontrado más que la siguiente explicación que me parece la más probable. En tales turbinas la vena líquida no llena totalmente el canal motor, de manera que la cantidad de agua que lo atraviesa no corresponde á la admitida por el cálculo.

Me ha ocurrido instalar más de doce turbinas americanas procedentes de diferentes fábricas y funcionando en condiciones muy diversas. Observando y comparando los coeficientes de rendimiento de estas turbinas, he encontrado los coeficientes mayores en aquellas cuyo canal motor tenía la variación mínima de sección. Comparando los resultados dados por las turbinas Jonval de gran variación de sección con los de las turbinas americanas, he deducido que la hipótesis que supone que la vena líquida llena completamente el canal mo-

or, para una variación de sección cualquiera, es absolutamente falsa. Este punto de vista es sobre todo lo que lleva á los constructores á cometer errores groseros.

Yo creo que para que haya concordancia entre nuestras concepciones sobre el movimiento del agua en los canales y nuestros cálculos con la realidad práctica, *es preciso que las secciones transversales de los canales en las turbinas varíen tan poco como sea posible y que esta variación esté relacionada, de una parte con la carga y de otra con la longitud de los canales.* Como consecuencia inmediata es preciso reconocer como mejores las turbinas límites en las cuales la sección permanece constante en toda la longitud de los canales.

Ninguna experiencia directa nos permite aún formular una ley que relacione la variación de sección del canal con la carga y su longitud; esperemos que se establecerá más adelante. Pero desde ahora podemos indicar algunos datos de esta ley, basándonos en experiencias hechas sobre la salida del agua por orificios provistos de enchufes exteriores cilindros ó cónicos.

Se sabe que si la longitud de un enchufe exterior cilíndrico de sección circular es á lo menos de 2 á 3 veces su diámetro, el agua corre llenando totalmente el enchufe, en atención á que en este género de salida, la vena líquida, en la entrada del enchufe, se contrae al principio en una longitud igual por ejemplo á la mitad del diámetro y se ensancha después hasta llenar completamente el canal. Es evidente que para la dilatación total de la vena, es necesaria una longitud de 1'5 á 2'5 veces el diámetro del enchufe, según la carga.

Esta experiencia permite calcular el ensanchamiento de la vena y en qué relación se encuentra esta dilatación con la carga y la longitud del camino. Admitiendo como coeficiente de contracción de la vena 0'64, es necesario para que tome el diámetro del enchufe un recorrido de 1'5 á 2'5 veces el diámetro de este, según la carga. Se ve que la dilatación de la vena se verifica en general muy lentamente.

Las observaciones sobre la salida del agua por un enchufe exterior continuo que se va ensanchando, confirman las consideraciones anteriores y llevan á la conclusión de que el aumento de sección de la vena que sale por un enchufe de esta forma, adquiere pronto su límite; en cuanto la sección del enchufe pasa de este límite, la vena

cesa de llenarlo, y por decirlo así, no se ensancha más.

Las experiencias sobre la salida del agua en el caso de enchufes cilíndricos ó cónicos, han llevado á la conclusión de que el ensanchamiento de la vena, depende principalmente de la carga bajo la cual se produce. *Cuanto mayor es esta carga, menos apta es la vena para ensancharse, y viceversa.*

En hidráulica se demuestra que se tiene la relación :

$$\frac{\Omega}{\omega} < \sqrt{\frac{h + \frac{P}{\delta}}{h}} \quad (12)$$

en la cual :

Ω es la sección máxima de la vena al fin del enchufe ;

ω la sección contraída de la vena ;

h la distancia del centro de gravedad del orificio inicial del enchufe á la superficie libre ;

P la presión sobre la superficie libre ;

δ el peso específico del líquido.

De esta desigualdad deducimos las fórmulas siguientes :

$$\begin{aligned} \text{Para } h = 1 \text{ metro, } \frac{\Omega}{\omega} &< \sqrt{\frac{1 + 10^{\cdot 33}}{1}} < 3^{\cdot 87} \\ h = 2 \quad - \quad \frac{\Omega}{\omega} &< \sqrt{\frac{2 + 10^{\cdot 33}}{2}} < 2^{\cdot 48} \\ h = 3 \quad - \quad \frac{\Omega}{\omega} &< \sqrt{\frac{3 + 10^{\cdot 33}}{3}} < 2^{\cdot 10} \\ h = 4 \quad - \quad \frac{\Omega}{\omega} &< \sqrt{\frac{4 + 10^{\cdot 33}}{4}} < 1^{\cdot 89} \\ h = 5 \quad - \quad \frac{\Omega}{\omega} &< \sqrt{\frac{5 + 10^{\cdot 33}}{5}} < 1^{\cdot 75} \\ h = 10 \quad - \quad \frac{\Omega}{\omega} &< \sqrt{\frac{10 + 10^{\cdot 33}}{10}} < 1^{\cdot 42} \\ h = 1.000 \quad - \quad \frac{\Omega}{\omega} &< \sqrt{\frac{1.000 + 10^{\cdot 33}}{1.000}} < 1^{\cdot 005} \end{aligned} \quad (13)$$

Los cálculos efectuados por medio de la desigualdad (12), muestran claramente la influencia de la carga sobre la dilatación de la vena, al mismo tiempo que fijan los límites de esta dilatación.

