

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

Comité de Post - Grado



PLANTA DE TURBINA DE GAS ESTACIONARIA EN BASE
A UN MOTOR DE AVIACION CON INYECCION DE AGUA
EN LA CAMARA DE COMBUSTION

TESIS

*Para Optar el Grado de Maestro en
Ingeniería Aeronáutica - Mención:*

MOTORES DE TURBINAS A GAS

Presentado por:

ANTONIO MEJIA REGALADO

LIMA - PERU

1998

INDICE

INTRODUCCION

Pág

CAPITULO I	Análisis de la situación actual de la explotación de hidrocarburos, energía eléctrica y represamientos de agua en el país	
1.1	Situación de la explotación de hidrocarburos.....	
1.2	Situación de distribución eléctrica.....	2
1.3	Situación de represamientos.....	2
1.4	Análisis de la situación.....	3
CAPITULO II	Desarrollo y configuraciones de motores de turbina de gas de aviación como plantas de turbina de gas estacionaria	
2.1	Particularidades.....	4
2.2	Elevación de los parametros del ciclo y mejoramiento de los parametros de las plantas de turbina de gas de un solo ducto.....	5
2.3	Configuraciones de segundo nivel, plantas con suministro de vapor a la turbina de accionamiento.....	9
2.4	Configuraciones de tercer nivel.....	10
2.5	Configuraciones de cuarto nivel. Plantas de ciclos complejos.....	11
CAPITULO III	Motor de Turbina de Gas AI-20	
3.1	Cálculo energético del motor.....	14
3.2	Consumo específico de combustible y eficiencia efectiva	19
CAPITULO IV:	Metodología del cálculo de la cámara de combustión con inyección de agua, cálculo de la resistencia hidráulica y el	

intercambiador de calor, cálculo del coeficiente de transmisión de calor.

4.1	Cálculo de la cámara de combustión con inyección de agua	21
4.1.1	Parámetro del cálculo	21
4.1.2	Ecuación del balance térmico	22
4.2	Metodología del cálculo del ciclo de accionamiento por vapor abierto	23
4.2.1	Datos iniciales	23
4.2.2	Secuencia de los cálculos	25
4.3	Metodología de cálculo de la resistencia hidráulica en el intercambiador de calor	28
4.3.1	Características geométricas	30
4.3.2	Resistencia hidráulica en el ducto Γ	30
4.3.3	Resistencia hidráulica en el ducto X	32
4.4	Cálculo del coeficiente de transmisión de calor	34
4.4.1	Cálculo del coeficiente de transmisión de calor del portador de calor frío	34
4.4.2	Cálculo del coeficiente de transmisión de calor del portador de calor caliente	35
4.4.3	Cálculo de la transmisión de calor a través de una pared	35
4.5	Evaluación de la efectividad de inyección de agua a la cámara de combustión principal y utilización del ciclo de accionamiento de vapor a la salida del motor	36
4.5.1	Indicadores del motor AI-20 en el régimen de diseño	36
4.5.2	Evaluación efectiva de la inyección del agua a la principal cámara de combustión.....	37

CAPITULO V	Análisis económico del motor de turbina de gas de aviación como planta de turbina de gas estacionaria.	
5.1	Costos ..	39

RESULTADO FINALES	41
-------------------	-------	----

BIBLIOGRAFIA

APENDICES:

1. Programa de la eficiencia efectiva y el consumo específico
2. Programa para hallar la variación del gasto de combustible
3. Programa del ciclo de accionamiento por vapor abierto
4. Programa de las características geométricas y resistencias hidráulicas en el intercambiador de calor.
5. Programa para hallar el coeficiente de trasmisión de calor

AUTOBIOGRAFÍA

Antonio David, Mejía Regalado

Lugar de nacimiento	:	Lima - Perú
Estudios Primarios	:	Colegio Particular Claretiano
Estudios Secundarios	:	Colegio Particular Claretiano
Estudios Superiores	:	Escuela Militar de Chorrillos Instituto Científico y Tecnológico del Ejército
Estudios de Post Grado	:	Universidad Nacional de Ingeniería Motores de Combustión Interna
Profesión	:	Oficial del Ejército del Perú Bachiller en Ciencias.

EXPERIENCIA PROFESIONAL

- Centro de Mantenimiento de Blindados, 1994 - 1996, Jefe de Departamento de Producción, Jefe de Departamento de Motores.
- Centro de Mantenimiento Aeronáutico del Ejército, 1996 - 1998, Jefe del Departamento de Procesos Especiales, Jefe del Departamento de Motores.

PARTICIPACIÓN EN EVENTOS TÉCNICOS

- Participante en el Seminario de “Avances de la Industria Automotriz”
SENATI - 1995
- Participante en el curso “Sistemas de Inyección Diesel” - UNI/IMCI 1995
- Primer puesto en el concurso de la Oficina de Investigación y Desarrollo del Ejército - “Diseño y Fabricación de un Banco de pruebas para motores de Turbina de gas AI - 9V - 1997
- Segundo puesto en el concurso de la Oficina de Investigación y Desarrollo del Ejército - “Construcción de un banco de pruebas para el sistema de arranque neumático del motor B55B” - 1995

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, en los países industrializados, los métodos de turbina de gas de aviación, que han cumplido su tiempo de vida de vuelo, se utilizan para accionar los accesorios de bombeo de gas, los generadores eléctricos, los equipos de limpieza de canteras, los oleoductos de petróleo, entre otras.

En nuestro país, como generador de recursos tan importantes tales, como el petróleo y el gas; la necesidad de generación de energía eléctrica a nivel nacional, sobre todo en los lugares más alejados y la existencia de represamientos y fuentes naturales de agua para el consumo de la población y la agricultura, crean la necesidad de contar con equipos y máquinas que satisfagan las necesidades a nivel nacional.

Debido al estado actual de la energética en el Perú, se requiere la participación de los medios disponibles entre los cuales se encuentra el material aeronáutico; el uso de los motores de aviación que han cumplido su tiempo de vida de vuelo y que conservan sus propiedades las cuales son necesarias para seguir siendo utilizados, permitirán en el territorio, resolver problemas, teniendo la ventaja de poseer la mano de obra operario y la disminución en costos por el material empleado.

La experiencia de los países industrializados en la conversión de motores de aviación como plantas de turbinas de gas estacionarias en base a motores dados de baja del servicio aeronáutico han demostrado que es una tendencia correcta y adecuada.

El tema del presente trabajo está relacionado con el empleo del motor de aviación A1-20 perteneciente al avión AN-32B como planta de turbina de gas estacionaria, con la adición de un intercambiador de calor y el empleo de inyección de agua en la cámara de combustión con la finalidad de incrementar el rendimiento y aumentar la potencia en la turbina de accionamiento.

La secuencia del trabajo incluye un análisis de la situación actual de los hidrocarburos en el país, los modelos de las plantas de turbina de gas estacionarias en base a motores de aviación, la presentación y explicación de la configuración del motor elegido en el tema, la metodología del cálculo de la cámara de combustión con inyección de agua, del intercambiador de calor y el ciclo de accionamiento por vapor, finalizando con las conclusiones correspondientes.

CAP I : Análisis de la Situación Actual de la explotación de hidrocarburos, energía eléctrica y represamientos de agua en el país.

1. Análisis de la situación actual de la explotación de hidrocarburos, energía eléctrica y represamiento de agua en el país.

1.1 Situación de la explotación de hidrocarburos

Según estudios realizados, el país cuenta con dieciséis cuencas con posibilidades de exploración de hidrocarburos, de los cuales en la actualidad, doce de ellas son explotadas por contratos.

Al 31 de Diciembre de 1997, se tenían veinte y tres contratos de exploración - explotación y quince en explotación, teniendo además once contratos en proceso de negociación.

Las cuencas ubicadas en la vertiente oriental de los Andes y la llanura amazónica, han sido objeto de mayor interés exploratorio a partir de la década de los 70 con importantes descubrimientos de hidrocarburos. La cuenca Marañón al 31/12/97 ha producido 751680 MMB de petróleo. La cuenca Ucayali tiene una producción acumulada de 20620 MMB de petróleo y en la década de los 80 se descubrieron los yacimientos de gas y condensados de Camisea con reservas estimadas en 2700 MMB de petróleo equivalente en los gráficos siguientes se muestran los yacimientos de petróleo y gas a nivel nacional y los lotes actuales de contratos de operaciones petrolíferas.

La obra más grande lo constituye el oleoducto norperuano con una longitud de 855 km, seis estaciones de bombeo que impulsan el petróleo con bombas movidas por turbinas de gas y tuberías de 24" y 36" de diámetro durante el recorrido.

El gráfico que se muestra a continuación nos indica el oleoducto y las vías de transporte para operaciones petrolíferas. A nivel nacional un proyecto interesante de explotación de gas natural se desarrolla en Aguaytia - Pucallpa donde el Lote 31C es explotado por la Cía. Aguaytia Energy, la cual en 1997 perforó y completó 5 pozos exitosamente.

Ha construido un gaseoducto de más de 100 Km. en la zona además de una planta de procesamiento de gas cuya capacidad es de 55 MM de pies

cúbicos por día, siendo el estimado de gas residual, de 49 MM de pies cúbicos por día y el estimado de producción de líquidos del gas natural es de 4200 barriles por día.

Otro proyecto lo constituye Camisea donde el Lote 88 A/B adjudicado a la Cía. Shell - Mobil, en el año 1997 perforó el pozo Cashiriari 2 como parte de los tres pozos que tenía el consorcio como obligación en el primer período del programa mínimo de cumplimiento de obligaciones que como es de conocimiento público ha quedado suspendido por decisión del gobierno y dicha empresa.

1.2 Situación de distribución eléctrica

La distribución de energía eléctrica, a nivel nacional está dada por los sistemas interconectados y los pequeños sistemas eléctricos interconectados, basados principalmente en centrales térmicas y existencia de recursos hidroenergéticos disponibles.

El gráfico que se muestra, indica los sistemas interconectados del Perú existentes y en proyecto.

1.3 Situación de represamientos - fuentes de agua

El agua es, será siempre, elemento fundamental para garantizar la vida y las actividades del hombre, en nuestro país a pesar de tener un mediano porcentaje de tierras cultivables, existe una gran fuente de recursos hidráulicos, los represamientos en explotación y proyectos que se muestran en el gráfico poseen una cantidad de millones de metros cúbicos disponibles para el regadío de los campos de cultivo sobre todo en las regiones áridas y semi-áridas de la costa beneficiando así una gran cantidad de hectáreas.

1.4 Análisis de la situación

De una manera general las necesidades del país en estos tres aspectos

importantes constituyen un problema; por lo expuesto, las regiones más alejadas tienen dificultades con el suministro de energía eléctrica y el agua, para satisfacer sus necesidades humanas, y la explotación de los hidrocarburos en el país no dispone aún de una economía que le permita cobrar el auge que le corresponde, quedando en una situación de estancamiento, proyectos de gran envergadura al no disponer de los medios y la tecnología adecuada.

Es posible el empleo de motores de turbina de gas de aviación como plantas de turbina de gas estacionarias con inyección de agua en las cámaras de combustión, lo cual permitiría en un futuro cercano, disponer de estaciones de bombeo de gas, petróleo, generadores de energía eléctrica y accionadores de bombas de agua, con fines de transporte del líquido elemento a las zonas que se requieran, constituyendo un ejemplo a seguir de los países industrializados, los cuales han logrado desarrollar esta tecnología con resultados beneficiosos.

CAP II : Desarrollo y configuraciones de motores de turbina de gas de aviación como plantas de turbina de gas estacionaria.

2. Desarrollo y configuraciones de motores de turbina de gas de aviación como plantas de turbina de gas estacionaria.

2.1 Particularidades

La ventaja de los motores de aviación convertidos, es su alto nivel tecnológico, su alto grado de automatización en su funcionamiento, la presencia de los sistemas de control confiable de los principales parámetros y de protección, permiten durante la creación de sistemas una operación, considerada como segura.

