

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
APARTADO 1301
LIMA - PERU

TESIS DE GRADO

Para optar el título de Ingeniero Mecánico Electricista.

Sr. Iván Arauco Valle

PROMOCION 1963

PROYECTO DE PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO DE MAQUINAS TERMICAS E HIDRAULICAS

Introducción:

1. - Consideraciones Generales

2. - Máquinas Térmicas:

Motor Diesel

Turbina a Gas

Turbina a vapor

3. - Máquinas Hidráulicas:

Turbina Pelton

Turbina Francis

Bombas Centrífugas

Conclusiones.

Lima, 15 de Octubre, 1965

INDICE GENERAL

	Pag.
Agradecimiento	
Introducción	1
Consideraciones Generales	3
Motores de Combustión Interna- Reciprocantes	5
Turbinas a Gas	47
Turbinas a Vapor	59
Turbinas Hidráulicas	71
Turbina Pelton	77
Turbina Francis	87
Bombas Centrifugas	96
Pruebas de Máquinas Experimentales de la UNI	107
Conclusiones y Recomendaciones	
Bibliografía	

INTRODUCCION

En nuestro país, últimamente, se está dando un vigoroso impulso a la estructuración de normas para la industria manufacturera. Así mismo las industrias sienten cada vez con mayor intensidad la ausencia de normas que orienten las características de sus productos, ya que de continuar el suministro de productos sin los mínimos criterios de normalización, es muy probable que en breve plazo, el mercado que abastecen se convierta en un gran impedimento para su transformación hacia la organización industrial de alta productividad. En este avance cumple la Ingeniería Mecánica un papel importante, ya que constituye una de las más sólidas bases sobre la que descansa el futuro desarrollo industrial.

Dentro de la Ingeniería Mecánica se observa claramente un campo reconocido como el de las "Máquinas transformadoras de Energía Térmica y Mecánica" donde en un tiempo cercano se han de encontrar nuestras más elevadas aspiraciones de industrialización como consecuencia de la enorme demanda de energía que en sus diferentes formas nuestro rápido desarrollo industrial ha de ocasionar.

Es este campo de la Ingeniería Mecánica, donde con frecuencia el Ingeniero Mecánico se encuentra desempeñando algún papel bajo las más variadas circunstancias. Así como por ejemplo puede tratarse de un equipo cuyo comportamiento se desea comprobar, ó tratarse de un proyecto donde se desea determinar el equipo cuyo comportamiento sea adecuado, en fin, no es necesario numerar todos los casos que podrían presentarse, para indicar que la actividad profesional del Ingeniero Mecánico es preponderante en el campo de las "Máquinas transformadoras de Energía Térmica y Mecánica". Podríamos agregar que siendo ellos los que proyectan, diseñan, construyen, instalan y operan las diferentes máquinas de conversión de energía, resultan siendo ellos más indicados para la estructuración de normas de pruebas, construcción, etc., de las mencionadas máquinas.

Por otro lado la utilización de la energía natural por el hombre en la actualidad se caracteriza por la abundancia de los casos de aprovechamiento de los recursos térmicos e hidráulicos ^{más} que de otras formas de energía. De este modo las máquinas térmicas e hidráulicas adquieren un papel importantísimo en la producción de potencia para la humanidad.

De estos tipos de Máquinas, las térmicas son de uso más diversificado, no así las hidráulicas cuyas características estacionarias pone a estas en gran desventaja con respecto a las térmicas.

Ahora bien, un análisis de nuestro desarrollo en los últimos años nos señala para los próximos grandes demandas de energía térmica y mecánica.

En cuanto a actitudes por tomar, en primera instancia es posible pensar en términos, de pruebas de conservación y mantenimiento, de todo equipo motriz procedente de centros productores del exterior, pero más adelante el panorama nos muestra la posibilidad de pensar en un mercado que podría permitir el desarrollo de este tipo de industrias, ^{aquí} donde la Ingeniería Mecánica orientada hacia las pruebas, experimentos y normalización va a dar sus frutos más generosos.

Esta es la razón por la que dedico mis esfuerzos en este trabajo que pretende dar una visión general sobre las particularidades de este campo. He tratado en todo momento de hacer sentir la importancia de la teoría de los fenómenos, en las explicaciones que se incluyen.

Las normas vendrán a establecer un criterio general de pensamiento, aplicado a este campo de las máquinas transformadoras de energía técnica y mecánica, e indudablemente serán consecuencia de un mínimo de estudios e intercambios de criterios sobre las características y necesidades de un mercado consumidor como el nuestro.

II.- CONSIDERACIONES GENERALES.-

II.1 FUNDAMENTOS TEORICOS:

Los principios de funcionamiento de las máquinas térmicas é hidráulicas están determinados por las ciencias fundamentales enseñadas a través de los cursos de la Mecánica de Flúidos, Termodinámica, Turbomaquinarias y Máquinas a pistón, durante el 3º y 4º años de estudios de los alumnos de antegrado. Por esa razón se ha prescindido de toda la teoría fundamental que con seguridad es de conocimiento de todos los lectores. Más bien he preferido orientarme directamente al caso de aplicación para luego buscar a los resultados una interpretación adecuada. En algunos casos se hace una breve introducción teórica en el inicio del capítulo, como sucede con la Velocidad Específica en Turbinas Hidráulicas.

II.2 INSTRUMENTACION:

La instrumentación requerida en cada prueba es un aspecto que ha sido tocado muy superficialmente en cada caso. La documentación bibliográfica, precauciones en su uso y consideraciones para la instalación y conservación, así como las técnicas de corrección y de óptima aproximación son de bastante divulgación en cualquier medio especializado. Al igual que el caso anterior nuestro Proyecto no profundiza en este aspecto ya que eso demandaría una extensión excesiva para los alcances y objetivos que perseguimos en el presente trabajo.

II.3 CALCULOS:

Al hacer mención a los cálculos en algunos capítulos se plantea la forma de ejecutarlos. El otros no se considera este aspecto por revestir relativa sencillez y

además distraería la atención del lector en aspectos de poca trascendencia; de este modo se omite íntegramente comentarios al respecto en algunos capítulos.

II.4 LOS CODIGOS DE PRUEBA:

En muchos párrafos se hace mención a Códigos de Prueba para diferentes máquinas y de ellos se presenta en algunos casos extractos de las normas bajo las cuales debe realizarse una determinada prueba. La finalidad de estas presentaciones parciales de los Códigos es dar una idea de la forma en que está normalizado este tipo de pruebas sobre máquinas que transforman energía.

Las Instituciones como la ASME, SAE, disponen de Códigos para Pruebas de Plantas de Fuerza y estos son de una aceptación internacional dada la calidad de los trabajos de investigación y constante renovación de los Parámetros bajo los cuales estos Códigos operan.

A fin de aclarar la figura podemos decir que los diferentes aspectos de una prueba debe de considerar están normalizados por los mencionados Códigos. Así por ejemplo en ellos se establece las normas con referencia a ajustes, duración de prueba, aproximaciones de la instrumentación, variabilidad de las constantes, preparación del personal, bajo las cuales se recomienda desarrollar la prueba si se quiere obtener resultados garantizados.

III.1.- MOTORES DE COMBUSTION INTERNA RECIPROCANTES.

- III.1.1 Introducción**
- III.1.2 Pruebas de Performance: Generalidades**
- III.1.3 Inspección Preliminar**
- III.1.4 Ajustes y Regulaciones**
- III.1.5 Variabilidad de las constantes**
- III.1.6 Condiciones de Operación**
- III.1.7 Duración de la prueba**
- III.1.8 Inicio y fin de la prueba**
- III.1.9 Instrumentación**
- III.1.10 Cálculos**
- III.1.11 Corrección de Resultados**
- III.1.12 Balances de Energía**
- III.1.13 Recopilación de Datos y Resultados**
- III.1.14 Factores de influencia sobre la performance**
- III.1.15 Conclusiones**

III.1.1 INTRODUCCION:

El objetivo principal es indiscutiblemente el conocer las características de funcionamiento de un motor, que nos ha de permitir discernir para disponer de un criterio apropiado sobre la forma y procedimiento de elegir máquinas primas en general, y sobre las características de funcionamiento que es necesario exigir para un determinado régimen de operación. Así mismo es también un objetivo de importancia el reconocer dichas características y determinar las condiciones de operación óptimas de las diferentes máquinas térmicas.

Resumiendo, estas pruebas deben responder, cuales son las limitaciones de una determinada máquina ó cuales son las combinaciones de torque, velocidad y potencia que al usarse daría mejores resultados ó también en forma general que és lo que es capaz de hacer una determinada máquina.

Por otro lado, estas pruebas de Performance constituirán un argumento definitorio en los programas de conservación y mantenimiento de dichas máquinas.

En la interpretación de las pruebas será necesario aplicar el conocimiento físico del problema en combinación con los factores de tipo práctico que puedan presentarse. Asimismo las leyes físicas que rigen estos fenómenos nos darán los argumentos científicos para poder explicar la gran variedad de casos que este capítulo ha de presentar.

Finalmente los codigos de pruebas establecidos por instituciones de reconocido prestigio, nos van ha servir para encausar de modo más ordenado nuestros planteamientos.

III.1.2 PRUEBAS DE PERFORMANCE: GENERALIDADES.

Un programa de pruebas lo podemos constituir de la siguiente manera:

- 1.- Potencia de freno desarrollada por el motor.
- 2.- Consumo de Combustible total y específico.
- 3.- Pérdidas de Potencia por fricciones.
- 4.- Presión media Efectiva al freno.
- 5.- Torque desarrollado por el motor.

Esta serie de pruebas puede determinarse para:

- a.- Diferentes velocidades de funcionamiento del motor.
- b.- Diferentes cargas sobre el motor.

El caso (a) es usual en los motores a gasolina ó en general para motores de uso en transportes terrestres.

El caso (b) es típico de las máquinas Diesel, siendo, estas pruebas a Velocidad Constante. Aunque en muchos casos es posible realizar estas pruebas con varios valores de la Velocidad de funcionamiento según sea el tipo de gobernador que se emplee.

Las condiciones de servicio de los motores a gasolina ó en general para transportes terrestres muestran utilizaciones parciales de los torques y velocidad que determinan un rango de operación bastante amplio lo que trae como consecuencia la necesidad de máquinas muy flexibles.

Muy diferente es el caso de los motores industriales, marinos, donde la utilización del torque máximo y un rango de operaciones muy reducido y definido es su principal característica.

Como consecuencia tendremos que en nuestras pruebas deben ser planeadas de acuerdo al tipo de motor.

Un resultado típico de estas pruebas correspondientes a un motor a gasolina para transporte se observa gráficamente en la figura N^o 1. Las curvas muestran Potencia de Freno, eficiencia térmica al freno, consumo específico de combustible, presión media efectiva al freno y Potencia consumida por fricciones.

De un modo semejante, la figura N^o 2 muestra las curvas de performance de un Motor Diesel.

III.1.3 INSPECCION PRELIMINAR:

Al inicio de una prueba de performance es necesario informarse y coleccionar los datos generales del motor considerado. Dichos datos deberán reunirse de acuerdo a los códigos de Prueba existentes (ASME), de esta manera nos será más fácil interpretar los resultados de la prueba.

Los datos a considerarse serán los consignados en los cuadros siguientes:

- a).- Datos Generales: Motores Gasolina
- b).- Datos Generales: Motores Diesel

III.1.4 AJUSTES Y REGULACIONES:

Consiste en una serie de pruebas preliminares con la finalidad de comprobar el buen estado de conservación y funcionamiento de las partes y accesorios de un motor térmico.

Estos chequeos o comprobaciones podemos dividirlos en tres partes:

- 1.- Aspecto Mecánico
- 2.- Sistema Eléctrico
- 3.- Sistema de Combustible

Los resultados de estas pruebas preliminares deberán ser dadas en formas tabuladas como la que se consigna que correspondería a un motor a gasolina.

III.1.5 VARIABILIDAD DE LAS CONSTANTES:

Los códigos especifican que durante una prueba las condiciones que deben de permanecer constantes para esa prueba no deben de variar más de ciertos límites. Por ejemplo:

Torque	$\pm 2\%$
Velocidad	$\pm 1\%$
Temperatura Fluido refrigerante de salida	+ 10°F
Temperatura Fluido refrigerante promedio	$\pm 5°F$

De no cumplirse estas condiciones, indudablemente se estará atentando contra la veracidad de los resultados.

En consecuencia será necesario proceder a realizar dentro de un plan de pruebas preliminares, las correspondientes a los diferentes mecanismos de control tanto automatico como manual. La sensibilidad y estabilidad de los controles automaticos deberá ser comprobada previamente a la prueba del conjunto.

La calibración de los instrumentos a usarse deberá realizarse de acuerdo a las normas establecidas ya que de no hacerlo desconoceremos la aproximación de nuestros resultados e simplemente estos carecerán de valor para fines serios.

En conclusión antes de realizar cualquier tipo de pruebas, se deberá comprobar la factibilidad de su realización dentro de las exigencias que los resultados que buscamos plantean.

III.1.6 CONDICIONES DE OPERACION:

La prueba a realizarse debe de ser a tales condiciones que simulen lo más fielmente las condiciones bajo las cuales la máquina ha de operar ó ha operado.

Como ejemplo, el caso de los motores de aviación, donde los códigos de prueba respectivos exigen consideraciones especiales.

III.1.7 DURACION DE LA PRUEBA:

Esto dependerá del tiempo que requiera el alcanzar los estados de equilibrio ó estabilidad térmica. El tiempo necesario para ello dependerá de las dimensiones de la máquina y de las condiciones bajo las cuáles opere.

Se recomienda, para dar una idea general del caso, que el tiempo de prueba debe ser tal que permita realizar mediciones del consumo de combustible con aproximaciones del 1 % , salvo consideraciones de otro tipo.

III.1.8 INICIO Y FIN DE LA PRUEBA:

Como se estableciera en el acapite anterior, una prueba no debe iniciarse mientras no se halla alcanzado un regimen de estabilidad en general.

El máximo tiempo que puede emplear un motor en alcanzar dicha estabilidad es de 24 horas; esto sucede en las máquinas muy lentas y grandes.

Por lo general 1 hora es suficiente tiempo para proceder a iniciar la prueba. Los siguientes estados de equilibrio se alcanzan en menor tiempo, pero no menos de 10 minutos en ningún caso.

III.1.9 INSTRUMENTACION:

INTRODUCCION: Voy a considerar los aspectos más importantes de la instrumentación requerida. Mayores detalles se puede hallar en Tratados de instrumentación y medidas.

Los instrumentos ó accesorios básicos a necesitarse serán:

1.- INDICADORES.- Su elección e instalación deberá realizarse de acuerdo a las especificaciones y características de cada tipo. El grado de precisión, la velocidad de operación y el tipo de máquina sobre la que se va a usar juegan papel preponderante. La instalación debe realizarse de acuerdo a las normas ó en todo caso con el mismo criterio.

2.- DINAMOMETROS.- Frenos ó dinamómetros de absorción pueden emplearse. La capacidad, velocidad y torque son factores importantes. Así mismo en operación deberán mantener una determinada condición sin necesidad de una constante manipulación.

3.- CALORIMETROS.- El poder calorífico de los combustibles a usarse en los cálculos de resultados de las pruebas de performance será el valor ALTO. De preferencia deberá preverse su determinación experimental en base a muestras directas. En su defecto puede ensayarse fórmulas aproximadas:

GASOLINA: Poder Calorífico Alto: $18320 + 40 (B - 10)$

KEROSENE: Poder Calorífico Alto: $18440 + 40 (B - 10)$

Siendo "B": viscosidad en grados BAUME.

(Fuente: U.S. Bureau of Mines, Bulletin 43, pag. 19).

4.- ANALISIS COMBUSTIBLES.- La composición del combustible usado puede determinarse con precisión en el Aparato de Hempel si se trata de gas, ó sus equivalentes para otros combustibles. Una composición aproximada se puede obtener por uso del Analizador ORSAT.

5.- ANALIZADOR DE GASES PRODUCTOS.- La disposición de un equipo para de terminación de CO_2 , O_2 y CO en los gases de escape es necesaria.

6.- RADIADORES DE FLUJOS.- Cuando se trata de combustibles gaseosos, la determinación del flujo de consumo es algo más delicado que en el caso de los combustibles líquidos. De las varias formas que existen para medir el flujo de combustibles gaseosos, donde se combinan aproximaciones con costos y dimensiones, es preferible usar medidores de desplazamiento positivo salvo el caso de grandes consumos. En éste último caso es recomendable recurrir a medidas de propiedades del flujo y obtener indirectamente el flujo de consumo.