Ninguna experiencia permite fijar las leyes que presiden á la contracción de la vena á medida que se aproxima al orificio de salida. Pero sin dificultad alguna, tanto por el razonamiento como por la observación de la salida del agua fuera de un recipiente por un orificio cualquiera, puede uno convencerse de que esta contracción de la vena existe y que las leyes de disminución de la sección de esta vena presentan mucha semejanza con las de su dilatación.

Nosotros admitimos como primera aproximación *que las leyes de contracción y de dilatación de la vena en el recipiente son las mismas y que el movimiento del agua en los canales de las turbinas sigue estas mismas leyes*. Se puede comprobar sobre la salida del agua por un orificio cónico que se estrecha en la salida, que la contracción de la vena se hace tan lentamente como tiene lugar su dilatación en el lado ancho del orificio. En efecto, la cantidad de agua que pasa á través de este orificio cónico, casi no aumenta con el aumento del ángulo de conicidad. El fenómeno inverso se produce hasta para un ángulo muy fuerte.

Apoyándonos sobre lo que acabamos de admitir y valiéndonos del cuadro (13), se puede en cada caso particular de una carga dada, encontrar los límites de la relación $\frac{\omega_e}{\omega_a}$ que entran en mis nuevas fórmulas (8).

Como se verá más adelante (XIV), el valor del ángulo $\beta = 90^\circ$, es el que debe aceptarse como más ventajoso y el valor de 30° debe ser considerado como valor medio de γ (XII). El orificio de entrada ω_e y la sección transversal de entrada del canal motor son iguales; el orificio de salida ω_e y la sección transversal de salida pueden ser consideradas como una superficie proyectada y su proyección sobre un plano bajo un ángulo igual á $90^\circ = \gamma$. Admitido esto y haciendo $\gamma = 30^\circ$, la sección ω_a sería doble de la sección transversal de salida del canal motor y entonces, para las turbinas límites que tienen sus secciones transversales iguales en la entrada y en la salida, tendremos:

$$\frac{\omega_e}{\omega_a} = \frac{1}{2} \quad (14)$$

Es evidente que la relación (14) tendrá valores diferentes para turbinas límites que tengan ángulos β y γ diferentes de los precedentes.

En las turbinas de presión variable, en las cuales las secciones transversales del canal motor disminuyen hacia la salida, la relación (14) se transforma en :

$$\frac{\omega_e}{\omega_a} > \frac{1}{2}$$

Para estas turbinas esta relación debe ser tanto mayor que $\frac{1}{2}$ en cuanto la sección transversal de la entrada es mayor que la de salida.

Valiéndonos de las desigualdades (13), obtendremos para la relación $\frac{\omega_e}{\omega_a}$ en las turbinas de presión variable el cuadro de los valores límites siguientes:

Para $h =$	1 metro,	$\frac{\omega_e}{\omega_a} =$	$\frac{1}{2} \times 3.37$	$= 1.69$	
	$h = 2$ “	“	$= “ \times 2.48$	$= 1.24$	
	$h = 3$ “	“	$= “ \times 2.10$	$= 1.05$	
	$h = 4$ “	“	$= “ \times 1.89$	$= 0.94$	(14')
	$h = 5$ “	“	$= “ \times 1.75$	$= 0.87$	
	$h = 10$ “	“	$= “ \times 1.42$	$= 0.71$	
	$h = 1,000$ “	“	$= “ \times 1.005$	$= 0.50$	

Teniendo en cuenta que la forma de los canales de las turbinas es menos favorable al movimiento del agua que la de los enchufes cilíndricos ó cónicos, sería más racional, el hacer un proyecto de turbina, dar á la relación $\frac{\omega_e}{\omega_a}$ valores menores que los indicados en el cuadro (14), disminuyéndolos en un 10 á 20 p. %.

La relación $\frac{\omega_e}{\omega_a}$ estaría comprendida entonces entre 0.5 y 1.4, es decir, que se determinaría según la igualdad siguiente:

$$\frac{\omega_e}{\omega_a} = 0.5 \text{ á } 1.35 \quad (15)$$

En cuanto á la relación que liga el cociente $\frac{\omega_e}{\omega_a}$ á la longitud del canal, puede ser expresada de la manera siguiente: *Cuanto más se*

acercan las secciones de los canales motores á un valor constante y por consiguiente las turbinas se aproximan á un tipo límite, más cortos pueden ser los canales y menos pesadas serán las coronas en las turbinas.

INFLUENCIA SOBRE LAS VELOCIDADES DE ENTRADA DE LA RELACIÓN $\frac{r_a}{r_e}$
Y LÍMITES DE ESTA RELACIÓN.