Durante la conversión del motor de aviación, el esquema estructural de carga del generador de gas permanece similar al del avión asegurando un alto tiempo de vida durante la operación en tierra para aliviar la operación del motor se prevee la posibilidad de un montaje y desmontaje rápido (12-16 horas) de toda la planta y de sus partes, en sus soportes de apoyo, esto permite realizar reparaciones en mejores condiciones

La turbina de accionamiento se fabrica y sus parámetros se eligen por cálculos para alcanzar la máxima efectividad, el diseño de la turbina de accionamiento se efectúa tomando en cuenta la experiencia y la tecnología aeronáutica.

El peso de los motores de aviación es de 5 a 7 veces menor a los estacionarios, asegurando su facilidad en el transporte.

Una gran importancia tiene el aumento del rendimiento de las plantas a instalarse. La solución del problema de aumento del rendimiento de motores de turbina de gas convertidos en base a los motore de aviación, que han cumplido su tiempo de vida de vuelo, se complica, debido a que en relación al ciclo termodinámico ellos siempre pertenecen a la generación anterior; debido a esto se tiene que perfeccionar el método de conversión y de aumento del rendimiento con la finalidad de reducir la pérdida de calor en los gases de escape.

Durante la conversión, a medida que se emplean motores aeronáuticos

con parámetros más tensos del ciclo, aparece la necesidad de hacer una construcción más complicada, para que en su tiempo de vida se conserven elevados los parámetros iniciales durante su operación en tierra.

Esta exigencia crea la necesidad de elevar la limpieza del aire y de preparación del gas combustible. Aparece también la necesidad de instalar un intercambiador de calor en el sistema de enfriamiento de la turbina del motor.

2.2 Elevación de los parámetros del ciclo y mejoramiento de los parámetros de las plantas de turbina de gas de un sólo ducto.

Las características de las plantas de turbina de gas de un solo flujo, hechos según una configuración simple, se muestran en la figura 1, donde se dan las funciones de rendimiento y potencia de la planta respecto a la relación de compresión π_k^* a la relación de calentamiento θ . Las funciones están hechas para el nivel actual del rendimiento de los conjuntos. Como se ve, el aumento de la temperatura para un valor fijo de π_k^* se acompaña con el aumento de la potencia y del rendimiento. Sin embargo el ritmo de crecimiento del rendimiento es pequeño y por consiguiente, el aumento de la temperatura de los gases delante de la turbina deberá acompañarse con el incremento de la relación de compresión.

Los valores del rendimiento de los accionadores HK-12CT, HK-16CT y HK-36CT, que se basan en motores de aviación de diferentes generaciones se muestran en la figura 1 donde:

Fig.1: Características de las plantas de turbina de gas hechos según una configuración simple ($\eta_{nT} = 0.85$ $\eta_{nK} = 0.89$ $\sigma_{\Sigma} = 0.93$)

η_{eq}	:	rendimiento efectivo
H	:	trabajo útil
1	:	$\theta = 4.7$
2	:	$\theta = 3.9$
3	:	$\theta = 3.6$

- 4 : $\theta = 3.3$
- : valores de π_k^*
- ⊗ : accionamiento en base a motores de aviación

Analizando las funciones mostradas, se puede apreciar que la potencia máxima para una relación de calentamiento θ dada, se consigue para diferentes π_k^* .

Los motores con π_k^* bajos, mantienen sin embargo, la posibilidad de efectuar con ellos, un ciclo regenerativo, que durante una reducción considerable de la potencia, asegura un aumento sustancial del rendimiento.

Un análisis de las plantas estacionarias con regeneración de calor cuyos parámetros se muestran en la tabla 1, nos indica que para $\pi_k^* = 7 \dots 9$ y para una temperatura de los gases $T_r^* \leq 1300$ ° K se consigue alcanzar un rendimiento de la planta $\eta_{eq} = 34 - 35\%$, cuando el rendimiento del ciclo inicial no supera el 26 - 29%.

TABLA 1

Denominación	Potencia (MW)	Rendimiento efectivo (η_{eq} %)	π_k^*	T_r^* (°K)	Masa
M4142P	10.4	34.4	7.2	1187	54.4
M5252RA	18.8	34.5	7.0	1202	114.8
M15322RB	23.9	35.5	8.3	1205	16.6
CW182RMB	12.9	36	9.2	1283	59
GW352MA	24.4	36.9	8.4	1283	97.1

El aumento del rendimiento de la planta de turbina de gas de un sólo flujo

fabricados en base de los motores aeronáuticos para unas mínimas variaciones de la construcción del motor de turbina de gas básico, está relacionado con la disminución de los juegos radiales, con el calentamiento del combustible que ingresa a la cámara de combustión, por los gases de escape con la disminución de flujo de aire de enfriamiento, en los generadores de gas de alta temperatura de la planta de turbina de gas mediante la reducción de su temperatura.

El efecto de las medidas tomadas se dan en la tabla 2.

TABLA 2

Planta	Potencia (MW)	T_r^* (°K)	Rendimiento inicial	Incremento de η_{eq} %			Rendimiento η_{eq} %
				Reducción juego radial	Calentamiento del gas combustible	Disminución del gasto de aire	
HK-16CT	16	1083	29	0.5	0.6	-	30.1
HK-30CT	25	1260	31	0.6	0.7	0.3	32.6
HK-36CT	25	1460	36	0.6	0.8	0.8	38.3
HK-38CT	16	1506	38	0.7	0.9	1.0	40.6

El consiguiente aumento del rendimiento de la planta de turbina de gas está ligado con el empleo de calderas de vapor, sin embargo el uso del calor con fines de calefacción, no resuelve el problema de suministro de energía eléctrica, pese a que en algunos casos, se puede aumentar el rendimiento hasta un 80-85% del sistema compuesto de un complejo energético y de calefacción. Esto se debe a que la mayoría de las plantas de turbina de gas de las estaciones de los gaseoductos y oleoductos casi no se utiliza el calor para la calefacción. Por esta razón un valor importante tienen los sistemas que consiguen el aumento del rendimiento mediante la obtención de potencia adicional.

Las configuraciones de estas plantas se determina por la solución del problema de preparación de grandes cantidades de agua desmineralizada. En aquellos casos cuando el precio de este proceso es bajo; son rentables económicamente, los ciclos abiertos con descarga de la mezcla de vapor - gas a la atmósfera. Si el problema de preparación del agua no está resuelto entonces se utilizan ciclos, con un limitado caudal de agua o con plantas complicadas que trabajan de acuerdo a una configuración cerrada. Las evaluaciones muestran que el volumen del vapor de descarga con los gases de escape en los ciclos abiertos es del orden de 1.1 a 1.6 toneladas/hora por MW de potencia establecida. Para compensar estas pérdidas, plantas similares se equipan con sistemas para eliminar la sal del agua potable por métodos químicos o térmicos. En Estados Unidos el costo de la limpieza química del agua es del orden de \$0.8 por tonelada, mientras que los gastos operativos para la preparación del agua, es del orden de sólo el 6% del componente de combustible de la energía eléctrica. La preparación de agua barata ha servido de empuje para el desarrollo del empleo en los Estados Unidos de configuraciones que trabajan según un ciclo abierto.

En Rusia, aún no se ha resuelto el problema de la preparación del agua con éxito por lo que se aplican configuraciones cerradas complejas.

Los motores de la Tabla 2 tienen un generador de gas base de un ciclo simple, los motores de segundo nivel mantienen el generador de gas y usan el vapor en la turbina de accionamiento, con una descarga de la mezcla gas vapor a la atmósfera, además se incluye los accesorios de vapor del ciclo cerrado, en las configuraciones de tercer nivel se propone una variación limitada de la construcción del generador de gas inicial con la finalidad de utilizar el calor de los gases de escape; en las configuraciones de cuarto nivel se propone una instalación de ciclo complejo.

2.3 Configuraciones de segundo nivel, plantas con suministro de vapor a la turbina de accionamiento.

Estos tipos de instalaciones permiten que se conserve la presencia del generador de gas del motor convertido, al igual que en las configuraciones del primer nivel. Se diseña la turbina actuadora que funcione con una mezcla de vapor con descarga a la atmósfera. La turbina se diferencia de la turbina actuadora de los motores de ciclo simple por el aumento en 10-12% del gasto de masa de la sustancia de trabajo. Durante esto la presión del vapor a la entrada puede ser mayor a la presión del gas delante de la turbina. Una de las configuraciones propone la conservación del ducto y de la turbina actuadora iguales al del motor del ciclo simple con una unión al árbol de la turbina actuadora del ducto de vapor que trabaja según un ciclo abierto (a diferencia de las turbinas de vapor de plantas de vapor de configuraciones cerradas) El incremento esperado de la potencia y del rendimiento de estas plantas alcanza el 5 -7%.

Las plantas de segundo nivel son también las plantas de turbinas de gas con regeneración de calor de los gases de escape en el ducto de vapor, según la figura 2. La utilización de los conjuntos de turbina de vapor de las configuraciones cerradas permite aumentar la efectividad de las plantas de turbina de gas en 8-12% y sustancialmente reducir el gasto de agua, que requiere una preparación especial (se compensan solamente las pérdidas de agua a través de los sellos y en el sistema de enfriamiento. Sin embargo la presencia de un ducto complejo de turbina de vapor y las dificultades adicionales de operación limitan el uso de estos accesorios y prácticamente descartan su utilización en los gasoductos.

Este método de aumento de la efectividad puede ser conveniente en estaciones urbanas, previo análisis económico.

La figura 2 representa la configuración de la planta energética con regeneración de calor en el ducto de vapor, donde:

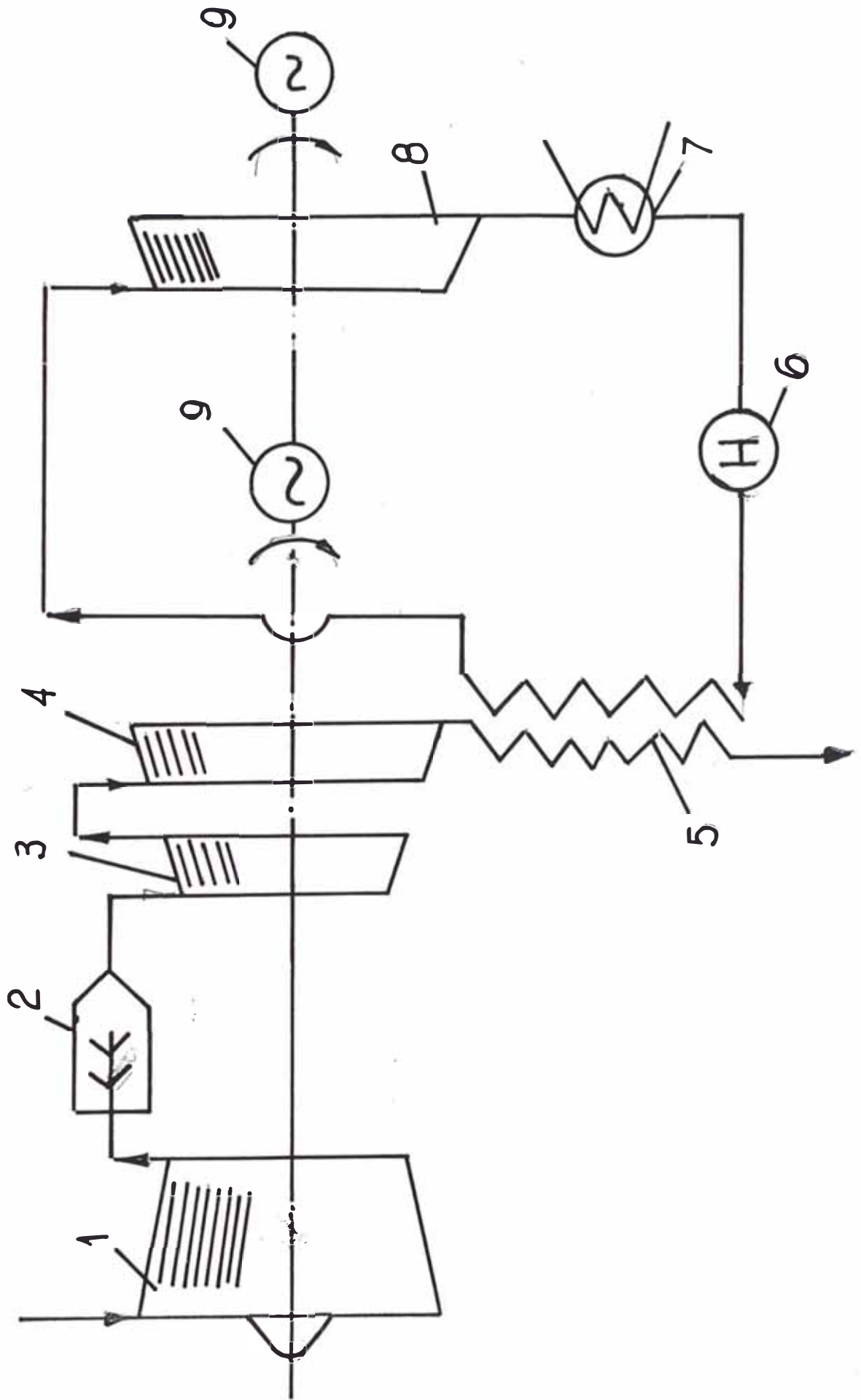


Fig. 2

1. Compresor
2. Cámara de combustión
3. Turbina del generador de gas
4. Turbina actuadora
5. Intercambiador de calor
6. Bomba de agua
7. Condensador
8. Turbina de vapor
9. Consumidor de potencia.

2.4 Configuraciones de tercer nivel

En aquellos casos cuando se requiere disminuir el gasto de agua (vapor) en dos o más veces, es conveniente suministrarlo a la cámara de combustión. Para un $g_n < 5\%$ de gasto de gas (g_n : relación vapor - gas) en el ciclo se requiere una modificación de la construcción inicial de la cámara de combustión y de los vanos de tobera de la turbina, mientras que la utilización del vapor en el ciclo con una alta relación de expansión, asegura un aumento considerable de la potencia y del rendimiento de la planta de turbina de gas. Durante esto se crean las condiciones para reducir el contenido de los óxidos de nitrógeno, en los productos de escape. La máxima reducción de No_x se observa cuando se inyecta una mezcla de combustible - agua, habiendo pasado un emulsificador o agua a través del inyector ubicado coaxialmente con el de combustible. El ciclo simple con inyección asegura un gran rendimiento en todos los valores de π_k^* tal como se muestra en la figura 3: Rendimiento térmico del ciclo simple - 1 y el ciclo regenerativo con inyección de 5% de vapor - 2.

Si se requiere continuar reduciendo el gasto de vapor, se puede suministrar una pequeña cantidad (por ejemplo 1% del gasto de gas) al flujo de aire que enfría la turbina. La geometría del ducto durante esto, se mantiene constante. El suministro de agua o de vapor en un sistema

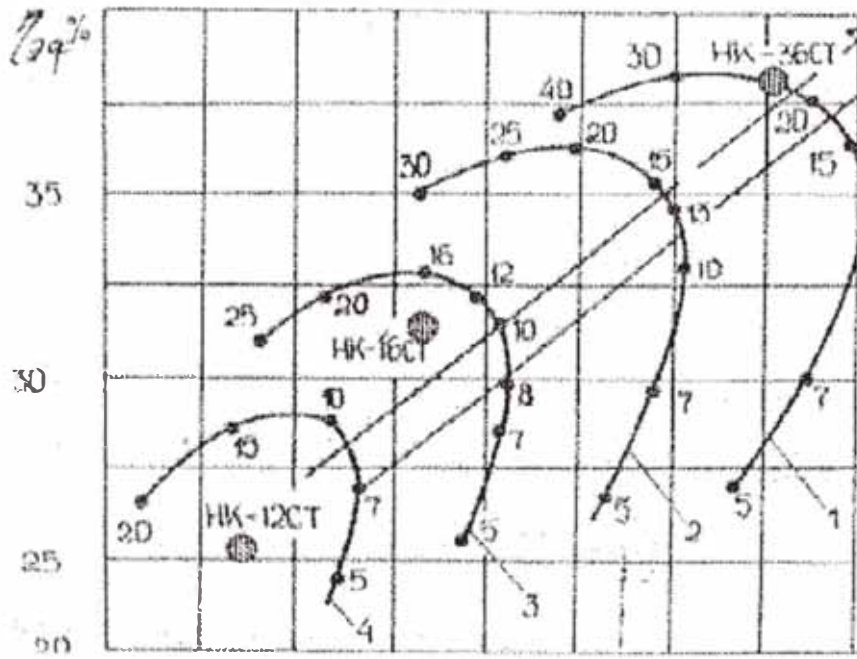


Fig. 1

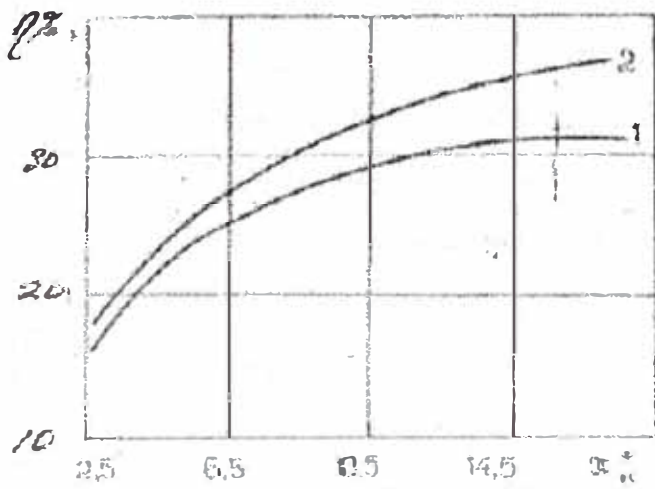


Fig. 3

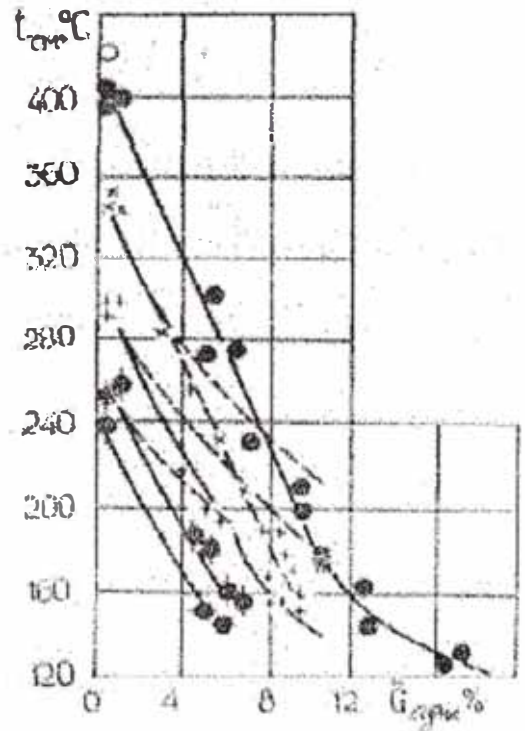


Fig. 4

modificado de enfriamiento permite aumentar el rendimiento y la potencia de la planta de turbina de gas cuando se aumenta la temperatura de los gases delante de la turbina ó cuando permanece constante la temperatura de los gases, incrementando considerablemente el tiempo de vida.

Los experimentos del modelo, muestra que el suministro de 10% de agua al flujo de aire de enfriamiento permite reducir la temperatura del cuerpo del álabe en 100-150 ° tal como se muestra en la figura 4: Variación de la temperatura de la mezcla vapor - aire T_{CM} en función a la cantidad de agua introducido G_{agua} (en % de masa) y a la temperatura del flujo de aire $t_{aire\ inicial}$: las curvas experimentales de la planta (longitud de la cámara de evaporización $l_{CE} = 1.8\ m$, (----- $l_{CE} = 0.4\ m$) \otimes experimentos en el comportamiento de la cámara de evaporización \bullet \bullet \bullet \times índices de la temperatura inicial del flujo de aire.

2.5 Configuraciones de cuarto nivel. Plantas de ciclos complejos.

El análisis de la efectividad de las plantas energéticas complejas esta hecha en base del generador de gas HK-36CT con altos parámetros del ciclo.

En las figuras 5 y 6 se tiene lo siguiente:

- 14, volumen para el agua de alimentación
- 15, ventilador
- 16, turbina del ventilador
- 17, compartimiento de escape
- 18, segunda turbina actuadora
- 19, segundo compartimiento de escape.

La configuración del accionador con una turbina de gas con regeneración de calor en una caldera de vapor y de suministro de vapor a la cámara de combustión del motor de turbina de gas se muestra en la figura 5. Estas plantas están destinadas para su empleo como parte de una estación eléctrica. Una gran cantidad de vapor suministrado a la cámara de

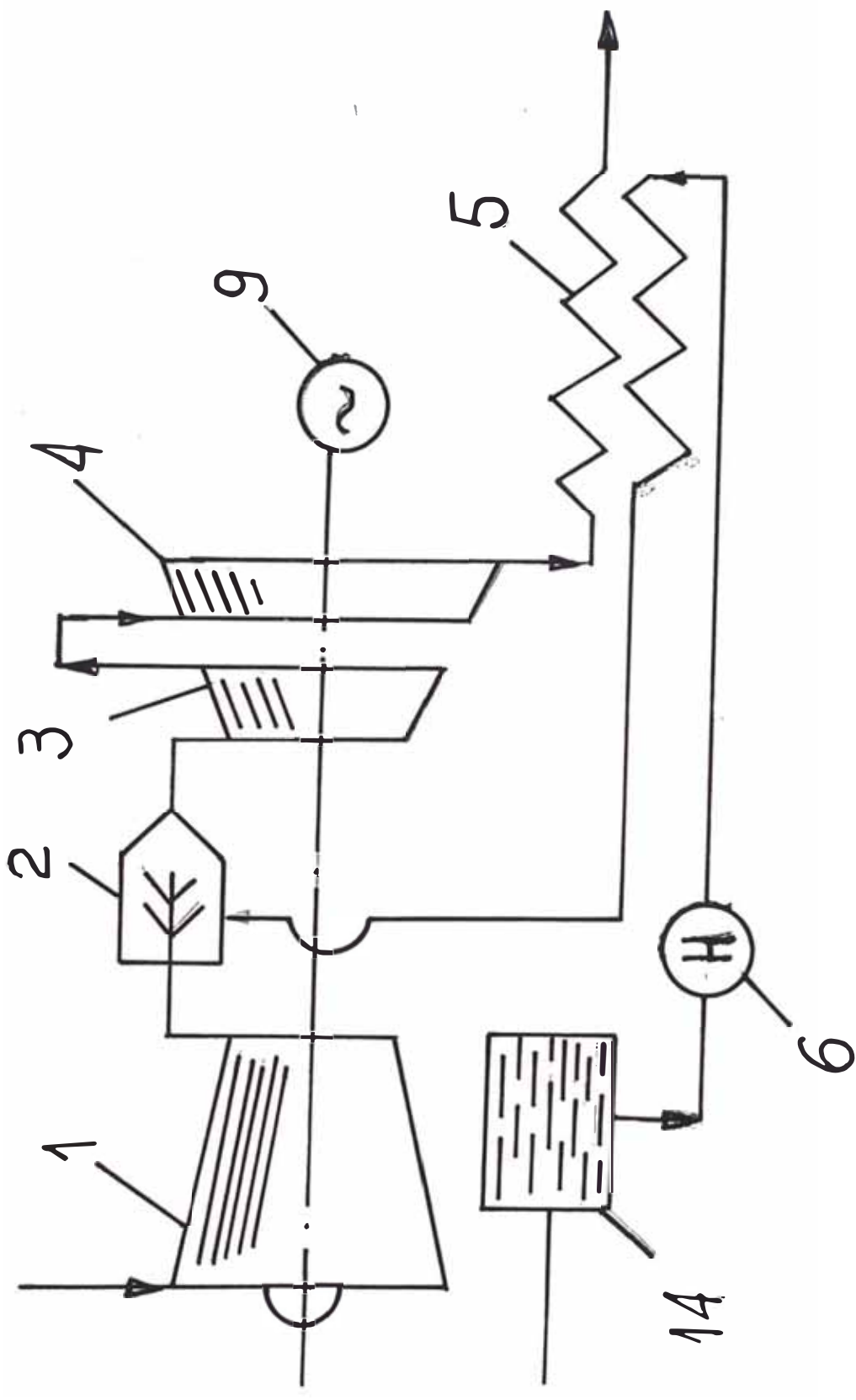


Fig. 5

combustión se denomina inyección energética. Inyección energética es el suministro de vapor a la cámara del motor de turbina de gas en una cantidad de 0.1 - 0.25 kg por 1 kg de aire, que asegura un considerable crecimiento del rendimiento y de la potencia. El ciclo de trabajo de la planta de turbina de gas, en el cual, en la cámara de combustión se produce una mezcla de la sustancia de trabajo, de los productos de la combustión y del vapor de agua, se denomina ciclo de Cheng.

