



Rubén Gavine
6/3/03

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Departamento de
Ingeniería Mecánica**

**“TURBINA A GAS PARA GENERACION DE ENERGIA
ELECTRICA Y USO DE LOS GASES DE ESCAPE PARA
LA PRODUCCION DE AGUA POTABLE EN LA ZONA
DE SALINAS Y LA LIBERTAD”**

TESIS DE GRADO

**Previa a la obtención del Título
de Ingeniero Mecánico**

Presentada por:

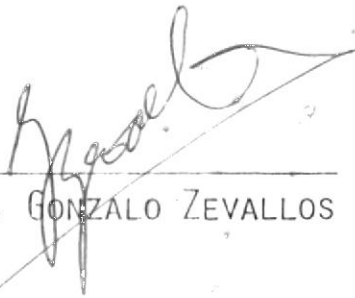
Raúl Lascano Herrera

Guayaquil - Ecuador

1975

"TURBINA A GAS PARA GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA Y USO
DE LOS GASES DE ESCAPE PARA LA PRODUCCION DE AGUA
POTABLE EN LA ZONA DE SALINAS Y LA LIBERTAD"

DIRECTOR DE TESIS



ING. GONZALO ZEVALLOS

AUTOR



RAUL LASCANO HERRERA

DECLARACION EXPRESA:

El patrimonio intelectual de esta tesis de grado corresponde a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL y la responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestas en esta tesis, corresponden exclusivamente a su autor.

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales).

DEDICATORIA

A mi esposa y a nuestros queridos hijos

A mis hermanos

AGRADECIMIENTO

A mis padres

A la Escuela Superior Politécnica del Litoral

*A los profesores del Departamento de Ingeniería
Mecánica.*

Al Ing. Gonzalo Zevallos

*Por su acertada dirección y
colaboración para la culmi-
nación de este trabajo.*

CONTENIDO

	Pág.
<u>CAPITULO I</u>	
Introducción	1
<u>CAPITULO II</u>	
Estudio de Factibilidad	3
<u>CAPITULO III</u>	
Consideraciones Generales	13
Determinación de la demanda de Agua Potable	13
Determinación de la demanda de Energía Eléctrica	17
Determinación de la Capacidad de la Planta Productora de Agua Dulce.	24
<u>CAPITULO IV</u>	
Cálculo del Evaporador de agua de mar	27
Optimización Termodinámica de la Turbina	34
Sistema de entrada de aire	35
Cálculo de las condiciones de entrada	38
Análisis u optimización del Compresor	41
Cálculo del Compresor	43
Desvío del flujo de aire para el enfriamiento de la turbina.	46
Análisis y optimización de la Cámara de Combustión.	48
Análisis u optimización de la Turbina	62
Cálculo de la Turbina	66
Cálculo de las propiedades del gas a la salida de la Turbina.	70

	Pág.
<i>Cálculo de la Potencia de la Turbina</i>	72
<i>Programación computada de los Ciclos Básicos de Turbinas de Potencia.</i>	77
<i>Selección de la Temperatura de entrada a la Turbina y Razón de Compresión.</i>	80
<i>Determinación de la cantidad de Producción de agua dulce en función de la Potencia de la Turbina.</i>	91
<i>Análisis del uso de Turbinas a Gas con Post-quemador.</i>	107
<i>Producción de agua dulce para los años de Proyección.</i>	118
<i>Selección de la Turbina a Gas y del Generador de poder real.</i>	125
<i>Diseño del conductor de gases de escape entre la Turbina a Gas y el Caldero.</i>	128
 <u>CAPITULO V</u>	
<i>Localización de la Planta</i>	152
<i>Localización de la Turbina a Gas y el Generador.</i>	153
<i>Conexión de la Turbina a Gas y el Caldero.</i>	154
 <u>CAPITULO VI</u>	
<i>Análisis económico</i>	157
<i>Alternativa I</i>	158
<i>Alternativa II</i>	162

	Pág.
Costos del Kilovatio Hora y del metro cúbico de Agua Potable.	169
Conclusiones	170
<u>CAPITULO VII</u>	
Programas de la Computadora	172
Esquemas	188
Dibujos	190
Bibliografía	192

CAPITULO I

INTRODUCCION

Considerando que todas las subzonas de la Península de Santa Elena necesitan de un incremento en el nivel de vida respecto a las comodidades que sugieren la vida moderna, se hace necesaria la elaboración de proyectos que vayan a solucionar esas necesidades.

En el presente trabajo se manifiesta la idea de dar energía eléctrica a todo el sector de la Península produciéndola en el mismo lugar y haciendo uso de turbinas a gas; además, aprovechando la alta temperatura de los gases de escape se utilizarán estos para la vaporización de agua de mar y producir agua dulce que es una de las necesidades más imperiosas que tiene dicha zona.

El proyecto comienza con una evaluación de las necesidades que tiene ese sector en la actualidad, respecto a energía eléctrica y agua potable, para luego proyectar el abastecimiento total de energía eléctrica y lo máximo posible de agua dulce para los próximos diez años. Teniendo las cifras de qué cantidad de agua potable y energía eléctrica se necesitan pasaremos a hacer un estudio de optimización y luego un seleccionamiento de la máquina que vamos a usar para suplir ambas necesidades.

Se justifica una proyección futura de este trabajo debido a que existen muchos proyectos para años venideros que van a incidir en el incremento de las demandas agua y potencia eléctrica. Los proyectos principales son: Industrialización de la zona en diferentes ramas; construcción de un aeropuerto entre Guayaquil y Salinas o la expansión del aeropuerto actual de Guayaquil; construcción de una autopista entre Guayaquil y Salinas; construcción del autódromo de Salinas, todos estos proyectos traen consigo un incremento en el turismo y por lo tanto un incremento en las necesidades de confort. Además en la Península existe un proyecto para la construcción de un sistema sanitario completo para lo cual es imprescindible el uso de agua potable.

CAPITULO II

ESTUDIOS DE FACTIBILIDAD

Se conoce a ciencia cierta que la necesidad de energía eléctrica y agua potable en la Península de Santa Elena es imperiosa. Esto se manifiesta en el interés que tienen muchos organismos en tratar de solucionar dicho problema. En conjunto la Empresa Eléctrica de la Península de Santa Elena y el Municipio de Salinas han desarrollado un proyecto titulado "Energía Eléctrica y Agua Fresca", este proyecto analiza las necesidades debido a la falta de producción de agua y luz ya que las máquinas que actualmente poseen no suministran tanto la cantidad de energía eléctrica que necesitan como la cantidad de agua dulce que requieren. Además, este mismo proyecto sugiere que se seleccione entre dos sistemas, que serían los más indicados, para llenar las dos necesidades con un solo de los sistemas; éstos son: para la producción de energía eléctrica sugiere que se usen turbinas a gas o turbinas a vapor y, para la producción de agua sugiere métodos como: a) Uso de los gases de escape de la turbina a gas para producir vapor desde agua salina y condensación del vapor; b) Uso de calderas para producir vapor, este vapor se utiliza en una turbina para la producción de energía eléctrica, luego el mismo vapor se condensa y produce agua dulce, todo esto partiendo desde agua salina.

El Instituto Ecuatoriano de Electrificación (INECEL) ha elaborado una proyección de las necesidades de energía eléctrica en la Península de Santa Elena considerando las principales poblaciones y además todas las poblaciones circundantes a las anteriores; aún más, hace uso de todos los proyectos industriales a nivel nacional que en un futuro cercano serán instaladas en esa zona para la elaboración del proyecto de electrificación. Por todas estas razones, es necesario que se busque de una manera rápida la solución de este problema.

Existe un proyecto para la producción de agua potable en la Península de Santa Elena y se trata de una Planta desalinizadora de agua de mar. Este proyecto está totalmente acabado y es una de las Tesis que existen en la ESPOL. Esta planta usa como fuente de energía una caldera de tubos de fuego para la evaporación de agua dulce y ese vapor lo usa para la desalinización de agua de mar.

Si analizamos cada uno de los sistemas y métodos sugeridos para la producción de energía eléctrica y agua dulce podremos encontrar algunos aspectos que nos llevarán al seleccionamiento de cual de ellos vamos a seguir.

Analizaremos primeramente el sistema de turbina a va-

por: actualmente el uso de turbinas a vapor está muy generalizado en la industria mundial con muy buenos resultados por lo cual se tiene muy buena garantía en producción de potencia, pero el agua que se usa para su funcionamiento - debe ser tratada químicamente con el propósito de cuidar - las partes de la máquina que van a estar en contacto con el vapor ya que es muy sabido que el agua en su composición tiene sales y en mayor cantidad si se usa el agua de mar para su funcionamiento y por lo tanto la máquina va a estar expuesta a una clara deterioración. Además se sugiere que se use el vapor para la condensación y producción de agua dulce cosa que no puede realizarse ya que el líquido obtenido de la condensación no va a ser agua pura sino que va a estar contaminada por productos químicos usados como se dijo anteriormente para preservar la duración de la máquina. Este sistema por lo visto dá magníficos resultados si se tratase únicamente de obtener potencia en un eje o sea la producción de energía eléctrica, pero como también se requiere la obtención de agua dulce no es aconsejable; claro que se podría pensar en el uso del vapor de salida como fuente de energía para la evaporación nuevamente del agua de mar para lo cual habría que hacer el estudio de si esa energía que tiene el vapor es suficiente y en caso de que no lo sea habría que adicionar un recalentador. Por lo vis

to el sistema se complicaría ya que tendríamos que hacer uso de un caldero para la obtención del vapor que va a ser usado para mover la turbina, la turbina a vapor, el recalentador, otro caldero o evaporador para la obtención del vapor necesario para producir el agua dulce.

Respecto al otro sistema sugerido o sea el uso de una turbina a gas cabe decir que en los últimos años se está utilizando en diferentes ramas industriales dejando de ser utilizado únicamente como máquinas productoras de empuje necesarias para la aviación, siendo este su original propósio; en la actualidad y en diferentes partes del mundo se las usa con fines puramente industriales, claro está que con algunas inovaciones de acuerdo a las necesidades; uno de los usos que se le dá es el mismo para el cual nosotros la necesitamos o sea la producción de energía eléctrica. Debido a la alta temperatura que tienen los gases al dejar la turbina pueden usarse éstos como fuente de energía para la evaporación de agua. La turbina a gas industrial se ha establecido como una unidad de poder confiable, teniendo las ventajas de compactibilidad, bajo costo cuando se producen estas máquinas en número razonable, fácil manejo y mantenimiento, sin el ruido y las complicadas reparaciones que son regulares en una máquina de compresión-ignición o, si comparamos con una turbina a vapor, la turbina a gas no

necesita el complicado caldero, ni los sistemas de alimentación de calor y sistemas auxiliares que se necesitan para el funcionamiento de una turbina a vapor.

Aunque el desarrollo de la turbina a gas industrial no avanzado con la rapidez que se hubiera querido, sin embargo un progreso continuo ha sido hecho. La rapidez de progreso no ha sido tan alta como en el campo de turbinas a gas en aviones ya que el motor industrial no se hace en un número suficiente como para justificar la iniciación de un proceso largo y costoso de desarrollo que se usa comunmente en los tipos de turbinas para aviones; realmente muchas turbinas industriales se hacen por una sola vez como parte de un complejo de ingeniería más largo, por tales razones dicha turbina tiene que entrar en funcionamiento de inmediato. El diseñador de la turbina industrial tiene que tratar de lograr una vida total de la máquina de más o menos 100.000 horas. Puesto que en muchos casos no tiene la oportunidad de determinar factores de seguridad durante un corto período de desarrollo, tiene que adoptar una actitud cautelosa al aplicar las ideas nuevas desarrolladas en el campo de la aviación. Una excepción de esta regla podría ser una turbina pequeña verdaderamente eficiente que, por justificar una producción igual a la de las máquinas de pistón, hace factible la aplicación de conocimientos más amplios para

su desarrollo.

La idea de la turbina a gas, concebida originalmente en 1950 como una máquina de propósito general para servicio estacionario, se ha establecido como una fuente de fuerza motriz confiable en los campos de petróleo y como productor de potencia y calor de proceso en industrias en los últimos 15 años.

De los métodos sugeridos anteriormente seleccionaremos para la producción de energía eléctrica el sistema de turbina a gas y para la producción de agua potable el uso de los gases de escape para utilizarlos en la vaporización del agua de mar.

Una vez que se tiene el sistema escogido hay que definir la forma en que se va a realizar el proyecto en cada uno de sus componentes. Respecto a la turbina, ésta debe desarrollar una potencia igual a la que se necesite de acuerdo a la proyección que haya hasta el año de 1985, partiendo desde este punto se pasará a analizar cada uno de los factores que incidan en el ciclo termodinámico de una turbina a gas y optimizados, es decir, escoger las eficiencias de cada una de las partes de las turbinas para que estas trabajen de una manera óptima. Luego, de acuerdo a las necesidades

de agua dulce se pasará a calcular el evaporador en su capacidad de acuerdo a la temperatura y otras condiciones que tengan los gases de escape para que, en caso de que la temperatura que tienen los gases de escape de una turbina simple no tenga un valor suficiente para las necesidades, pasar a hacer cálculos de un post-quemador, dispositivo que sirve para aumentar la temperatura de los gases de escape de una turbina a gas.

Lo que se tratará de hacer para la producción de agua es, usar el proyecto anteriormente mencionado de la planta desalinizadora de agua de mar pero, en vez de usar una caldera de tubos de fuego hacer uso de los gases de escape y su alta temperatura para que cumpla los propósitos que tiene el fuego en la caldera de tubos de fuego anteriormente citado.

Como es necesario el transporte de los gases de escape hasta la planta desalinizadora se hará el cálculo y diseño del ducto que parte desde el escape de la turbina o en su defecto desde la salida del postquemador, en caso de que este sea necesario, hasta la entrada al evaporador. Este cálculo hay que hacerlo debido a que si el ducto que llevará los gases de escape necesita una longitud grande vamos a incurrir en caídas grandes de temperatura a lo largo de

Él y por lo tanto habrá que evitar esas pérdidas que no son convenientes para nuestros propósitos; en caso de que el ducto sea pequeño en su longitud, el problema de temperatura - podría ser de menor escala. De todas maneras sea cual fuere el tipo de ducto que se vaya a usar es necesario calcularlo ya que otro de los factores que incidirán en él es la cantidad de gases necesarios para llevar la suficiente energía al evaporador para producir el vapor necesario ya que, si la cantidad de gases que entran al evaporador es superior a la que se requiere para nuestros propósitos en un momento dado, debemos tener un sistema en el ducto que nos permita hacer un desvío en la cantidad exacta al exceso de gases.

Luego de haber hecho la optimización termodinámica de nuestro ciclo y conociendo la cantidad de energía que vamos a necesitar para la producción de agua, procedemos a hacer el estudio de localización de nuestra turbina dentro de una gama de turbinas reales y que están disponibles en el comercio.

Como para hacer una selección debemos tener un amplio margen de propiedades para poder poner dentro de él las de las turbinas reales se hace necesario el uso de la computadora programando un ciclo en el cual se puedan variar cada uno de los parámetros que van a incidir en el desempeño y

funcionamiento de cada uno de los ciclos.

Una vez que se tengan los datos de demandas de agua y energía eléctrica y, realizado el estudio de la potencia total que debe desarrollar la turbina se procederá a analizar y decidir en que forma se va a distribuir la potencia total en los 10 años de proyección, aquí debe entrar el criterio de si se coloca una batería de turbinas o si solamente será necesaria la instalación de una o dos turbinas y a que tiempo debe hacerse cada una de las instalaciones, esto es con el afán de cubrir tanto las necesidades de energía eléctrica como la de agua en cada uno de los años según lo proyectado. Además debe pensarse en la posibilidad de que, si con un desarrollo de potencia determinada no se llegará a abastecer en buen margen las necesidades de agua, habría que trabajar a mayor carga para complementar el déficit de agua y por lo tanto el exceso de energía eléctrica podría venderse, pongamos en este caso, a la ciudad de Guayaquil.