En el caso de combustibles líquidos es preferible recurrir a métodos de lecturas directas de pesos. El control de volumen es aceptable bajo precauciones adecuadas. Debe tenerse especial cuidado cuando se trata de combustibles muy volátiles, ya que nos pueden conducir a resultados completamente errados por la evaporación de combustible.

III.1.10 CALCULOS.-

De una manera muy suscita haré una breve exposición sobre como efectuar los cálculos más importantes teniendo en cuenta la instrumentación usual.

1.- CALOR CONSUMIDO.- Conocidos:

- Poder Calorífico alto
- Consumo de combustibles

Luego, el consumo de calor será:

Consumo de Calor = Poder Calorífico alto x Consumo de Combustible.

2.- POTENCIA INDICADA.- Por uso de:

$$1 \text{ HP} = \frac{\text{PLAN}}{33000}$$

donde: P : presión media efectiva indicada PSI

L : Longitud de carrera en pies

A : Area de pistón pulgadas cuadradas

N : Número de ciclos por minuto

3.- POTENCIA AL FRENO.- Por uso de:

$$\text{BHP} = \frac{T \text{ (RPM)} 2 \pi}{33000}$$

donde: T : torque aplicado en lb - pie

RPM : a las que gira el motor

4.- PRESION MEDIA EFECTIVA AL FRENO.- Por uso de:

$$b \text{ mep} = \frac{\text{BHP} \times 33000}{L A N}$$

5.- EFICIENCIA TECNICA AL FRENO E INDICADA.- Por uso de:

$$E_B = \frac{2545}{Q_b} \quad \text{ó} \quad E_i = \frac{2545}{Q_i}$$

donde: Q_b = BTU por BHP - Hora

Q_i = BTU por IHP - Hora

ó sea: Q_b = Poder Calorífico alto x Consumo Especifico al freno

Q_i = Poder Calorífico Alto x Consumo Especifico indicado

6.- POTENCIA PERDIDA EN FRICCIONES Y EFICIENCIA MECANICA

Por: f HP = IHP - BHP

$$E_m = \frac{BHP}{IHP}$$

7.- EFICIENCIA VOLUMETRICA.- Por uso:

$E_v = \frac{\text{Peso de Aire realmente consumido (lbs.)}}{\text{Peso de un volumen similar a P y T de ingreso al motor.}}$

8.- RELACION AIRE COMBUSTIBLE REAL.- Por uso de un analizador de

gases y mediante:

$$r_{af} = \frac{3.03 C N_2}{CO_2 + CO}$$

donde: CO_2 , CO y N_2 son resultados del Análisis de gases productos.

C es $\frac{\text{lbs. de carbono}}{\text{lbs. de combustible}}$, que se obtiene de la composición del combustible.

9.- % DE EXCESO DE AIRE.- Por empleo de:

$$\text{Exceso de Aire} = \frac{100 \left(O_2 - \frac{CO}{2} \right)}{\frac{21}{79} N_2 - \left(O_2 - \frac{CO}{2} \right)}$$

En base a resultados del análisis de gases productos.

III.1.11 CORRECCION DE RESULTADOS A LAS CONDICIONES ATMOSFERICAS STANDARD.-

Lógicamente toda máquina de combustión interna variará sus características de funcionamiento cuando opere a diferentes condiciones atmosféricas. Así tendrá influencia principalmente la presión barométrica y temperatura del aire donde opera el motor. Los Códigos de Prueba establecen, con referencia a los valores de la Potencia al freno, que éstos deben ser corregidos para condiciones atmosféricas standard, éstas son: 60°F y Presión al nivel del mar. (29, 92" Hg).

De acuerdo a las leyes de los gases, la carga de aire que ingresa al motor será proporcional a la Presión e inversamente proporcional a la T.

Pero, si se toma en consideración la velocidad con que ingresa el aire y particularmente para el caso de motores veloces (motores a gasolina de uso en autos o aviones) se demuestra que la carga de aire varía inversamente proporcional a la \sqrt{T} . Considerando esto, se llega a la siguiente ecuación:

$$HP = HP_{\text{medido}} \times \frac{P_0}{P} \frac{T}{T_0}$$

Donde: P_0 y T_0 son las condiciones standard
 P y T son las actuales.

La influencia de la humedad, experimentalmente se demuestra que reduce ligeramente la carga de aire del motor a mayor humedad existente. Se puede evaluar en un 2 - 3% de disminución de potencia como máximo.

Una expresión experimental combina los dos factores anteriores en la siguiente expresión:

$$HP_o = HP \frac{P_o}{(P - x P_w)} \frac{T}{T_o}$$

donde: x es la humedad relativa

P_w es la presión parcial del vapor de Agua existente

Un hecho importante es notar que a medida que disminuye la presión, la tendencia a detonar el combustible disminuye rápidamente.

Este hecho se traduce en que si un motor requiere combustible de determinado octanaje al nivel del mar, a diferentes alturas (menores presiones) ha de requerir combustible de menor índice de octano.

III.1.12 BALANCES DE ENERGIA.-

Como resultado de la aplicación de la 1ª Ley de la Termodinámica, podemos expresar la distribución energética existente y bajo la cual se está operando. Una generalización de esto nos lleva a plantear diagramas de distribución de energía para condiciones de operaciones diferentes.

La figura Nº 6 muestra un resultado usual.

Se puede observar los siguientes rubros:

- 1.- Energía recibida por el motor a través del combustible (Poder Calorífico Alto)
- 2.- Energía perdida en el agua de refrigeración
- 3.- Energía perdida en los gases secos del escape
- 4.- Energía perdida por formación de vapor de agua durante la combustión
- 5.- Energía perdida por ^{CONTENIDO} ~~presumar~~ de vapor de agua en el aire
- 6.- Energía perdida por combustión incompleta del combustible
- 7.- Energía aprovechada en forma de trabajo mecánico

El diagrama anterior está mostrando los puntos 2 a 7 en términos de % de 1.

Este diagrama nos permite apreciar las transformaciones de energía que están ocurriendo y las variaciones que sobre cada una de ellas pueda ocurrir si se presentaran factores extraños.

Nos servirá pues como complemento final de la prueba de performance a realizarse.

III.1.13 RECOPIACION DE DATOS Y RESULTADOS.-

Los códigos de prueba recomiendan formas y métodos. Así se presentan los siguientes ejemplos que son para los casos de pruebas de máquinas a velocidad constante y de máquinas a velocidad variable.

TABLA Nº 1

Datos y resultados de una prueba de motor combustión interna a velocidad constante.

TABLA Nº 2

Datos y resultados de una prueba de un motor de combustión interna a velocidad variable.

III.1.14 FACTORES DE INFLUENCIA EN LA PERFORMANCIA DE UN ROTOR DE COMBUSTION INTERNA.-

De la estrecha relación entre la eficiencia mecánica y el consumo específico y la presión media efectiva al freno es posible obtener conclusiones de importancia, un caso típico lo presenta el gráfico siguiente, correspondiente a un motor a gasolina.

La figura (8) muestra los valores típicos de la eficiencia mecánica para diferentes tipos de motores recíprocantes.

La siguiente figura (9) muestra la influencia de la velocidad del pistón sobre las pérdidas por fricción expresadas como presión negativa.

Mayores detalles se observa de la siguiente gráfica, donde se presentan las diferentes pérdidas por fricción expresadas en términos de presión negativas para un motor de 4 tiempos Diesel.

La influencia de las temperaturas de agua y aceite lubricante, se observa en los siguientes cuadros, donde se expresa las diferentes pérdidas por fricción en % de las pérdidas totales para diferentes RPM de funcionamiento de un motor Diesel.

La relación de compresión muestra su influencia sobre las eficiencias, las presiones de compresión y de fricción equivalente en la gráfica siguiente.

Donde:

- P_r = Presión de fricción equivalente
- P_c = Presión de compresión
- η_i = Eficiencia técnica indicada
- η_m = Eficiencia técnica ^{mecánica} ~~numérica~~
- η_b = Eficiencia técnica al freno

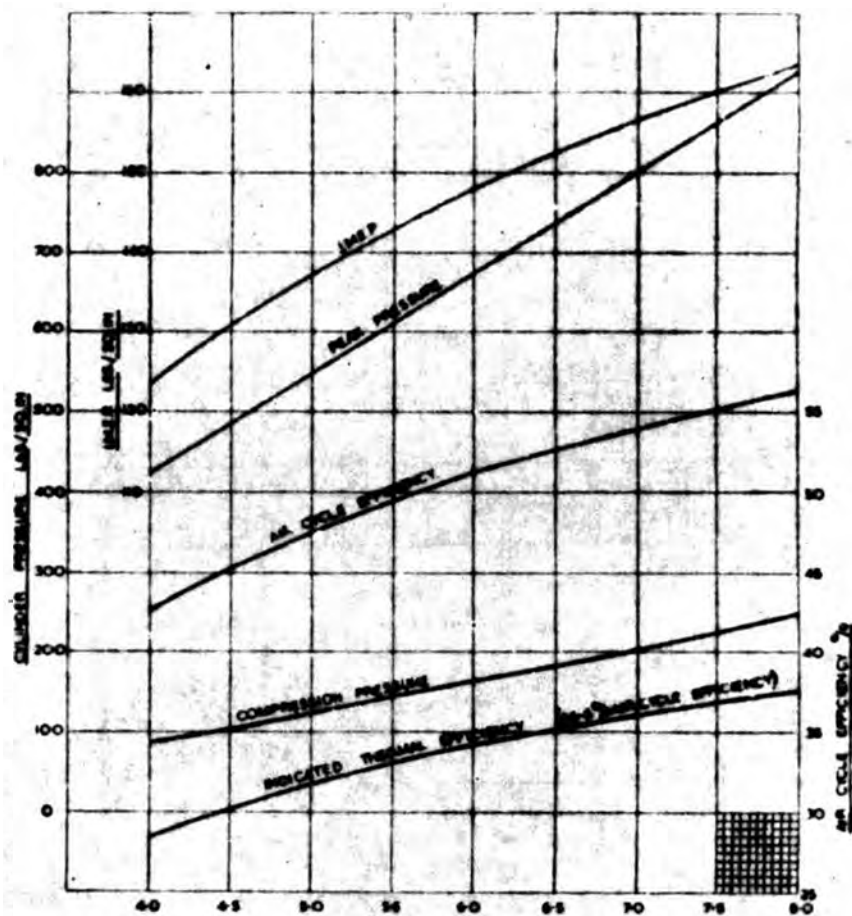


FIG 13

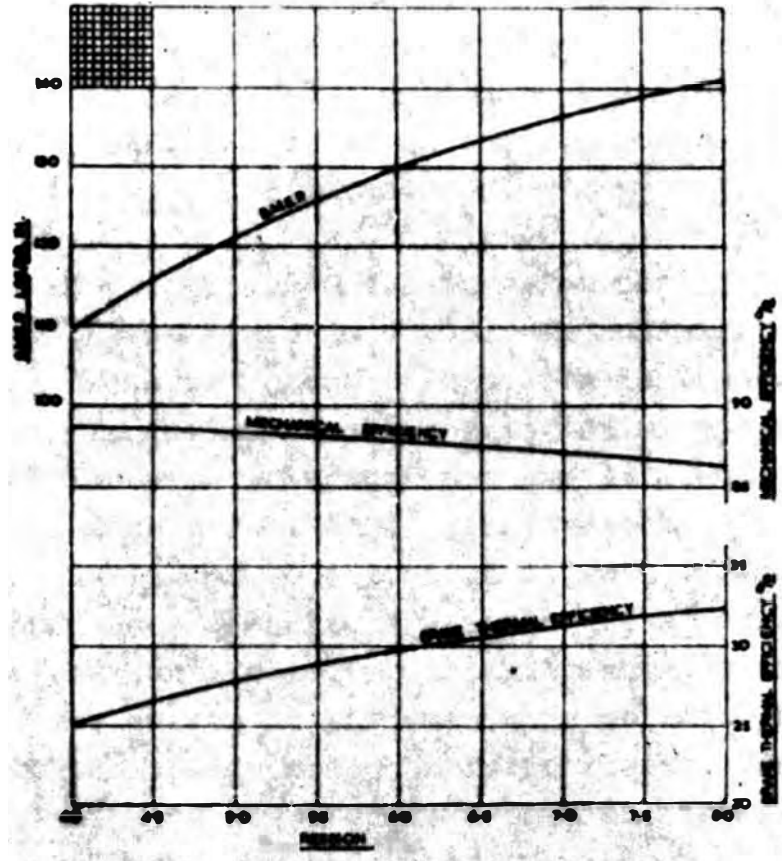


FIG 14

EFECTO DE LA GEOMETRIA DE LA CAMARA DE COMBUSTION SOBRE LA PERFORMANCE DEL MOTOR.- El mayor o menor éxito de los resultados de la performance de un motor dependerá de modo importante de los resultados de la combustión en el momento oportuno. Dicha combustión del combustible debe realizarse en muy breve tiempo pero sin tomar características de explosión. Una íntima mezcla del aire y del combustible es el factor preponderante en este problema, así el caso se reduce a elegir geometrías adecuadas en las cámaras de combustión para favorecer la combustión. Así mismo la posición del inyector será determinada con ese criterio. Se trata de obtener un movimiento del aire en la cámara de manera que al producirse la inyección se realice una mezcla íntima y veloz; este movimiento se reconoce como torbellino y la velocidad con que se mueve el aire será la velocidad de torbellino. Dicha velocidad puede medirse y relacionarla con la velocidad de rotación del motor; con el valor de esta relación y una máquina adecuada se pueden realizar pruebas y observar la influencia de dicha relación sobre las curvas de performance de un motor mientras opera con un consumo de combustible constante. Así se obtienen los siguientes resultados; o también; los gráficos presentan resultados muy objetivos. (15 y 16)

EFECTO DEL TIEMPO DE INYECCION.- La figura (17) muestra la influencia típica del momento de inicio de la inyección sobre la presión media efectiva al freno y las presiones máximas a obtenerse.

Obsérvese que algunas variaciones del tiempo de inyección pueden traer resultados desfavorables y ser motivo de excesivas vibraciones y prematuros deterioros.

EFECTO DE UNA RAPIDA COMBUSTION.- Aquí el papel más importante lo juega el combustible por sus características. Las figuras muestran el

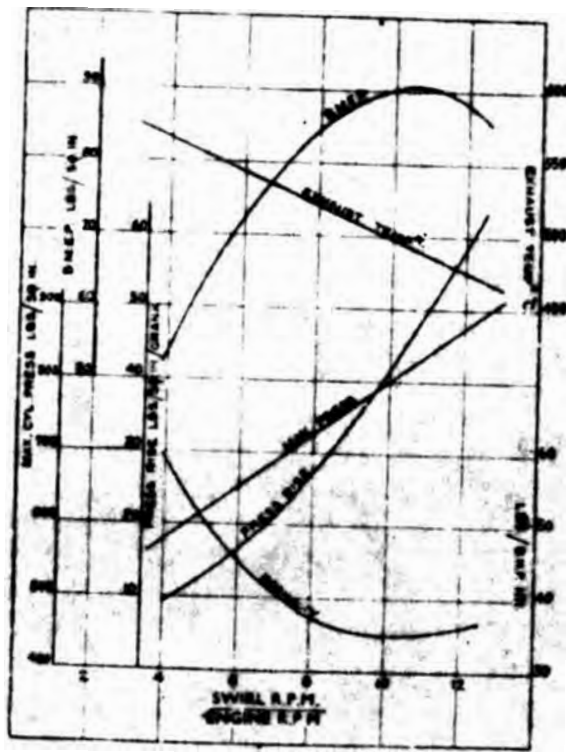


FIG 15

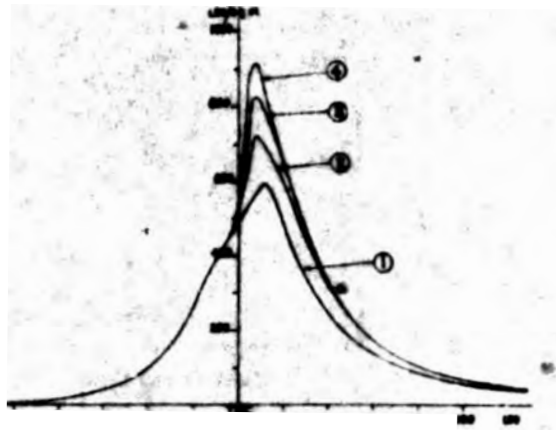


FIG 16

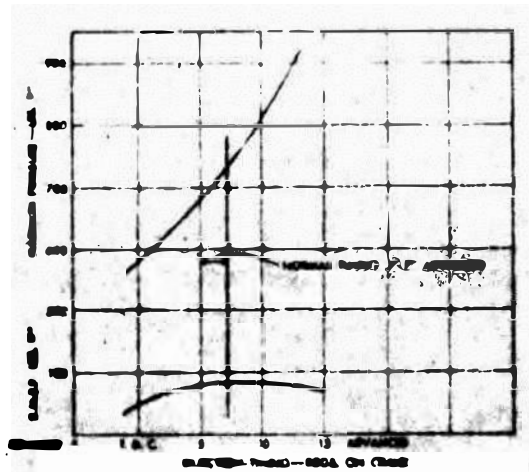


Fig. 19 — Effect of Injection Timing on Mean and Maximum Pressure

Fig. 17



Fig. 21 — Combustion

Fig. 18

caso de un combustible cuyo tiempo de inyección es correcto pero la combustión reviste caracteres de explosión evidenciada por pronunciado aumento de la presión.