El generador de gas del motor de turbina de gas HK-36 modificado con inyección de vapor a la cámara de combustión, asegura para una temperatura inicial del gas delante de la turbina una potencia de 43.2 MW en lugar del 36%.

Esta planta está en condiciones de desarrollar una potencia aún mayor, si pasamos al enfriamiento de la turbina con vapor, que posee una capacidad de absorción de calor mayor que el aire, que para estos fines se sangra del compresor. Así por ejemplo para una $T_r^* = 1500$ °K, que puede tolerar la turbina durante un enfriamiento con vapor de la caldera, la planta desarrolla una potencia de 53.7 MW para un rendimiento efectivo de 46.2%.

En la figura 6 se muestra una de las configuraciones posibles de una planta de turbina de gas de doble flujo con regeneración de calor. El aire del ducto secundario, ingresa al colector del intercambiador de calor, instalado en el compartimiento de escape, detrás de la turbina actuadora. El calor de los gases de escape es la fuente de calentamiento del aire. El aire caliente se utiliza en la turbina actuadora adicional, que está instalada en el segundo compartimiento ubicado paralelamente al primero.

Entre las ventajas de las plantas de turbina de gas de doble flujo con intercambiador de calor, aparte de la rentabilidad económica, se debe señalar, en cualquier condición climática. La principal desventaja es la dificultad de fabricar un intercambiador de calor de gran efectividad y de facilidad de transporte.

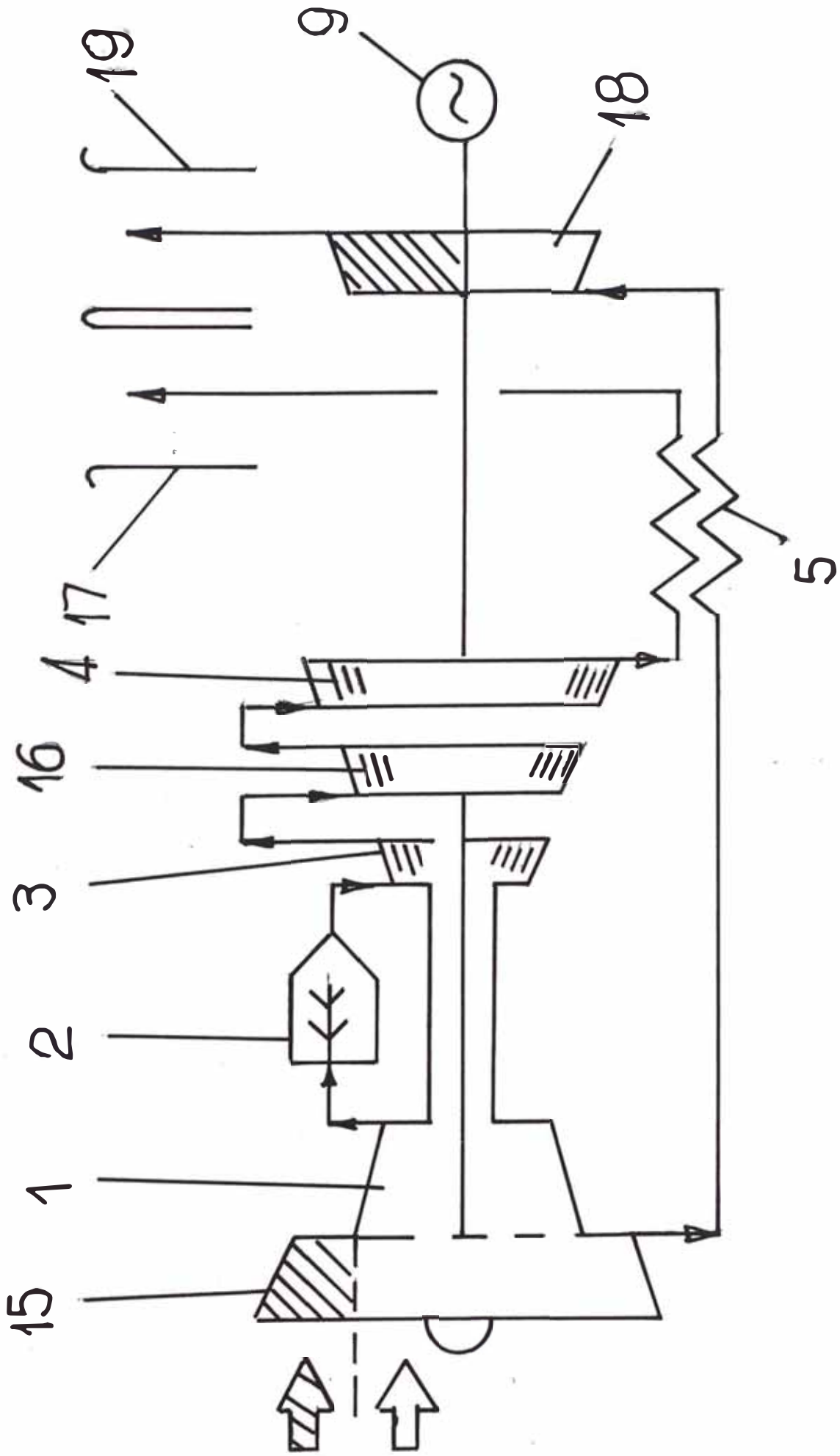


Fig 9.6

Las investigaciones de diseño de la planta de turbina de gas de doble flujo con los parámetros del motor de turbina de gas HK-36CT y con un ventilador de $\pi_k^* = 2.5$ muestran que el rendimiento de este tipo de planta puede ser igual a 40.5% y una potencia de 27.5 MW. Los métodos analizados de aumento del rendimiento y de aumento de la potencia de los accionadores de las plantas energéticas permiten hacer la siguiente conclusión.

El uso en tierra de los motores de aviación, que les quita la limitación por el peso, que es fundamental para la aviación, permite asegurar un aumento de la efectividad de los accionadores en comparación con los motores de turbina de gas básicos y eliminar la situación típica de rendimiento, relacionado con el uso de motores de generaciones anteriores

Los métodos más accesibles de perfeccionamiento de los motores de turbina de gas básicos son: la disminución de los juegos radiales en el turbocompresor, el calentamiento del combustible introducido a la cámara de combustión por los gases de escape, disminución del flujo de aire de enfriamiento mediante la reducción de su temperatura.

El uso del agua en el ciclo abre amplias perspectivas de aumento de la efectividad del accionador, pero requiere soluciones de los problemas relacionados con la preparación del agua, sobre todo en las configuraciones que trabajan según el ciclo abierto.

CAP III : Motor de turbina de gas AI-20.

3. Motor de Turbina de gas AI-20

El motor de turbina de gas AI-20, es un motor que se emplea en los aviones AN-32B, el tipo de motor es turbohélice, dispone de un compresor tipo axial, con diez etapas, la cámara de combustión es anular, con diez cabezales; la turbina es del tipo axial, con tres etapas ; la tobera reactiva es del tipo no regulable con un área de salida de 0,225 m².

3.1 Cálculo energético del motor

- **Datos técnicos :**

$H = 0$, altitud
$V = 0$, velocidad
$N_e = 2700 \text{ KW}$, potencia
$g_e = 0.32 \text{ Kg / KW-h}$, consumo específico de combustible
$G_B = 19 \text{ kg / seg}$, gasto de aire
$\pi_k^* = 8$, relación de compresión
$G_g = 1075 \text{ kg}$, masa del motor
$L = 3100 \text{ mm}$, longitud del motor
$H = 1180 \text{ mm}$, altura del motor
$B = 840 \text{ mm}$, ancho del motor
$T_H^* = 288 \text{ K}$, temperatura del aire atmosférico
$P_H^* = 1,013 \times 10^5$, presión atmosférica
$T_r^* = 1200 \text{ K}$, temperatura de los gases delante de la turbina
$K_B = 1,4$, exponente adiabático del aire
$K_r = 1,33$, exponente adiabático de los gases
$\sigma_B = 0.97$, factor de recuperación de la presión
$C_p = 1,004 \text{ kJ/kg}$, calor específico del aire
$\eta_k = 0,84$, rendimiento del compresor
$L_o = 14,8$, cantidad de aire estequiométrico
$\eta_T^* = 0,92$, rendimiento de la turbina
$T_{BP}^* = 288 \text{ K}$, temperatura del aire delante del compresor

$H_u = 43000 \text{ kJ/kg}$, poder calorífico del kerosene
 $\eta_r = 0,97$, rendimiento de la combustión
 $C_{p_r} = 1,161 \text{ kJ / kg}$, calor específico de los gases
 $\sigma_{KC} = 0,96$, coeficiente de recuperación de la presión en la cámara de combustión