XI. La magnitud de esta relación determina el género de la turbina considerada, axial, radial, centrífuga-centrípeta, cónica centrífuga-centrípeta.

Para las turbinas axiales simétricas se tiene: $\frac{r_a}{r_e} = 1$,

y para las turbinas axiales no simétricas: $\frac{r_a}{r_e} \leq 1$.

Para las turbinas centrípetas radiales ó cónicas, se tiene siempre:

$$\frac{r_a}{r_e} < 1,$$

y en fin, para las turbinas centrífugas radiales ó cónicas, se tiene siempre:

$$\frac{r_a}{r_e} > 1.$$

En cuanto á los límites dentro de los cuales debe encerrarse esta relación se pueden establecer teniendo en cuenta estas desigualdades, basándose en las siguientes consideraciones.

En las turbinas axiales que se encuentran en la práctica, no se ven ordinariamente más que coronas de ensanchamiento hacia el exterior; es decir con la relación $\frac{r_a}{r_e} > 1$ y que generalmente no pasan del valor 1'1.

En mi opinión el ensanchamiento de la corona hacia el exterior es desventajosa del todo. Debe ser reemplazada por un ensanchamiento hacia el eje de la turbina. En efecto, con el ensanchamiento de la corona hacia el exterior, la velocidad de rotación V_a en el orificio de salida aumenta y con ella aumenta también la velocidad de salida C_a que es precisamente una de las mayores pérdidas de trabajo de la turbina. En las turbinas axiales la vena líquida que sale del

canal motor continúa su movimiento en el tubo aspirador, movimiento de forma anular. Allí se encuentra en contacto con una masa de agua muerta que no participa de este movimiento. En el caso de una corona disimétrica que se ensancha hacia el exterior, el volumen de esta agua muerta aumenta con este ensanchamiento. Ahora bien, las masas muertas en contacto con una vena animada de un movimiento rápido tienen siempre una influencia perjudicial sobre el movimiento. En fin, el ensanchamiento de la corona hacia el exterior exige un tubo de aspiración del mayor diámetro y por consecuencia más pesado y también platinas más fuertes para fijar la directriz al tubo de aspiración. Con las coronas que se ensanchan hacia el eje, todos estos defectos pueden ser considerablemente atenuados.

En cuanto á los límites que se deben fijar á la relación $\frac{r_a}{r_e}$ en las turbinas axiales, los valores de 1 á 0·8 son en mi opinión, los que es preferible admitir; es lo que viene expresado por la relación siguiente:

$$\frac{r_a}{r_e} = 0·8 \text{ á } 1. \quad (16)$$

Para las turbinas radiales centripetas y las turbinas americanas, es preciso admitir como límites más ventajosos y correspondientes á los límites de la relación $\frac{\omega_e}{\omega_a}$ los valores siguientes:

$$\frac{r_a}{r_e} = 0·7 \text{ á } 0·8 \text{ para las turbinas radiales centripetas} \quad (17)$$

$$\frac{r_a}{r_e} = 0·65 \text{ á } 0·75 \text{ para las turbinas americanas.}$$

En las turbinas radiales es necesario dar valores mayores á la relación $\frac{r_a}{r_e}$, cuando se trata de turbinas del tipo límite ó que se aproximan á él y valores menores en el caso de turbinas que tengan una variación muy grande de sección transversal en el canal motor. En las turbinas americanas, se deben escoger los valores mínimos de $\frac{r_a}{r_e}$ cuando se tiene la intención de no ensanchar la corona motriz hacia abajo más allá de la superficie cilíndrica de entrada; los valores

mayores se han de adoptar cuando se quiere dar á la corona un gran ensanchamiento hacia abajo.

En fin, para las turbinas centrífugas, los límites de la relación $\frac{r_a}{r_e}$ están expresados por la fórmula :

$$\frac{r_a}{r_e} = 1.2 \text{ á } 1.4 \quad (18)$$

cuyo límite inferior es aplicable á las turbinas límites y á las que se aproximan á este tipo y los límites superiores á las turbinas de gran variación de presión en el canal motor.

Es interesante observar que todos los límites indicados en las igualdades (16) (17) y (18) lo mismo que en general, todos los límites empíricos deben ser mirados como magnitudes provisionales por medio de los cuales se podrá empezar el cálculo de la turbina; es evidente que los valores definitivos de la relación $\frac{r_a}{r_e}$ pueden separarse en los dos sentidos de los límites arriba indicados. Sobre los valores definitivos de la relación $\frac{r_a}{r_e}$ pueden tener una influencia esencial:

- 1.º La analogía mayor ó menor de la turbina con el tipo límite.
- 2.º El número mayor ó menor de los canales.

Cuanto más se aproxima la turbina que se construye al tipo límite, más cortos pueden ser los canales y, reciprocamente, cuanto mayor es el número de canales, más pequeña puede ser su longitud.