Sus consecuencias son semejantes al caso anterior.

EFECTO DEL PUNTO DE ENCENDIDO EN MOTORES A GASOLINA.- Se nota consecuencias sobre la potencia desarrollada y sobre los efectos de detonación. Así observemos las siguientes figuras: 19, 20 y 21

Indudablemente que el valor óptimo del adelanto del punto de encendido dependerá del combustible. Pero en todo caso los gráficos nos indican como determinarlo.

EFECTO DE SOBRECARGADORES SOBRE LA PERFORMANCE.- El siguiente gráfico (22) nos muestra una comparación entre las curvas de performance de un motor de aspiración natural y otro con sobrecargador para un motor a gasolina de 450 pulgadas cúbicas.

Estas curvas variarán según las características del sobrecargador, así por ejemplo el caso del turbocargador Buchi - Elliot aplicado sobre un motor Diesel de 8 x 10.1/2 pulgadas de 8 cilindros. (23)

La variación de las presiones de descarga de los sobrecargadores, en general, tendrá influencia sobre presiones de compresión, de combustión y media efectiva, así el siguiente gráfico nos muestra esa influencia para pruebas realizadas al nivel del mar. (24)

La utilización de sobrecargadores deja sentir su influencia sobre la temperatura de los gases de escape, lo que en muchos casos ofrece condiciones limitativas. Así se presentan: FIG (25)

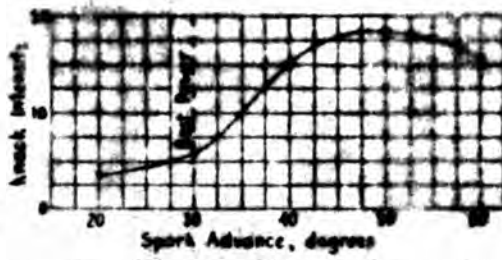


FIG. 8-7.—Effect of ignition timing on combustion.

Fig 19

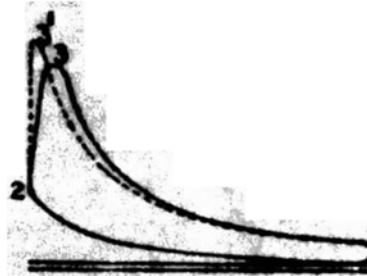


FIG. 8-8.—Influence of ignition timing.

Fig 20

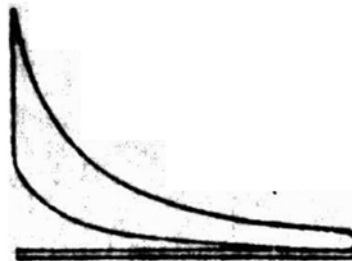


FIG. 8-9.—Early ignition.

Fig 21

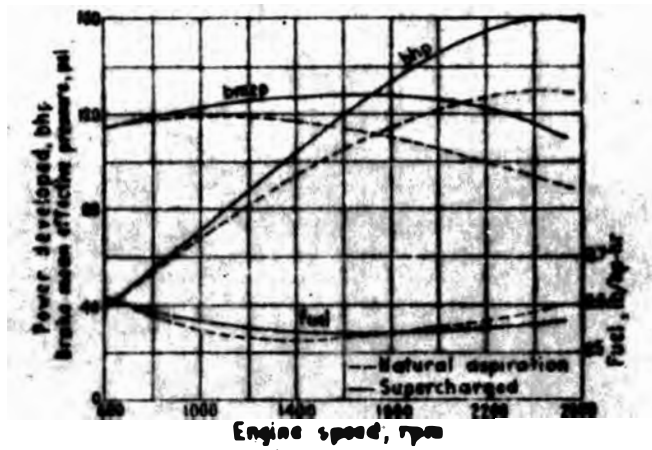


FIG. 10-6.—Effect of supercharging on engine performance.

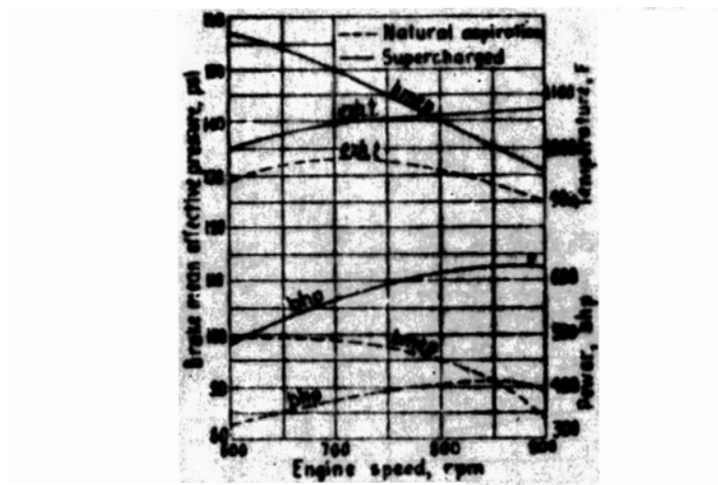
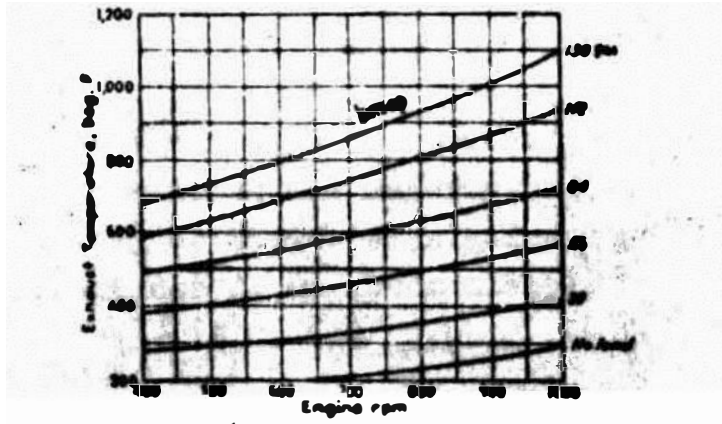


FIG. 10-7.—Effect of supercharging by a Bosch EM 4 turboblower.

Fig. 22 y 2,



7 FIG. 10-13.—Exhaust temperature of a Cummins supercharged oil engine.

Fig. 25

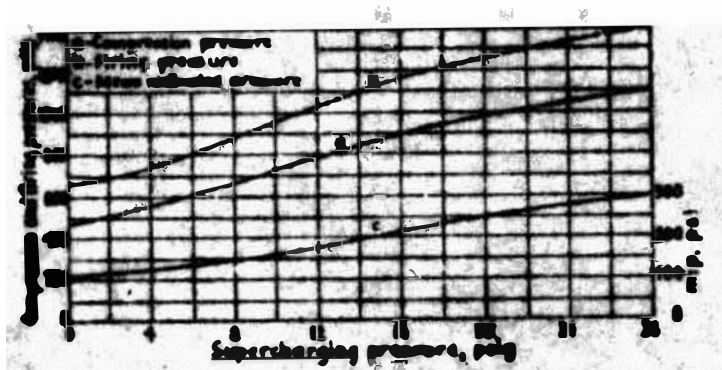


FIG. 14.—Effect of supercharging pressure on various thermodynamic pressures.

Fig. 24

LA CARACTERISTICA DEL GOBERNADOR.- Al realizar una prueba de performance es necesario conocer las características de funcionamiento del gobernador usado, así por ejemplo su sensibilidad, estabilidad.

Los resultados de una prueba preliminar sobre el gobernador nos permitirá dar mayor garantía a la prueba por realizarse. Así es típico el siguiente resultado de una prueba de gobernador de un motor diesel.

III.1.15 CONCLUSIONES.-

He tratado de dar una visión general del problema de obtener las curvas de performance de un motor de combustión interna.

No creo haber siquiera tocado ligeramente todos los factores que intervienen, pero la idea que pretendo se establezca es que este tipo de pruebas se programa para cada motor como caso particular y es el criterio del profesional en ingeniería el que va a jugar un papel muy importante. Este criterio formado a través del estudio teórico de las leyes fundamentales que rigen estos fenómenos y de la experimentación académica y profesional será el que dé a los resultados de la prueba el nivel y categoría que merecen.

Demás está decir que cada prueba será diferente de cualquier otra y que sólo la habilidad de discernir apropiadamente sobre los resultados será lo que defina las conclusiones.

III-2. TURBINAS A GAS.

- III. 2 - 1. **Introducción.**
- III. 2 -2 . **Pruebas de Perfomances.- Generalidades.**
- III. 2 - 3. **Consumo de Combustible y Eficiencia Térmica.**
- III. 2 - 4. **Balances de Energía.**
- III. 2 - 5. **Pérdidas de Potencia en Fricciones.**
- III. 2 - 6. **Torque y Potencia al Freno.**
- III. 2 - 7. **Relación de Presiones y Eficiencia Térmica.**
- III. 2 - 8. **Turbinas a Gas de Doble Eje.**
- III. 2 - 9. **Cálculos Importantes.**
- III. 2 -10. **Conclusiones.**

III. 2 - 1.- INTRODUCCION.

La aplicación de estas máquinas térmicas tuvo su fase inicial en sobrecargadores para motores de pistón. El desarrollo de estas máquinas, en la actualidad ha ampliado su aplicación en las plantas de fuerzas, en los transportes terrestres y marítimos, en plantas estacionarias y en la aviación.

El mantenimiento ha sido uno de los factores que ha favorecido su aceptación en el campo industrial.

Así mismo, el peso reducido es un factor importante que en el campo de la aviación ha tenido aceptación favorable.

Su poco volumen y facilidad de operación han contribuido a su introducción en usos navales.

Desde el punto de vista económico, es capaz de competir con las turbinas a vapor en un rango de 2 á 10 mil Kw ~~por~~

Las pruebas siguen un procedimiento semejante al de los motores a pistón, razón por la cual se omitirán algunas consideraciones ya vistas en el caso anterior.

Su uso se ha generalizado en los turboreactores para aviación, donde además de su reducido peso ofrece muy poca superficie al choque del aire lo que se traduce en incrementos del empuje efectivo. Además por no necesitar de circuitos de refrigeración las complicaciones de la instalación se reducen notablemente. Esto último es un factor muy ventajoso en zonas donde la escasez de agua para refrigeración puede causar problemas.

III. 2-2. PRUEBAS DE PERFORMANCE: GENERALIDADES.

He de considerar los siguientes parámetros:

- 1.- Potencia al freno.
- 2.- Velocidad de funcionamiento.
- 3.- Relación de presiones.
- 4.- Temperaturas máximas.
- 5.- Consumo de combustible.

Los que al relacionarse entre sí, definirán condiciones de operación cuyos resultados se pueden expresar graficamente para de esta manera obtener gráficas que presenten las curvas características de este tipo de máquinas.

Así, la figura 27 muestra las curvas de funcionamiento de una turbina a gas simple, indicando valores de temperaturas máximas, relaciones de presiones y porcentaje de cargas, para diferentes valores de velocidades de funcionamiento y consumos de combustible.

Del gráfico de la figura 27 es posible interpretar algunas condiciones de operación. Así por ejemplo, si la máquina trabajara a velocidad constante se observaría que las fluctuaciones en la carga haría variar los consumos de manera poco ventajosa, casi se puede afirmar que es recomendable operar este tipo de máquinas a carga y velocidad constantes.

III. 2-3. CONSUMOS DE COMBUSTIBLES Y EFICIENCIA TERMICA.

La determinación del consumo total y específico del combustible, así como la eficiencia térmica deberán considerarse en un programa de pruebas, ya que dará un índice muy aproximado de su economía.

La figura 28 muestra resultados típicos de estas pruebas. Se muestran los consumos totales y específicos para diferentes valores de la temperatura de los gases de escape. Así mismo se notarán las potencias desarrolladas para cada caso con diferentes valores de las temperaturas atmosféricas.

Nótese la influencia de este último factor que mejora la eficiencia y potencia de la máquina.

III. 2-4. BALANCES DE ENERGIA.

Pueden realizarse considerando:

- 1.- Energía total suministrada con el combustible.
- 2.- Energía útil, obtenida como potencia al freno.
- 3.- Energía perdida en fricciones y accesorios en general.
- 4.- Energía perdida por enfriamientos, radiaciones, etc..
- 5.- Energía perdida con los gases de escape.

Los resultados típicos de un balance de energía se presentan en el siguiente cuadro:

RUBRO	CHU	%
BHP	1 553	10.150
FHP	120	0.780
Gases	11 500	74.930
Radiación	2 167	14.140
Calor Su- ministrado	15 340	100.000

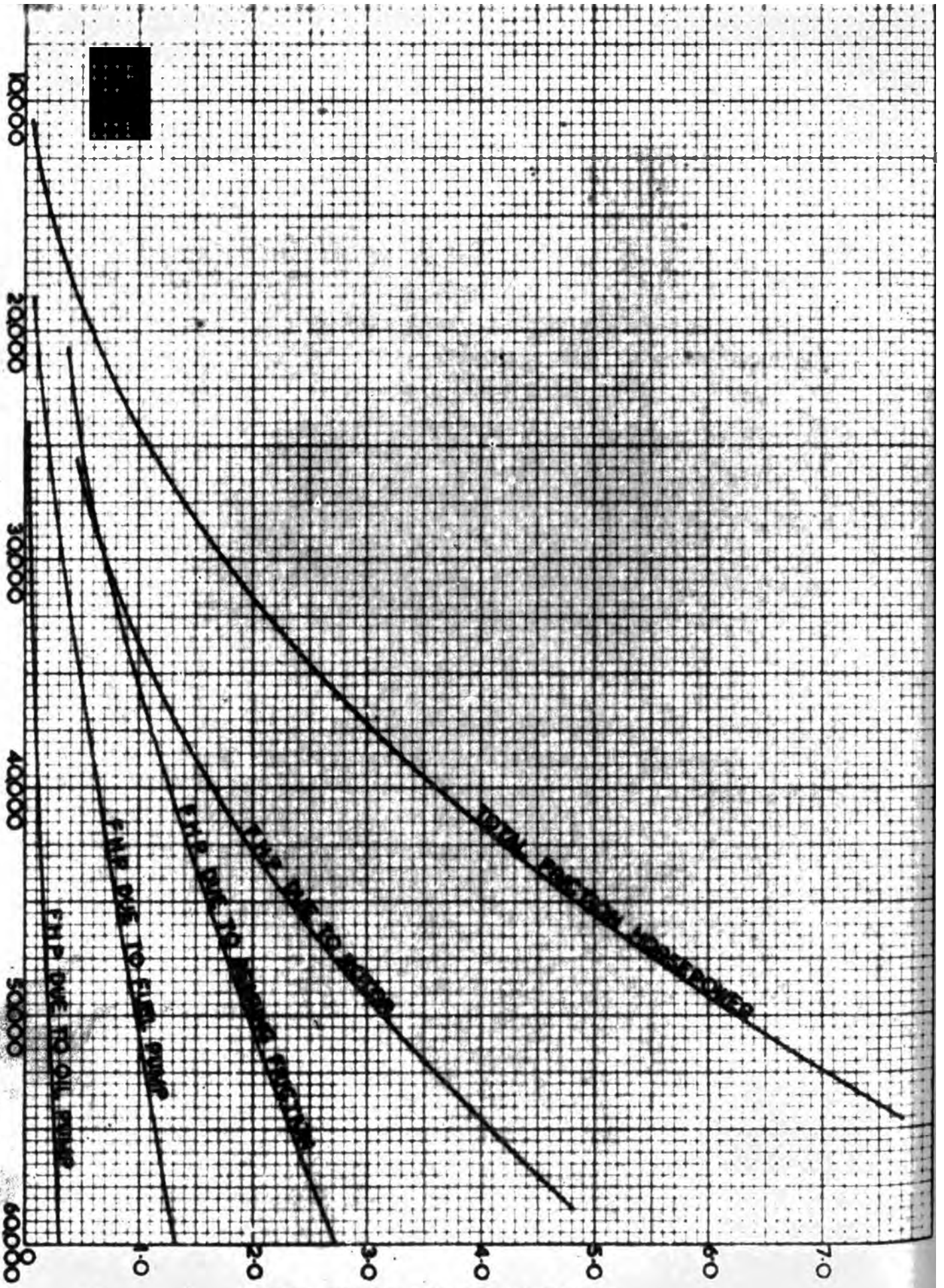
Es conveniente notar el valor en % de las pérdidas por fricción (0.780%) que son muy reducidas para este tipo de máquinas. Así mismo nótese lo elevado que es el porcentaje del calor perdido a travez de los gases de escape (74.930%), y que hace posible pensar en términos de refrigeración. Esto último de uso común en plantas de fuerza estacionarias.