Una vez que se hayan hecho los estudios de lo que se ha mencionado anteriormente se procederá a seleccionar el tipo de generador eléctrico que pueda utilizarse, esto es ya un factor puramente de carácter económico según propuestas de mercado.

Después de haber hecho la selección de todo el equipo necesario para el proyecto queda el análisis de localización de la planta debiendo ésta ser la más indicada de acuerdo a diferentes aspectos como son suministro de combustible y agua de mar, todo esto será discutido con mayores detalles posteriormente. Respecto a la conexión que será necesario hacer entre la salida de los gases de la turbina y el evaporador o planta desalinizadora ésta deberá hacerse de acuerdo a las características que presenten tanto la turbina como el evaporador y en caso de que sean más de una turbina deberá buscarse el modo de que el gas producido por éstas lleguen a su destino de la mejor forma posible.

CAPITULO III

CONSIDERACIONES GENERALES

Para poder iniciar el análisis y cálculo de optimización de la turbina que vamos a necesitar es imprescindible un estudio detenido de cada uno de los factores de demanda que van a incidir en ello a más de la producción actual en cada una de las necesidades a la que se refiere el presente proyecto.

a) DETERMINACION DE LA DEMANDA DE AGUA POTABLE

Para la determinación de demanda, cualquier tipo que este sea, es necesario tomar un parámetro debiendo ser este el más representativo para el efecto. En este caso el parámetro que más nos dice en la zona es el número de habitantes, para lo cual debemos tener a mano datos que nos indiquen cual es el crecimiento poblacional de la zona basados en cifras anteriores y actuales para poder desarrollar una proyección de acuerdo al índice de tal crecimiento. Estudios al respecto se han realizado por diferentes organismos y tomando como referencia el último censo nacional el Instituto Ecuatoriano de Electrificación ha desarrollado una proyección hasta el año de 1990. Por tener carácter de oficial la anteriormente dicha proyección la vamos a tomar para poder realizar el estudio de demanda

de agua en la Península de Santa Elena. Esta proyección se muestra en la figura III-1 por medio de una curva, además cabe indicar que esta curva representa a los habitantes estables, es decir, propios de la zona.

La Empresa Municipal de Agua Potable de Guayaquil recomienda que se tome un promedio de consumo de agua de 220 litros por persona y por día en dicha zona. Este valor es necesario conocer ya que teniendo el número de habitantes que hay cada año podemos calcular y hacer la proyección de la demanda de agua de la zona. La proyección también la representaremos por medio de una curva y será la figura III-2.

Actualmente la Península de Santa Elena abastece, en una mínima parte, sus necesidades de agua dulce por medio de pozos en la tierra obteniendo una agua salobre debido a la salinidad propia del suelo. Otra parte de agua la reciben por medio de tanqueros de la Armada que la llevan desde la ciudad de Guayaquil, pero en definitiva la cantidad de agua que reciben por uno u otro medio resulta insignificante para cubrir sus más imperiosas necesidades. La compañía petrolera ANGLO tiene un sistema para producir agua dulce en La Libertad pero todo lo que produce lo reparte a sus propios empleados; la capacidad actual de la

MILES DE HABITANTES

200

180

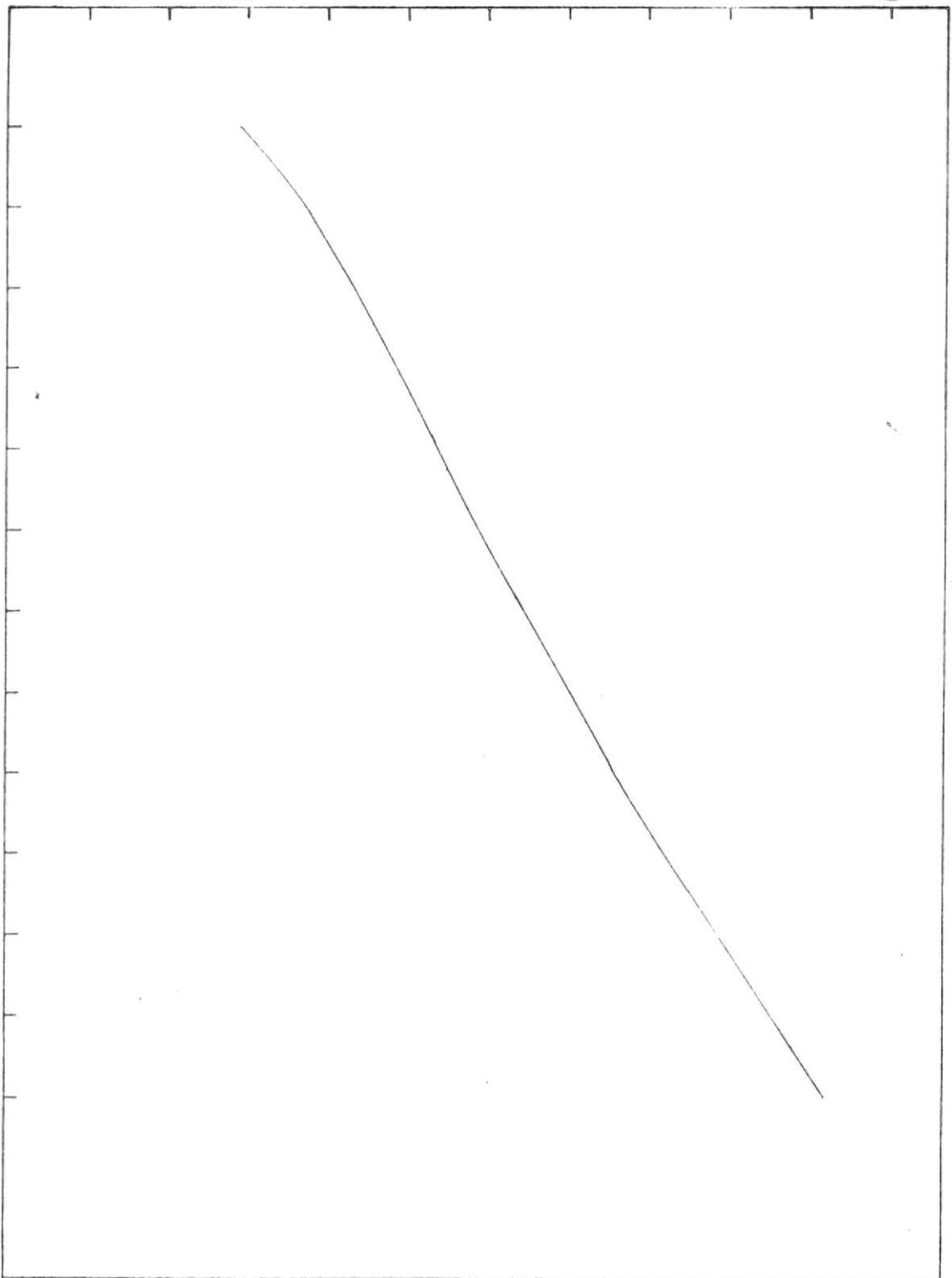
160

140

120

100

1973
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85



AÑOS DE PROYECCION

FIGURA III - 1

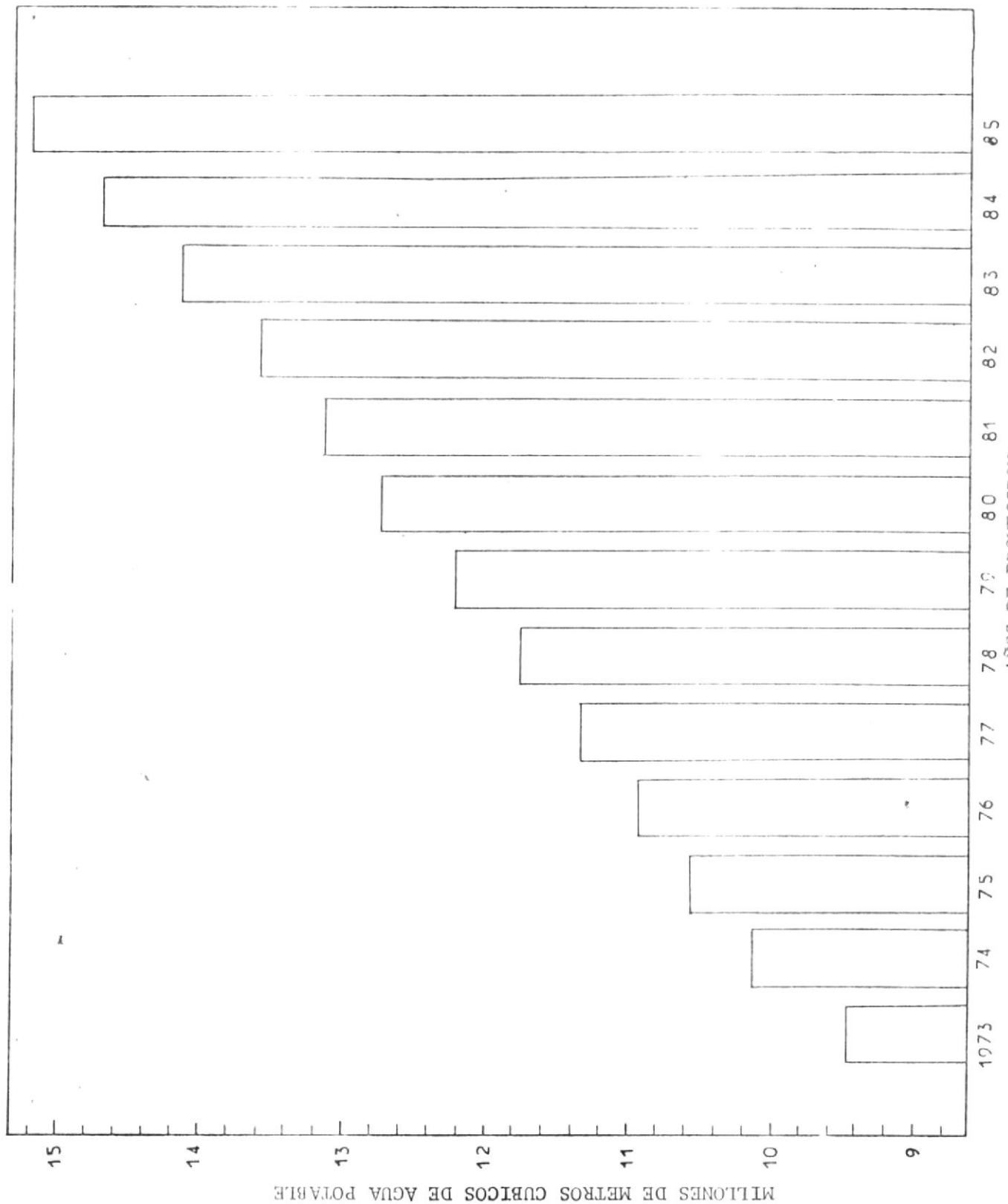


FIGURA III - 2

planta que debido a los años de servicio que tiene alcanza a desarrollar apenas un 40% de la capacidad para la que fue construída produciendo escasos 200.000 galones por día, cantidad que si la comparamos con la demanda mostrada en la figura III-2 resulta insignificante.

Por esta razón trataremos de suplir en gran parte las necesidades de agua, sin considerar la producción actual que como se dijo es muy pequeña, de acuerdo a la demanda mostrada en nuestra curva.

b) DETERMINACION DE LA DEMANDA DE ENERGIA ELECTRICA

La proyección realizada por el Instituto Ecuatoriano de Electrificación viene a ser en este caso la más indicada para ser usada en la determinación de este tipo de demanda debido a que es la autoridad en este género y tiene el carácter de oficial. Este año (1975), INECEL finalizó un proyecto basado en determinar la producción actual en diferentes zonas del país, entre estas fue analizada la Península de Santa Elena en su totalidad, llegando a conocerse cuales eran en verdad las producciones de los diferentes grupos instalados en dicho sector. Luego de haber hecho esto realizó estudios para hacer proyecciones futuras de demanda de energía eléctrica considerando diferentes factores como demanda

debido al consumo doméstico, demanda debido a consumo industrial, etc.; además, para realizar el proyecto en una forma más exacta de acuerdo a las necesidades futuras se hizo uso de los proyectos de industrialización de la zona realizada por el Gobierno Nacional con miras a realizarlos en un futuro casi inmediato.

En la figura III-3 se muestra la demanda de Energía Eléctrica en la zona de la Península de Santa Elena proyectada hasta el año de 1985 según versión realizada por el Instituto Ecuatoriano de Electrificación como se indicó anteriormente.

A continuación presentaremos un cuadro de datos que contienen las cifras exactas usadas para poder realizar las curvas anteriormente mencionadas. (Cuadro III-1).

Si analizamos la gráfica anteriormente hecha respecto a la demanda de energía eléctrica y que está especificada en función de potencia de generación necesaria y, ayudándonos de las cifras mostradas en el cuadro de datos de proyección, nos daremos cuenta que para el año en curso de tiene una demanda máxima de 5847.6 KW, cantidad que debe incrementarse paulatinamente de acuerdo a las necesidades y posibilidades de instalación. A partir del dato anterior y con



FIGURA III - 3
AÑOS DE PROYECCION

PROYECCION DE LA PENINSULA DE SANTA ELENA

A Ñ O	HABITANTES (MILES)	POTENCIA (KW)	DEMANDA (MWH)	DEMANDA DE AGUA (MT ³)
1973	118.87	3951.1	12265.2	94.15 x 10 ⁵
1974	127.27	4348.9	13735.7	100.80 x 10 ⁵
1975	132.75	5847.6	19323.3	105.14 x 10 ⁵
1976	137.65	8557.8	28814.5	109.02 x 10 ⁵
1977	142.65	8907.3	30582.4	112.98 x 10 ⁵
1978	148.22	10361.7	35724.7	117.39 x 10 ⁵
1979	153.71	11133.2	38984.6	121.74 x 10 ⁵
1980	159.35	19729.5	71995.0	126.21 x 10 ⁵
1981	165.21	10434.0	74368.8	130.85 x 10 ⁵
1982	171.39	21142.2	77813.1	135.74 x 10 ⁵
1983	177.90	22891.7	85603.8	140.90 x 10 ⁵
1984	184.49	23736.8	90034.8	146.12 x 10 ⁵
1985	191.32	24657.8	94908.9	151.53 x 10 ⁵

el propósito de mantener en funcionamiento los grupos que actualmente existen, se puede realizar una proyección que indique la forma en que se podrán instalar diferentes grupos en función del tiempo hasta llegar a suplir los 24657.8 KW que serán necesarios general el año 1985; ésta es la siguiente:

ANO	POTENCIA (KW)
1975	5.000
1979	10.000
1983	5.000

Si en el año 1975 instalamos una turbina de 5.000 KW, con los 5847. KW que existen en la actualidad llegamos a suministrar los 11133.2 KW con toda facilidad; a partir del año 1980 la demanda de energía eléctrica crece considerablemente debido a que para ese año el Gobierno del Ecuador tiene en mente la instalación de industrias en la zona, por lo tanto a fines de 1979 deberá instalarse una o dos turbinas que desarrollen 10000 KW para copar los 19729.5 KW necesarios en el año 1980, con esta potencia podemos mantenernos hasta el año 1983 en que nuevamente necesitaremos instalar otro grupo de 5000 KW para llegar a obtener los 24657.8 KW necesarios en el año 1985 y aún más.