En principio en las turbinas radiales y cónicas, la relación $\frac{r_a}{r_e}$ está influida todavía en gran manera por el tanto por ciento p de pérdida de carga debido á la velocidad C_a . Cuanto mayor se hace este número mayor será la velocidad con que el agua se aproximará á la rueda directriz y saldrá de la rueda motriz. Pero el aumento de estas velocidades lleva consigo como consecuencia la disminución del diámetro de las superficies anulares, la que lleva el agua á la rueda motriz y la que la aleja y por lo tanto, obrará del mismo modo sobre la magnitud de la relación $\frac{r_a}{r_e}$.

(Continuará)

NOTICIAS

COCHES DE FERROCARRIL DE ACERO.—Entre los accidentes ocurridos en los ferrocarriles figuran en primer lugar bajo el punto de vista de las desgracias personales los debidos á incendios de carruajes, los cuales, especialmente en América han causado sin duda alguna más víctimas que los choques y descarrilamientos y en Europa mismo, todavía es reciente la catástrofe del Metropolitano de París ocurrida en Agosto de 1902.

Uno de los mejores remedios para prevenir esta clase de accidentes consiote en el empleo de coches enteramente metálicos y bajo este criterio la G. N. & City Railway Company de Londres ha encargado ocho carruajes á la Brush Electrical Eng. Co. Ltd. de Longborough, de los cuales el Engineering da una somera descripción.

En estos coches tanto el bastidor como el armazón de la caja y los plafones exteriores son completamente de acero así como el piso que es de plancha está recubierto con una capa de una pulgada de lito-silo, una composición no inflamable que tiene la apariencia del linoleum y un gran coeficiente de adherencia. Los plafones interiores son de plancha de aluminio de un milímetro y medio de espesor y los soportes de los asientos son de hierro maleable, habiendo únicamente una pequeña cantidad de madera para ornamentación.

Los coches tienen 12^m,500 de longitud de caja y 15 metros de plataforma con una anchura total de 2^m,850. La altura desde el piso al techo es de 2^m,560 y la total desde el nivel de carriles de 3^m,710. El peso de la caja es de 10800 kgs. y el total completo con los trucks pero sin el equipo eléctrico es de 17900 kgs. La capacidad del coche es para 64 pasajeros sentados y aparentemente tiene el mismo aspecto de los coches ordinarios excepto una mayor anchura interior debida al poco espesor de las paredes, lo cual todavía favorece la cabida.

DESGASTE DE LOS ÓRGANOS DE LAS TURBINAS DE VAPOR.—Los constructores de máquinas de vapor de movimiento alternativo acusan á las turbinas de vapor como uno de los más serios inconvenientes su rotación excesivamente rápida, que debe producir un desgaste prematuro de sus órganos.

Este inconveniente no parece fundado: una turbina de vapor Westinghouse expuesta en San Luis, después de haber funcionado 3962 horas no ha dado señales de desgaste. Se cita otro caso más concluyente aún; en una mina de Silesia una turbina de vapor del sistema Brown-Boveri desmontada después de haber funcionado 17200 horas, casi dos años, y después de haber hecho más de tres mil millones de vueltas, no ha presentado trazas de desgaste ni en los coginetes, ni en los álaves.

BIBLIOGRAFÍA

LA CÉRAMIQUE INDUSTRIELLE, CHIMIE-TECHNOLOGIE, par *Albert Granger*, Professeur de Chimie et de Technologie céramique à l'Ecole d'application de la Manufacture Nationale de Sèvres.— Paris, Librairie Gauthier-Villars, Quai des Grands-Augustins, 55.— Un vol. in-8 de 644 pages, avec 179 figures. Prix cartonné: 17 fr.

El autor se ha propuesto reunir en un volumen de una mediana extensión, los datos necesarios que permitan hacerse una idea de lo que es actualmente la industria de la Cerámica. En todas las operaciones efectuadas en las diversas fabricaciones hay maniobras comunes, por lo cual, en el principio del libro se encontrará un estudio detallado de las primeras materias y de las generalidades. En la segunda mitad del libro, el autor, después de haber descrito las substancias empleadas en las pastas, vidriados y colorantes, los métodos á seguir para constituir una pasta, los aparatos para darle forma y los hornos para cocerla, entra en el estudio detallado de la fabricación de las tierras cocidas, productos refractarios, *faïences* diversas, gré y porcelanas. Ha procurado ser muy conciso, limitándose á hacer conocer los procedimientos generalmente seguidos.

Este libro puede ser leído no sólo por los alumnos de las escuelas industriales, sino que también por los ingenieros é industriales, pues las consideraciones científicas modernas, teniendo una relación con la Cerámica, no han sido dejados de lado. Los trabajos efectuados recientemente sobre la composición de las arcillas, la dilatación de las pastas, los métodos de ensayo de los materiales, etc., están citados y analizados de suerte que el lector encontrará al mismo tiempo que los detalles de la práctica industrial, el resumen de las tentativas hechas por los hombres de ciencia para mejorar las fabricaciones cerámicas. La parte bibliográfica se ha tratado muy especialmente y para facilitar la lectura de los periódicos extranjeros, la obra ha sido completada por un vocabulario en inglés, alemán y francés, dando la concordancia de algunos términos técnicos cuya explicación difícilmente se encuentra en los diccionarios.