La eficiencia térmica al freno (10.150%) es reducida en comparación con la de otras máquinas térmicas (Diesel, 35%).

III. 2-5. PERDIDAS DE POTENCIA EN FRICCIONES.

El gráfico de la figura 29 muestra una distribución típica de las pérdidas por fricción en una turbina a gas.

Son gráficos correspondientes a la turbina a gas Rover 15 - 60. Obsérvese la importancia que adquieren las pérdidas en



los rodamientos principales y en el rotor. Se nota la acentuada tendencia a incrementarse el valor de las pérdidas para velocidades superiores a las nominales (40,000 RPM.)

III. 2-6. TORQUE Y POTENCIA AL FRENO.

El torque, la potencia al freno y la velocidad de operación, están relacionadas. La figura 30 muestra la variación de cada uno de estos parámetros.

Observese el elevado torque de arranque y el rápido descenso de éste a medida que la velocidad de operación aumenta. En las condiciones nominales el torque es aproximadamente 1/3 del torque de arranque. La potencia aumenta casi proporcionalmente a la velocidad de operación alcanzando un máximo para luego descender rápidamente. Nuevamente se confirma la característica de máquinas apropiadas para trabajo a plena carga y velocidad constante.

III. 2-7. RELACION DE PRESIONES Y EFICIENCIA TERMICA.

Teóricamente la eficiencia térmica está determinada por:

$$e = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}}$$

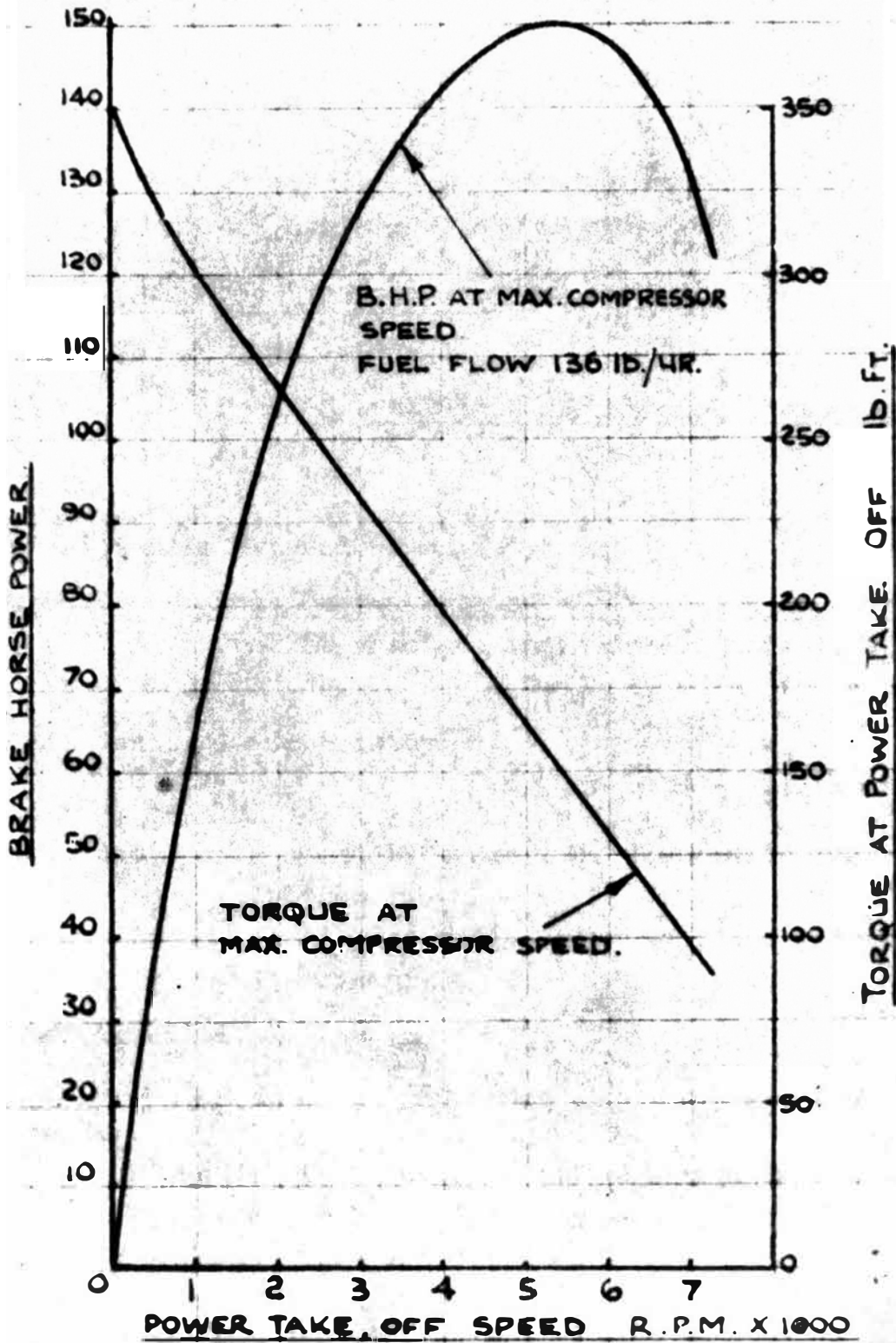
pero en la práctica hay limitaciones, tales como las máximas temperaturas que pueden alcanzarse (1 600° F).

Un hecho importante es que la temperatura de entrada de los gases a la turbina (temperatura máxima) va a determinar una cierta relación de presiones del compresor bajo la cual la eficiencia térmica del conjunto es óptima, tal como se observa en la figura 31

III. 2-8. TURBINAS A GAS DE DOBLE EJE.

Este caso es común en la aplicación a turbogeneradores que operan a velocidad constante. Las variaciones de carga que usualmente dejan sentir su efecto sobre la temperatura de ingreso a la tur

2S/150 PERFORMANCE



bina , en este caso se contrarresta con turbocompresores de velocidad variable. Como, resultado se tiene una unidad que mantiene su rendimiento térmico bajo un rango de operación considerable.

La figura 32 muestra resultados de las pruebas de performance de una unidad de doble eje con regenerador operando a velocidad constante.

III. 2-9. CALCULOS IMPORTANTES.

1.- Relación de Compresión:

$$R = \frac{\text{Presión absoluta de descarga del compresor}}{\text{Presión absoluta de ingreso al compresor}}$$

2.- Relación de Expansión:

$$E = \frac{\text{Presión absoluta en el ingreso a la turbina}}{\text{Presión absoluta en la descarga de la turbina.}}$$

3.- Eficiencia de Compresión:

$$n_c = \frac{W_s}{W'}$$

donde;

W_s = como si el proceso de compresión fuera isentrópico.

W' = es el caso real. W' W_s , hay incremento de entropía.

4.- Eficiencia de la Turbina:

$$n_t = \frac{W'}{W_s}$$

donde:

W' , es el trabajo realmente obtenido en la turbina.

W_s , es el trabajo ideal que se obtendría si el proceso fuera isentrópico.

III. 2-10. CONCLUSIONES.

Como se ha podido apreciar las pruebas sobre las turbinas

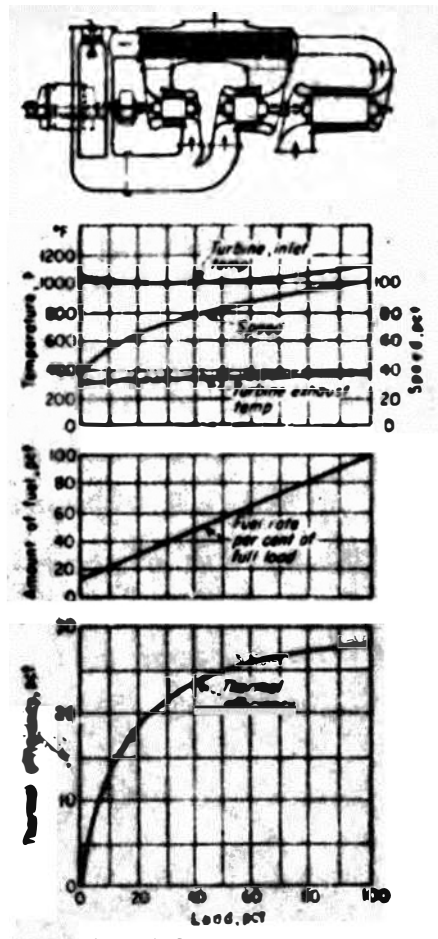
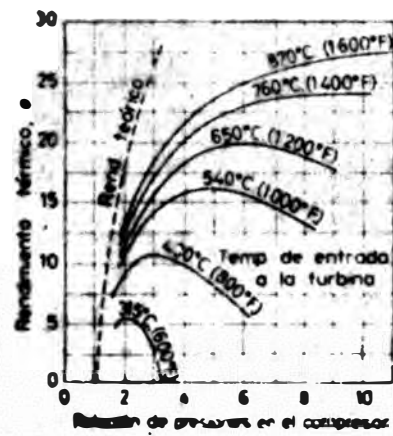


Fig. 16-14. Typical performance of two-shaft unit with one turbine driving the constant speed generator, and another two shafts at variable speed. (Courtesy of Brown Boveri Corporation)



Rendimiento en función de la relación de presiones

a gas siguen pautas muy semejantes a las correspondientes a los motores de combustión interna del tipo recíproco. La intervención de eficiencias de compresión y expansión es una de las principales diferencias.

Disminuye la importancia de las curvas de relación aire-combustible, pero aumenta la preponderancia de las correspondientes a temperaturas máximas, esto último como explicación de procesos de combustión continua

Así mismo las velocidades de operación son sensiblemente superiores a las de las máquinas de pistón, lo que permitirá adelantar ventajas con respecto a pesos.

Su uso en aviación reviste nuevos caracteres. al contemplarse los aspectos de empuje en los aviones equipados con turbo-reactores. En este caso, las pruebas sufren variaciones si bien importantes, no de trascendencia.

III-3 TURBINAS A VAPOR

C O N T E N I D O

- III-3-1 Introducción
- III-3-2 Clasificación
- III-3-3 Pruebas de Performance
- III-3-4 Consumos de vapor
- III-3-5 Velocidad variable-potencia al freno
- III-3-6 Consumo específico de vapor y eficiencia vs. velocidad
- III-3-7 Torque-velocidad
- III-3-8 Turbo-generadores
- III-3-9 El código de Pruebas
- III-3-10 Carga sobre la turbina
- III-3-11 Pérdidas por fricción
- III-3-12 Consumo de vapor: errores de medida
- III-3-13 Preparación de la prueba
- III-3-14 Factores de influencia sobre las condiciones de operación.

III. 3-1. INTRODUCCION.

A diferencia de las máquinas térmicas de combustión interna este tipo de máquina es de combustión externa . Su funcionamiento exige la utilización de un fluido como vapor de agua, el que será producido en calderas de vapor, formando el conjunto con otros accesorios, un sistema que opera de acuerdo al Ciclo Rankine.

El presente caso se limita a plantear el problema de la determinación de las curvas de performance de las turbinas a vapor independientemente de los demás elementos del Ciclo. Es posible pensar en un plan de pruebas para el conjunto ó, individualmente para cada uno de los otros elementos, lo que traerá como consecuencia una apreciación de resultados integrales . La amplitud de este último caso puede ser materia de estudios adicionales que el presente proyecto no ha de realizar por razón de sus fines.

El campo de aplicación de las turbinas a vapor es muy amplio así, se puede mencionar su utilización en los transportes marinos su elevada eficiencia las hace preferir en la generación de energía eléctrica, donde grandes potencias son usuales. En general se puede afirmar que no tienen competencia cuando se trata de plantas térmicas de elevada potencia.

La variedad de combustibles que puede utilizar, es una de sus ventajas más importantes y es usual la utilización de combustibles sólidos en este tipo de plantas.

Las nuevas técnicas y el desarrollo industrial ha consolidado su utilización en el campo de las máquinas térmicas estacionarias de uso industrial.

Las pruebas a plantearse, tratarán de demostrar sus características mas importantes y sus ventajas mas notorias bajo las diferentes condiciones de operación a que se puedan hallar solicitadas. Así mismo dichas pruebas trataran de comprobar sus óptimas condiciones de operación y las desviaciones que puedan existir como consecuencia de la variación de parámetros que así se comportan en la práctica.

Así mismo, a través de las pruebas a plantearse se pretende

dar idea de la influencia que puedan tener factores relacionados a la conservación, mantenimiento de las plantas; esto último nos permitirá utilizar las curvas de performance como argumento de peso sobre los estados de conservación del equipo.

Es necesario remarcar que el proyecto de pruebas que a continuación se plantea, en ningún momento trata de ser completo en la amplitud de la palabra, sino más bien de señalar un método básico donde juegan papel importante el criterio profesional con que se aplique dicho método en algún caso específico.

III 3-2 CLASIFICACION DE LAS TUBINAS A VAPOR

Puede realizarse de diferentes modos así:

- 1.- De acuerdo a la dirección del flujo de vapor
 - a.- Axial : Si el flujo se desplaza paralelo al eje de rotación de la turbina
 - b.- Radial: Si el flujo de vapor se mueve en un plano perpendicular al eje de la turbina
 - c.- Mixtas: Si combina los casos anteriores
- 2.- De acuerdo a la magnitud de la presión que existe entre la rueda guía y la rueda móvil
 - a.- Reacción : Si dicha presión es mayor que la presión de vapor a la salida de la rueda
 - b.- Impulsión: Cuando esas presiones son iguales
 - c.- Sobre Expansión: Cuando la presión de ingreso a la rueda móvil es menor que la de descarga.
- 3.- De acuerdo a la relación del arco de periferia por donde se realiza la admisión y la periferie total
 - a.- Adisión parcial
 - b.- " total
- 4.- De acuerdo al número de Turbinas en serie:
 - a.- Simple etapa
 - b.- varios etapas

III.3.3 PRUEBAS DE PERFORMANCE.-

Podemos enfocar el problema considerando los siguientes factores:

- 1.- Presión del vapor de suministro
- 2.- Velocidad de rotación de la turbina
- 3.- Potencia al freno desarrollada
- 4.- Consumo de vapor

Un resultado típico se aprecia en la figura Nº 33.

En éste gráfico se ha mantenido la presión a la entrada y salida de la turbina constantes.

III.3.4 CONSUMO DE VAPOR: DETERMINACION.-

Plantearé dos formas de poder obtenerlo. La forma directa es a través de un condensador de vapor y lectura de los pesos de condensado.

El control sobre la operación de los condensadores requiere cuidados adicionales para evitar errores por operación a condiciones inestables o variables.

Otro método es el de determinar los consumos de vapor indirectamente a través de balances de energía en el condensador. Esto requiere, al igual que el caso anterior, régimen de operación estable o de equilibrio.

III.3.5 CURVA VELOCIDAD VS. POTENCIA DESARROLLADA.-

Un resultado se observa en la figura anterior. La potencia alcanza valores máximos a una determinada velocidad. Su utilidad es enorme ya que permite determinar la velocidad de operación de máxima potencia ó también compro

operación de máxima potencia o también comprobar si la turbina está operando a la velocidad adecuada.

III-3-6

Consumo Específico de vapor y Eficiencia

Vs Velocidad

Complementa la información anterior dándonos datos sobre la economía del funcionamiento. En la figura anterior se observa los valores óptimos corresponden a una determinada velocidad (nominal)

Torque VS Velocidad

III-3-7

Aproximadamente lineal es la variación del torque con la velocidad, se puede observar ello de la figura inicial. Nótese que el valor del torque de arranque es pequeño (para turbinas pequeñas, como la representada en la figura) lo que descarta la utilización de las turbinas a vapor en vehículos automotrices (que exigen elevados torques de arranque) Muy diferente es el caso de las máquinas a vapor que en ese sentido aventajan a las turbinas a vapor. La misma gráfica del torque nos permitiría sostener su posible uso como motor de aviación.