- Temperatura del aire estancado (T_{HP}^*)

$$T_{HP}^* = T_H^* \left(1 + \frac{K_B - 1}{2} Ma^2 \right)$$

como $Ma = 0$,

$$T_{HP}^* = 288 \text{ K}$$

- Presión de estancamiento del aire (P_{HP}^*)

$$P_{HP}^* = P_{HP} \left(1 + \frac{K_B - 1}{2} Ma^2 \right)^{K_B / K_B - 1}$$

$$P_{HP}^* = 1,013 \times 10^5 \text{ Pa}$$

- Presión del aire estancado delante del compresor (P_{BP}^*)

$$P_{BP}^* = P_{HP}^* \sigma_B$$

$$P_{BP}^* = 0,983 \times 10^5 \text{ Pa}$$

- Relación de compresión del aire en el conducto de entrada (π_{BP}^*)

$$\pi_{BP}^* = \frac{P_{BP}^*}{P_{HP}^*}$$

$$\pi_{BP}^* = 0,97$$

- Trabajo adiabático gastado en comprimir 1 kg de aire en el compresor
(l_{kadp})

$$l_{kadp} = C_p T_{HP}^* \left(\pi_{KP}^* \right)^{\frac{K_B - 1}{K_B}} - 1$$

$$l_{kadp} = 234,632 \text{ kJ/kg}$$

- Trabajo real en el compresor (l_{kp})

$$l_{kp} = \frac{l_{kadp}}{\eta_k^*}$$

$$l_{kp} = 279,323 \text{ kJ / kg}$$

- Presión del aire detrás del compresor (P_{kp}^*)

$$P_{kp}^* = P_{BP}^* \pi_k^*$$

$$P_{kp}^* = 7,864 \times 10^5 \text{ Pa}$$

- Temperatura del aire detrás del compresor (T_{kp}^*)

$$T_{kp}^* = T_{BP}^* + \frac{l_{kp}}{C_p}$$

$$T_{kp}^* = 566,21 \text{ K}$$

- Relación combustible-aire (g_{TP})

$$g_{TP} = \frac{C_{p_r} T_r^* - C_p T_{kp}^*}{H_u \eta_r}$$

$$g_{TP} = 0,020$$

- Coefficiente de exceso de aire (α_p)

$$\alpha_p = \frac{1}{L_o \quad g_{TP}}$$

$$\alpha_p = 3,378$$

- Presión a la salida de la cámara de combustión (P_{TP}^*)

$$P_{TP}^* = \sigma_{KC} P_{kp}^*$$

$$P_{TP}^* = 7,549 \times 10^5 \text{ Pa}$$

- Temperatura del gas detrás de la turbina (T_{TP}^*)

el trabajo de la turbina se considera aproximadamente igual al trabajo del compresor, por lo tanto : $l_{TP} \cong l_{kp}$

$$T_{TP}^* = T_{TP}^* \frac{l_{TP}}{C_{p_r}}$$

$$T_{TP}^* = 959,412 \text{ K}$$

- Trabajo adiabático del gas en la turbina (l_{tadp})

$$l_{tadp} = \frac{l_{TP}}{\eta_{T^*}}$$

$$l_{tadp} = 303,612 \text{ kJ / kg}$$

- Relación de expansión en la turbina (π_{TP}^*)

$$\pi_{TP}^* = \frac{1}{(1 - I_{tadp} / (C_{pr} T_r^*)) \wedge (K_r / (K_r - 1))}$$

$$\pi_{TP}^* = 2,694$$

- Presión detrás de la turbina (P_{TP}^*)

$$P_{TP}^* = \frac{P_{rp}^*}{\pi_{TP}^*}$$

$$P_{TP}^* = 2,802 \times 10^5 \text{ Pa}$$

3.2 Cálculo de la eficiencia efectiva y el consumo específico de combustible

Los cálculos que se muestran a continuación están relacionados con la eficiencia y el consumo específico de combustible en función a la relación de presiones (π) y el grado de calentamiento (θ)

η_e , eficiencia efectiva

l_u , trabajo del ciclo

q_{ngb} , cantidad de calor emitido

π_c , grado de aumento de la presión

π_p , grado de expansión

$$\pi = \pi_c = \pi_p$$

T_r^* , temperatura del gas antes de la turbina

T_H^* , temperatura del medio ambiente

$\theta \equiv \frac{T_r^*}{T_H^*}$, grado de calentamiento

η_c , eficiencia del proceso de compresión

η_p , eficiencia del proceso de expansión

k , exponente adiabático

Datos iniciales

$$\eta_c = 0.82$$

$$\eta_p = 0.9$$

$$K = 1.4$$

$$\pi = 4 \div 40$$

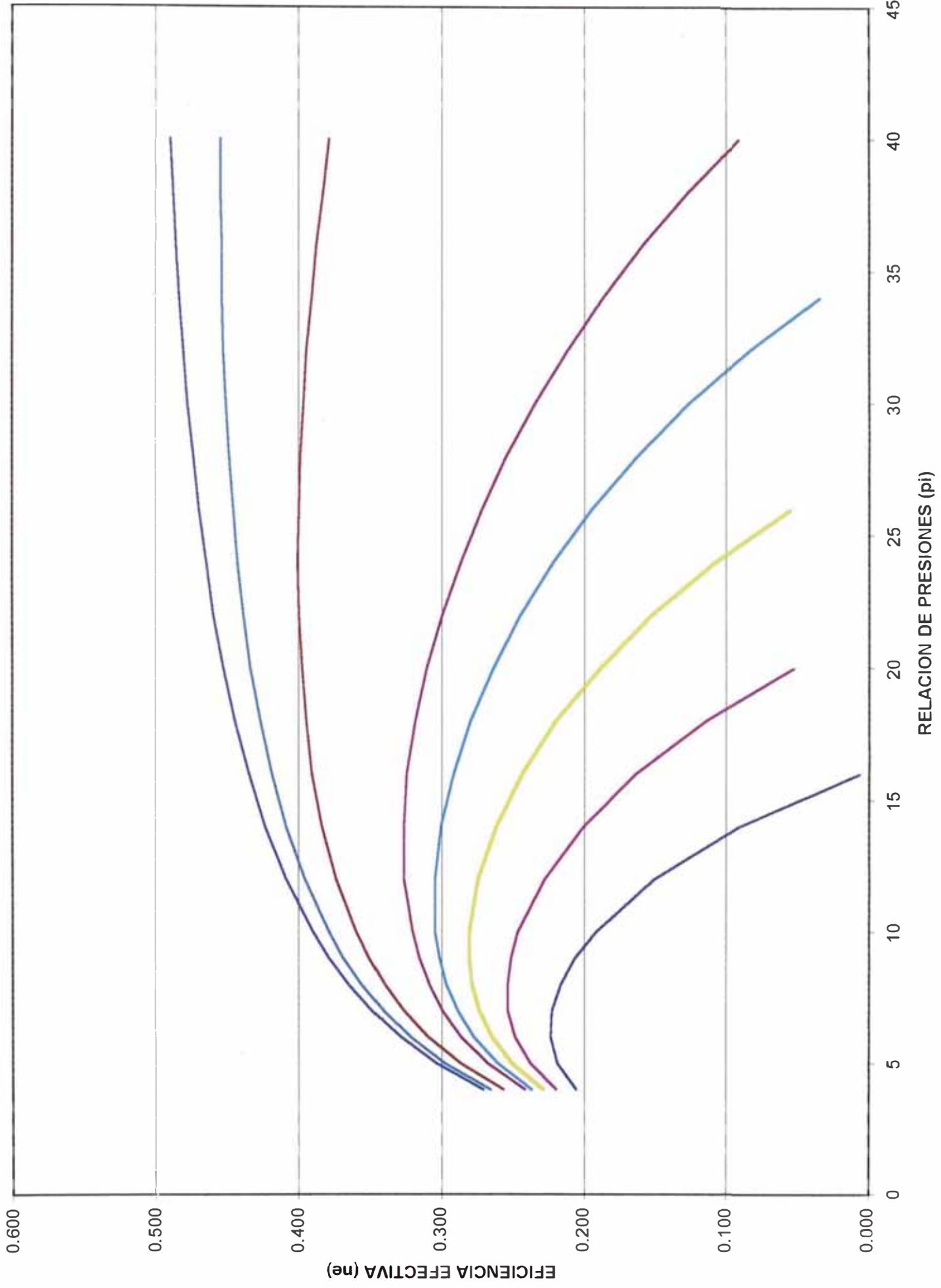
$$\theta = 43000 \text{ KJ/Kg}$$

$$C_{vg} = \frac{3600}{H_u \eta_e}$$

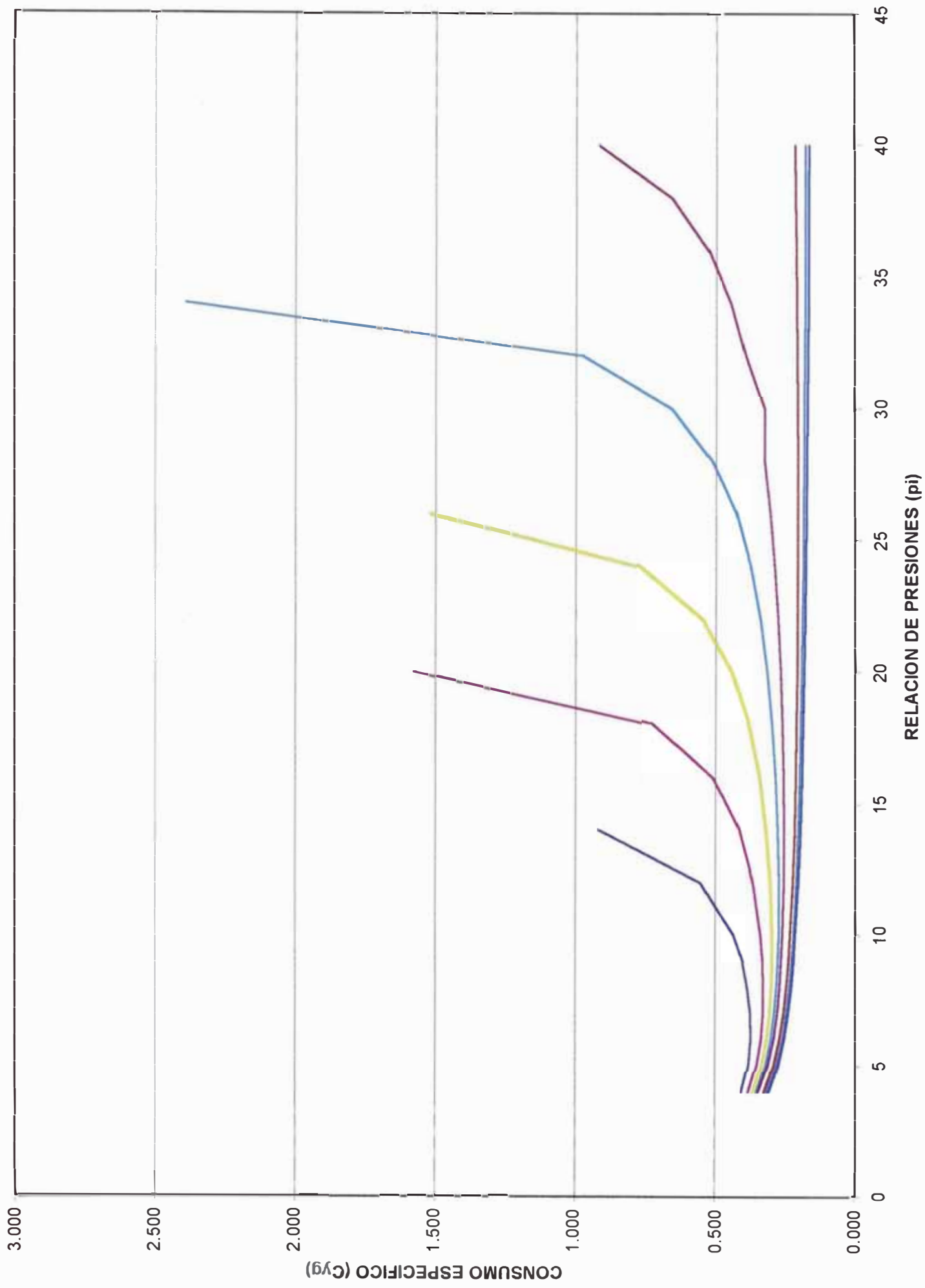
$$\eta_e = \frac{\frac{\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \left[\frac{\theta \eta_r \eta_c}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} - 1 \right]}{\theta - \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} - 1}$$

$$\eta_e = f(\pi, \theta)$$

$$C_{yB} = f(\pi, \theta)$$



- $\theta = 3$
- $\theta = 3.25$
- $\theta = 3.5$
- $\theta = 3.75$
- $\theta = 4$
- $\theta = 5$
- $\theta = 6$
- $\theta = 7$



- $\theta = 3$
- $\theta = 3.25$
- $\theta = 3.5$
- $\theta = 3.75$
- $\theta = 4$
- $\theta = 5$
- $\theta = 6$
- $\theta = 7$

CAP IV : Metodología del cálculo de la cámara de combustión con inyección de agua, cálculo de la resistencia hidráulica y el intercambiador de calor, cálculo del coeficiente de transmisión de calor.

4.1 Cálculo de la cámara de combustión con inyección de agua

El cálculo de la cámara de combustión con inyección de agua, consiste en realizar un balance térmico de la cámara de combustión con la finalidad de hallar la variación del consumo de combustible en función del agua inyectada para diferentes temperaturas en la cámara de combustión.