Está dividido en dieciseis capítulos, ocupándose respectivamente de las materias siguientes: Materias plásticas y no plásticas; ensayo de las primeras materias y de las pastas; fabricación, secado y cocción de los objetos; esmaltes, cubiertas y vidriados; tierras cocidas, productos refractarios, *faïences*, gré y porcelanas; decoración de los productos fabricados.

Las numerosas figuras intercaladas en el texto complementan el valor de este interesante libro, que se recomienda además para todos aquellos que se ocupan de la cerámica.

THÉORIE ET PRATIQUE DE L'HORLOGERIE à l'usage des horlogers et des élèves des Ecoles d'Horlogerie, par E. James. Paris, Librairie Gauthier-Villars, Quai des Grands Augustins, 55. — 1 vol in-16 de 228 pages, avec figures. — Prix: 5 fr.

El autor, al publicar este libro, ha querido proporcionar un valioso medio á todos los que quieren estudiar á fondo la relojería, que es una de las más hermosas profesiones, pues en ella todas las ciencias matemáticas encuentran aplicación y son necesarias al relojero, como también el dibujo, para que pueda calcular los números de dientes de los rodajes, las dimensiones de los engranajes, las de los escapes, etc. Nada debe hacerse, por tanteo, sino que todo debe ser calculado y dibujado previamente, lo cual permite que la ejecución práctica se haga sin pena y que todas las piezas vengan en su sitio y funcionen debidamente:

Conociendo el autor como conoce por su calidad de profesor de la escuela de relojería de Ginebra lo que ha de constituir la enseñanza teórica de la relojería, su libro ha sido adaptado á ella, explicando la manera de aplicar las ciencias puras en lo que á la relojería concierne, tomando luego ejemplos en la práctica para facilitar el modo de aplicación de aquellos.

El libro está dividido en ocho capítulos. En el primero expone algunos elementos de mecánica aplicados á la relojería; en los capítulos II y III, estudia la teoría de los engranajes y de los escapes con descripción de los diferentes sistemas de estos: el estudio del péndulo y del regulador es el objeto de otros dos capítulos: en el capítulo VI se ocupa del calibre de relojes estudiando su composición y cálculo de sus elementos; en el capítulo VII trata de las propiedades de los diferentes metales empleados en la relojería y finalmente en el último expone algunas nociones de Cosmografía relacionadas con el tiempo y su medición.

Este interesante libro se recomienda lo mismo á los relojeros teóricos, que á los prácticos y también á todos aquellos que en sus estudios ó aplicaciones tengan que medir el tiempo, pues á todos su lectura ha de ser provechosa.

LES TROCÉDÉS DE COMMANDE A DISTANCE au moyen de l'Electricité, por FRILLEY. — Paris, Librairie Gauthier-Villars, Quai des Grands-Augustins, 55. — Un vol in 16 de 190 pages avec figures. — Prix 3 fr. 50

Los aparatos de maniobra á distancia desde hace algunos años han tomando una gran extensión por la gran ventaja que poseen, que depende de la facilidad de instalación y protección de las canalizaciones eléctricas, cuyas dimensiones y espacio ocupado son siempre menores que las canalizaciones de agua, de vapor y de aire comprimido. El empleo de estos aparatos empieza á generalizarse para la maniobra de las señales de ferrocarril, para la maniobra de los principales elementos de combate de la marina de guerra.

En el presente libro el autor limita su estudio al de los procedimientos puestos en práctica sin entrar en los detalles de todas las aplicaciones y sin ocuparse por lo general de sus aplicaciones directas. En primer lugar se ocupa de los aparatos de maniobra á distancia de los electromotores que comprende todos los controllers; luego describe los distintos y variados aparatos de relevo basados en el empleo de electroimanes, los aparatos de campo rotatorio para señales, los aparatos basados en el empleo del puente de Wheatstone y de las resistencias; los basados en el empleo de la chispa de inducción; los aparatos de escape empleados principalmente en los telégrafos, los aparatos fundados en el empleo de las ondas hertzianas, etc.

En todos los casos presenta un esquema de las conexiones eléctricas relativas al procedimiento estudiado, sin entrar en detalles de construcción, casi siempre fáciles de imaginar, salvo aquellos que por sí solos forman la originalidad del procedimiento, de modo que constituye un libro de suma utilidad y que ha de interesar á todos los que han de emplearlos en sus diferentes y extensas ramas de las aplicaciones.

L' ANNÉE TECHNIQUE (1905).— Construction et Architecture, Technologie générale, Locomotion et Transports des Chemins de fer, par A. Da Cunha, Ingénieur des Arts et Manufactures.—Paris, Librairie Gauthier-Villars, Quai des Grands-Augustins, 55.— Un vol. grand in-8 de VIII-232 pages, avec 106 figures. Prix: 3 fr. 50.