Podría haberse pensado en otra solución para suplir la

demanda necesaria en el año 1985, tal solución sería instalar un solo grupo que vaya a suplir toda la energía necesaria hasta dicho año, pero como nuestro propósito no es solamente proveer de energía eléctrica a la zona, sino que - deseamos producir agua, podría darse el caso de que al generar un cierto número de KW sobrepasemos en gran cantidad la producción de gases que serán usados para nuestro propósito lo cual determinaría un desperdicio de energía e iría contra nuestro propósito que es el aprovechamiento total de la misma; en el caso contrario, si al producir un número de kilovatios determinado para un año, no alcanzamos a producir la cantidad de energía necesaria para la generación de agua, estaríamos en una forma directa justificando el uso de un posquemador a la salida de la turbina o en su defecto produciendo una cantidad de agua relativamente insuficiente.

Además, si instalamos una turbina de gran capacidad y ésta no trabaja en un margen cercano a la capacidad para la cual ha sido diseñada, la eficiencia de la misma bajaría notablemente en igual forma que bajaría la eficiencia del generador.

De acuerdo a lo estipulado en el cuadro que muestra la forma en que se harán las instalaciones respecto a los años,

a fines del año 1979 deberán instalarse 10000 KW en la forma más conveniente. Cabe en este instante decidir la forma en que se lo va a hacer, si un solo grupo de 10000 KW o dos grupos de 5000 KW cada uno. Si instalamos un solo grupo de 10000 KW podría ser que el costo de instalación sea menor que el de instalar dos grupos de 5000 KW, lo cual sería un aspecto muy ventajoso, pero si analizamos en función de la generación de agua nos encontraremos con el inconveniente de que, la generación de energía eléctrica en el año de 1980 crece en forma súbita, de 11000 KW a cerca de 20000 KW, en cambio la demanda de agua a través de los años crece paulatinamente ya que es una función exclusivamente de necesidades poblacionales y si instalamos como habíamos dicho los 10000 KW de una sola vez, estaríamos perdiendo energía en exceso lo cual representa también pérdida económica y tal vez sea mayor de la que se pensó se ahorraría en el gasto de instalación, por otro lado los métodos usados para el montaje, instalación de auxiliares, mantenimiento serán diferentes a los de 5000 KW y esto acarrearía la necesidad de usar gente especializada para una sola instalación que, si hace de un grupo ya conocido obviaría tales inconvenientes y el mismo personal usado para instalaciones y mantenimientos anteriores pueden ser usados para los actuales. Además, el segundo grupo de 5000 KW instalado en 1979 puede entrar a trabajar una vez que se lle-

que a los límites de carga en los otros grupos evitando de esta forma una sobrecarga a más de darle un descanso a uno de los grupos cuando esto sea necesario.

Además, si analizamos las características de los dos grupos desde el aspecto mantenimiento y tipos de repuestos podremos ver que más conveniente sería tener un solo tipo de repuestos para todas las máquinas y no tener dos tipos diferentes para cada uno de los grupos; esto tiene sus ventajas económicamente hablando ya que si instalamos una batería de 4 grupos con las mismas características tanto eléctricas como mecánicas, pueden en un solo momento necesario utilizarse repuestos de una de las máquinas que pueden ser hasta intercambiables, de esta manera se ahorraría un cierto capital de dimensiones respetables ya que un stock de repuestos para turbinas tiene un precio elevado.

Una vez realizado este estudio podemos tener ya un punto de donde partir para hacer el análisis termodinámico del ciclo y de la turbina que vamos a usar.

c) DETERMINACION DE LA CAPACIDAD DE LA PLANTA DE AGUA

Tomando como referencia la generación de energía eléctrica podemos decir que la generación de agua dulce debe ser proporcional a la de energía eléctrica debido a que,

de acuerdo a la cantidad de gases que se obtengan en el escape de la turbina, la energía de estos gases van a producir una cantidad determinada de vapor que nos darán por su condensación agua dulce.

Como hemos tomado la determinación de que se usarán 4 turbinas para generar energía eléctrica, cada una de ellas debe suplir de energía a los grupos que generarán el agua dulce. De acuerdo a lo que nos hemos propuesto y teniendo una referencia para la generación de agua dulce en el proyecto, ya realizado, para desalinización de agua de mar hecho por el Ing. Telmo Paredes, lo que necesitamos hacer ahora es determinar si la energía que nosotros vamos a obtener es capaz de colmar nuestras necesidades.

Analizando la figura III-2 o el cuadro de datos del proyecto vemos que con la instalación de la primera turbina, el año de 1975 debemos generar $10.52 \times 10^6 \text{ m}^3$ de agua dulce y el último año de proyección o sea 1985 debemos generar $15.2 \times 10^6 \text{ m}^3$ de agua dulce vemos que la capacidad de la planta generadora de agua dulce debe tener una capacidad de $15.2 \times 10^6 \text{ m}^3$ para los 10 años de proyección, lo cual dividida para cada uno de los grupos de generación de energía eléctrica nos da que deben suplir de energía suficiente para generar $3.8 \times 10^6 \text{ m}^3$ de agua dulce por grupo.

Ahora, vemos que si instalamos el primer grupo vamos a tener una generación suficiente de energía eléctrica pero habrá un déficit en lo que respecta a agua dulce ya que solamente se producirá aproximadamente una tercera parte de lo que en realidad se necesita y habría que esperar hasta el año 1980 para poder abastecer completamente las necesidades de la zona al instalar los dos grupos que sumados al anterior generarán $11.4 \times 10^6 \text{ m}^3$ de agua dulce que se aproxima a la demanda calculada para ese año.

Lo que se puede hacer es suministrar de agua dulce a los lugares que más necesidad tienen del elemento y que en este caso serían los que tengan mayor población. Por otra parte habría que ver si la Empresa de Agua Potable está en posibilidades de hacer la distribución de agua a todos los sectores que comprenden la Península o solamente, por un tiempo determinado, puedan distribuirlo a lugares cercanos al de producción, cosa que parece lógica de acuerdo a la magnitud de la instalación que tendría que hacerse para proveer de agua a la totalidad de los sectores que la necesitan.

CAPITULO IV

INGENIERIA DEL PROYECTO

a) CALCULO DEL EVAPORADOR DE AGUA DE MAR

Como el presente proyecto tiene como fundamento hacer uso complementario de la turbina para la generación de agua potable, lo que necesitamos hacer fundamentalmente es preocuparnos por la obtención de energía necesaria y suficiente en los gases de escape que luego serán llevados a la planta de desalinización.

La planta de desalinización que será usada en el proyecto que se ha mencionado anteriormente, para la desalinización de agua de mar usará el método de destilación instantánea de múltiple etapa. Para el funcionamiento de esta planta necesita introducir al sistema una cantidad de energía que será aprovechada por un evaporador que en este caso es una caldera de tubos de fuego para la producción de vapor que será usado en el sistema.

Podemos hacer uso del mismo proyecto introduciendo al sistema la cantidad de energía que necesita pero no por llama directa sino usando los gases de escape de la turbina en la misma caldera de tubos de fuego.

De acuerdo a las especificaciones que para una planta

de desalinización de agua de mar presenta el Proyecto de desalinización, establece que para producir diez libras de agua dulce es necesario que exista disponible una libra de vapor.

Las decisiones básicas que toma dicho proyecto es que la unidad generadora de vapor necesita producir vapor saturado seco con una presión absoluta igual a 160 libras por pulgada cuadrada y una temperatura de saturación de 363.5°F.

Con estos datos podemos obtener desde una tabla de Propiedades de Vapor que la entalpía del vapor saturado seco es de 1195.1 BTU/lbm.

Por otro lado, la presión con que será alimentada el agua al sistema es de 200 libras por pulgada cuadrada, dato con el cual podemos obtener, desde una tabla de propiedades de vapor, que la entalpía del agua de alimentación es de 157.95 BTU/lbm.

De acuerdo al análisis hecho para la generación de agua dulce por grupo de turbina tenemos que cada turbina debe dar, en sus gases de escape, energía para producir $3.8 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{año}$ lo cual equivale a una producción de $2.8 \times 10^6 \text{ gal/día}$.

Según lo establecido anteriormente (por cada libra de vapor se generan 10 libras de agua dulce), podemos calcular la cantidad de vapor que se necesita generar para la producción de los 2.8×10^6 galones de agua por día:

$$V = \frac{2.8 \times 10^6 \text{ gal/día}}{10 \text{ lb agua/lb vapor}} \times 8.345 \frac{\text{lb agua}}{\text{gal}} \times \frac{\text{día}}{24 \text{ horas}}$$

$$V = 9.73 \times 10^4 \frac{\text{lb vapor}}{\text{hr}}$$

Para tener un margen de seguridad en la generación de vapor se puede decir que necesitamos:

$$\text{Generación de vapor} = 100000 \frac{\text{lb vapor}}{\text{hr}}$$

Como conocemos las entalpías tanto del vapor saturado seco a una presión de 160 psia. y la del agua de alimentación, podemos calcular la cantidad de energía que debe ser introducida al sistema.

$$h_v = h_{\text{vapor}} = 1195.1 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm}} \quad \dot{m} = 10^5 \frac{\text{lbm}}{\text{hr}}$$

$$h_a = h_{\text{agua}} = 157.95 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm}}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} (h_v - h_a)$$

$$\dot{Q} = 10^5 (1195.1 - 157.95) = 1037.15 \times 10^5$$

$$\dot{Q} = 1037.2 \times 10^5 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

La eficiencia del caldero, según tablas dadas en la obra *Combustion Engineering*, para calderos sin recuperación de calor está fijado entre 80 y 82%, según dice el proyecto de desalinización de agua de mar. Aplicando el criterio de diseño, lo más conveniente para no caer en errores debido a las eficiencias, lo mejor es seleccionar una eficiencia un poco baja dentro del margen que éstas estén dadas; por esta razón lo mejor sería escoger una eficiencia $e=0.8$.

Con este valor de la eficiencia podemos calcular la energía que debe entrar al sistema y luego darnos un margen de seguridad.

$$\dot{Q}_1 = \frac{\dot{Q}}{e} = \frac{1037.2 \times 10^5}{0.8} \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 129.65 \times 10^6$$

$$\dot{Q}_1 = 129.65 \times 10^6 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Dándonos un pequeño margen de seguridad, podemos decir que la cantidad de energía que debe entrar al sistema para producir $3.8 \times 10^6 \text{ m}^3$ de agua dulce por año y por grupo es de:

$$\text{ENERGIA} = 130'000.000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Por otro lado podría pensarse en la posibilidad de que una sola turbina nos dé la energía suficiente para poder, con sus gases de escape, producir la cantidad total de demanda de agua por lo menos hasta el año de 1979 lo que corresponde a $12.2 \times 10^6 \text{ m}^3$; es decir, en ese año alcanzar una producción que llene las necesidades, y en los años anteriores producir únicamente la necesidad de cada uno de los años haciendo que la planta trabaje a un régimen menor del para el cual sea construido.

En este caso si la energía de los gases de escape no es lo suficientemente alta podríamos pensar en poner un postquemador en el escape de la turbina para elevar la temperatura de esos gases.

El análisis termodinámico del caldero, referente a la energía que necesitaría en este caso, nos dará la cantidad de BTU/hr necesarios para producir los $12.2 \times 10^6 \text{ m}^3$ de agua necesarios hasta el año 1979.

Utilizando los mismos parámetros que en el caso anterior o sea considerando el hecho de que por cada libra de vapor se producirán 10 lbm de agua dulce; que el vapor que vamos a obtener es saturado seco a 160 libras por pulgada cuadrada y 363.5°F , correspondiéndole una entalpía de 1195.1

BTU/lbm; u que la entalpía del agua de alimentación de caldero, suministrado a 200 libras por pulgada cuadrada es de 157.95 BTU/lbm, podemos calcular la cantidad de energía por hora, dada en BTU, necesaria para producir los $12.2 \times 10^6 \text{ m}^3$ de agua en el año de 1979.

$$\text{DEMANDA} = 12.2 \times 10^6 \frac{\text{m}^3}{\text{año}} \times \frac{\text{año}}{365 \text{ días}} \times \frac{264.2 \text{ galones}}{\text{m}^3} = 8.83 \times 10^6 \frac{\text{gal}}{\text{día}}$$

La cantidad de vapor que se necesita para producir esta cantidad de agua es la siguiente:

$$V = \frac{8.83 \times 10^6 \frac{\text{Gal}}{\text{día}}}{10 \frac{\text{lb agua}}{\text{lb vapor}}} \times 8.345 \frac{\text{lb agua}}{\text{gal agua}} \times \frac{\text{día}}{24 \text{ horas}}$$

$$V = 30.7 \times 10^4 \frac{\text{lb vapor}}{\text{hr}}$$

Tomando un pequeño margen de seguridad la cantidad de vapor será:

$$V = 31 \times 10^4 \frac{\text{lb vapor}}{\text{hr}}$$

Con las entalpías del vapor y del agua podemos calcular la energía necesaria para obtener esa cantidad de vapor:

$$\dot{Q} = \dot{m} (h_v - h_a)$$

$$\dot{m} = 31 \times 10^4 \text{ lbm/hr}$$

$$\dot{Q} = 31 \times 10^4 (1195.1 - 157.95) \frac{\text{BTU}}{\text{lbm}} \times \frac{\text{lbm}}{\text{hr}}$$

$$\dot{Q} = 3215.17 \times 10^5 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Considerando la misma eficiencia del caldero que en el caso anterior o sea $e = 0.8$ necesitaremos:

$$\dot{Q}_1 = \frac{3215.17 \times 10^5}{0.8} \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$\dot{Q}_1 = 4018.95 \times 10^5 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Considerando así mismo un pequeño margen de seguridad podemos decir que la energía necesaria en el caldero para producir el vapor necesario que nos dé $12.2 \times 10^6 \text{ m}^3$ de agua dulce en el año de 1979 mediante una sola turbina es de:

$$\text{ENERGIA} = 40.2 \times 10^7 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Podemos de la misma forma calcular la energía total que deberán tener los gases de escape para producir la demanda total en el año 1985 y obtenemos que:

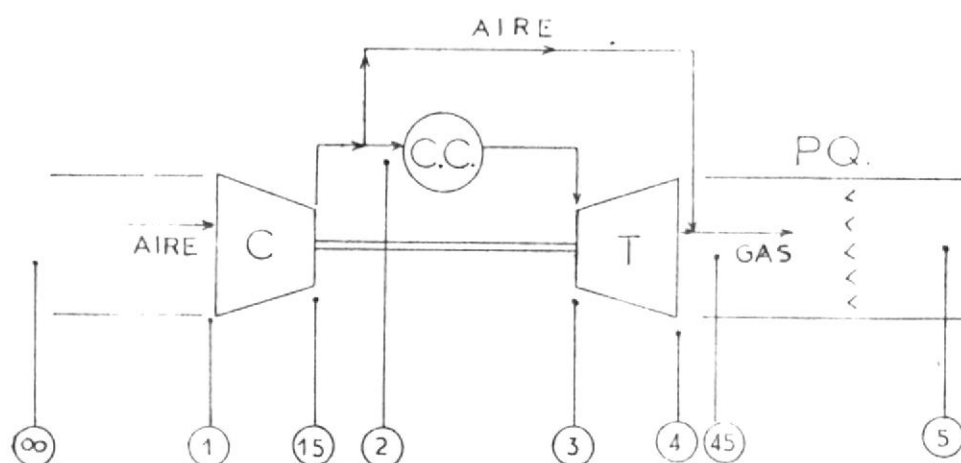
$$\text{ENERGIA} = 50 \times 10^7 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Una vez que conocemos cuales son las necesidades de energía para diferentes posibilidades de producción de agua dulce, lo que nos dirá en realidad cual de ellas vamos a u

sar, es el análisis termodinámico del ciclo, ya que, al hacer una optimización termodinámica de cada uno de los elementos que componen una turbina a gas y usando este ciclo con el dato de potencia que desarrollará la turbina podemos obtener información de cual será la cantidad de energía de los gases de escape como un producto de rechazo del ciclo.

b) OPTIMIZACION TERMODINAMICA DE LA TURBINA

Para tener una referencia del ciclo con todos sus componentes haremos un diagrama esquemático de la turbina que se va a analizar, al mismo tiempo que nos daremos puntos de referencia entre una sección y otra para poder estudiar cada una de sus partes. El esquema es el siguiente:



c) SISTEMA DE ENTRADA DE AIRE

Los sistemas de entrada de aire o las turbinas a gas requieren un considerable esfuerzo de diseño para adaptarse a las necesidades y funciones que desempeñan cada una de las turbinas en particular. Para el caso de turbinas a gas usadas para trabajos industriales y específicamente en generación de energía eléctrica, la entrada de aire debe tener los siguientes componentes: filtros de aire; enfriadores de aire; silenciadores; equipo anticongelante; protectores ambientales.