III-3-8

Tubo - Generadores

En estos casos la turbina está acoplada al generador eléctrico y las mediciones de la potencia desarrollada adquieren las complicaciones propias de los elementos eléctricos. Así es necesario realizar calibraciones de los instrumentos a usarse y deberá tenerse en cuenta la influencia de la temperatura del medio.

III-3-9 EL CODIGO DE PRUEBAS ASTM PARA TURBINAS A VAPOR

Previamente se clasifica a la turbina de acuerdo a las condiciones de operación, Así por ejemplo el 1^{er} grupo o clasifi-

cación lo constituyen las ^rtubinas de expansión completa, sin extracciones, sin recalentamientos y con todo el vapor ingresando y saliendo a la misma presión. Una 2a. clase o grupo las constituyen las tubinas con recalentamiento intermedio y así de modo semejante se establece otros grupos o clases.

Para cada grupo el código proporciona instrucciones y recomendaciones para las pruebas.

Una muestra de este tipo de instrucciones se observa en la tabla..

III-3-10

Carga sobre la ^rtubina

Puede expresarse en ~~HP~~ ^{HP} o Kw desarrollados pero en todo caso la instrumentación debe de poseer calibración reciente y las lecturas realizarse con la mayor aproximación posible y con frecuencia razonable (10')

III-3-11

Pérdidas por fricción

La carga o potencia que una ^rtubina desarrolla al funcionar sola, va a representar dichas pérdidas de potencia por fricción

Consumo de Vapor Errores en Medida

III-3-12

Sea cualquiera el método empleado en determinar el consumo total de vapor de una tubina, el error que se cometa no debe ser mayor de 1/100 . La influencia de la temperatura debe ser estudiada.

Logicamente el límite para el error dependerá de la capacidad de la planta, así por ejemplo:

	Error %
Potencia menores de 500 KW	1.0
" de 500 a 1000 KW	0.75
" mayores de 1000Kw	0.50

III.3.13 PREPARACION DE LA PRUEBA.-

Si el consumo del vapor se va a determinar por medición del condensador, el condensador debe ser probado contra filtraciones o escapes antes de la prueba. Así mismo los sellos del eje de la turbina deben ser probados y ajustados a sus condiciones normales antes de la prueba.

Una prueba preliminar debe ser realizada a fin de comprobar si la turbina está preparada formalmente, chequear los instrumentos y entrenamiento del personal.

III.3.14 FACTORES DE INFLUENCIA SOBRE LAS CONDICIONES DE OPERACION.-

- 1.- Variaciones pequeñas de la presión de ingreso manteniendo la velocidad constante.

Sus efectos se traducen en variaciones en el consumo específico de vapor, siempre y cuando se mantenga la misma velocidad de funcionamiento, la misma velocidad periférica y las mismas pérdidas por velocidad residual; ésto último se cumple con gran aproximación si la velocidad de funcionamiento permanece constante.

El gráfico de las figuras 34 y 35 muestra resultados obtenidos en pruebas bajo estas condiciones para turbinas de alta y baja presión. Se aprecia incrementos leves en la eficiencia para pequeñas disminuciones de presión de ingreso.

- 2.- Variaciones pequeñas de la temperatura del vapor de ingreso (velocidad constante).

Su principal efecto es aumentar la eficiencia con la temperatura. Las figuras 36 y 37 mues-

un incremento de

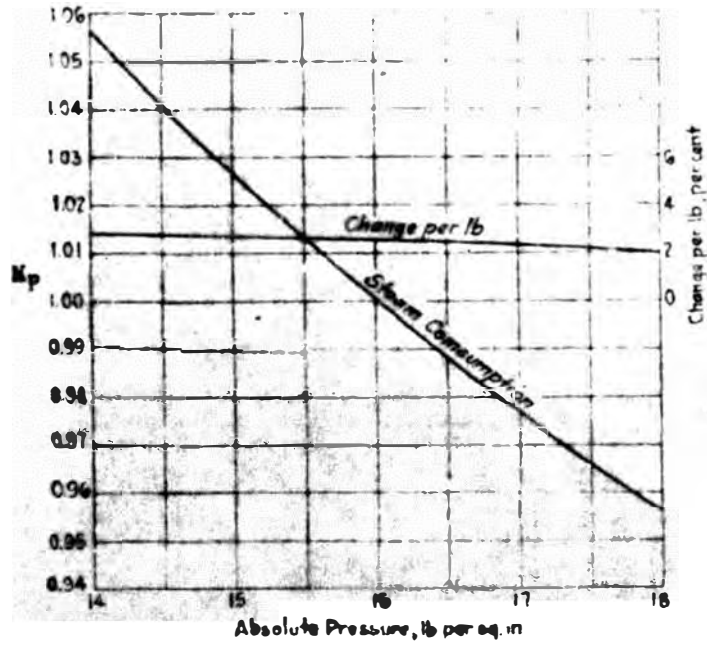


FIG. 275.—Actual effect of initial pressure for low pressure turbines

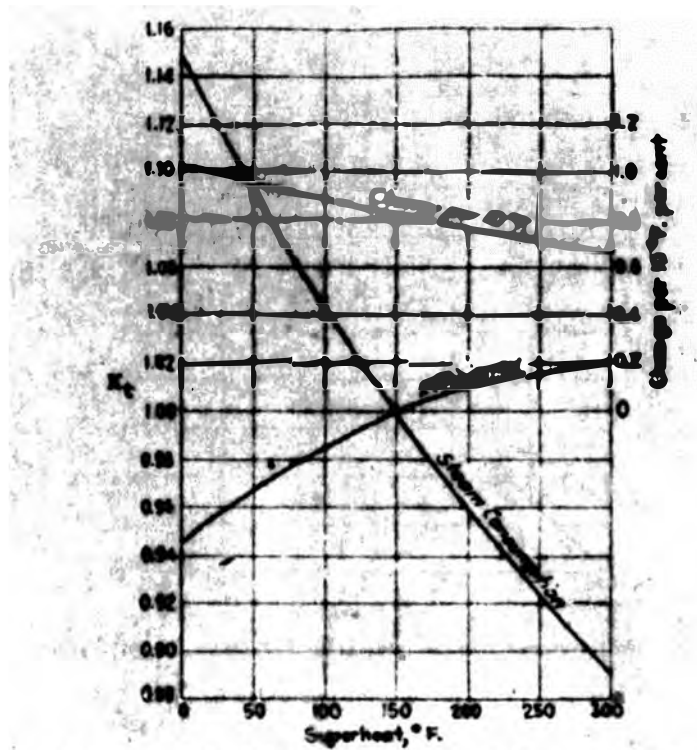


FIG. 276.—Actual effect of superheat for high pressure turbines

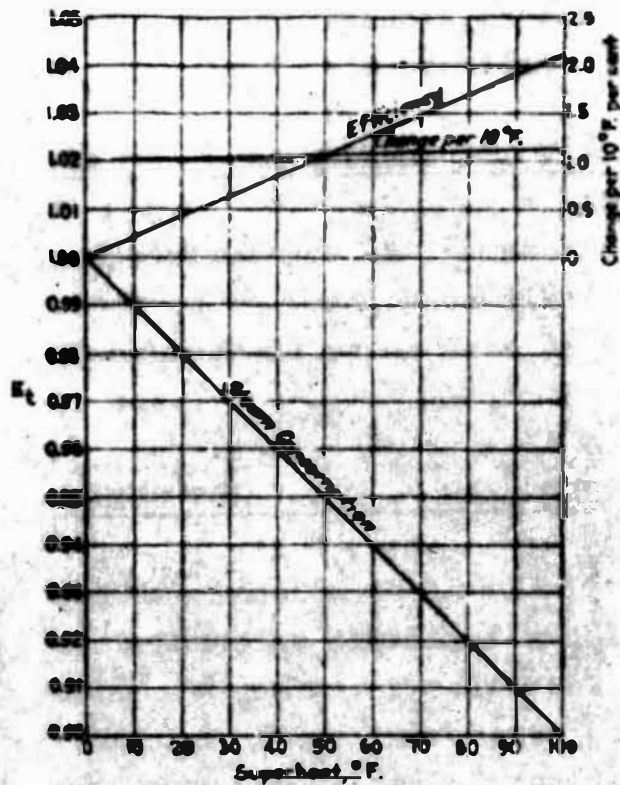


FIG. 277.—Actual effect of superheat for low pressure turbines.

Fig. 278

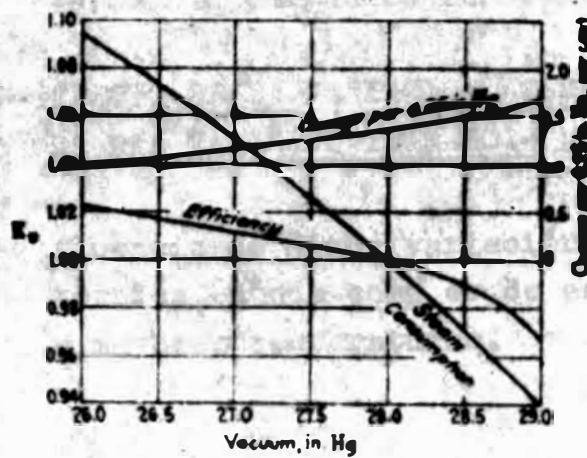


FIG. 278.—Actual effect of vacuum for high pressure turbines.

tran dicha influencia en los casos de una máquina de alta y baja presión.

3.- EFECTO DE LA HUMEDAD DEL VAPOR.- (Velocidad constante).

Definitivamente un incremento de la humedad del vapor de ingreso, hace disminuir la eficiencia. El consumo de vapor debe de incrementarse en este caso.

4.- EFECTO DEL VACIO EN EL CONDENSADOR.- (Velocidad constante).

Una disminución de la presión en el condensador se traduce en disminución del consumo de vapor debido a una mayor caída entálpica. A su vez la relación U/C se incrementa por aumento de las pérdidas por velocidad residual, lo que afecta la eficiencia y ésta tiende a disminuir.

Las figuras 38 y 39 muestran estas variaciones para turbinas de alta y baja presión, cuando la velocidad permanece constante.

5.- EFECTO DE LA VARIACION ACENTUADA DE LA TEMPERATURA DEL VAPOR DE INGRESO.-

El gráfico de la figura 40 muestra la influencia de dicha variación sobre la eficiencia térmica, dónde como es de esperarse ésta aumenta a mayores temperaturas.

IV-1 TURBINAS HIDRAULICAS

El aprovechamiento de la energía de los líquidos plantea el problema de transformar dicha energía en energía mecánica. La energía de los líquidos se puede presentar en forma de energía potencial, de presión, cinética ó en alguna combinación de ellas.

Según la forma en que la energía de los líquidos se presente, se puede pensar en máquinas ó motores adecuados. Así se puede pensar en motores de gravedad, y de energía cinética. Estos últimos conocidos comunmente como turbinas hidraulicas.

IV-1-1 Clasificación de las Turbinas hidraulicas

La conducción del agua de alimentación hacia la turbina se realiza a través de ductos adecuados. A continuación el agua fluye hacia la zona del distribuidor donde transforma su energía original a la forma de energía cinética, finalmente el agua en esta forma de energía ingresa a un elemento móvil donde cede su energía a dicho elemento reconocido como rodete; este último absorbe casi toda la energía del agua y la transmite al exterior a través de un eje, de donde su aplicación es directa.

IV-1-2 Clasificación

a).-Turbinas de impulso ó chorro libre

Son aquellas donde el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, vale decir con toda su energía en forma de energía cinética.

b).-Turbinas de reacción ó de presión

En este caso el agua que sale del distribuidor lo con formas de energía de velocidad y de presión. Esta última implica que el rodete se halle cubierto íntegramente de agua.

Las turbinas Pelton son del tipo impulsión y operan con cargas de 180 a 1700 metros.

Las turbinas Francis, Kaplan y helice son ejemplos de las turbinas a reacción y de uso con cargas de 3 a 300 metros aproximadamente.

IV-1-3 Turbinas Hidráulicas-Performance

En la práctica, las condiciones de carga hidráulica, velocidad y potencia a las que trabajan las turbinas hidráulicas son variadas.

Esto impone la necesidad de conocer la influencia de la variación de estas condiciones sobre el rendimiento, en general, sobre la performance de las máquinas hidráulicas. De modo general podemos plantear la necesidad de estudio de la influencia de las:

- a). Variaciones de la altura de carga con caudales constantes
- b). Variaciones de la Potencia desarrolla con altura de carga y velocidad constantes.
- c). Variaciones de carga hidráulica con velocidad constante
- d). Variación de la velocidad con carga hidráulica constante.

IV- 1-4 Turbinas Hidráulicas : Teoría

1.- Altura de carga

Para el estudio de turbinas hidráulicas, no nos interesa las pérdidas de energía que puedan existir en canales y ductos que llevan al a₁ a hasta la turbina y posteriormente fuera de ella. Esto permite plantear una distinción entre carga hidráulica bruta o salto hidráulico bruto y el salto o carga hidráulico neta.

El salto bruto es la diferencia de nivel existente entre el reservorio de agua ^R y el nivel ^R de agua ^R por la parte inferior.

El salto neto o sea bajo el cual trabaja la turbina es la diferencia de energía total entre el agua al ingresar a la turbina y el a₂ al salir de esta. Entendiéndose por energía total del agua la suma de energías poten-

ciales, de presión y de velocidad.

Logicamente se cumplirá que la carga bruta es igual a la neta más todas las pérdidas en los canales y ductos de entrada y salida de la turbina.

IV-1-5 Velocidad específica

La formula que dá el valor de esta velocidad:

$$N_o = \frac{N \sqrt{E}}{H^{5/4}}$$

Interpretandose como que es velocidad a la que debe de girar una turbina geoméricamente semejante a la turbina considerada, para que al funcionar bajo condiciones analogas desarrolle UN HP (unidad de potencia) con una altura de carga igual a la unidad.

De la expresión matemática que le define se concluye que la velocidad específica es función de las unidades que se emplea.

Su importancia en la ^{práctica es excepcional} ~~práctica~~ excepcional ya que su solo valor, nos dá idea de la forma y dimensiones del rodete además de que nos adelanta datos sobre el rendimiento.

La figura muestra la relación entre las velocidades específicas y las alturas de carga para diferentes turbinas hidráulicas. (41)

IV-1-6 Tipos de pérdidas de energía

En una máquina hidráulica las diferentes pérdidas pueden considerarse como sigue:

1.- Pérdidas mecánicas:

Incluye todas las fricciones mecánicas entre las partes en movimiento.

- 2.- Pérdidas en el disco: incluye fricciones hidráulicas entre el líquido y la superficie del rotor.
- 3.- Pérdidas por fugas : el líquido de las zonas de alta presión trata de escapar hacia las zonas de baja presión.
- 4.- Pérdidas Hidráulicas: incluye fricción hidráulica en el seno del líquido y entre el líquido y los ductos de la máquina.
- 5.- Pérdidas Velocidad Residual: incluye la energía cinética del fluido que no es recuperada en la descarga de la máquina.

IV-2 TUBINA PELTON

IV-2-1 Introducción

Las pruebas de performance se realizarán tratando de comprobar sus características de funcionamiento más importantes en condiciones que simulen las más variadas posibilidades de operación a que podría llegar.

Aunque la variedad de este tipo de máquina nos impida dar normas concluyentes podemos si señalar las partes más adecuadas para la prueba y los resultados de esta.

IV-2-2 Tubinas Pelton - Generalidades

Un estudio teórico afectado de factores reales como los efectos de rozamiento en el inyector y alabes, choque del aire con las paletas y paredes de la cubierta y otros nos llevan a resumir algunas relaciones empíricas como las siguientes:

- Velocidad del chorro = $(0,98 - 0,99) \sqrt{2gH}$
- Velocidad periférica de la rueda = $(0,44 - 0,46) \sqrt{2gH}$
- giro del chorro sobre el alabe = 165°
- Ancho axial del alabe = $(3,5 - 4,0)$ diámetro del chorro
- Relación: Diámetro de la rueda a diámetro del chorro usualmente mayor de 12
- Ancho axial de la cubierta = mayor de 15 veces el diámetro del chorro
- Rendimiento mecánico (85 - 90) %
- Velocidad de embalamiento (1.8-1.9 de la nominal)
- Las cargas hidráulicas máximas en la actualidad son del orden de 1700 metros
- Las potencias límites son del orden de 70000 HP

IV-2-3 Tubina Pelton : Velocidad Especifica

Considerando un valor usual del rendimiento de 85% y tomando para:

$$\frac{\text{Diámetro a la rueda}}{\text{Diámetro del chorro}} = 12$$

como límite inferior ordinario, es fácil constatar que todas las ruedas Pelton, de un solo chorro, tienen igual velocidad específica e igual diametro de rotor específico.