L' Année technique de 1905 continúa la interesante serie de estudios inaugurados hace cuatro años por el autor. El presente volumen ofrece el cuadro de las principales aplicaciones de la ciencia durante este año, viniendo á ser en el dominio de las artes industriales más importantes, una especie de revista de los progresos que hemos visto realizar.

El primero de los cuatro capítulos que comprende está consagrado á las novedades en construcción y arquitectura, conteniendo datos sumamente interesantes sobre el nuevo puente colgante de Williamsbourg, que une Nueva York con Brooklyn al través del East River; informaciones relativas á las grandes presas de Barossa en Australia y de Ithaca en los Estados Unidos; descripciones de perfeccionamientos adoptados recientemente para permitir el trasbordo de viajeros ó el transporte de carga. Contiene también la descripción del utillaje empleado para la construcción del metropolitano de París y los resultados de los concursos realizados recientemente entre los arquitectos para la construcción cada vez más artística de las fachadas. El capítulo segundo está dedicado á la tecnología general, como la utilización de los rayos X para la verificación de los cables submarinos, la fotografía astronómica, el hielo natural comestible, etc. El capítulo tercero se ocupa de la locomoción y del transporte, describiendo aplicaciones como la sirga eléctrica en los canales, las locomotoras industriales, los coches eléctricos para el transporte de telegramas en

París, los automóviles para el riego, etc. El último capítulo está consagrado á los ferrocarriles, ocupándose del ferrocarril eléctrico de Spindlersfeld á Niederschoneweide; de la línea de París á Juvisy; del ferrocarril de la Jungfrau y del Mont-Blanco; del Simplón; de los ferrocarriles transpirenaicos, etc.

En resumen, dada la variedad de asuntos de gran importancia tratados en este libro, no dudamos que será leído con gusto por nuestros lectores y por el público en general.

MÁQUINAS FRIGORÍFICAS por la casa Puig y Negre, calle de Calabria 106, Barcelona. — Un folleto.

Los Sres. Puig y Negre que son los primeros y únicos constructores en España de máquinas para fabricar hielo y producción de frío para cámaras frigoríficas, han publicado un elegante folleto que viene á ser una breve á la par que interesante noticia sobre las Máquinas frigoríficas. En él después de indicar el principio en que se fundan, trata de los diferentes agentes empleados para la producción del frío, haciendo un exámen comparativo de los mismos; indica luego las condiciones que debe reunir una buena máquina y describe las de ácido sulfuroso que son la especialidad de dicha casa. Después hace una breve reseña de las aplicaciones del frío industrial para la fabricación del hielo, de la cerveza, del chocolate, para las cámaras frigoríficas, en la lechería y mantequería y en las industrias químicas, acompañadas de grabados que dan una clara idea de las instalaciones en cada caso.

Este folleto será leído con sumo interés por todos aquellos de nuestros lectores que se interesan por las aplicaciones cada día crecientes del frío artificial.

LIBROS RECIBIDOS

INSTALACIONES SANITARIAS.—Proyecto de Reglamento para la ciudad de la Habana, por Cristino Figuerola Cowan.—Habana 1905.—1 folleto.

INGENIERÍA SANITARIA, por Cristino Figuerola Cowan.—Habana, 1902.—1 folleto.

MEDIDAS PREVENTIVAS CONTRA LA HUMEDAD EN LAS CASAS, por Cristino Figuerola Cowan.—Habana.—1 folleto.

LA MAQUINISTA TERRESTRE Y MARÍTIMA BARCELONA



Talleres de Construcción:
Barceloneta.



Máquinas de vapor fijas, semifijas y portátiles.—Máquinas para extracción y desagüe de minas.—Máquinas para la marina.—Generadores de vapor.—Diques flotantes. Trabajos de calderería.—Hierro forjado de todas dimensiones.—Locomotoras y material fijo para ferrocarriles. Construcciones metálicas.—Puentes y armaduras.—Mercados públicos.—Gruas de mano, de vapor é hidráulicas.—Motores hidráulicos.—Motores de gas de todas potencias.—Transmisiones de movimiento.—Fundición de hierro y bronce.—Proyectos industriales.

Agradeceremos á nuestros lectores que al dirigirse á los anunciantes citen la Revista Tecnológico Industrial.

PLANAS, FLAQUER Y COMP.^A

CONSTRUCTORES DE MAQUINAS

Casa fundada en 1857.—Dirección general: Ronda Universidad, 22.—Barcelona.

CONSTRUCCIONES MECÁNICAS

Especialidad en **Turbinas** y toda clase de **Motores hidráulicos**. (Construidos más de 900, con una fuerza total de 55.000 caballos).

TURBINAS á libre desviación á reacción, para funcionar inmersas y con aspiración.

TURBINAS de eje vertical, de eje horizontal, con cámara abierta y con cámara cerrada.