4.1.1. Parámetros del cálculo

De acuerdo al esquema :

K , sección después del compresor

Γ , sección después de la cámara de combustión

G_b , gasto de aire

G_T , gasto de combustible

G_{H_2O} , gasto de agua

Simbología adicional :

$$g_T = \frac{G_T}{G_b} \quad , \text{relación aire - combustible}$$

$$g_{H_2O} = \frac{G_{H_2O}}{G_b} \quad , \text{relación agua - aire}$$

$H_u = 43000 \text{ kJ/kg}$, poder calorífico del combustible

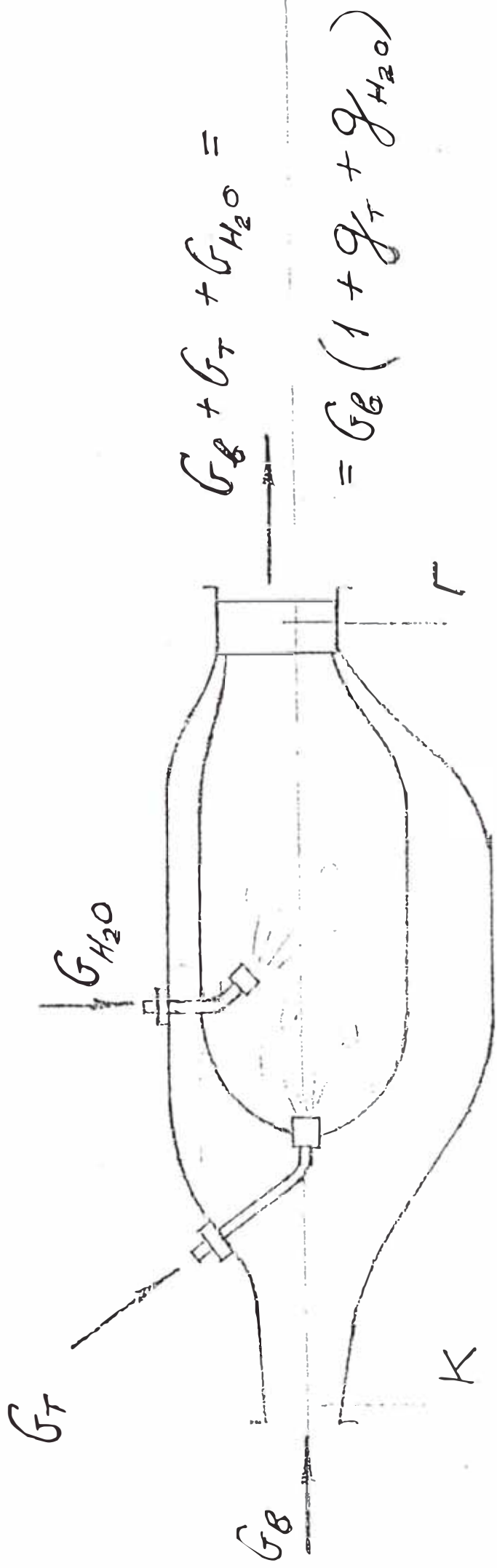
η_r , rendimiento de la combustión

T_k^* , temperatura del aire después del compresor

T_r^* , temperatura de los productos de la combustión

$T_{H_2O(k)}^*$, temperatura de ebullición del agua para la presión en la cámara de combustión

$T_{H_2O(w)}^*$, temperatura del agua introducida en la cámara de combustión.



ESQUEMA PARA EL CALCULO EN LA CAMARA DE COMBUSTION

Γ	, calor de formación del vapor de agua
\bar{C}_{p_r}	, calor específico medio de los productos de la combustión del kerosene en el aire
$\bar{C}_{p_{H_2O(l)}}$, calor específico medio del agua en fase líquida
$\bar{C}_{p_{H_2O}}$, calor específico medio del vapor de agua
\bar{C}_{p_b}	, calor específico medio del aire

4.1.2. Ecuación del balance térmico

$$G_b \bar{C}_{p_b} (T_k^* - T_0) + G_{H_2O(l)} \bar{C}_{p_{H_2O(l)}} (T_{H_2O(l)} - T_0) + G_T H_u \eta_r =$$

$$(G_b + G_T) \bar{C}_{p_r} (T_r^* - T_0) + G_{H_2O} \bar{C}_{p_{H_2O(l)}} (T_{H_2O(ebull)}^* - T_{H_2O(l)}^*) +$$

$$G_{H_2O} \bar{C}_{p_{H_2O(l)}} (T_r^* - T_{H_2O(l)}) + G_{H_2O} \Gamma$$

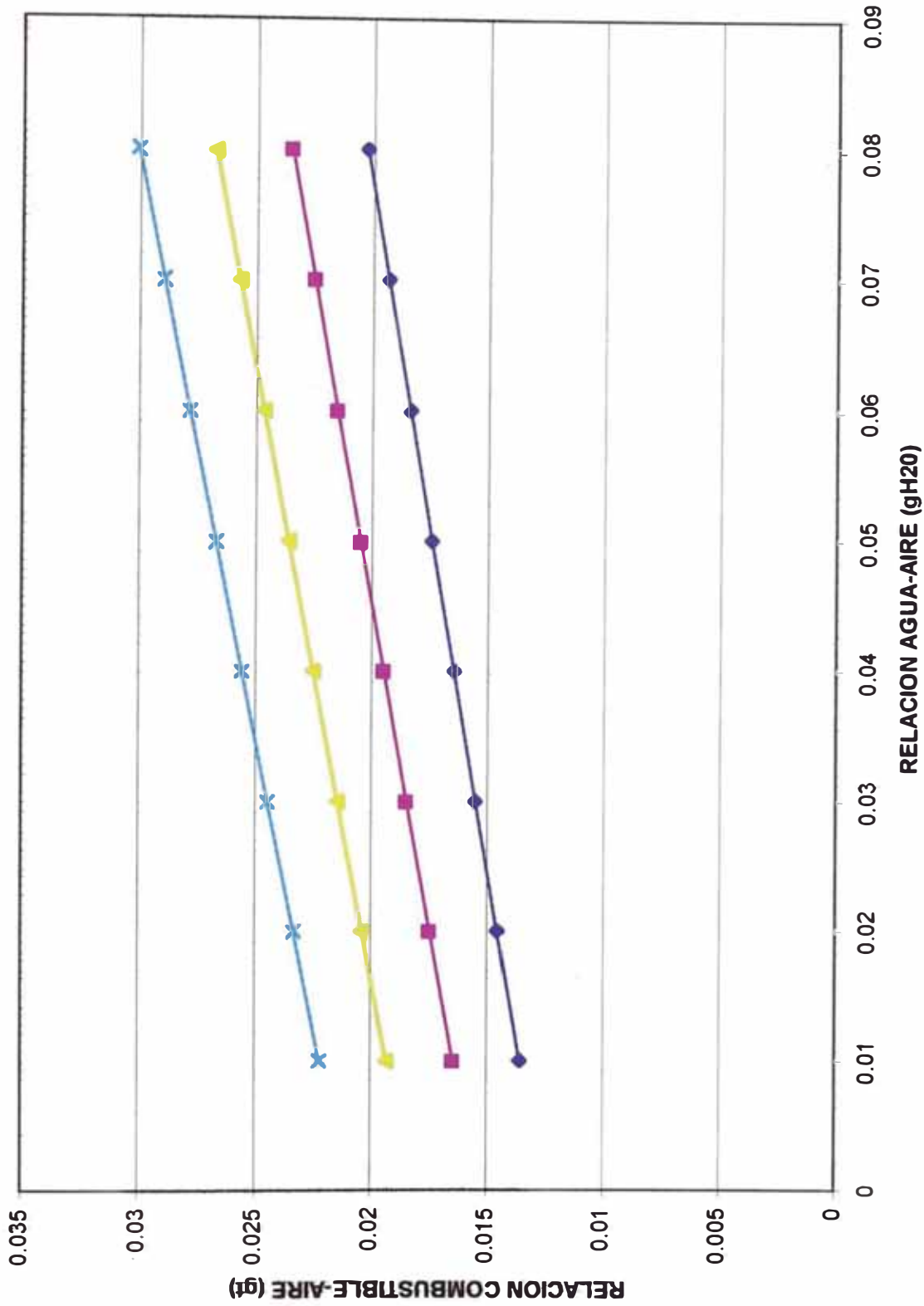
dividiendo ambos miembros entre G_b y despejando g_T , se obtiene :

$$g_T = \frac{\bar{C}_{p_r}(T_r^* - T_0) + g_{H_2O} \bar{C}_{p_{H_2O(l)}}(T_{H_2O(ebull)}^* - T_{H_2O(l)}^*) + g_{H_2O} \Gamma}{H_u \eta_r - \bar{C}_{p_r} (T_r^* - T_0)} +$$

$$+ \frac{g_{H_2O} \bar{C}_{p_{H_2O(l)}}(T_r^* - T_{H_2O(ebull)}^*) - \bar{C}_{p_b}(T_k^* - T_0) - g_{H_2O(l)} \bar{C}_{p_{H_2O(l)}}}{H_u \eta_r - \bar{C}_{p_r} (T_r^* - T_0)}$$

$$\frac{(T_{H_2O(l)}^* - T_0)}{H_u \eta_r - \bar{C}_{p_r}(T_r^* - T_0)}$$

RELACION COMBUSTIBLE AIRE Y AGUA AIRE (gt-gH2O)



$T^*g=1000$
 $T^*g=1100$
 $T^*g=1200$
 $T^*g=1300$

4.2. Metodología del cálculo del ciclo de accionamiento por vapor abierto

El esquema que se muestra a continuación, corresponde a un ciclo de accionamiento por vapor conformado por las siguientes partes :

1. Motor AI-20
2. Intercambiador de calor
3. Bomba
4. Difusor
5. Turbina de accionamiento

Secciones :

T : después del motor principal

TO : después del intercambiador de calor (por el ducto caliente)

H : después de la bomba

HT : después del intercambiador de calor (por el ducto menos caliente)

D : a la salida del difusor

TC : después de la turbina libre

TD : a la salida del difusor después de la turbina libre

La metodología consiste en calcular la potencia útil obtenida en el eje de la turbina libre, cuando se impulse una determinada cantidad de agua, considerado como gasto a diferentes presiones .