Asi podemos demostrar que la velocidad específica para ruedas Pelton, con los valores antes mencionados sería:

$$N_o = 19.6 n \quad (\text{sist. metrico})$$

donde: n = # de chorros

El valor máximo de N_o es de aproximadamente 54, considerando 6 chorros como máximo y la relación de diametro de la rueda al diametro del chorro igual a 7 (límite de los mínimos)

IV-2-4 CURVAS DE PERFORMANCE

Hemos de considerar las siguientes:

1.- Velocidad variable y carga hidráulica constante

Las figuras muestran los resultados gráficos que se obtienen. La figura 42 muestra la variación del torque proporcional a la velocidad, para diferentes valores de la posición de la válvula de la boquilla de descarga. La figura 43, muestra la variación de la potencia vs. la velocidad, apreciandose valores óptimos de la potencia (13 HP) precisamente con 6 vueltas de la válvula de la boquilla y 275 RPM. Asimismo se puede apreciar la variación de las pérdidas por fricción mecánica. La figura 44 muestra la distribución de energía durante la prueba. Notese la variación de las diferentes pérdidas y sus valores mínimos.

2.- Carga hidráulica variable y velocidad constante

La prueba se efectua a la velocidad óptima (275 RPM) y con la válvula de la boquilla en la posi-

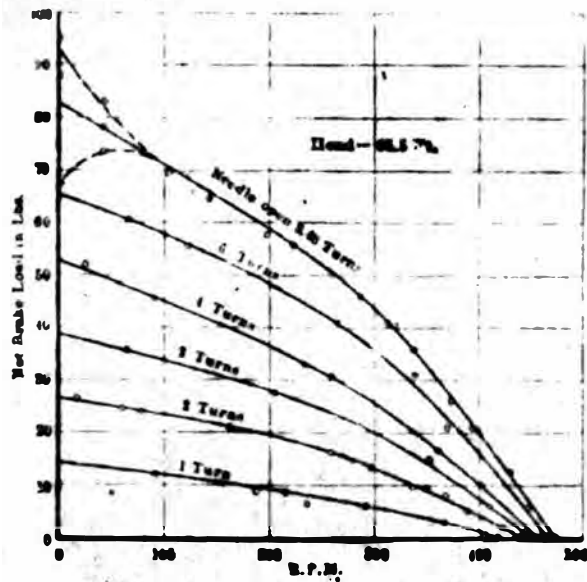


FIG. 35. — Relation between torque and speed.

Fig. 42

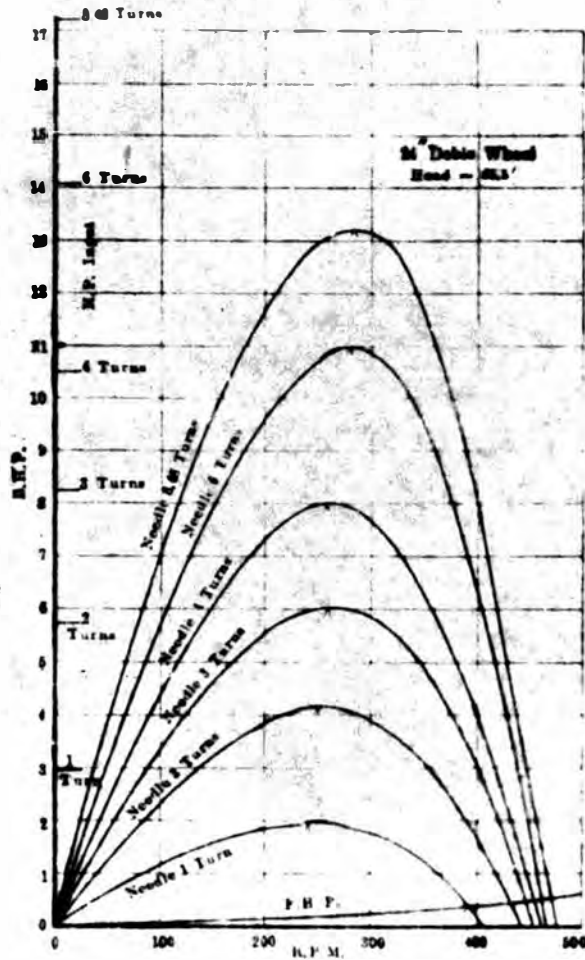
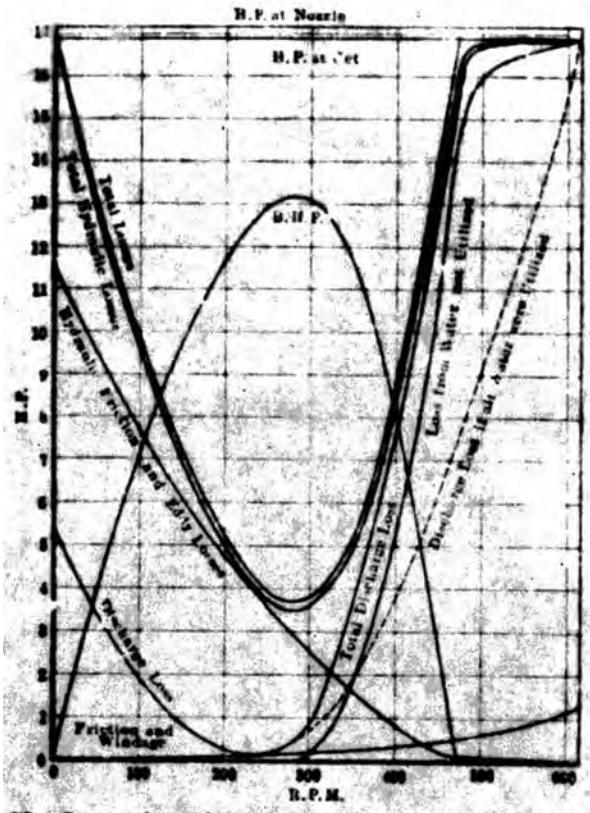


FIG. 37. — Relation between power and speed for different needle settings.

Fig. 43



88.—Segregation of losses for constant input and variable speed

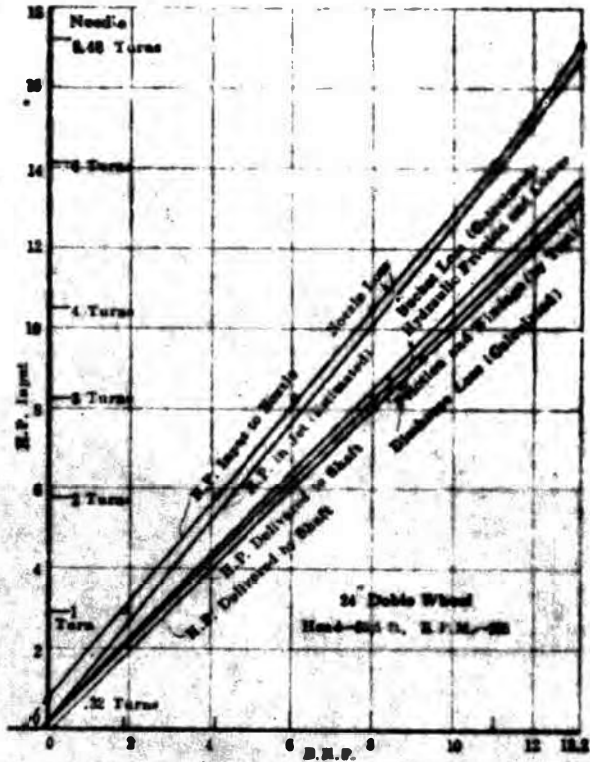


FIG. 90.—Relation of input to output and segregation of losses for variable input and constant speed.

Fig. 45

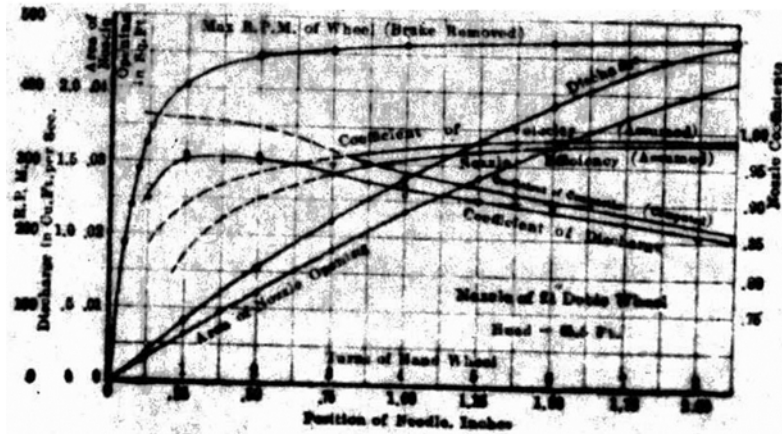


FIG. 89.—Nozzle coefficients and other data.

Fig. 46

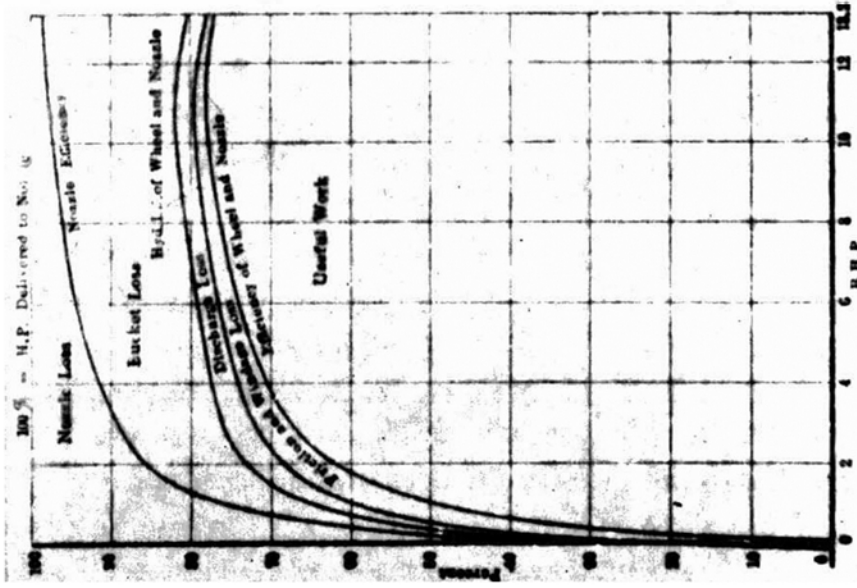


FIG. 91.—Efficiencies and per cent. losses at constant speed.

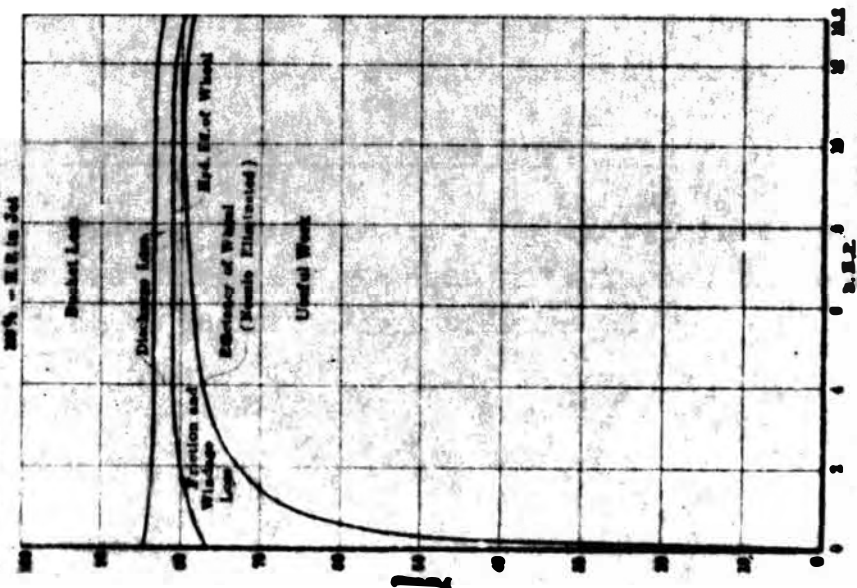


FIG. 48.—Efficiencies and per cent. losses at constant speed based upon power in jet.

ción de plena carga (6 vueltas). La curva que se obtiene se presenta en la figura 45, habiéndose utilizado en los cálculos los resultados experimentales correspondientes a las características de la boquilla que se muestra en la figura 46. Las pérdidas por fricción se han determinado por aplicación de las curvas de retardo y las otras pérdidas hidráulicas se determinarán por cálculo utilizando los datos de la figura 46. Estos mismos resultados en términos de % se observan en las figuras 47 y 48 .

3.-Carga hidráulica y velocidad constantes

Si se elige la velocidad de óptima eficiencia obtenida de la prueba anterior, podremos realizar esta prueba variando la carga y el flujo ó gasto de agua. De este modo se obtiene la figura 49.

En dicho gráfico se observan las curvas correspondientes a dos tipos de máquinas. La curva I, corresponde a valores normales de la velocidad específica. La curva II, corresponde a ruedas Pelton con valores muy altos de la velocidad específica, observándose aquí mejores eficiencias a cargas parciales que a plena carga. Característica esta de uso muy raro.

4.-Diagramas característicos generales

Se obtienen como combinación de los resultados obtenidos en todas las pruebas anteriores. Un resultado típico se muestra en la figura 50

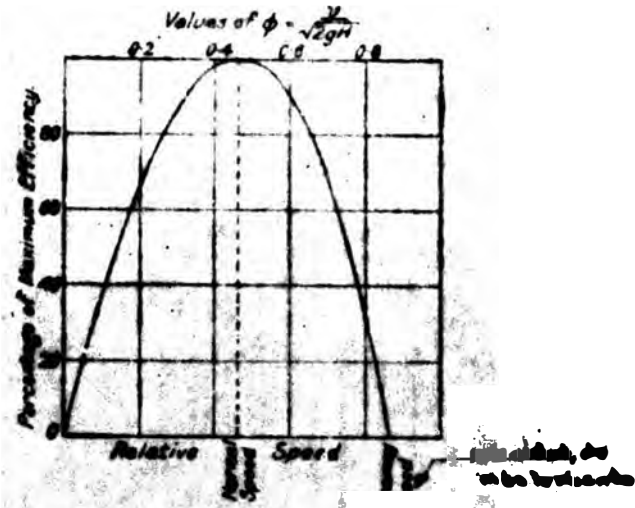


FIG. 289.—Performance of Pelton wheel (varying speed).

Fig.

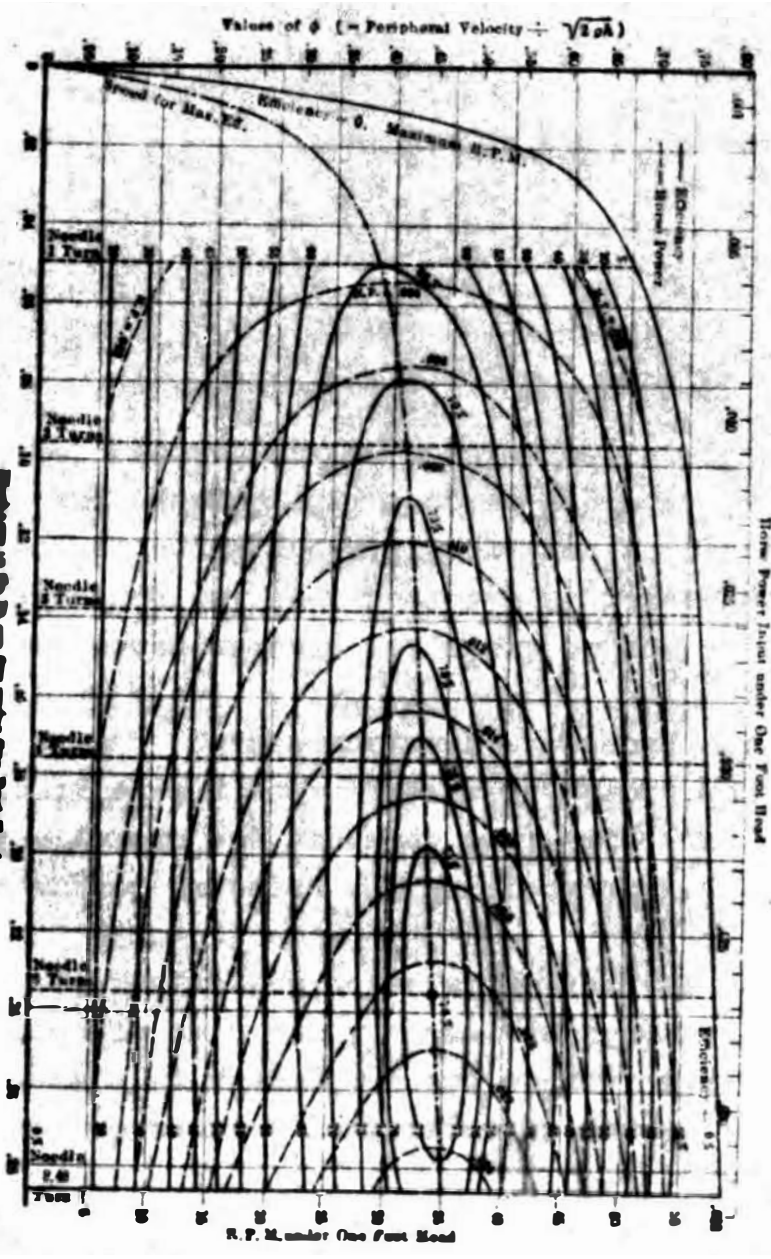


FIG. 50. Characteristics curves for a 24" turbine under various head conditions.