TURBINAS dobles, de coronas múltiples y de admisión parcial.

TURBINAS especiales para instalaciones eléctricas.

REGULADORES de gran sensibilidad para turbinas.

Transmisiones de movimiento de todas clases.—**Presas hidráulicas** con cilindros de acero fundido.—**Bombas** de todas clases para riegos y grandes elevaciones de agua.

CONSTRUCCIONES ELÉCTRICAS

Máquinas y Motores eléctricos de todas clases (Fuerza total de las construidas, superior á 25.00 caballos).

GRANDES DINAMOS á pequeña velocidad para estaciones centrales.

MAQUINAS de corriente alternativa para utilización de energía eléctrica á gran distancia.—Concesionarios de la casa **GANZ Y COMPANIA**, de Budapest.

ALTERNADORES de corriente polifase

TRANSFORMADORES sistema Zipernowski, Dery y Blathy.

MOTORES de corriente continua, alternativa y trifase, de arranque automático.

Reguladores automáticos y á mano.—**Aparatos de medida**.—**Accesorios**

para estaciones centrales y para toda clase de instalaciones. **Lámparas** de arco, de incandescencia y de material vario.—**Cables**. **Conductores** aéreos y subterráneos, **Aisladores**, etc., etc.

INSTALACIÓN COMPLETA DE ESTACIONES CENTRALES

Alumbrado eléctrico de poblaciones.

Transporte y distribución de energía eléctrica á grandes y pequeñas distancias.—Importantes aplicaciones efectuadas.—*Pídanse proyectos y presupuestos.*

Patentes de Invención

Y

MARCAS DE FABRICA Y DE COMERCIO

OFICINA INTERNACIONAL

BAJO LA DIRECCIÓN DE

D. GERÓNIMO BOLIVAR

INGENIERO INDUSTRIAL

Ronda de la Universidad, 19.—BARCELONA

Redacción de Memorias y solicitudes —Planos. Pago de anualidades. Expedientes de puestas en práctica.—Consultas y dictámenes sobre nulidad de patentes y cuanto se relaciona con la obtención y venta de patentes en España y en el extranjero.

Agradeceremos á nuestros lectores que al dirigirse á los anunciantes citen la *Revista Tecnológico Industrial*.

COMPañÍA DEL FRENO DE VACIO

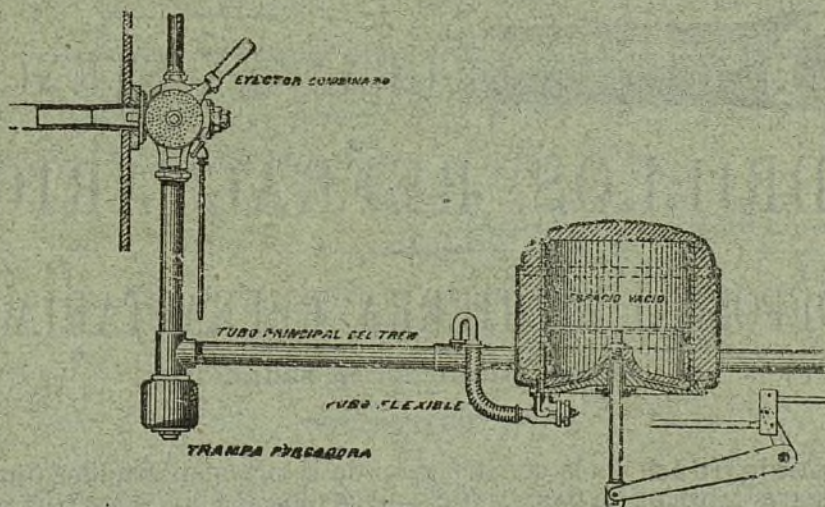
Dirección para España, Portugal, Francia y Bélgica: 15, RUE PORTALIS, PARÍS

MEDALLAS DE ORO. { Exposición Universal, París, 1878.
— Internacional, Londres, 1885
— Universal, París, 1889

FRENOS CONTINUOS AUTOMÁTICOS Y NO AUTOMÁTICOS

PARA FERROCARRILES Y TRANVIAS Á VAPOR

FRENOS DE ACCIÓN RÁPIDA para trenes largos militares y mercancías.



SEÑALES DE ALARMA

combinadas con el freno por comunicación entre el maquinista, conductores y viajeros