La necesidad de todos estos componentes dependen del lugar y las condiciones donde van a ser instaladas las turbinas. Para nuestro caso y de acuerdo a las condiciones que se tienen en la Península de Santa Elena, con respecto al ambiente, los elementos necesarios son: filtros de aire, silenciador u protectores ambientales.

Los filtros de aire son necesarios ya que el aire ambiente siempre arrastra consigo partículas extrañas, ya sean de polvo o pequeños granos de arena, que si dejaran pasar directamente hacia el compresor, debido a la alta velocidad que estos componentes trabajan, pueden causar erosiones en las aspas del compresor lo cual llevaría a un pronto deterioro

ro de la máquina.

Como regla general, en lugares polvosos si se selecciona un filtro deberá ser éste un filtro de área extensa que está formado por capas de un medio filtrante adecuado a través del cual pasa todo el aire de entrada. Es preferible un filtro de tipo seco para evitar el arrastre de partículas húmedas con aceite, que causarían la suciedad del compresor. El medio filtrante deberá ser capaz de retener la mayor parte del polvo.

La caída de presión de un filtro limpio, de acuerdo a las recomendaciones dadas por el Manual de turbinas a gas, (Referencia 1), deberá ser cerca de 18 milímetros de agua para permitir un buen margen de operación.

El filtro de área extensa tiene las ventajas de tener un bajo costo y es sencillo, pero es voluminoso y requiere de un mantenimiento periódico.

Debido al fuerte sonido de alta frecuencia que emana la entrada y que es muy molesto para el oído humano, en la mayoría de las instalaciones debe eliminarse colocando material que absorba el ruido.

La boca del ducto de entrada de aire es recomendable -

proteger con lumbreras atmosféricas para evitar la entrada de agua en épocas lluviosas.

No existe una curva única de corrección para la caída de presión en la entrada que pueda aplicarse a todas las turbinas a gas, porque el efecto del grado de contrapresión y depresión en la entrada varía con las distintas máquinas y esta información se obtiene únicamente con el propio fabricante de turbinas. Pero, el Manual de Turbinas a Gas (Ref. 1) recomienda que para cálculos de ingeniería se tome una caída de presión del 1% en el ducto de entrada con un buen margen de seguridad para un perfecto funcionamiento.

El proceso de entrada de aire al ducto se lo considera adiabático ya que no existe un considerable cambio de temperaturas totales a través de él. Por lo tanto en un diagrama T-S podemos representarlo de la siguiente manera: (FIGURA a)

La presión en el punto (1) (entrada al compresor) viene dado por la siguiente ecuación:

$$P_{T1} = P_{\infty} (1 - 0.01)$$

Y la temperatura en el punto (1) será:

$$T_{T1} = T_{\infty}$$

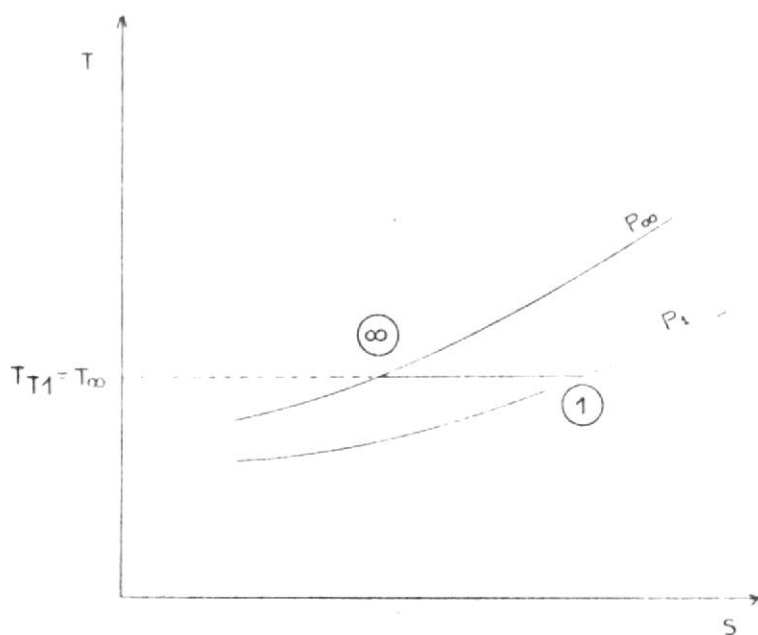


FIGURA a

d) CALCULO DE LAS CONDICIONES DE ENTRADA

Para hacer los cálculos en el ducto de entrada debemos definir algunos términos y eficiencias que serán usados cuando se programe en la computadora.

Existe un disco para ser usado en la computadora cuando se trabaja termodinámicamente en cálculos de turbinas, perteneciente al Departamento de Ingeniería Mecánica de la Politécnica del Litoral, llamado DISCO MEC-007, en el cual hay subrutinas que nos dan valores de las propiedades del aire de acuerdo a la altura donde la turbina vaya a ser instalada, llamada SUBROUTINA ATMOS, que puede ser lla

mada al iniciarse los cálculos. También existe otra subrutina que nos dá los valores de temperatura, presiones relativas, entropías, velocidades acústicas en función de cualquiera de ellos, ésta se llama SUBROUTINA GASTA, usado también como la anterior.

La altura a la que vamos a trabajar es al nivel del mar por lo tanto el primer dato de entrada es:

$$ALT = 0.0 \text{ pies (altura)}$$

Con este valor de la altura podemos llamar a la subrutina ATMOS y como no existe un cambio de temperatura de acuerdo a la altura, tendremos una temperatura ambiente en grados Rankine (T_{∞}), y una presión ambiente en lbs/pulg^2 (P_{∞}).

Con el valor de la temperatura T_{∞} llamamos a GASTA y obtendremos los valores de entropía, presión relativa y velocidad acústica:

$$T_{\infty} \left\{ \begin{array}{l} h_{\infty} = \text{BTU/lbm} \\ Pr_{\infty} = \text{sin unidades} \\ a_{\infty} = \text{pies/seg.} \end{array} \right.$$

estos valores encontrados son para aire que es el elemento que entra. Además, los cálculos que vamos a realizar serán

hechos en función de 1 lbm de aire/seg para después, de acuerdo a la potencia que tengamos que desarrollar, calcular el flujo de aire que debe entrar en realidad a la turbina. Una explicación más detallada de esto se hará cuando se calcule los valores reales necesarios para la turbina. Luego:

$$\dot{W}_{\text{aire}} = \text{flujo de aire} = 1 \text{ lbm/seg.}$$

La velocidad del aire ambiente es cero por lo tanto la entalpía total a la entrada vendrá dado por la siguiente ecuación:

$$h_{T1} = h_{\infty} = h_{\infty} + \frac{V_{\infty}^2}{2g_c J}$$

$$g_c = 32.2 \frac{\text{lbm} \cdot \text{pie}}{\text{lb}_f \cdot \text{seg}^2}$$

$$J = 778 \frac{\text{lb}_f \cdot \text{pie}}{\text{BTU}}$$

Donde $V_{\infty} = 0$ que es la velocidad del aire ambiente.

Por la misma razón de que $V_{\infty} = 0$, la presión ambiente es una presión total, $P_{\infty} = P_{T_{\infty}}$ y, para calcular la presión a la entrada al compresor tenemos que definir una eficiencia de la entrada y que viene dada por:

$$\eta_e = \frac{P_{T1}}{P_{T_{\infty}}} = 0.99 \text{ (eficiencia de entrada)}$$

luego la presión a la entrada del compresor es:

$$P_{T1} = P_{\infty} (1 - 0.01)$$

$$P_{T1} = 0.99 P_{T\infty} \quad \delta$$

También podemos analizar si es que la entrada de aire por el ducto de entrada produce un empuje, pero éste será igual a cero ya que el empuje es una función de la velocidad del aire a la entrada y que está dada por la siguiente ecuación:

$$F_E = - W_{\text{aire}} \times \frac{V_{\infty}}{g_c}$$

como $V_{\infty} = 0$ entonces el empuje también será igual a cero.

La presión relativa a la entrada del compresor será o-
gual a la presión relativa ambiente o sea: $P_{r\infty} = P_{rT1}$.

e) ANALISIS Y OPTIMIZACION DEL COMPRESOR

Uno de los parámetros más usados para seleccionar una turbina es la razón de compresión que tiene un compresor; por esta razón debemos calcular una turbina en función de diferentes relaciones de presión R_p , ya que no podemos definir una sola razón de compresión sino que, de acuerdo al tipo de fábrica que las construya, habrá una amplia gama

de razones de presión y nosotros podremos ubicarnos en una de ellas de acuerdo a los resultados que posteriormente se obtengan.

La eficiencia de un compresor de acuerdo a su relación de presión está dada en función de la Eficiencia Politrópica. Esta eficiencia politrópica es tomada en función de las temperaturas y presiones de entrada y salida del compresor y es un indicador de las pérdidas que se tienen al chocar el aire contra las paletas del compresor y está dada por la siguiente ecuación:

$$\eta_p = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \frac{\ln \left(\frac{P_{T15}}{P_{T1}} \right)}{\ln \left(\frac{T_{T15}}{T_{T1}} \right)}$$

donde $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ y para aire en condiciones atmosféricas estandar tiene el siguiente valor: $\gamma = 1.4$.

Podríamos calcular el valor de η_p (siempre que tuviéramos el valor de $\frac{T_{T15}}{T_{T1}}$) si lo aproximáramos usando la relación que tiene con las respectivas presiones estableciendo flujo isentrópico, pero esto es muy arriesgado.

Experimentalmente se han encontrado valores para η_p y

estos han ido aumentando de acuerdo al avance tecnológico a través de los años. Hasta el año de 1950 la η_p tenía un valor del 86% pero en la actualidad se ha alcanzado un valor de 98% sin esperarse que este valor aumente con los años ya que la tecnología de diseño de alabes parece haber llegado a su máximo nivel en los últimos años y el valor dado es el más óptimo.

$$\eta_p = 89\%$$

Este valor fué obtenido desde la obra Gas Turbine Technology realizada por R. H. Weir.

Partiendo de este dato podemos calcular la eficiencia adiabática más óptima para el compresor de acuerdo a diferentes relaciones de presión y luego introducir esta eficiencia en los cálculos termodinámicos del compresor.* La eficiencia adiabática en función de las relaciones de presión, γ y η_p está dada por la siguiente ecuación, (Ref. 2):

$$\eta_c = \frac{(R_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{(R_p)^{\gamma\eta_p} - 1}$$

CALCULO DEL COMPRESOR

Una vez conocidas las diferentes razones de presión

que le demos como datos a la computadora podemos calcular la η_c por medio de la fórmula precedente. Como conocemos los datos de presión, temperatura, entalpía y presión relativa a la entrada del compresor podemos proceder a calcular el compresor termodinámicamente.

En un diagrama T-s podemos esquematizar el proceso termodinámico en el compresor así: (FIGURA b)

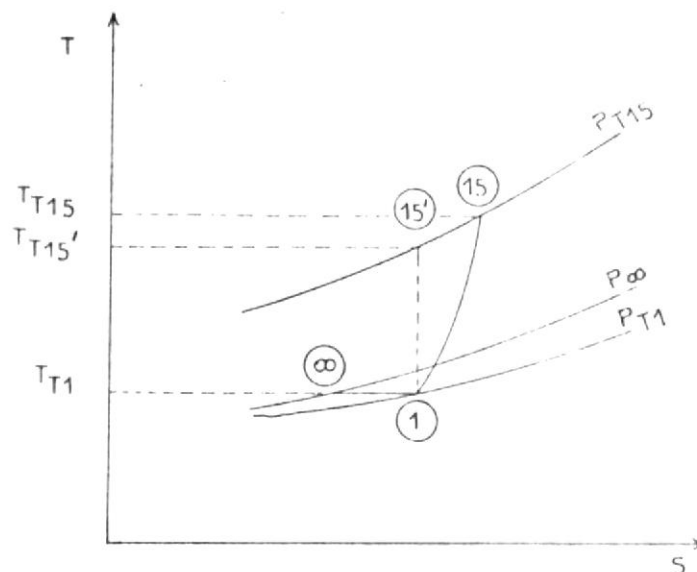


FIGURA b

El proceso de (1) hasta (15) según el diagrama es el trabajo que debe absorber el sistema de compresión directamente del trabajo total desarrollado por la turbina, por esta razón el trabajo del compresor se lo considera un trabajo negativo.

Para poder calcular las propiedades del aire a la salida del compresor, debemos comenzar calculando la presión relativa a la salida del compresor asumiendo un proceso isentrópico hasta 15' y usando la presión de entrada al compresor y la razón de presión, por medio de la ecuación:

$$P_{rT15'} = P_{rT1} \times R_p$$

Conocida la presión relativa en (15') podemos hallar en tablas de gases o por medio de la subrutina GASTA la entalpia correspondiente a esa presión relativa, lo mismo que la $T_{T15'}$.

La eficiencia termodinámica de un compresor viene dada por la ecuación:

$$\eta_c = \frac{h_{T15'} - h_{T1}}{h_{T15} - h_{T1}}$$

como ya conocemos η_c , h_{T1} y $h_{T15'}$ podemos calcular la entalpia real a la salida del compresor, o sea:

$$h_{T15} = \frac{h_{T15'} - h_{T1}}{\eta_c} + h_{T1} ; \quad (\text{BTU/lbm})$$

con el valor de h_{T15} podemos por lo tanto conocer los valores de la temperatura total a la salida del compresor lo mismo que la presión relativa desde tablas o en nuestro ca

so desde la subrutina GASTA de la computadora, o sea:

Con h_{T15} calculamos T_{T15} y P_{rT15} reales.

La presión de salida del compresor la podemos obtener desde la relación de compresión es decir, usando la ecuación:

$$P_{T15} = R_p \times P_{T1} ; \quad (\text{lb}/\text{pulg}^2)$$

La cantidad de energía que absorbe el compresor en forma de trabajo viene dado por la diferencia de las entalpías de salida y de entrada multiplicada por el flujo de aire que en este caso es 1. Matemáticamente viene dado el trabajo por la siguiente ecuación:

$$W_c = \dot{M} \text{ aire} \times (h_{T15} - h_{T1}) ; \quad (\text{BTU}/\text{seg})$$

DESVIO DEL FLUJO DE AIRE PARA ENFRIAMIENTO DE LA TURBINA.-

Debido a las altas temperaturas que son alcanzadas en la cámara de combustión, los gases que llegan a la turbina, también con altas temperaturas pueden destruir la turbina de la máquina.