4.2.1. Datos iniciales

$M_T (G_T)$, gasto del gas a través del motor AI-20
P_T^*	, presión en la sección T
T_T^*	, temperatura en la sección T
C_{p_r}	, calor específico de los gases
R_r	, constante específica de los productos de la combustión
K_r	, exponente adiabático de los productos de la combustión
σ_{tor}	, coeficiente de recuperación de la presión total en el ducto menos caliente del intercambiador de calor
η_T^*	, rendimiento de la turbina

F_{TO}	, superficie de intercambio de calor en el intercambiador de calor
K	, coeficiente de transmisión de calor en el intercambiador de calor
a	, coeficiente empírico para determinar la carga térmica media en el intercambiador de calor.
Y^*	, parámetro de la etapa cargada de la turbina, cuyo valor se encuentra en el rango de 0,55 – 0,6
U_{Tcp}	, velocidad tangencial del rotor de la turbina en el diámetro medio, siendo los valores para las turbinas sobrecargadas en el rango de 350 – 450 m/seg.
η_H	, rendimiento de la bomba

- Parámetros cuyos valores varían en el proceso de análisis

$M_{H_2O} (G_{H_2O})$, gasto de agua
P_H	, presión del agua después de la bomba
T_{TO}	, temperatura del gas después del intercambiador de calor.
$C_{p_{H_2O(l)}}$, calor específico del agua (líquida)
Γ	, calor de formación del agua
$C_{p_{H_2O(v)}}$, calor específico del vapor de agua
T_{H_2O}	, temperatura del agua en la entrada del intercambiador de calor.
$T_{H_2O(k)}$, temperatura de ebullición del agua para una presión después de la bomba.
k_n	, exponente adiabático del vapor de agua
$P_o = 1,013 \times 10^5 \text{ Pa}$, presión atmosférica standard
$T_o = 288 \text{ K}$, temperatura standard del medio ambiente.
$\eta_H = 0,75$, rendimiento de la bomba

-Valores numéricos de los datos iniciales para la variante de control

$$M_{H_2O} = 1 \text{ kg / seg}$$

$$P_H = 10 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_T^* = 800 \text{ K}$$

$$P_T^* = 1,05 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$C_{p_r} = 1116 \text{ J / kg}$$

$$R_r = 288 \text{ J / kg K}$$

$$K_r = 1,33$$

$$\sigma_{\text{tor}} = 0,95$$

$$\sigma_{\text{tox}} = 0,85$$

$$\eta_T^* = 0,90$$

$$F_{TO} = 1,5 \text{ m}^2$$

$$K = 150 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$a = 1,25$$

$$T_{H_2O} = 293 \text{ K}$$

$$C_{p_{H_2O_w}} = 4017 \text{ J/kg}$$

$$T_{H_2O_k} = 439 \text{ K}$$

$$C_{p_{H_2O_n}} = 2200 \text{ J / kg}$$

$$\Gamma = 2,059 \text{ J / kg}$$

$$K_n = 1,35$$

$$Y^* = 0,55$$

$$U_{T_{cp}} = 400 \text{ m / s}$$

$$\rho_{H_2O} = 1000 \text{ kg / m}^3$$

4.2.2 Secuencia de los cálculos

- Carga térmica media en el intercambiador de calor

-

$$\Delta \bar{T}_{cp} = \frac{T_T^* - T_{H_2O}}{a} \quad (^\circ \text{K})$$

- Cantidad de calor transmitida al portador menos caliente, desde la parte más caliente (ecuación de transmisión de calor)

$$Q = F_{TO} K \Delta T_{cp} \quad (J / \text{seg})$$

- Ecuación del balance calorífico para el portador menos caliente

$$Q = M_{H_2O} C_{p_{H_2O_w}} (T_{H_2O_k} - T_{H_2O}) + M_{H_2O} C_{p_{H_2O_n}} (T_{H_2O^*_n} - T_{H_2O_k}) + M_{H_2O} \Gamma \quad (J / \text{seg})$$

- Temperatura de vapor de agua a la salida del intercambiador de calor

De 4.2.2 y 4.2.3 :

$$T_{HT}^* = T_{H_2O^*_n} = \frac{Q - M_{H_2O} C_{p_{H_2O_w}} (T_{H_2O_k} - T_{H_2O}) - M_{H_2O} \Gamma}{M_{H_2O} C_{p_{H_2O_n}}} + T_{H_2O_k}$$

- Ecuación de balance para balance calorífico del portador térmico caliente

$$Q = M_r C_{p_r} (T_T^* - T_{TO}^*)$$

- Temperatura de los gases después del intercambiador

De 4.2.5 y 4.2.2. :

$$T_{TO}^* = T_T^* - \frac{Q}{M_r C_{p_r}}$$

- Presión de vapor después del intercambiador de calor

$$P_{HT}^* = P_H^* \sigma_{TOX}$$

- Trabajo isentrópico disponible en la turbina de vapor

$$l_{ps} = C_{p_{H_2O}} T_{HT}^* \left(1 - \frac{1}{(P_{HT}^*/P_0)^{(K_{H_2O}-1)/K_{H_2O}}} \right) \quad (\text{J/seg})$$

- Trabajo real disponible en la turbina

$$l_p = l_{ps} \eta_T^* \quad (\text{J/seg})$$

- Potencia en el eje de la turbina

$$N_T = l_p M_{H_2O} \quad (\text{W})$$

- Velocidad iséntropica condicional

$$C_{ST}^* = \sqrt{2 l_{ps}}$$

- Valor aproximado de la cantidad de etapas de la turbina

$$Z = \left(\frac{Y^* C_{ST}^*}{U_{T_{cp}}} \right)^2$$

- Potencia necesaria para accionar la bomba de agua

$$N_H = M_{H_2O} \frac{P_H - P_0}{\rho_{H_2O}} \frac{1}{\eta_H} \quad (\text{W})$$

- Potencia útil en el ciclo de accionamiento por vapor

$$N_{nom} = N_T - N_H \quad (\text{W})$$

4.3 Metodología de cálculo de la resistencia hidráulica en el intercambiador de calor

El presente acápite trata sobre la metodología de cálculo de la resistencia hidráulica en el intercambiador de calor de flujo cruzado.

Durante el diseño del intercambiador de calor, tiene gran importancia, el concepto correcto del carácter del movimiento de los fluidos operantes, en este caso, vapor de agua y productos de la combustión del motor de turbina de gas ; el conocimiento de las condiciones del movimiento, da la posibilidad de elegir correctamente, las fórmulas de cálculo de la emisión calorífica y permite determinar con bastante precisión, la resistencia hidráulica . Esto es necesario, para evaluar, el grado de racionalidad de construcción del intercambiador y establecer el régimen óptimo de su funcionamiento.

La tarea fundamental del cálculo del intercambiador de calor, consiste en determinar, las pérdidas de presión del agente portador de calor, durante su paso, a través del intercambiador; cuando el fluido, fluye, siempre surgen resistencias que se oponen al movimiento y para superar estas resistencias, se gasta energía mecánica , la cual es proporcional a la diferencia de presiones (Δp).

4.3.1. Características geométricas

Portador de calor Γ

n : cantidad de filas de tubos

m : cantidad de tubos en la fila

dext : diámetro externo del tubo

dbh: diámetro interno del tubo

H : longitud del tubo

Dr: diámetro de la toma y del escape

S₁ : paso transversal de los tubos

S₂: paso longitudinal de los tubos

l₁ : distancia entre ejes de los tubos en dirección transversal

l_2 : distancia entre ejes de los tubos en dirección axial

Portador de calor X

D_x : diámetro de la toma y del escape

B : ancho del paquete de tubos

L: longitud del paquete de tubos

- Parámetros a utilizar en el cálculo :

Además de los mencionados anteriormente, se tienen los siguientes :

m_r : gasto del portador de calor caliente

m_x : gasto del portador de calor frío

P_r : presión en la entrada Γ

P_x : presión en la entrada x

T_r : temperatura en la entrada

T_x : temperatura en la entrada

R_r : constante específica

R_x : constante específica

D_y : diámetro condicional relacionado a un tubo

D_{np} : diámetro equivalente

Re : número de Reynolds

λ : coeficiente de resistencia hidráulica

Z : número de tubos en la profundidad del paquete

Δp : diferencia de presiones

A_{ta} : área de la plancha de tubos

Área de la toma (A_r)

$$A_r = \frac{\pi D_r^2}{4}$$

Área del canal en la entrada de los tubos (Ata)

$$B = n (S1)$$

$$L = m (S2)$$

$$Ata = B(L)$$

Cantidad total de tubos (nΣ)

$$n \Sigma = m n$$

Área de los canales internos de todos los tubos (Abh)

$$Abh = \pi (dbh^2 / 4) (n\Sigma)$$

Longitud total de los tubos (Ltp)

$$Ltp = H (n\Sigma)$$

4.3.2 Resistencia hidráulica en el ducto Γ

2.1 Expansión repentina de entrada al intercambiador de calor (ξ₂₁)

$$\xi_{21} = \left(1 - \frac{Dr}{\sqrt{(LB)}} \right)^2 \quad \text{ó} \quad \xi_{21} = \left(1 - \frac{Dr}{(2LB / L+B)} \right)^2$$

$$\rho_{21} = \frac{P_{21}}{Rr (T_{21})}$$

$$W_{21} = \frac{Gr}{Ar (\rho_{21})}$$

$$\Delta p_{21} = \xi_{21} \frac{\rho_{21} W_{21}^2}{2}$$

2.2 Coeficiente de resistencia de entrada a los tubos (ξ₂₂)

$$\xi_{22} = 0.5$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{Rr T_1}$$

$$W_1 = \frac{Gr}{Abh (\rho_1)}$$

$$\Delta p_1 = \xi_{22} \frac{\rho_1 W_1^2}{2}$$

2.3 Coeficiente de resistencia del tubo

$$Re_1 = \frac{W_1 d_{bh}}{\nu_1}$$

$$\xi_{12} = \lambda_1 \frac{H}{d_{bh}}$$

$$\Delta p_{12} = \xi_{12} \frac{\rho_1 W_1^2}{2}$$

2.4 Expansión repentina de salida de los tubos

$$\xi_2 = \left(1 - \frac{d_{bh}}{\sqrt{B L / n \Sigma}} \right)^2$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{Rr (T_2)}$$

$$W_2 = \frac{Gr}{Abh (\rho_2)}$$

$$\Delta p_2 = \xi_2 \frac{\rho_2 W_2^2}{2}$$

2.5 Estrechamiento repentino

$$Dnp = \frac{4 B L}{2(L + B)} = \frac{2 B L}{L + B}$$

$$\rho_{25} = \frac{P_{25}}{Rr T_{25}}$$

$$W_{25} = \frac{Gr}{\rho_{25} (B L)}$$

$$\Delta p_{25} = \xi_{25} \frac{\rho_{25} W_{25}^2}{2}$$

$$\Sigma \Delta p_r = \Delta p_{21} + \Delta p_1 + \Delta p_{12} + \Delta p_2 + \Delta p_{25}$$

4.3.3. Resistencia Hidráulica en el ducto X

3.1 Expansión repentina en la entrada

$$\xi_{31} = \left(1 - \frac{D_x}{\sqrt{B H}} \right)^2$$

$$\rho_{31} = \frac{P_{31}}{R_{31} (T_{31})} \quad W_{31} = \frac{G_x}{A_x (\rho_{31})}$$

$$\Delta p_{31} = \xi_{31} \frac{\rho_{31} W_{31}^2}{2}$$

3.2 Coeficiente de resistencia del paquete de tubos en el corredor

$$1.0 \leq \frac{S_1 - \text{dext}}{S_2 - \text{dext}} \leq 8.0$$

$$A_{32} = B H - n (\text{dext})$$

$$\rho_{32} = \frac{P_{31}}{R_{31} (T_{31})} \quad W_{32} = \frac{G_x}{\rho_{32} (A_{32})}$$

$$De_{32} = \frac{4 (B (H) - n (\text{dext}))}{2 (n (H) + B - n(\text{dext}) + H)}$$

$$Re_{32} = \frac{W_{32} (De_{32})}{v_{32}}$$

$$\xi_{32} = 0.38 \left(\frac{S_1 - d_{ext}}{S_2 - d_{ext}} - 0.94 \right) \left(\frac{S_1}{d_{ext}} - 1 \right)^{-0.59} Re_{32}^{-0.5} \frac{-0.2 / (S_1 - d_{ext})^2}{S_2 - d_{ext} Z}$$

3.3 Estrechamiento repentino

$$D_{e3} = \frac{4 B (H)}{2 (B + H)} = \frac{2 B (H)}{B + H}$$

$$\left(D_x / D_{e3} \right)^2 ; \xi_{e3} = 0.09$$

$$\rho_{e3} = \frac{P_{31}}{R_{31} T_{31}}$$

$$W_{e3} = \frac{G_x}{\rho_{e3} A_{e3}}$$

$$\Delta p_{e3} = \xi_{e3} \frac{\rho_{e3} (W_{e3})^2}{2}$$

$$\Delta p_x = \Delta p_{31} + \Delta p_{32} + \Delta p_{e3}$$

4.4 Cálculo del coeficiente de transmisión de calor K_I

Se determina por la siguiente expresión :

$$K_I = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_f} + \frac{\delta}{\lambda_{ct}} + \frac{1}{\alpha_c}}$$

donde :