CONSTRUCCIÓN SENCILLA, ACCIÓN MUY ENÉRGICA, ENTRETENIMIENTO CASI NULO

50.000 APLICACIONES A FIN DE 1897

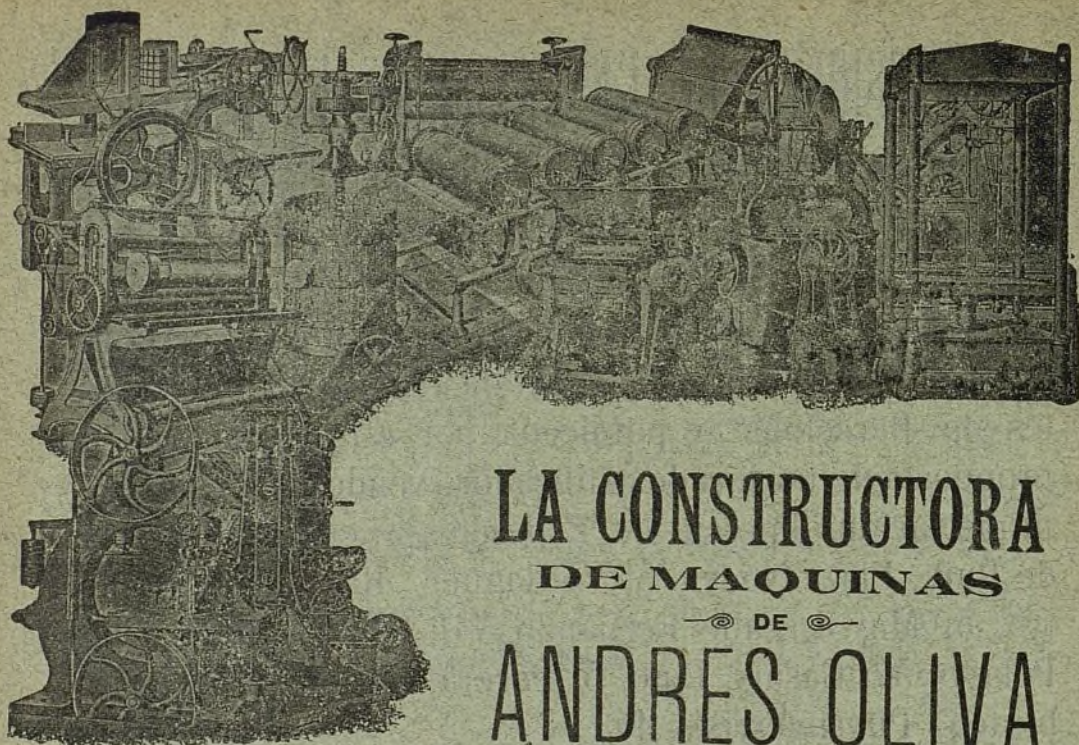
en Inglaterra, en el Continente, en las Indias, América del Sur, Colonias, etc

AGENCIAS, { Viena, 2/5 Marchfeldstrasse, 2.
Berlin, 71, Alt. Moabit.
Amsterdam, O. Z. Woerburgwall, 217.
Florenzia, 21, Vià Cavour.

San Petersburgo, Admiraltats-Canal 19,
Sidney, 71, Clarence Street.
Calcuta, 30, Strand.

Dirección general — LONDRES: 32, Queen Victoria Street.

Agradecemos á nuestros lectores que al dirigirse á los anunciantes citen la Revista Tecnológico Industrial.



LA CONSTRUCTORA DE MAQUINAS — @ DE @ — ANDRES OLIVA

Calle de Mataró, 342, San Martín de Provensals (BARCELONA)

APLICACIÓN DEL FRENO SISTEMA RAMONEDA

Especialidad en MAQUINARIA COMPLETA para BLANQUEOS,
TINTORERIAS, ESTAMPADOS y APRESTOS

Hidro extractores simples y con motor anexo.—Prensas hidráulicas para todas aplicaciones.—Prensas de tornillo y engranajes para la agricultura.—Elevación de aguas para riego é industria.—Instalación de fábricas para la elaboración de harinas y aserrar maderas.—Máquinas secadoras de café, privilegiadas.—Ascensores hidráulicos y mecánicos.—Máquinas y calderas de vapor.—Motores á gas.—Turbinas.—Transmisiones de movimiento y reparación de máquinas.—

Proyectos y Presupuestos.

BREVETS D' INVENTION

(France Etranger)

Marques de Fabrique, Procès de contrefaçon, etc.

CASALONGA

Ingenieur-Consell (depuis 1867

PARIS

15, RUE DES HALLES, 15

Chronique Industrielle

DES INS & GRAVURES sur BOIS. CLICHES

Guides de l' Inventeur en chaque pays (2 fr. par Guide).

Agradeceremos á nuestros lectores que al dirigirse á los anunciantes citen la Revista Tecnológico Industrial.

'MECHANICAL WORLD'

The most Progressive and Practical Journal of
**Machine Construction, Mechanical,
Electrical and Motive Power Engineering.**

Fully Illustrated. Annual Subscription 8/8 post free.

Specimen copy free on application to
65, KING STREET, MANCHESTER, ENGLAND.

ZEITSCHRIFT für das gesamte **TURBINENWESEN**

Dampfturbinen, Wasserturbinen, Kreisel-
pumpen, Kreiselge-
läse, mit Einschluss
der Gasturbinen, der Turbodynamos und
der Turbinenschiffe sowie der Kreisende
Dampfmaschinen.

R. OLDENBOURG - München

Se publican 3 veces por mes.

Precio de suscripción anual: 18 marcos