Por esta razón en las modernas turbinas a gas, se usa un flujo de aire tomado desde la salida del compresor para

usarlo como un refrigerante en la turbina. Este aire en sí enfría tanto el eje como las paletas y álabes de toberas de la turbina pero no entra a desarrollar un trabajo, es decir, solamente los gases que salen de la cámara de combustión realizan trabajo en la turbina.

Un porcentaje de aire para enfriamiento se toma luego de la salida del aire del compresor, dependiendo el porcentaje de aire a desviarse de si la turbina lo va a necesitar o no; esta dependencia es función de la temperatura de entrada a la turbina por razones, como se dijo anteriormente, de resistencia de los materiales a las temperaturas altas. Cuando la temperatura de entrada a la turbina o lo que es lo mismo la temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión es menor de 2000°R no es necesario un enfriamiento de la turbina, pero de los 2000°R hasta 2500°R se desvía del 5% al 10% del flujo de aire que sale del compresor. El desvío de aire se lo hace entre los límites dados en forma proporcional de acuerdo al aumento de la temperatura de salida de los gases desde la cámara de combustión, según dice la obra *Tecnología de Turbinas a gas*.

Por lo tanto, el flujo de desvío se lo puede expresar así:

$$\dot{W}_{enf} = \% \text{ aire de desvío} \times \dot{W}_{\text{aire}} ; \quad (\text{lbm/seg})$$

luego la cantidad de aire que entra a la cámara de combustión llamado \dot{W}_2 será:

$$\dot{W}_2 = \dot{W}_{\text{aire}} - \dot{W}_{enf} . ; \quad (\text{lbm/seg})$$

ANALISIS Y OPTIMIZACION DE LA CAMARA DE COMBUSTION

Este elemento de la turbina es uno de los que deben analizarse con más cuidado debido a que las temperaturas que se pueden alcanzar son relativamente altas, lo cual trae consigo que se necesiten materiales altamente resistentes a la temperatura ya que de lo contrario se destruiría la cámara de combustión.

En turbina a gas, la máxima razón de combustible/aire que se puede tener es relativamente baja comparada con la razón estequiométrica de combustible/aire que es 0.0667. La temperatura que se alcanza al quemar la mezcla con este valor de 0.0667 está alrededor de los 4000°F y no existen materiales que la resistan para poder hacer una cámara de combustión. Por ésta razón, nosotros necesitamos saber un margen de temperaturas razonables que puedan alcanzarse en la cámara de combustión.

En la práctica, la mayoría de las turbinas a gas, en una cámara de combustión alcanzan temperaturas desde 1200° F hasta 1600° F permitidas por los materiales. Cuando hagamos los cálculos por medio de la computadora tomaremos este margen de temperaturas para analizar las condiciones de salida de los gases de la turbina.

El proceso de combustión ideal se lo considera como un proceso a presión constante, lo cual no es verdad en un proceso real ya que existe una caída de presión causada por la fricción de los gases dentro de la cámara de combustión; además, siendo este el instante en que consideraremos caídas de presión debido a fricción, cabe tomarse en cuenta - que al pasar el aire desde el compresor hasta la cámara de combustión también existen pequeñas caídas de presión en los ductos y sellos por donde el aire pasa.

La caída de presión en la cámara de combustión (ΔP_{cc}), para máquinas modernas (Ref. 2) es del 5% y si consideramos que ha caído la presión también entre el compresor y la cámara de combustión, podemos aumentar esta caída de presión a un 6%, valor recomendado para cálculos de turbina. Entonces, una caída de presión global tomada en la cámara de combustión será:

$$\Delta P_{cc} = 6\%$$

La combustión en una cámara de combustión no es completa porque algunas de las moléculas de combustible no son quemadas, debiendo por lo tanto determinarse una eficiencia de combustión llamada para nuestro caso eficiencia de la cámara de combustión; esta eficiencia a más de ser función de lo anteriormente expuesto; es función o mejor dicho se debe al diseño de cada una de las cámaras, por lo tanto un valor exacto de esta eficiencia no se tiene sino que debe darla el fabricante. Sin embargo, en los últimos años se han alcanzado eficiencias bastante altas y el rango está entre el 96% y el 99%, lo cual explica que no es necesario buscar una eficiencia desde un fabricante sino que se pueda seleccionar la para efectos de cálculos tomándola dentro del rango.

El proceso de combustión mostrado en un diagrama T-S es el siguiente: FIGURA 4

La eficiencia de la cámara de combustión está definida como la razón entre el calor real dado por el combustible y la cantidad de calor que podría proporcionar idealmente el combustible.

Termodinámicamente se expresa así:

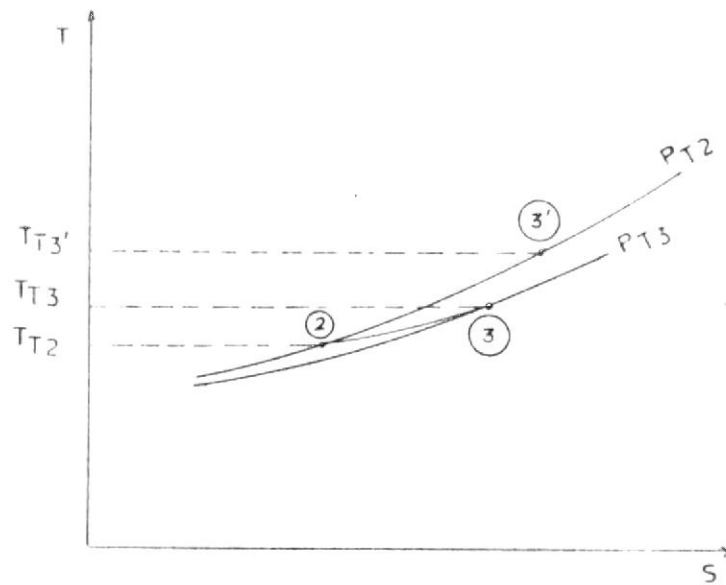


FIGURA 4

$$\eta_{cc} = \frac{h_{T3} - h_{T2}}{h_{T3'} - h_{T2}}$$

Para fines de cálculo tomaremos una eficiencia de la cámara de combustión como:

$$\eta_{cc} = 98\%$$

Otra forma de representar la eficiencia de la cámara de combustión es:

$$\eta_{cc} = \frac{q_f}{LHV}$$

donde:

q_f = Energía real absorbida por el fluido desde el combustible (BTU/lbm).

LHV = Valor calorífico bajo del combustible, es decir la energía calorífica total del combustible (BTU/lbm).

El valor calorífico del combustible depende del tipo del combustible, por lo tanto debemos seleccionar un combustible que nos vaya a servir para nuestros propósitos y que tenga en primer lugar un alto valor calorífico, al mismo tiempo que exista en el mercado y que su precio sea conveniente.

A continuación daremos una tabla que contiene los combustibles que existen en nuestro mercado, también daremos sus propiedades y costo por galón para ser usado en turbinas:

<u>COMBUSTIBLE</u>	<u>GRAVEDAD ESPECIFICA</u>	<u>LHV ($\frac{BTU}{lbm}$)</u>	<u>SUCRES/GALON</u>
DIESEL	0.840	19650	2.94
KEREX	0.805	19870	2.36
KEROSENE	0.820	19780	1.92

De acuerdo a nuestras necesidades que son las de obtener alta energía en los gases de escape deberíamos escoger el combustible que nos la proporcione en mayor cantidad, pe

no esto no puede hacerse directamente ya que el precio que tienen en el mercado es un poco elevado comparado con los otros, refiriéndonos al KEREX; por esta razón se hace necesario seleccionarlo de acuerdo a la energía que aporte comparado con su valor en sucres, en otras palabras, debemos encontrar para cada uno de los combustibles los BTU/S/. que aportan y seleccionar entre los valores que encontremos el más conveniente desde los dos puntos de vista.

Para obtener los BTU/S/. de cada uno de los combustibles haremos lo siguiente:

$$\frac{\text{BTU}}{\text{S/.}} = \frac{(\text{LHV}) (\text{G.E}) (\text{Peso específico de agua})}{\text{precio por galón}}$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{S/.}} = \frac{\left(\frac{\text{BTU}}{\text{lbm}}\right) (\text{G.E}) (\text{lbm/pie}^3) (\text{pie}^3/\text{gal})}{\text{S/.}/\text{galón}}$$

De lo cual obtendremos para cada combustible:

Para DIESEL:

$$= \frac{(19650) (0.840) (62.4) \left(\frac{1}{7.481}\right)}{2.94} = 46830$$

$$\text{DIESEL: } 46830 \frac{\text{BTU}}{\text{Sucre}}$$

Para KEREX:

$$= \frac{(19870) (0.805) (62.4) \left(\frac{1}{7.481}\right)}{2.36} = 56534$$

$$\text{KEREX: } 56534 \frac{\text{BTU}}{\text{Sucre}}$$

Para KEROSINE:

$$= \frac{(19870) (0.820) (62.4) \left(\frac{1}{7.481}\right)}{1.92} = 70463$$

$$\text{KEROSINE: } 70463 \frac{\text{BTU}}{\text{Sucre}}$$

De este análisis económico deducimos que mayor energía se obtiene con un gasto menor si usamos como combustible - Kerosene, por lo tanto para hacer nuestro análisis termodinámico el valor de LHV que usaremos para calcular la cantidad de energía que entra a la cámara de combustión será:

$$\text{LHV} = 19780 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm}}$$

que corresponde al Kerosene con una gravedad específica (GE) igual a 0.82.

CALCULO DE LA CAMARA DE COMBUSTION

Una vez que nos hemos dado los parámetros óptimos para el cálculo de la cámara de combustión como son la eficien-

cia, la caída de presión, el tipo de combustible que vamos a usar, procedemos a hacer los cálculos buscando primeramente cual es la cantidad de energía real que entra al sistema. Esta viene dada por la ecuación:

$$q_f = \eta_{cc} \times \text{LHV} \quad (\text{BTU/lbm})$$

Ahora, como ya conocemos las propiedades del aire a la entrada de la cámara de combustión, para poder seguir con nuestro cálculo termodinámico necesitamos conocer cuales son las propiedades de la mezcla a la salida de la cámara de combustión y en especial la temperatura a la que van a salir los gases y que no vayan a causar el deterioro de las aspas de la turbina; además necesitamos conocer que cantidad de gases salen; es decir, el flujo que tendremos a la salida de la turbina que según el esquema que estamos siguiendo lo llamaremos \dot{w}_3 y vendrá dado en lbm/seg.

El flujo de masa que saldrá de la cámara de combustión \dot{w}_3 será igual a la suma del flujo de aire que entró más el flujo de combustible que también entra a la cámara de combustión, o sea:

$$\dot{w}_3 = \dot{w}_2 + \dot{w}_f$$

\dot{w}_f = Flujo de combustible en lbm/seg.

Para poder determinar \dot{W}_3 primeramente se hace necesario conocer el valor de \dot{W}_f que no podemos especificarlo directamente sino que tenemos que calcularlo de acuerdo a la temperatura que se desee alcanzar a la salida de la cámara de combustión. Anteriormente se dijo que la máxima temperatura que se alcanza al quemar todo el combustible y todo el aire con su valor estequiométrico es de aproximadamente 4000°F pero esto se puede controlar si nosotros hallamos un valor para la razón combustible-aire (f/a) que no alcance tales temperaturas.

Según estudios prácticos de turbinas a gas, para alcanzar temperaturas razonables que puedan soportar los materiales que hoy se usan, en el mejor de los casos la máxima relación que se obtiene es de $f/a = 0.0338$ y que es un valor muy usado como auxiliar de cálculos, además existen tablas de propiedades de los gases correspondientes a esa mezcla en igual forma que las que existen para el aire, pudiéndose de ellos obtener entalpías, presiones relativas, velocidades aústicas, en función de la temperatura para este tipo de gas.

Como nos vamos a fijar temperaturas a alcanzarse en la cámara de combustión que serán las mismas que soporte la turbina, necesitamos conocer cual va a ser el valor de f/a que

alcancemos en la realidad, para hacer esto debemos calcular lo mediante la siguiente ecuación termodinámica:

$$\frac{f}{a} = \frac{h_{T3} - h_{T15}}{q_f - h_{T3}}$$

h_{T15} es un valor conocido ya luego de haber hecho el cálculo del compresor, lo mismo que q_f .

Para calcular h_{T3} necesitamos conocer el valor real de la razón f/a , pero ésta es otra de nuestras incógnitas, por lo tanto, tenemos que hacer el siguiente análisis que al final nos llevará a encontrar el verdadero valor tanto de f/a como de h_{T3} .

Fijado el valor de la temperatura a la salida de la cámara de combustión T_{T3} podemos encontrar por medio de GASTA o de tablas el valor correspondiente de la entalpía, pero al no conocer el valor de la mezcla (f/a) y teniendo solo tablas para propiedades del aire puro o sea cuando $f/a = 0.0$ y tablas de valores para propiedades del gas con un valor de la razón $f/a = 0.0338$, podemos encontrar las entalpías correspondientes a la temperatura fijada para los valores de f/a dados, o sea:

Con $f/a = 0.0$ y T_{T3} calculamos h_{T3} para aire.

Con $f/a = 0.0338$ y T_{T3} calculamos h_{T3} para mezcla.

luego, como no conocemos "nuestro" valor de f/a asumimos - cualquier valor entre $f/a = 0.0$ y $f/a = 0.0338$ y, usando la fórmula de interpolación que daremos luego podremos hallar el valor de h_{T3} correspondiente a la T_{T3} y al valor de f/a asumido:

$$h_{T3} = (h_{T3})_{\text{aire}} + \frac{(f/a)_{\text{asumido}}}{0.0338} \left| (h_{T3})_{\text{mezcla}} - (h_{T3})_{\text{aire}} \right|$$

este nuevo valor de h_{T3} que hemos calculado lo ponemos en la fórmula de f/a dada anteriormente. Al hacer esto encontraremos un nuevo valor para f/a que a más de ser función de h_{T3} es también función de q_f el cual es un valor que no lo vamos a cambiar y que ha sido optimizado.

Este nuevo valor de f/a lo ponemos otra vez en la fórmula de interpolación o sea esta vez será así:

$$h_{T3} = (h_{T3})_{\text{aire}} + \frac{(f/a)_{\text{calculado}}}{0.0338} \left| (h_{T3})_{\text{mezcla}} - (h_{T3})_{\text{aire}} \right|$$

Con este valor de h_{T3} nuevo, volvemos a calcular f/a - por medio de la fórmula anterior. Si repetimos este procedimiento algunas veces o sea calcular nuevos valores de f/a y h_{T3} , llegará un momento en que éstos se estabilizarán o

sea que no cambiarán de valor y esos serán los valores reales tanto de la razón combustible/aire como de la entalpía correspondiente a la T_{T3} fijada y al tipo de mezcla que usamos.

Con la computadora este procedimiento se realiza fácilmente y tendremos el valor de f/a que nos dará las propiedades del gas a partir de la cámara de combustión hasta la salida de la turbina.

Como ya conocemos el valor de f/a podemos calcular por lo tanto el valor del flujo de combustible así:

$$\dot{W}_f = \dot{W}_2 \times \frac{f}{a} \quad (\text{lbm/seg}) \text{ combustible}$$

y consecuentemente el flujo de gases a la salida de la cámara de combustión o lo que es lo mismo a la entrada de la turbina \dot{W}_3 en lbm/seg.

La presión a la salida de la cámara de combustión, conocida en la caída de presión que existe, será la siguiente:

$$P_{T3} = P_{T15} (1 - \Delta P_{cc}) \quad (\text{lb}_f/\text{pulg}^2)$$

Más adelante, cuando nos toque hacer los cálculos de la turbina necesitaremos conocer la presión relativa a la

salida de la cámara de combustión (P_{rT3}) y como estamos analizando este punto, lo mejor es encontrarla ahora.