- K_I , coeficiente de transmisión de calor (W/m² °K)
- Nu , número de Nusselt
- δ , espesor (m)
- α_f , coeficiente de traspaso de calor de parte del portador frío (W/m² °K)
- α_c , coeficiente de traspaso de calor de parte del portador caliente (W/m² °K)
- Re , número de Reynolds
- d_{bh} , diámetro interno del tubo (m)
- Pr , número de Prandtl
- λ_{ct} , coeficiente de conductividad térmica del acero inoxidable (W/m °K)

4.4.1 Cálculo del coeficiente de transmisión de calor del portador de calor frío

$$Nu_r = 0,018 Re_r^{0,8}$$

$$Nu_r = \frac{\alpha_f d_{bh}}{\lambda_f}$$

$$\alpha_r = \frac{Nu_r \lambda_r}{d_{bh}}$$

$$\alpha_r = \frac{0,018 Re_r^{0,8} \lambda_r}{d_{bh}}$$

4.4.2. Cálculo del coeficiente de transmisión de calor del portador caliente

$$Pr = 0,667$$

$$Re_x = 156616,91$$

$$\lambda_x = 6,22 \times 10^{-2} \text{ W/m } ^\circ\text{K}$$

$$Nu_x = 0,27 Pr^{0,36} Re^{0,63}$$

$$\alpha_x = \frac{Nu_x \lambda_x}{d_{ext}}$$

4.4.3. Cálculo del coeficiente de transmisión de calor a través de la pared

$$\delta = \frac{1}{2} (d_{ext} - d_{bh})$$

$$\lambda_{ct} = 20 \text{ W/m } ^\circ\text{K} \text{ (para el acero inoxidable)}$$

$$\frac{\delta}{\lambda_{ct}} = \frac{\frac{1}{2} (d_{ext} - d_{bh}) \text{ m}}{20 \text{ W / m } ^\circ\text{K}}$$

Finalmente, se reemplazan los valores obtenidos para hallar K_t

4.5 Evaluación de la efectividad de inyección de agua a la cámara de combustión principal y utilización del ciclo de accionamiento de vapor a la salida del motor

4.5.1 Indicadores del motor AI-20 en el régimen de diseño

Parámetros del régimen de diseño

$$H = 0$$

$$M = 0$$

$$\pi_k^* = 8$$

$$T_1^* = 1200 \text{ °K}$$

$$GB = 19 \text{ kg/s}$$

Según el programa de cálculo de los motores de turbinas de gas UNI-MATI se determinaron los parámetros del flujo de gas en las secciones principales del motor. Abajo se citan algunos de ellas

$T_1^* = 944, \text{ °K}$ - temperatura de los gases después de la turbina del generador de gas.

$P_1^* = 2,548 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ - presión de los gases después de la turbina del generador de gas.

$G_T = 1326 \text{ kg/h}$ - consumo de combustible horario.

$\pi_T^* = 2.93$ - relación de expansión de la presión en la turbina del generador de gas.

Potencia en el eje de la turbina libre

$$N_1 = G_1 \frac{K_T}{K_T - 1} R T_1^* \left[1 - \frac{1}{\pi_T^*} \right] \eta_T^*$$

$$\begin{aligned}
&= 19 \cdot \frac{1.33}{1.33 - 1} \cdot 288.944 \left[1 - \frac{1}{\frac{1.33 - 1}{1.33}} \right] \cdot 0.92 = \\
&= 20818804 - 0.234 - 0.92 \\
&= 4481872 \text{ W} = 4.48 \text{ MW} = 4482 \text{ KW}
\end{aligned}$$

Consumo específico del combustible

$$C_{yg} = \frac{G_T}{N} = \frac{1326 \text{ Kg/h}}{448 \text{ KW}} = 0.296 \frac{\text{Kg}}{\text{Hr. Kw}}$$

4.5.2 Evaluación efectiva de la inyección del agua a la principal cámara de combustión

La inyección de agua a la cámara de combustión no deberá provocar una variación sustancial de la construcción del motor. se permite un pequeño aumento (no más del 7%) del área de las vanos de tobera de la turbina, que se consigue con la colocación de un nuevo estator de vanos de tobera. El reemplazo de los estatores de vanos de tobera siempre se efectúa durante la puesta a punto del motor y no es complicado. Por esta razón la evaluación de la efectividad de la inyección del agua lo realizaremos para el gasto relativo del agua $g_{H_2O} = 0.07$. Esto le corresponde a $g_T = 0.0251$; g_T es el consumo relativo de combustible $GT = G_T/G_B$.

Gasto total de la sustancia de trabajo (gases)

$$G_{\Sigma} = G_B(1 + g_T + g_{H_2O}) = 19(1 + 0.0251 + 0.07) \text{ kg/s} = 20.81 \text{ kg/s}$$

Constante específica de los gases productos de la combustión y de los vapores de agua R_{Σ}

$$R_{H_2O} = \frac{8310}{\mu_{H_2O}} = \frac{8310}{18} = 462 \frac{J}{Kg^{\circ}K}$$

Constante específica de los vapores de agua.

$R_r = 288 \text{ J/Kg}^{\circ}K$ - constante específica de los productos de la combustión del keroseno en el aire.

\bar{g}_{H_2O} - porcentaje en peso de los vapores del agua - 0.07

\bar{g}_r - porcentaje en peso de los productos de la combustión del keroseno en el aire - 0.093

La constante específica de la mezcla de los vapores de agua y de los productos de la combustión.

$$R_{\Sigma} = \bar{g}_r \cdot R_r + \bar{g}_{H_2O} \cdot R_{H_2O} = 0.93 \cdot 288 + 0.07 \cdot 462 = 267.84 + 32.34 = 300.18 \text{ J/Kg}^{\circ}K$$

$$N_2 = G_{\Sigma} \frac{K_r}{K_r - 1} R_{\Sigma} T_r^* = \left[1 - \frac{1}{\frac{K_r - 1}{K_r} \pi_r^*} \right] \eta_r^*$$

$$= 20.81 \frac{1.33}{1.33 - 1} \cdot 300.944 \left[1 - \frac{1}{\frac{1.33 - 1}{1.33} 2.93} \right] \cdot 0.92 =$$

$$= 23752155.0234 \cdot 0.92 = 5115989 \text{ W} = 5.11 \text{ MW} = 5116 \text{ Kw}$$

Gracias a la inyección del agua a la cámara de combustión principal la potencia de la turbina libre aumento desde 4482 Kw hasta 5116 Kw o sea en 14%.

CAP V : Análisis económico del motor de turbina de gas de aviación como planta de turbina de gas estacionaria.

5. Análisis económico del motor de turbina de gas AI - 20

5.1 Costos

El costo de un motor de turbina de gas AI-20, de la serie D, tiene un costo aproximado de \$500,000 (dólares americanos) vendido de fábrica, dicho motor se monta en el avión ANTONOV AN-32B donde es explotado de acuerdo al siguiente recurso

Tiempo de vida entre overhaull	1000 hrs
Tiempo de vida total	6000 hrs.

Al término de su tiempo de vida, ya no puede ser utilizado en aviación, sin embargo, en otros países tiene varios usos, como planta de turbina de gas estacionaria, pero teniendo en cuenta que su costo es alrededor del 4% del costo inicial, o sea aproximadamente \$20,000, al cual adicionándole los costos de una turbina accionadora, un generador, tratamiento y depósito de agua, construcción de un intercambiador de calor, mano de obra y accesorios adicionales, arroja un total de \$25000

Las maquinas que adquieren las empresas para impulsar gas o petróleo, son turbobombas y que son fabricados por fábricas especializadas, tienen costos elevados que superan los \$100,000, así mismo los motores que emplean generadores para suministro de energía eléctrica y que trabajan con potencias superiores de 1000 KW tienen precios que están por encima de los \$70,000. Los costos tan elevados en estos rubros, se debe a la exclusividad del tipo de máquina para su fin, además los servicios que prestan son revertidos con notables incrementos, ya que el combustible y la energía eléctrica son los más importante para que funciones la industria

Por ejemplo un accionadores fusor HKJ-36CT el aumento de 1% del

rendimiento, en 15 años de operación reducen gastos en aproximadamente \$550'000,000 en los gasoductos donde se utilizan. En la actualidad el porcentaje de motores de aviación utilizados como plantas de bombeo de gas es del orden del 30%. Así mismo informaciones obtenidas de Estados Unidos indican que el costo de la limpieza química del agua es del orden de 0.8 dólares por tonelada.

Se puede concluir que, es factible aprovechar un motor de turbina de gas empleado en aviación, como una planta de turbina de gas estacionaria, cuando cumpla su tiempo de vida limite entre overhaull, tomando en consideración, los parámetros principales, para un funcionamiento fiable

RESULTADOS FINALES

RESULTADOS FINALES

1. Se hizo un listado de las regiones del Perú, en las cuáles para resolver los problemas energéticos puede ser conveniente utilizar los motores de aviación para crear en base a ellos plantas estacionarias de turbinas de gas (PTGE).
2. En calidad de motor base para crear la PTG estacionaria se eligió al motor turbohélice de aviación AI-20.
3. Se ha desarrollado una configuración de la PTG estacionaria con inyección de agua a la cámara de combustión principal con la aplicación del ciclo de accionamiento de vapor para aumentar la potencia útil de la planta.
4. Se ha desarrollado el algoritmo de cálculo del intercambiador de calor y se ha elaborado un programa, que permite determinar los resistencia hidráulica de los ductos caliente y frío y el coeficiente de transmisión de calor.
5. En base al programa hecho se eligieron las principales dimensiones del intercambiador de calor y se determinaron sus características hidráulicas y térmicas.
6. Se desarrolló el algoritmo de cálculo y se elaboró el programa para el cálculo de los parámetros de la cámara de combustión principal con inyección de agua.
7. Se desarrolló el algoritmo de cálculo y se elaboró el programa para la determinación de los principales indicadores del ciclo de accionamiento del vapor.
8. Para el régimen estacionario de diseño de la PTG se determinó la potencia obtenida en el eje de la turbina libre cuando hay y no hay inyección de agua. Se muestra, que la introducción de agua a la cámara de combustión puede aumentar

la potencia de la turbina libre en 14%.

9. Para el régimen de diseño se determinó la potencia adicional, que puede ser obtenido como resultado de la realización del ciclo de accionamiento de vapor
10. Para una conclusión final sobre la conveniencia de la utilización de los motores de aviación para solucionar los problemas energéticos del Perú se debe realizar cálculos económicos detallados.

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFÍA

1. Teoría de las Turbinas de Gas Cohen - Rogers - Saravanamuttoo
2da. Edición
Marcombo - Barcelona

2. Turborreactores Antonio Esteban Oñate
Salamanca - 1981

3. Motores de Reacción Martín Cuesta Alvarez
6ta. Edición
Paraninfo - Madrid

4. Cálculo Energético y características de los motores turborreactores M.H. Galkin - K. A. Malinovski
Moscu - 1981

5. Propiedades Termodinámicas del agua y del vapor M.P. Vukalovitch
6ta. Edición
Moscú - 1958

6. Motores de Turbina de gas estacionarios L.V. Arcienier
Mashinoestrogenie - Leningrado - 1989

7. Propiedades Termodinámicas de los gases S.L. Rivkin
Editorial MIR - Moscú - 1979

8. Hidráulica E.Z. Rabinovich
Editorial MIR - Moscú - 1987

9. Atlas de la Minería y Energía en el Perú - 1998
Ministerio de Energía y Minas
Lima - Perú
10. Transferencia de calor
Keith Cornwell
Editorial Limusa S.A.
México - 1991
11. Principios de transferencia de calor
Frank Kreith
2da. Edición
Pensylvania - EEUU.
12. Prontuario de resistencias hidráulicas
Idelchik I.E.
Moscú - 1975
13. Trasmisión de calor y resistencia hidrodinámica
C.C. Kutateladze
Moscú - 1990
14. Fundamentos de Termotransferencia I.M. Mijeera
Editorial MIR - 1979
15. Atlas del Perú
Instituto Geográfico Nacional
Lima - 1989