FIG. 50

IV.3 TURBINAS FRANCIS.-

IV.3.1 INTRODUCCION:

Hemos de considerar que una de las principales características de estas máquinas es operar con pequeñas cargas hidráulicas, esto último como consecuencia de los elevados valores de la velocidad específica con que se opera.

El trabajado con pequeñas cargas hidráulicas anuncia la posibilidad de tener que operar a la máquina con cargas hidráulicas variables, y ésta precisamente será una de las pruebas a considerarse.

Por lo demás las pruebas sobre las turbinas Francis presentarán, a diferencia de las turbinas Pelton, la posibilidad de variar el flujo y dirección del agua de alimentación, lo que ha de exigir durante las pruebas la consideración de la posición de las paletas del distribuidor.

IV.3.2 TURBINA FRANCIS: VELOCIDAD ESPECIFICA.-

En este caso el valor de la relación entre la velocidad de las paletas y el chorro (ϕ) tiene posibilidades de ser variado con mucha mayor amplitud que en el caso de las ruedas Pelton. Es posible disponer hasta valores de ϕ comprendidos entre 0.6 y 1.3.

Por otro lado la variación de la relación entre:

$$\frac{B}{D} = N$$

Siendo: B: ancho de las paletas directrices
D: diámetro del rodete

permite obtener valores variados de la velocidad de rotación del rodete sin alterar la velocidad del agua, la velocidad tangencial de la rueda ó los ángulos de las paletas.

Así mismo el valor de:

$$= \frac{Y}{\sqrt{2gH}}$$

donde: Y : componente radial de la velocidad del agua que impulsa a la rueda.

H : carga hidráulica neta

puede oscilar entre 0,15 y 0,30.

En conclusión como la velocidad específica depende de ϕ , y N, ésta podrá variar ampliamente ya que cada uno de los parámetros mencionados es capaz de poder variar en un rango considerable.

Valores máximos de 400 para la velocidad específica en Turbina Francis, es posible obtener variando apropiadamente los factores mencionados.

IV.3.3 TURBINA FRANCIS - CURVAS DE PERFORMANCE.-

1).- VELOCIDAD VARIABLE - DISTRIBUIDOR INVARIABLE:

La prueba se realiza con el distribuidor completamente abierto.

La distribución de la energía se observa en la figura N^o 51 para diferentes valores de la velocidad.

La potencia desarrollada adquiere valor máximo mientras que las pérdidas se reducen al mínimo para determinada velocidad.

2).- CARGA HIDRAULICA VARIABLE - VELOCIDAD CONSTANTE.-

Los resultados de esta prueba se presentan en las figuras N^{os} 52 y 53, Ambas muestran las variaciones en la distribución de energía para las diferentes posiciones de la palanca del distribuidor. Es importante notar que las pérdidas por choque disminuyen hasta hacerse nulas con el distribuidor completamente abierto. Esto ocurrirá sólo si la velocidad (constante) a la que se realiza la prueba es la velocidad óptima, en caso contrario persistirá hasta el final. Este hecho nos puede servir para la determinación de la velocidad óptima de operación.

3).- PRUEBAS DE PERFORMANCE.-

Prueba a velocidad y carga hidráulica constante y Distribución variable.

La performance en este caso, considerando el distribuidor en diferentes condiciones, se representa por el siguiente gráfico:

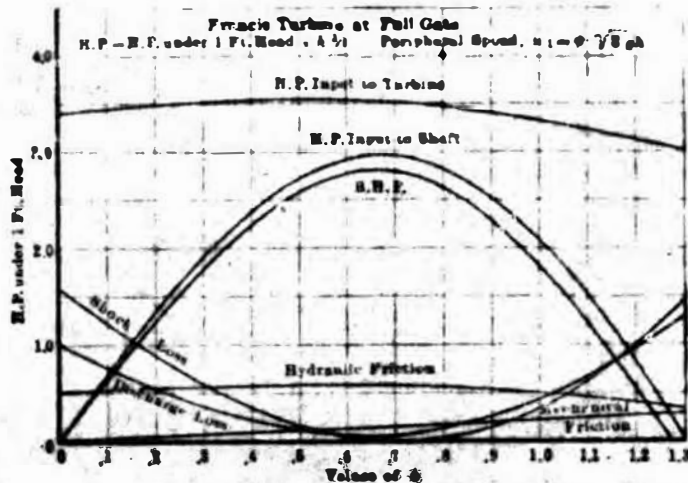


FIG. 96.—Losses at full gate and variable speed.

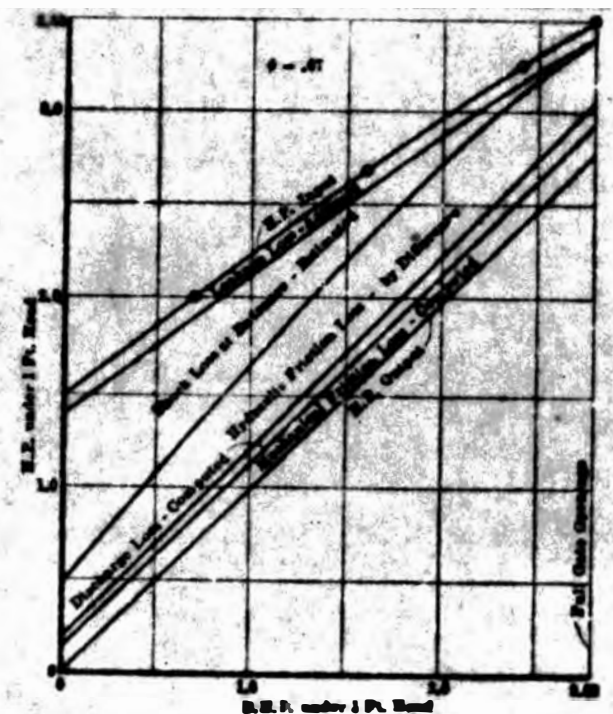


FIG. 97.—Losses for cylinder gate Francis turbine at constant speed.

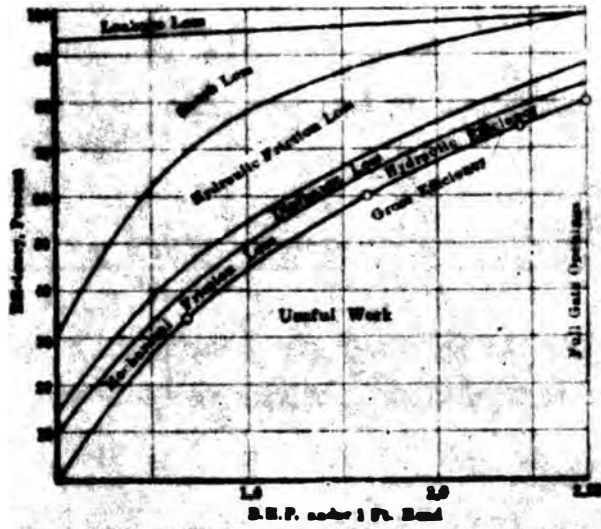


FIG. 28. Cylinder gate turbine at constant speed.

Estos resultados corresponden a una máquina pequeña incluyéndose una curva que muestra la caída de carga a través de las guías de la caja. La influencia de la dirección del flujo de agua a la salida del distribuidor, como consecuencia de la regulación, puede apreciarse en la acentuada disminución de la eficiencia para pequeños cambios de potencia desarrollada.

De manera semejante se puede observar la caída de presión en las paletas del distribuidor, para diferentes cargas.

4).- CURVA A VELOCIDAD CONSTANTE Y CARGA VARIABLE.-

La performance en este caso se presenta en el gráfico Nº 54, que corresponde a un distribuidor completamente abierto.

Dicha gráfica muestra una casi constancia de la eficiencia total para un rango amplio de las variaciones de carga hidráulica. Así mismo se observa que una velocidad específica reducida acentúa la sensibilidad de la máquina en términos de potencia al freno para diferentes valores de carga hidráulica.

5).- LA PRUEBA A CARGA HIDRAULICA CONSTANTE Y VELOCIDAD VARIABLE.-

Puede efectuarse para diferentes valores de la abertura del distribuidor, así se construye la siguiente figura Nº 55.

En ella se observa que si bien la máxima potencia se obtiene con el distribuidor completamente abierto, la máxima eficiencia se obtendrá con el distribuidor al 80% de su abertura completa.

6).- CURVAS CARACTERISTICAS GENERALES.-

Son resultado de la combinación de todas las pruebas anteriores.

La figura Nº 56 ilustra el caso.

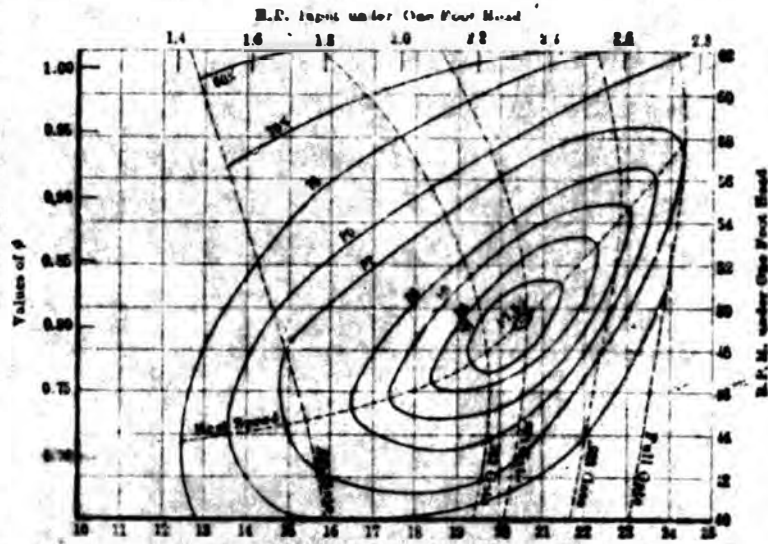


FIG. 112. — Characteristic curve for a high speed reaction turbine.

Fig. 56

IV.4 BOMBAS CENTRIFUGAS.-

IV.4.1 INTRODUCCION:

Clasificada como máquina de tipo dinámico, esta máquina es de gran aplicación industrial por su sencillez de construcción, operación y mantenimiento.

Por regla general el diseño de las bombas centrífugas se efectúa para determinados valores del caudal, altura de elevación y velocidad de rotación. Ya en operación esta bomba debe desarrollar su máxima eficiencia con esos valores. Usualmente la práctica le exige operar a condiciones diferentes de los de diseño y la necesidad de conocer el rendimiento de estas mismas condiciones es apremiante.

Teóricamente el caudal, la altura y la Potencia varían con la velocidad del siguiente modo :

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{N_1}{N} ; \frac{H_1}{H} = \left(\frac{N_1}{N}\right)^2 ; \frac{Pot_1}{Pot} = \left(\frac{N_1}{N}\right)^3$$

Siendo N = rpm.

Teóricamente nuestro problema estaría resuelto con estas relaciones pero en la práctica hay que tomar en cuenta las variaciones del rendimiento y otros parámetros. Las curvas características ó de performance se ocuparán de este aspecto.

RECOPIACION DE DATOS Y RESULTADOS PARA PRUEBAS DE BOMBAS CENTRIFUGAS

Los códigos de prueba recomiendan según secuencias definidas, así como se observa en la Figura 57.

PRUEBAS DE PERFORMANCE:

1.- DISTRIBUCION DE LAS PERDIDAS DE POTENCIA:

El cuadro ilustra gráficamente la posible distribución de las pérdidas de potencia en los diferentes elementos de la bomba.

2.- ELECCION DE CONDICIONES DE OPERACION:

Muy rara vez una bomba opera a las condiciones de diseño, vale decir a las condiciones de velocidad, gasto, cargas y succiones especificadas en las condiciones de diseño. Normalmente alguna o varias de estas condiciones pueden variar, así por ejemplo la velocidad puede aumentar y la presión de descarga disminuir. Estos cambios, sus influencias y su estudio en general son realizados con la ayuda de las curvas de performance como las que a continuación se presentan :

1. Carga hidraulica vs. gasto

Prueba realizada a diferentes RPM. Los resultados se expresan en la figura 59.

2. Potencia en el eje vs. gasto

A diferentes RPM. Los resultados se observan en la figura 60.

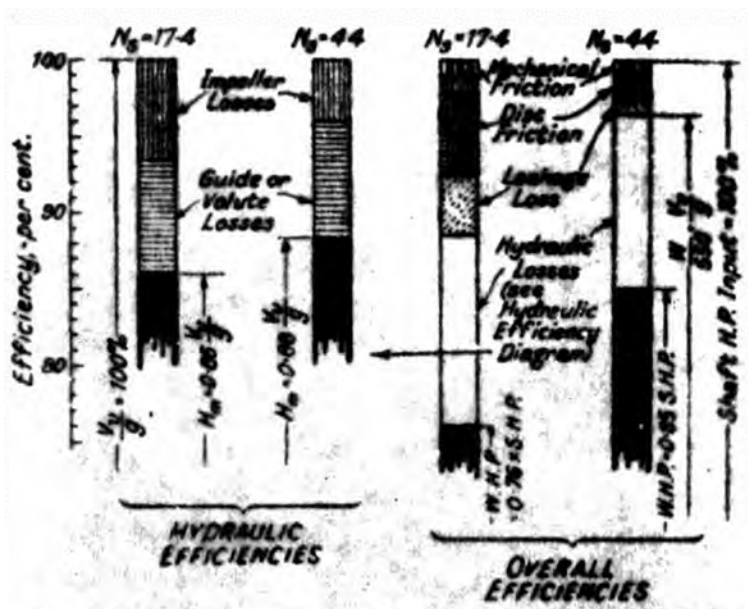


FIG. 372.—Comparative energy and power losses in centrifugal pumps.

FIG. 372

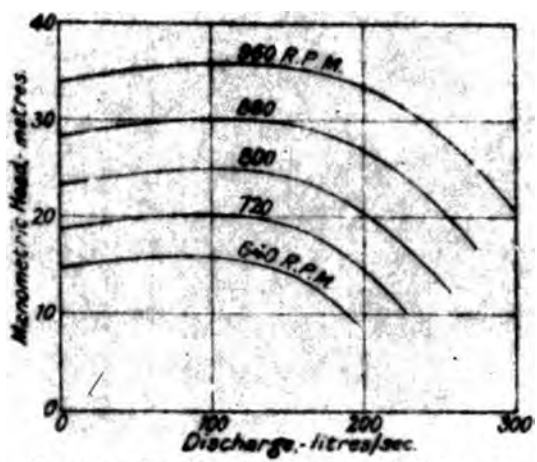


FIG. 373.—Head-discharge characteristic curves.

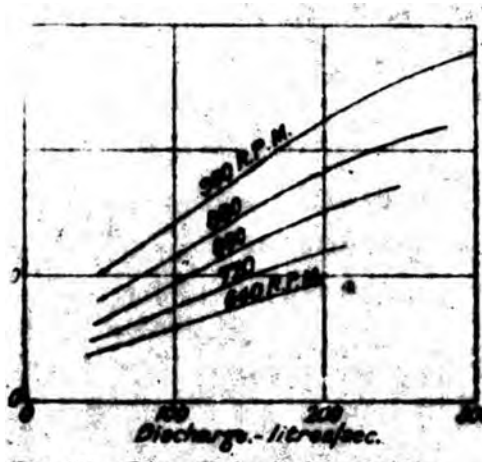


FIG. 574.—Power-discharge characteristics.