Para calcular o encontrar cualquier propiedad del gas a partir de la cámara de combustión en adelante, debemos tener muy en cuenta que el valor de f/a ya lo conocemos y que cualquier propiedad del gas depende de esa razón. Por esta cosa debemos calcular P_{rT3} de la siguiente manera:

Con T_{T3} fijado buscamos en GASTA P_{rT3} para aire $\frac{f}{a} = 0.0$

Con T_{T3} fijado buscamos en GASTA P_{rT3} para mezcla $\frac{f}{a} = 0.0338$

Y con $\frac{f}{a}$ conocido aplicamos la fórmula de interpolación:

$$(P_{rT3})_{real} = (P_{rT3})_{aire} + \frac{(f/a)_{real}}{0.0338} \left[(P_{rT3})_{mezcla} - (P_{rT3})_{aire} \right]$$

lo cual nos dará el valor real de la P_{rT3} .

Para evitarnos estar haciendo estos cálculos de interpolación cada vez que necesitemos propiedades del gas más allá de la cámara de combustión, la SUBROUTINA GASTA se ha programado de tal manera que con solo poner como dato el valor de f/a real y la variable independiente, que puede ser temperatura, entalpía, presión relativa, velocidad acústica; podemos hallar el valor de la variable dependiente

o sea de la propiedad que buscamos; es decir, una propiedad en función de otra.

En el programa de la computadora que usamos para hacer el estudio de la turbina la subrutina GASTA tiene otra subrutina incluida llamada INTER y que es la que se encarga de realizar las interpolaciones de cualquier tipo que éstas sean. La subrutina GASTA se la llamará a nuestro programa principal así:

CALL GASTA (VI, #VI, FSA, VD, #VD)

donde:

- VI = variable independiente
- #VI = número de la variable independiente
- FSA = valor de la f/a
- VD = variable dependiente
- #VD = número de la variable dependiente

Las variables tanto dependientes como independientes tienen un número propio que es usado por la computadora y son las siguientes:

VARIABLES	NUMERO
Temperatura	1
Entalpía	2

Presión relativa 3

Velocidad acústica 4

Supongamos que queremos conocer el valor de la entalpía sabiendo el valor de la T_{T3} , procedemos de la siguiente manera:

CALL GASTA	(T_{T3} ,	1,	FSA,	HT3,	2)
	entra		entra	sale	

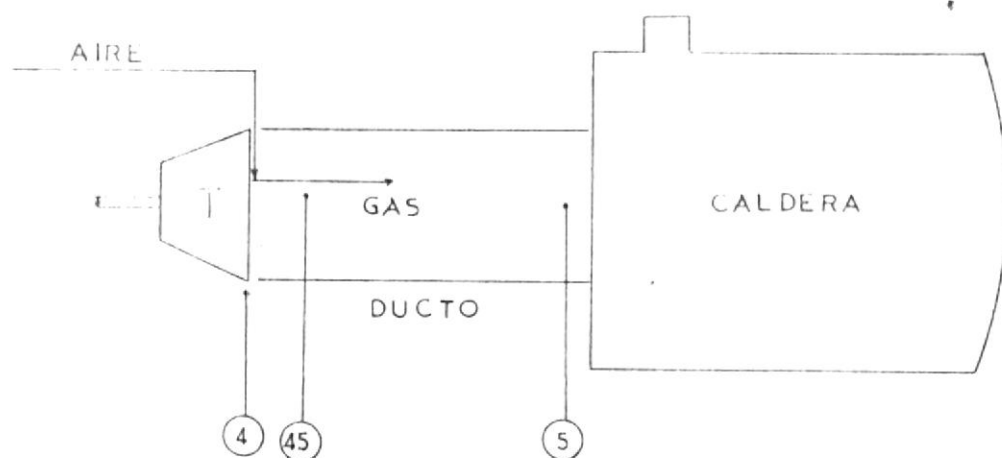
Conocidos ya los valores de las propiedades a la salida de la cámara de combustión, podemos pasar a hacer los cálculos de la turbina.

ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN DE LA TURBINA

Para poder realizar los cálculos de cualquier turbina es necesario conocer cual es la presión a la que van a ser descargados los gases luego de pasar por los álabes de la turbina. Comúnmente esta presión es la atmosférica cuando se trata de turbinas industriales, pero en nuestro caso de bemos considerar que los gases luego de salir de la turbina serán conducidos por un ducto hasta la caldera de tubos de fuego, lo cual implica una caída de presión de los gases a lo largo del ducto; además, si al tener los resultado

dos luego de analizar matemáticamente la turbina, vemos que la energía de los gases no es suficiente para nuestros propósitos de obtención de agua dulce, tendremos que adicionar al sistema de la turbina un postquemador lo cual implica - también otra caída de presión a lo largo del postquemador. Cuando se analiza un postquemador la caída de presión va- ría entre 2.5% hasta 5% a partir de la presión de salida de la turbina. Por estas razones se hace necesario analizar más a fondo este particular.

Por lo dicho anteriormente, consideremos primeramente que el sistema no lleva postquemador, por lo tanto esquemá- ticamente tendríamos lo siguiente:



Comunmente los gases que salen de una caldera de tubos de fuego lo hacen al utilizarse tiro natural por lo tanto existe un ligero vacío dentro de la caldera en la zona de gas no pudiendo determinarse con exactitud desde que punto de la caldera comienza el vacío. Asumamos que el vacío comienza desde la entrada de los gases a la caldera, aunque puede ser que este comience en el ducto. Luego, en el duct mismo, si es diseñado correctamente y las pérdidas de presión a lo largo de él debido a la fricción de los gases contra las paredes es también baja, podemos decir que la presión a la salida de la turbina debe ser un poco mayor que la atmosférica. Además, si tomamos una presión, que no se aleje mucho de la atmosférica, a la salida de la turbina, para nuestros efectos de cálculo no nos va a desviar mucho de un valor verdadero. Por lo tanto asumiremos que a la salida de la turbina la presión es de $15 \text{ lb}_f/\text{pulg}^2$.

$$P_{T4} = 15 \text{ lb}_f/\text{pulg}^2$$

La eficiencia adiabática de la turbina η_f puede determinarse también como en el caso del compresor o sea en función de la razón de presión entre la entrada y la salida de la turbina relacionadas mediante la eficiencia Politrópica de la turbina; esta eficiencia politrópica es función de

las características de diseño de los álabes y en ecuación es la siguiente:

$$\eta_{Pt} = \left(\frac{n-1}{n} \right) \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right)$$

donde n es el número de etapas que tiene la turbina.

Con este valor de la eficiencia politrópica podemos calcular la eficiencia adiabática en función de la η_{Pt} mediante la siguiente ecuación; (Ref. 2):

$$\eta_t = \frac{1 - \left(\frac{P_{T4}}{P_{T3}} \right)^{\frac{\eta_{Pt} \cdot (\gamma-1)}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{P_{T4}}{P_{T3}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Conocidas las presiones P_{T4} y P_{T3} podríamos calcular la eficiencia de la turbina y este debería ser el método más indicado, pero, para poder determinar cual es el valor de la eficiencia politrópica debemos conocer de cuantas etapas está construída la turbina y este dato no lo tenemos ya que solo podríamos determinarlo si supiéramos cuál es la turbina real que vamos a usar. Por esta razón nos vemos restringidos de aplicar la fórmula de la eficiencia politrópica; por otro lado, no podemos conocer cual es el valor de

γ para gases ya que no conocemos los valores de los calores específicos que a su vez son funciones de algunas propiedades, por lo tanto se nos hace imposible hacer uso de la fórmula para conocer η_{pt} . Experimentalmente se ha logrado obtener valores para γ en gases pero varían de acuerdo a temperaturas y composición de los gases y no son confiables. De todas maneras, en la práctica se ha podido determinar eficiencias adiabáticas para turbinas que varían desde el 85% hasta el 90%, siendo las turbinas pequeñas las que alcanzan los valores más altos. Por lo tanto debemos decidirnos a tomar una eficiencia y lo haremos diciendo que ésta es del 89%, luego:

$$\eta_t = 89\%$$

Conocidos los valores de β/a , P_{T4} y η_t podemos ya hacer los cálculos de la turbina termodinámicamente.

CALCULO DE LA TURBINA

El proceso termodinámico de la turbina esquematizado en un diagrama T-S es el siguiente: (FIGURA d)

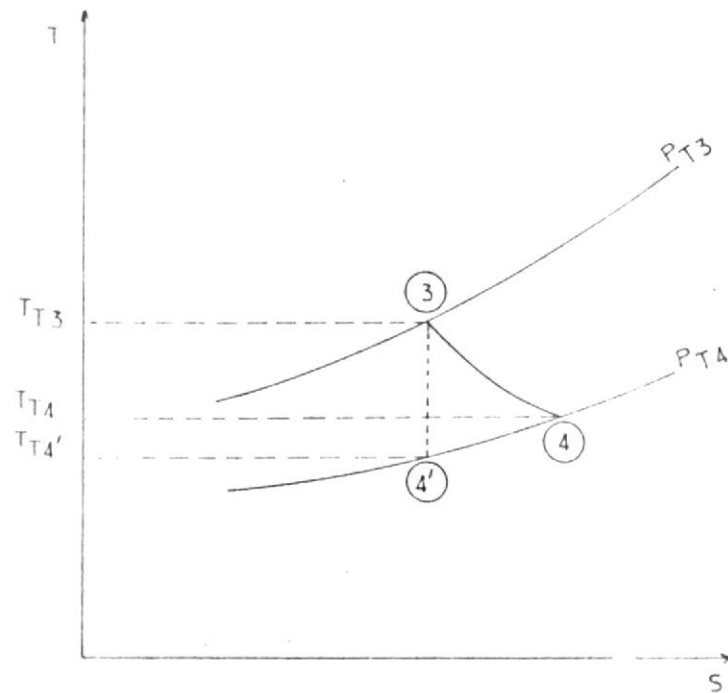


FIGURA d

El trabajo ideal realizado por la turbina está representado por la línea 3-4' pero debido a la ineficiencia de la turbina el trabajo real está representado por la línea 3 - 4.

Como conocemos el valor de h_{T3} , para calcular el trabajo es necesario conocer el valor de h_{T4} pero esto no lo podemos hacer directamente. Para calcular h_{T4} debemos hacer uso del concepto de la eficiencia adiabática pero desde el punto termodinámico y esta es:

$$\eta_t = \frac{h_{T3} - h_{T4}}{h_{T3} - h_{T4}'}$$

h_{T4}' es desconocido por lo tanto debemos calcularla de la siguiente manera:

Las presiones totales a la entrada y a la salida de la turbina en un proceso isentrópico son proporcionales a sus presiones relativas o sea:

$$\frac{P_{T4}}{P_{T3}} = \frac{P_{hT4}'}{P_{hT3}}$$

Como ya sabemos los valores de P_{T4} , P_{T3} y P_{hT3} podemos calcular el valor de P_{hT4}' .

$$P_{hT4}' = P_{hT3} \times \frac{P_{T4}}{P_{T3}}$$

Calculado el valor de P_{hT4}' y conocido f/a podemos por medio de la computadora ir a GASTA y obtendremos los valores de h_{T4}' y T_{T4}' . Sabiendo cual es el valor de h_{T4}' podemos hallar cual es el valor de h_{T4} desde la fórmula de la eficiencia así:

$$h_{T4} = h_{T3} - \eta_t (h_{T3} - h_{T4}')$$

Con este valor de h_{T4} podemos llamar a GASTA y conocer cual es el valor de la temperatura de los gases a la salida de la turbina (T_{T4}).

El trabajo realizado por la turbina por una libra de aire es igual a la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida multiplicada por el flujo de masa que entra, en este caso \dot{W}_3 . Matemáticamente se expresa así:

$$\dot{W}_t = (h_{T3} - h_{T4}) \times \dot{W}_3 ; \quad (\text{BTU/seg})$$

El trabajo neto que obtendremos en el eje para la generación de energía eléctrica por medio de un generador será igual a la diferencia entre el trabajo desarrollado por la turbina y el trabajo absorbido por el compresor desde la turbina o sea:

$$\dot{W}_{\text{neto}} = \dot{W}_t - \dot{W}_c ; \quad (\text{BTU/seg})$$

Luego la potencia que tendremos en el eje, para la generación de energía eléctrica, en caballos de fuerza será igual al trabajo neto multiplicado por un factor de conversión.

$$\text{Potencia} = \dot{W}_{\text{neto}} \times \left(1.415 \frac{\text{HP}}{\text{BTU/seg}} \right) ; \quad (\text{HP})$$

CALCULO DE LAS PROPIEDADES DEL GAS A LA SALIDA DE LA TURBINA.

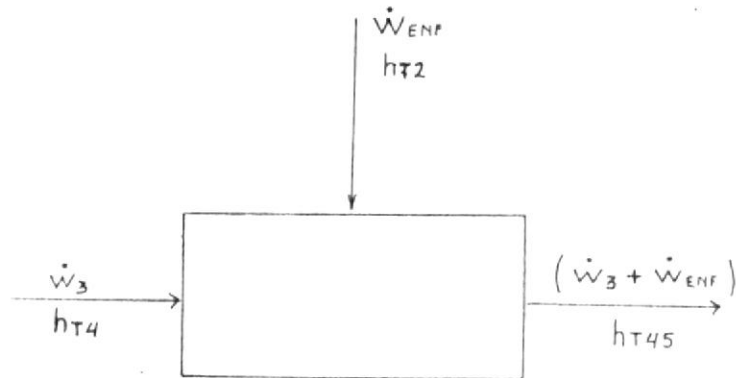
El flujo de enfriamiento de que hablábamos anteriormente, se lo envía directamente hacia un lugar dentro de la turbina para que la enfríe comenzando desde el eje hasta los álabes y los materiales de la que está hecha soporten las altas temperaturas de los gases. Este flujo como se dijo anteriormente no realiza trabajo en la turbina, lo que hace es enfriar la superficie de los materiales y bajar la energía de los gases al realizarse la mezcla. Para visualizar mejor lo que sucede al mezclarse el gas con el aire supongamos que esto sucede inmediatamente luego de la salida de los gases de la turbina, en nuestro esquema principal a este punto lo hemos llamado (45).

En primer lugar el valor de f/a va a disminuir ya que entrará más aire en la composición de la mezcla, por lo tanto el nuevo valor de f/a en el punto (45) será el siguiente:

$$\left(\frac{f}{a}\right)_{45} = \frac{\dot{w}_f}{\dot{w}_{\text{aire}}} = \frac{\dot{w}_f}{(\dot{w}_2 + \dot{w}_{\text{enf}})}$$

luego para cálculos más allá de este punto debe considerarse que la mezcla tiene un nuevo valor de f/a .

Para encontrar las propiedades termodinámicas en el punto 45 se hace necesario realizar un balance de energía en este punto:



Energía que entra = Energía que sale

$$\dot{w}_{T4} \times h_{T4} + (\dot{w}_{enf} \times h_{T2}) = h_{T45} \times (\dot{w}_3 + \dot{w}_{enf})$$

$$h_{T45} = \frac{(h_{T4} \times \dot{w}_3) + (h_{T2} \times \dot{w}_{enf})}{(\dot{w}_3 + \dot{w}_{enf})} \quad \left(\frac{\text{BTU}}{\text{lbm}}\right)$$

La presión que tendrán los gases en este punto será la misma que la presión de salida de la turbina o sea:

$$P_{T45} = P_{T4}$$

CALCULO DE LA POTENCIA DE LA TURBINA

Partiendo de la proyección de instalación de los cuatro grupos para suplir la demanda de energía eléctrica, en la cual se determinó que los grupos que deben instalarse son de 5000 KW cada uno, podemos calcular cual es la potencia en HP (caballos de fuerza) que debe generar la máquina. Esto se hace con el fin de considerar todas las pérdidas que van a tener, en el desarrollo de la energía motriz y eléctrica, tanto la turbina como el generador, además, nos servirá esta potencia en HP para poder realizar los cálculos por medio de la computadora ya que el ciclo en la forma en que se lo ha analizado, nos dará valores de potencia expresados en HP.

De acuerdo a lo dicho cuando se hizo el análisis de las condiciones termodinámicas de entrada de aire a la turbina, el flujo de aire que entraría a la turbina para hacer el cálculo termodinámico preliminar, se dejó establecido que sería de 1 lbm/seg.; por lo tanto la turbina con este flujo de aire y manteniendo constantes los demás parámetros como temperaturas, eficiencias, razones de presión, etc. desarrollará una determinada potencia que solamente cambiaría si variamos los parámetros anteriormente mencionados o, si cambiáramos la cantidad de aire que entra.

Podemos hacer este procedimiento pero de manera inversa, es decir, conociendo la potencia que debe desarrollar la turbina, calcular los parámetros que van a variar como consecuencia del cambio de potencia.

El ciclo termodinámico permanecerá constante en todos sus parámetros cambiando únicamente el flujo de aire y los parámetros que sean función de él; estos son los siguientes:

Flujo de aire (\dot{W}_{aire})

Flujo de combustible (\dot{W}_f)

Energía de los gases de escape (BTUSG)

Consumo específico de combustible (C.E.C.)

Esta variación de los parámetros se calcula de la siguiente manera:

Flujo de aire

$$W_{AIRN} = W_{AIR} \times \frac{HPCO}{HP}$$

donde:

W_{AIRN} = Flujo de aire nuevo

W_{AIR} = Flujo de aire inicial (1 lbm/seg)

$HPCO$ = Potencia conocida que debe desarrollar la tur
bina.

HP = Potencia calculada por el ciclo para 1 lbm/seg. de aire.

Flujo de combustible

$$WFT = \frac{WF}{W_{AIR}} \times W_{AIRN}$$

Donde:

WFT = Flujo de combustible nuevo

WF = Flujo de combustible usado por el ciclo cuando el flujo de aire era de 1 lbm/seg.

Energía de los Gases de escape

$$BTUSG = HT5 \times (W_{AIRN} + WFT)$$

Donde:

BTUSG = Energía de los gases a la salida de la turbina.

HT5 = Entalpía de los gases a la salida de la turbina.

Consumo específico de combustible

$$CEC = \frac{WFTHR}{HPCO}$$

Donde:

WFTHR = Flujo de combustible nuevo por hora.

Para poder hacer todos estos cálculos de los nuevos va-

lores, necesitamos conocer el valor de HPCO, pero nosotros únicamente conocemos el valor de la potencia en KW que debe tener la máquina para suplir la demanda. Sabemos que debemos generar 5000 KW, pero esta potencia que debemos generar no es en realidad la que el generador va a producir debido a que existen pérdidas dentro del generador mismo, por lo tanto es necesario determinar una eficiencia del generador.

Tenemos datos prácticos de eficiencias de generadores de acuerdo a la potencia que desarrollan en función de su potencia nominal y son los siguientes:

PORCENTAJE DE POTENCIA NOMINAL	EFICIENCIA
%	n%
90%	95.5%
70%	98.0%
50%	97.5%
40%	97.2%
20%	96.6%

Como nos daremos cuenta al examinar el cuadro de las eficiencias, éstas no varían en forma muy grande. Por el momento no sabemos con que promedio de carga vamos a trabajar todo el año, debido a este particular debemos considerar - que nuestra turbina debe trabajar con un porcentaje ni muy

bajo ni muy alto en lo que respecta a porcentaje de potencia nominal y tomaremos una eficiencia del generador correspondiente al 70% de carga o sea:

$$\eta_G = \text{Eficiencia del generador} = 98\%$$

Luego la generación en KW será la siguiente:

$$\begin{aligned} \text{Generación} &= \frac{\text{Carga en línea}}{\eta_G} \quad (\text{KW}) \\ \text{Generación} &= \frac{5000 \text{ KW}}{0.98} = 5102 \text{ KW} \end{aligned}$$

Además hay que tener en cuenta las pérdidas que se van a tener en la máquina (Turbina-compresor) debido al rozamiento en cojinetes, engranajes, sellos y auxiliares; la eficiencia considerada mecánica (η_M) está alrededor del 96%, valor que tomaremos para poder calcular la potencia real que debe desarrollar la turbina y que estará dada en KW.

$$\begin{aligned} \text{Potencia} &= \frac{\text{Generación}}{\eta_M} \quad (\text{KW}) \\ &= \frac{5102 \text{ KW}}{0.96} = 5315 \text{ (KW)} \end{aligned}$$

Por lo tanto la verdadera potencia que debe tener la

máquina tomando en consideración las eficiencias tanto eléctricas como mecánicas es de 5312 KW que reducidos a HP son:

$$5315 \text{ KW} \times \frac{1.341 \text{ HP}}{\text{KW}} = 7127 \text{ HP}$$

POTENCIA DE MAQUINA = 7127 HP

A continuación procederemos a programar el ciclo termodinámico básico de turbinas de potencia con los valores de eficiencias que hemos escogido para todas las partes componentes de la máquina.

PROGRAMACION COMPUTADA DE LOS CICLOS BASICOS DE TURBINAS DE POTENCIA.

En el Capítulo VII correspondiente al apéndice se muestra el programa usado para el análisis termodinámico de ciclos básicos de turbinas de potencia bajo el nombre de "CICLOS BASICOS DE TURBINAS DE POTENCIA".

Este programa es el correspondiente al análisis de turbinas que trabaja con un flujo de aire de entrada de 1 lbm/seg.

Los datos de entrada son los siguientes:

- ALT = 0.0 Pies (altura a la que trabaja la turbina con respecto al nivel del mar).
- ΔT_{AMB} = 0.0°F (variación de temperatura debido a cambios de altura).
- WAIR = 1.0 lbm/seg (Flujo de entrada de aire).
- EE = 0.99 (Eficiencia de la entrada).
- DPCC = 0.06 (Porcentaje de caída de presión en la cámara de combustión).
- XLHV = 19780 BTU/lbm (Valor calorífico bajo del combustible usado).
- ECC = 0.98 (Eficiencia de la cámara de combustión)
- ETPB = 0.89 (Eficiencia adiabática de la turbina)
- DPD = 0.01 (Valor asumido del porcentaje de caída de presión en el ducto a la salida de la turbina).
- P5PSI = 1.02 (Razón de presión entre la presión de salida de los gases de escape al dejar la turbina y la presión ambiente).
- TT3 = 1500°F (Temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión).

Esta temperatura (T_{T3}) será una variable independiente que la haremos variar para el estudio de los gases que entran a la turbina y sus propiedades, las mismas que harán variar la cantidad de combustible a usarse, la temperatura de los gases de escape, la energía disponible de los gases

de escape, el trabajo de la turbina, etc. Esta temperatura la haremos variar entre 1600°R y 2000°R en incrementos de 100°R para poder tener valores de propiedades correspondientes a esas diferentes temperaturas y poder de ellas escoger las más óptimas.

Otra variable independiente será la razón de compresión del compresor (RP) la misma que la haremos variar entre 6 y 20 en incrementos de 2 para tener una gama completa de datos y poder construir curvas que nos ayuden, junto con la T_{T3} , a escoger valores de estas dos variables más óptimas.

Una vez programado el ciclo en esta forma, introduciremos el valor de la potencia que debe desarrollar la máquina con el valor en kilovatios o sea el valor de la carga en línea para calcular por medio de la computadora el correspondiente valor en caballos de fuerza (HPCO).

El dato será puesto así:

$$\text{KW} = 5000.0$$

El cuadro (IV-1) muestra los resultados obtenidos desde la computadora para este ciclo.

El significado de la simbología usada en este cuadro -

fue dado anteriormente al hacer el estudio de la potencia que debe generar la máquina.

ANALISIS DE LAS CURVAS. SELECCION DE LA TEMPERATURA DE ENTRADA A LA TURBINA Y RAZON DE COMPRESION.

De acuerdo a los datos obtenidos, mostrado en el cuadro (IV-1) correspondiente al análisis termodinámico del ciclo con una potencia de 5000 KW, y de las curvas graficadas con estos datos, podemos claramente analizar los factores de relación de presión del compresor y temperatura de entrada a la turbina.

Cuando se hizo el análisis termodinámico del ciclo para turbinas de potencia, en párrafos anteriores, quedaron pendientes dos parámetros a seleccionarse, dependiendo estos de las conveniencias que den para nuestras necesidades, siendo estos R_p y T_{T3} .

Si analizamos las curvas obtenidas en la figura (IV-1) hecha con los parámetros R_p y C.E.C. en función de diferentes valores de T_{T3} , encontramos que al aumentar esta temperatura para un mismo valor de R_p el consumo específico de combustible para una potencia predeterminada de 5000 KW. - El parámetro C.E.C. en el análisis de turbinas toma la ca-

TT3	RP	WHIRN	WFTHR	MC/HR	KW
1600.00	6.00	137.66	4622.66	151.402	5000.00
1600.00	8.00	154.76	4614.06	130.162	5000.00
1600.00	10.00	189.22	4201.26	513.615	5000.00
1600.00	12.00	247.02	5688.15	427.012	5000.00
1600.00	14.00	353.38	7292.80	667.224	5000.00
1600.00	16.00	544.90	11561.68	1078.316	5000.00
1600.00	18.00	7215.64	52002.41	385.87	5000.00
1600.00	20.00	1124.26	15101.74	5122.422	5000.00
1700.00	6.00	114.32	4400.22	451.714	5000.00
1700.00	8.00	124.01	4264.35	417.271	5000.00
1700.00	10.00	140.56	4357.07	432.443	5000.00
1700.00	12.00	166.47	4662.29	437.212	5000.00
1700.00	14.00	207.12	5249.72	528.018	5000.00
1700.00	16.00	274.44	6284.44	648.212	5000.00
1700.00	18.00	402.27	8262.05	112.740	5000.00
1700.00	20.00	745.86	12055.24	1122.265	5000.00
1800.00	6.00	108.20	4260.82	217.026	5000.00
1800.00	8.00	122.78	4240.40	222.281	5000.00
1800.00	10.00	131.88	4225.08	222.216	5000.00
1800.00	12.00	126.27	4162.11	222.215	5000.00
1800.00	14.00	126.62	4445.17	222.687	5000.00
1800.00	16.00	174.32	4960.12	222.221	5000.00
1800.00	18.00	214.42	5571.20	222.227	5000.00
1800.00	20.00	222.61	6204.20	222.225	5000.00
1900.00	6.00	86.15	4158.80	222.228	5000.00
1900.00	8.00	82.12	2907.10	222.740	5000.00
1900.00	10.00	82.38	2916.80	221.235	5000.00
1900.00	12.00	102.09	2971.02	222.142	5000.00
1900.00	14.00	112.44	4002.90	224.162	5000.00
1900.00	16.00	122.75	4227.20	222.801	5000.00
1900.00	18.00	142.40	4560.86	222.246	5000.00
1900.00	20.00	174.71	5020.52	222.226	5000.00
2000.00	6.00	76.24	4089.44	222.214	5000.00
2000.00	8.00	77.28	2725.51	222.622	5000.00
2000.00	10.00	80.47	2684.44	222.226	5000.00
2000.00	12.00	85.76	2674.50	222.461	5000.00
2000.00	14.00	92.28	2744.89	222.321	5000.00
2000.00	16.00	102.05	2964.80	247.675	5000.00
2000.00	18.00	112.45	4051.25	222.224	5000.00
2000.00	20.00	127.56	4301.93	415.111	5000.00

TT3	RP	TT45	CEC	EC	KW
1600.00	6.00	1097.55	0.64862	0.85717	5000.00
1600.00	8.00	1023.26	0.64782	0.85182	5000.00
1600.00	10.00	973.53	0.68771	0.84774	5000.00
1600.00	12.00	936.02	0.78826	0.84431	5000.00
1600.00	14.00	904.48	1.02323	0.84137	5000.00
1600.00	16.00	878.41	1.62225	0.83831	5000.00
1600.00	18.00	856.05	2.20825	0.83454	5000.00
1600.00	20.00	836.86	2.11807	0.83442	5000.00
1700.00	6.00	1161.81	0.61741	0.85717	5000.00
1700.00	8.00	1091.82	0.59824	0.85182	5000.00
1700.00	10.00	1040.48	0.61135	0.84774	5000.00
1700.00	12.00	1000.79	0.65419	0.84431	5000.00
1700.00	14.00	968.35	0.72646	0.84137	5000.00
1700.00	16.00	941.60	0.88310	0.83831	5000.00
1700.00	18.00	918.77	1.17344	0.83454	5000.00
1700.00	20.00	898.21	1.25810	0.83442	5000.00
1800.00	6.00	1221.55	0.58785	0.85717	5000.00
1800.00	8.00	1158.71	0.56678	0.85182	5000.00
1800.00	10.00	1106.44	0.56176	0.84774	5000.00
1800.00	12.00	1065.25	0.58412	0.84431	5000.00
1800.00	14.00	1032.70	0.62382	0.84137	5000.00
1800.00	16.00	1004.25	0.68222	0.83831	5000.00
1800.00	18.00	980.05	0.78172	0.83454	5000.00
1800.00	20.00	960.30	0.94186	0.83442	5000.00
1900.00	6.00	1300.90	0.58352	0.85717	5000.00
1900.00	8.00	1226.16	0.54681	0.85182	5000.00
1900.00	10.00	1171.25	0.52554	0.84774	5000.00
1900.00	12.00	1130.52	0.54215	0.84431	5000.00
1900.00	14.00	1095.61	0.56166	0.84137	5000.00
1900.00	16.00	1067.27	0.59452	0.83831	5000.00
1900.00	18.00	1042.92	0.63925	0.83454	5000.00
1900.00	20.00	1021.40	0.70444	0.83442	5000.00
2000.00	6.00	1269.06	0.57366	0.85717	5000.00
2000.00	8.00	1202.40	0.53256	0.85182	5000.00
2000.00	10.00	1136.30	0.51607	0.84774	5000.00
2000.00	12.00	1092.75	0.51558	0.84431	5000.00
2000.00	14.00	1158.26	0.52545	0.84137	5000.00
2000.00	16.00	1129.47	0.54228	0.83831	5000.00
2000.00	18.00	1104.95	0.56844	0.83454	5000.00
2000.00	20.00	1082.30	0.60361	0.83442	5000.00

CUADRO IV - 1 (CONTINUACION)