Fig. 60

3. Eficiencia a plena carga vs. gasto

Para diferentes valores de RPM. Los resultados se pueden expresar gráficamente como se observa en las figuras 61A, 61B y 61C. Donde cada una muestra el funcionamiento de una bomba centrífuga a diferentes velocidades de rotación y a diferentes presiones de descarga.

En los tres casos se grafica la capacidad o gasto de la bomba contra la carga hidráulica, la potencia consumida, y la eficiencia total.

Estos gráficos pueden combinarse y obtenerse otras como las mostradas en la figura 62.

En este último gráfico de performance un punto cualquiera muestra datos de velocidad, carga hidráulica, capacidad, y potencia requerida por la bomba, además de la eficiencia total.

3.- LAS CURVAS DE PERFORMANCE A VELOCIDAD CONSTANTE:

Los resultados de estas pruebas se muestran en la figura 63.

La principal observación es que la carga hidráulica disminuye rápidamente a medida que aumenta la descarga. Al llegar a las condiciones normales de operación (máxima eficiencia) se halla que son aproximadamente del orden de los $3/4$ del máximo que, se presenta con descarga nula.

4.- INFLUENCIA DE LA VISCOSIDAD:

La figura 64 muestra la influencia de la visco-

sidad en el caudal y la altura hidraulica. La gráfica muestra curvas para diferentes valores de la velocidad meridiana con que sale el líquido del rodete. Los caudales están expresados en función de un caudal original Q_0 .

La figura 65 fue construída para una velocidad meridiana constante. Las curvas muestran variaciones del caudal y altura hidráulica en función de la viscosidad del fluido.

Como se observa el caudal y altura varían poco hasta cierto valor de la viscosidad, pasado el cual disminuye acentuadamente.

CURVAS DE PERFORMANCE DE MAQUINAS

EXPERIMENTADAS EN LA UNI

Con el objeto de dar una idea sobre la actividad de la Universidad en este campo del estudio Experimental sobre las máquinas transformadoras de energía térmica y mecánica, he incluido este acápite donde se presenta y analiza brevemente este tipo de pruebas.

Se han considerado en las pruebas las siguientes máquinas :

a.- Turbina Francis

Ubicación: Laboratorio Nacional de Hidráulica

Se trata de una unidad construida especialmente para estudios experimentales.

b.- Turbina Pelton

Ubicación : Laboratorio de Máquinas Térmicas
é Hidráulicas

Construida igualmente con fines experimentales de instrucción.

c.- Turbina-Generador a Vapor

Ubicación : Laboratorio de Máquinas Térmicas
é Hidráulicas.

Construida con fines de estudio é instrucción.

d.- Motor Diesel

Ubicación: Laboratorio de Máquinas Térmicas
é Hidráulicas.

Fabricado con fines de instrucción.

e.- Turbina a Gas

Ubicación : Laboratorio de Máquinas Térmicas
é Hidráulicas.

Construida con fines de instrucción

- f.- Motobomba Centrifuga**
Ubicación : Laboratorio de Máquinas Térmicas
Adaptación con fines de instrucción.
- g.- Turbina Francis**
Ubicación : Laboratorio de Máquinas Térmicas é
Hidráulicas.
Construída con fines de instrucción.
- h.- Bomba Centrifuga**
Ubicación : Laboratorio Nacional de Hidráulica.
Construcción con fines de estudio y experimentación.
- i.- Motor Diesel**
Ubicación : Laboratorio de Máquinas Térmicas
Adaptación con fines de instrucción.
- j.- Turbina Pelton**
Ubicación : Laboratorio Nacional de Hidráulica.
Construcción con fines de instrucción.

BREVE ANALISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

Introducción.-

Nuestro análisis de referirá a los resultados gráficos que se han obtenido de las pruebas realizadas en las diferentes máquinas que existen en los Laboratorios de Máquinas Térmicas e Hidráulicas y en el Laboratorio Nacional de Hidráulica.

Gráficos correspondientes a las Turbinas Francis

Gráfico Nº 1 : Muestra las diferentes condiciones de operación bajo las que puede trabajar esta turbina. Se nota un sector donde las eficiencias alcanzan sus valores más elevados; es recomendable la operación de esta turbina bajo condiciones definidas por este sector. Se observa que el rendimiento está entre 85 y 90 % para velocidades entre 500 y 600 rpm y potencias al freno de 7 a 9 Hp; la posición del distribuidor corresponde a los 7/8 del total.

Gráfico Nº 2 : Nos muestra la variación de las eficiencias para diferentes valores de las velocidades y diferentes aperturas del distribuidor. Se nota con claridad que las más altas eficiencias se encuentran para aperturas entre los 5/8 y 8/8 del total, y revoluciones del 500 a 600 RPM.

Gráfico Nº 3 :
Aparte de lo ya anteriormente dicho nos indica que las potencias más elevadas las encontramos para unos 3/4 a 8/8 de apertura del distribuidor lo cual es perfectamente lógico.

Gráfico Nº 4 :
Como cosa nueva nos muestra que los torques de arranque son considerablemente altos para aperturas de distribuidor mayores. A medida que aumentan la velocidad el torque tiende a disminuir hasta alcanzar la velocidad de embalamiento, donde se hace cero (0).

Gráfico Nº 5 :

Nos muestra la variación de las pérdidas mecánicas por fricción en la Turbina Francis en el Laboratorio de maquinas Termicas é Hidráulicas para diferentes velocidades de operación. Para velocidades entre 200 y 500 las pérdidas aumentan linealmente para después aumentar más rápidamente con respecto a las velocidades. Para la obtención de este gráfico fué necesario realizar una prueba de acuerdo al método de retardación.

Gráfico Nº 6 :

Correspondiente a la prueba realizada según el método de retardación en la Turbina Francis del Laboratorio de Máquinas Térmicas. Obsérvese las 2 curvas obtenidas con carga y sin carga y el método gráfico seguido para la determinación de las pérdidas mecánicas.

Gráficos correspondientes a la Turbina a Gas "Rover" del Laboratorio de Máquinas Térmicas de la FIME .-

Gráfico Nº 7 :

Nos presenta las variaciones del consumo específico de combustible vs. las temperaturas de los gases de escape. Estas pruebas se realizarán para velocidades de 2000, 2500 y 3000 RPM.

Debe anotarse que estas velocidades corresponden al eje de propulsión. La turbina y el compresor giran a velocidades considerablemente mayores (30 - 40 mil RPM).

Se observa que el consumo específico disminuye rápidamente para luego permanecer aproximadamente constante hasta alcanzar su carga máxima. Se aprecia que la aproximada constancia del consumo específico es entre los 600 y 1100°F de temperaturas de gases de escape cuando la máquina opera a 3000 RPM. Se tomó dicha temperatura como referencia porque es un parámetro que define con exactitud el rango de operación de este tipo de máquinas. Además nos permite

un control constante sobre un factor que podría ocasionar serios desperfectos fuera de un rango pre-determinado. Para otras velocidades : 2000 y 2500 RPM., las curvas son semejantes.

Del gráfico se puede derivar que el rendimiento térmico total se mantiene constante para un rango apreciable de potencias al freno. Esto último por la estrecha relación que existe entre el consumo específico de combustible y la eficiencia térmica al freno. Nótese además que los mínimos consumos son del orden de 1 a 2 lbs. que en comparación
BHP hr.

con el de los motores diesel es considerablemente mayor, siendo casi el triple. Por otro lado, considérese el hecho de que al ser una máquina de alta velocidad (30 - 40 mil RPM) lo que en nuestro caso permite asegurar un elevado valor de la relación potencia/peso.

Gráficos correspondientes a los motores de combustión interna del Laboratorio de Máquinas Térmicas de la FIME .-

Gráfico Nº 8 :

Motor "Grieve" : "Combustión".

Muestra la variación de la relación aire a combustible, exceso de aire y temperatura de los gases de escape para diferentes cargas del motor.

El exceso de aire y la relación aire a combustible disminuyen hasta que a plena carga son aproximadamente de 70% y 26 respectivamente.

La temperatura de los gases se incrementa (debido a mayores consumos de combustible) hasta valores de orden de 300°C.

Gráfico Nº 9 :

Motor "Ruston" : Potencia indicada.

Se observa que las pérdidas por fricción son aproximadamente constantes y del orden de 3 HP. Explicable por razón de que la velocidad se mantuvo constante en 400 RPM.

La potencia indicada se incrementa casi linealmente. El punto de corte de ambas curvas es bajo marcha en vacío lo que es explicable.

Gráfico Nº 10 :

Motor "Ruston" : Consumo específico.

Este gráfico muestra claramente que para 450 RPM. el mínimo consumo específico de combustible es de 0.42 lbs y se
HP-hr

registra cuando el motor desarrolla 5 BHP. Este aspecto es de interés en la economía de combustible, en plantas de fuerza de funcionamiento continuo.

Gráfico Nº 11 :

Motor "Ruston" : Balance térmico.

Este gráfico muestra la distribución de energía en porcentajes del calor total suministrado para diferentes valores del porcentaje de carga en una prueba a 450 RPM. Se observa que la mayor parte del calor total suministrado se distribuye en partes aproximadamente iguales, en trabajo mecánico, en agua de refrigeración y gases de escape; en orden de importancia continua el calor que se pierde por combustión incompleta y radiación al medio ambiente. Las demás pérdidas de calor no son considerables.

Gráfico Nº 12 :

Motor "Ruston" "Eficiencias"

Este gráfico muestra la variación de las eficiencias térmicas indicada y total. Asimismo la eficiencia mecánica y el consumo específico.

Esta prueba se realizó a 400 RPM. y como conclusión se obtiene que el mínimo consumo específico se registra con 5.5 BHP. (aproximadamente un 70% del valor a plena carga). La eficiencia térmica al freno alcanza su valor óptimo a iguales condiciones que las anteriores. Esto último era de esperarse. La eficiencia térmica indicada tiene un valor

máximo de 50-60% y lo alcanza para potencias entre 3 y 6 BHP. Esto último se debe a que la combustión se realiza a condiciones favorables como temperatura y relación aire a combustible.

La eficiencia mecánica tiene un valor ascendente, lo cual es explicable por tratarse de una prueba a velocidad constante.

Gráficos correspondientes al turboquemador "Ropa" existente en el Laboratorio de Máquinas Térmicas de la FIME.

Gráfico Nº 13 :

Muestra la variación del rendimiento total vs. la potencia eléctrica que desarrolla el quemador. Se observa un rendimiento reducido aún para cargas mayores lo que se explica por la reducida potencia del equipo.

Gráfico Nº 14 :

Muestra la variación del consumo específico de vapor vs. la carga. Obsérvese una rápida disminución del consumo específico con sus valores más pequeños para las cargas mayores.

Asimismo, la línea de Williams nos indica un consumo de vapor considerable para marcha en vacío. Esto último nos hace pensar en la existencia de considerables pérdidas, ocasionadas por la mala calidad del vapor de ingreso.

En un futuro próximo la instalación será modificada y se va a eliminar este defecto lo que permitirá realizar comparaciones.

Gráfico correspondiente a la bomba centrífuga BERGERON ubicada en el Laboratorio Nacional de Hidráulica .-

Gráfico Nº 15 :

Los resultados gráficos son semejantes a los del caso anterior, siendo su principal diferencia el valor máximo alcanzado por el rendimiento. En este caso es de más del 70% y corresponde a un caudal de 80 m³/hora y una altura de 37 metros. La potencia absorbida por la bomba es de 14 C.V.

Gráfico correspondiente a la Motobomba Centrifuga del Laboratorio de Máquinas Térmicas é Hidráulicas .-

Gráfico Nº 16 :

Se muestra la altura de agua, potencia del agua, potencia en consumo de la motobomba y el rendimiento del equipo para diferentes valores del caudal de agua descargado.

La curva del rendimiento alcanza un valor óptimo de aproximadamente de 35% para un caudal de 300 litros por segundo y una altura de 38 metros. La potencia absorbida por la motobomba es de 7.2 HP. y la aprovechada por el agua de 2.5 HP. El bajo rendimiento es explicable por corresponder a un conjunto motor eléctrico-bomba centrifuga.

Gráficos correspondientes a la Turbina Pelton del Laboratorio de Máquinas Térmicas é Hidráulicas de la FIME .-

Gráficos Nos. 17 - 18 y 19 :

Nos muestra un conjunto de curvas obtenidas en un ensayo completo de la citada turbina, con cargas hidráulicas de 20 metros, 30 metros y 40 metros. Obsérvese que la máxima eficiencia obtenida para la prueba con 20 metros de carga hidráulica, es de 74% y se registra para 645 RPM. 0.9 BHP y con un 35% de la máxima abertura de la boquilla, lo que corresponde a 0.16 pies³/seg. de caudal. Para el caso de 30 metros de carga hidráulica se obtiene un 77% de eficiencia a 800 RPM., 1.25 BHP. y con un caudal de 0.145 pies³/seg. correspondiente a un 25% de la máxima abertura de la boquilla. Con una carga hidráulica de 40 metros los resultados óptimos son 81% de eficiencia con 2 BHP y 950 RPM. y el caudal de 0.15 pies³/seg. correspondiente al 25.5% de la máxima abertura de la válvula de la boquilla.

BIBLIOGRAFIA

- 1.-Mechanical Engineering Fractice por Shoop and Tuve
Mc Graw-Hill Book Company Inc
- 2.-Internal Combustion Engines por Maleev
Mc Graw Hill Co.
- 3.-The high-Speed Internal Combustion Engine por Ricardo
Blackie & Son Limited - London
- 4.-Use of Engine Indicator for Diesel Engine Maintenance
por Bacharach Industrial Instruments Co. USA
- 5.-Power Plant Testing por Moyer
Mc Graw Hill Co. 1934 N. Y.
- 6.-Termodinamica por Faires
Uteha - Mexico
- 7.-Mechanical Engineering Measurements por Moore
D. Van Nostrand Co.
- 8.-Heat Power Engineering por Barnard
John Wiley & Sons
- 9.-Theory and Design of Steam and Gas Turbines por Lee
Mc Graw Hill Co 1954
- 10.-Modern Reheat Turbines por Sheppard
Publicación de ASME Septiembre, 1952
- 11.-El Laboratorio del Ingeniero Mecánico por Seymour
H A S A - Buenos Aires
- 12.-Motores de Combustión Interna Libreria-Edit ALSINA
ALSINA
- 13.-Mechanical Engineering Experimentation por Tuve
Mc Graw Hill Co. 1961
- 14.-Motore Térmicos por Marter
Uteha Mexico
- 15.-Motores a Reacción por Kalnin
Biblioteca Moderna de Mecanica - Monteso
- 16.-Steam Turbine, Teory and Practice por Kearton
Sir Isaac Pitman & Sons Ltd.
- 17.-Theories of Engineering Experimentation por Schenck
Mc Graw Hill Book Co.
- 18.-Steam and Gas Turbines por Stodola
Peter Smith 1945 N Y

- 19.-El Motor de Explosión por Petit
Edit. Gustavo Gili Barcelona
 - 20.-The efficient Use of Steam por Lyle
Her Majesty's Statinary Office 1947
 - 21.-Power and Process Steam Plant por Molloy
George Newnes Limited
 - 22.-Steam Engineering por King
John Wiley & Sons Inc.
 - 23.-Motores Diesel por Mesny
Alsina - Buenos Aires -1958
 - 24.-Centrales de vapor por Gaffert
Reverté Buenos Aires
 - 25.-Applied Energy por Morse
Van Nostrand Co.
 - 26.-Applied Heat for Engineering por Sneedn
Blackie & Sons Ltd
 - 27.-Turbinas a vapor por Church
Alsina 1955
 - 28.-Hydraulic Turbines por Daugherty
Mc Graw Hill
 - 29.-Applied Hydraulics por Addison
Chapman & Hall Ltd.
 - 30.-Bombas por Hirschmann
Edit. Universitaria.
 - 31.-Motores Hidraulicos por Quants
Gustavo Gili
 - 32.-Bombas Centrifugas y Turbocompresoras por Fleiderer
Labor
 - 33.-Water Power Engineering por Barrowa
Mc Graw Hill Co.
 - 34.-Principles of Turbomachinery por Shepherd
Mac Millan
 - 35.-Fuerza Motriz Hidraulica por Rauch
Montesó
-