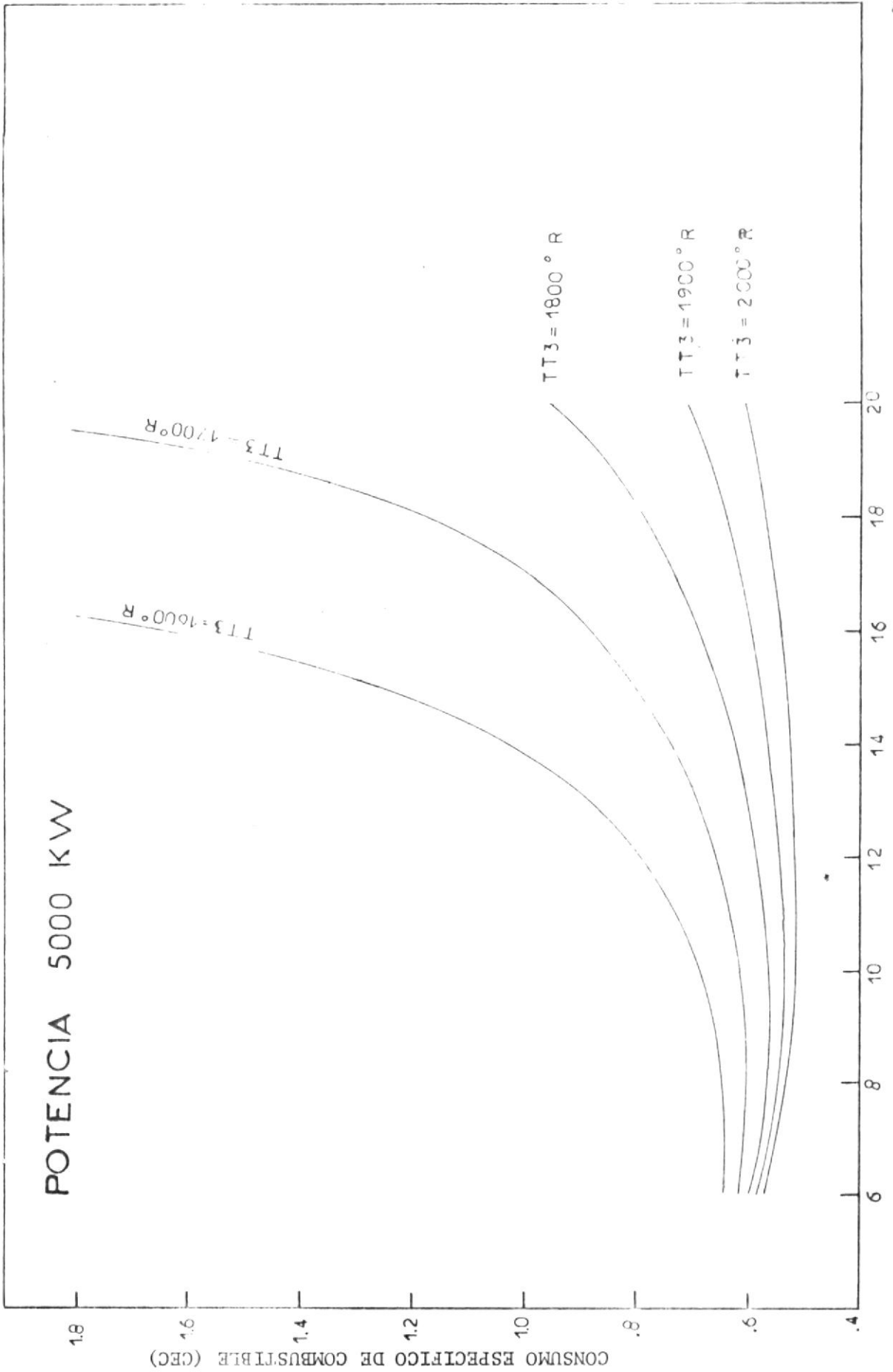


FIGURA IV - 1

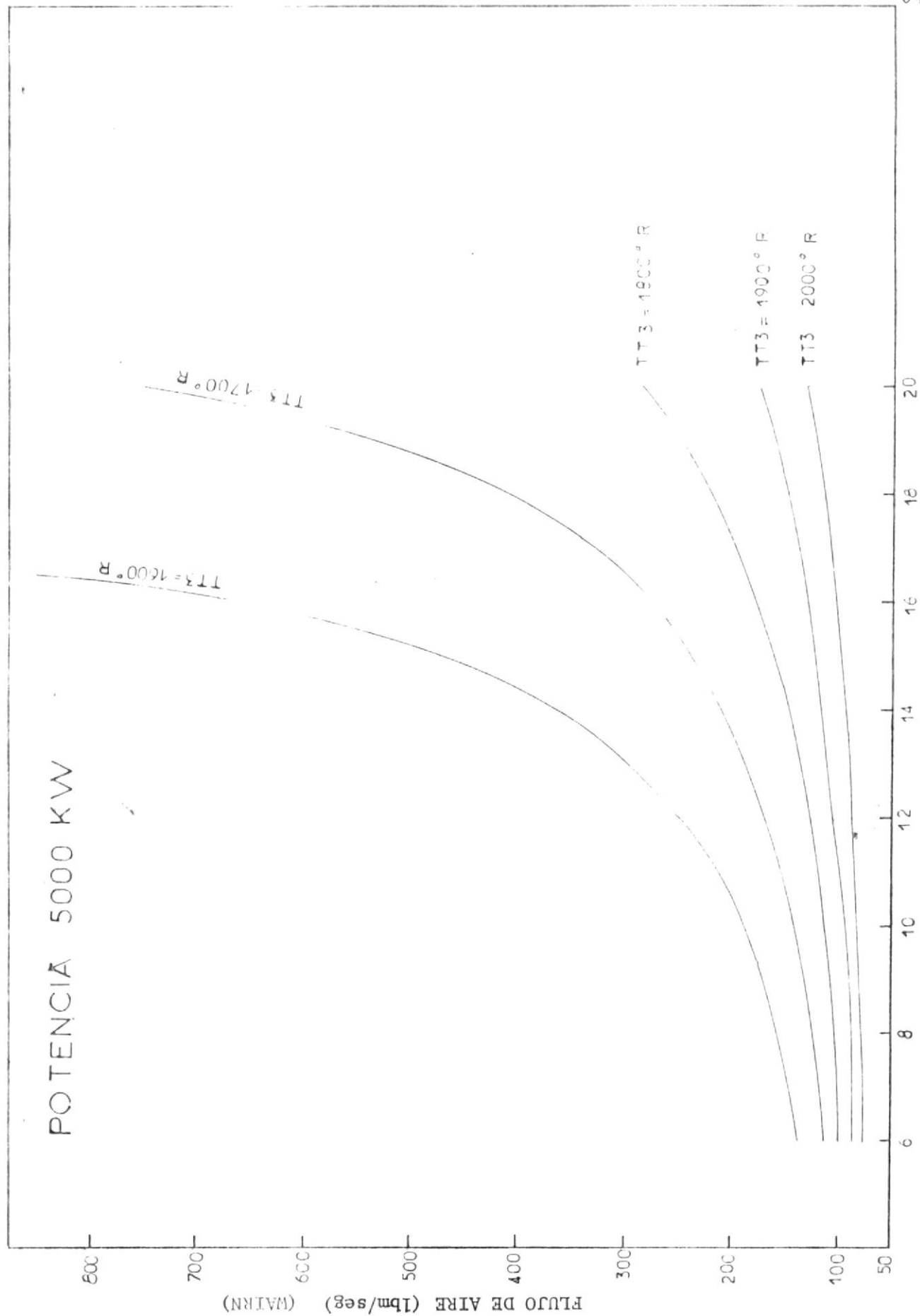
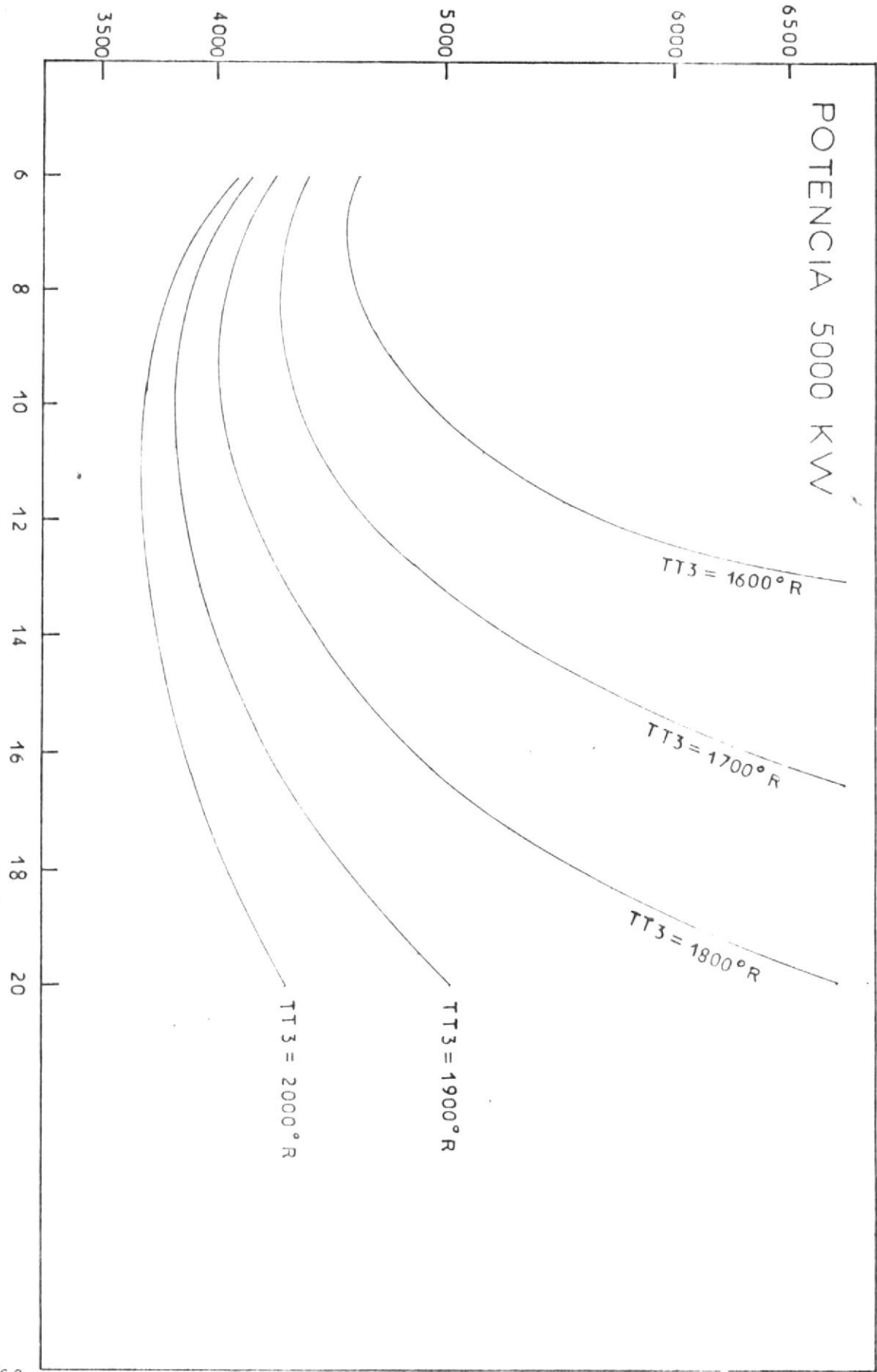


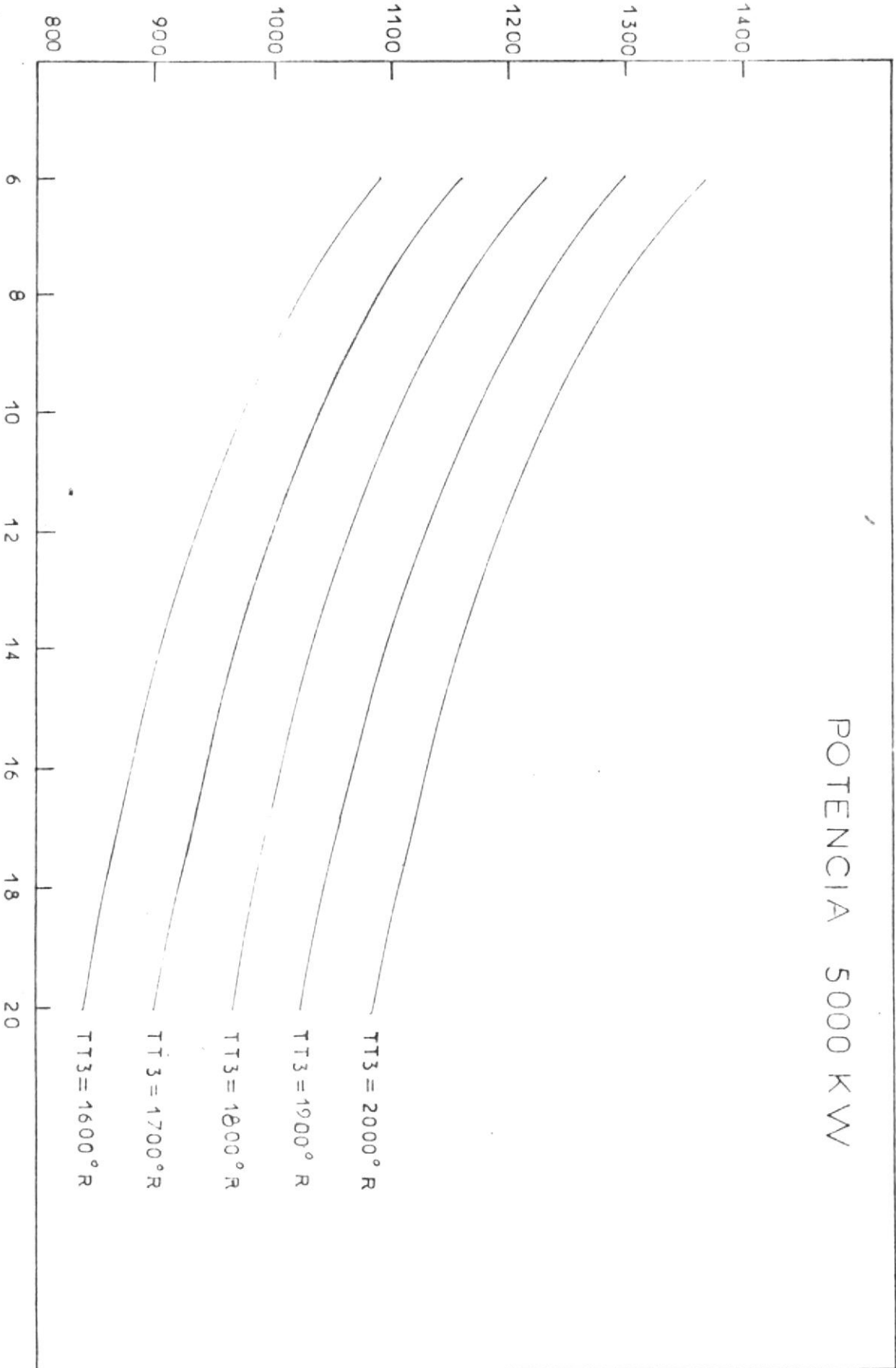
FIGURA IV - 2

FLUJO DE COMBUSTIBLE (lbm/seg) (WFTHR)



RAZON DE COMPRESION (Rp)
FIGURA IV - 3

POTENCIA 5000 KW



RAZON DE COMPRESION (Rp)

FIGURA IV - 4

racterística de eficiencia ya que denota el consumo de combustible usado por la máquina para su funcionamiento por cada caballo de fuerza que desarrolla.

Una vez seleccionada la temperatura máxima del ciclo - podemos analizarla independientemente de las otras curvas de T_{T3} y con ella buscar que relación de presión debe tener el compresor (R_p) para que el ciclo consuma la menor cantidad de combustible. El menor consumo de combustible sucede cuando la razón de presión R_p es igual a 11.0.

De esta forma hemos seleccionado T_{T3} y R_p que eran los parámetros que aún nos faltan determinar para que el ciclo tenga todos los factores y la turbina todos los parámetros completos.

Un análisis complementario podemos hacerlo usando las curvas adjuntas a la anterior. La figura (IV-2) nos muestra que al cambiar la potencia de la máquina resultan cambios de flujo de aire hacia la máquina, para los valores de $R_p = 11.0$ y usando la curva correspondiente a $T_{T3} = 2000^\circ\text{F}$ vemos que el flujo de aire está alrededor de las 80 lbm/seg. cantidad relativamente baja de aire, lo cual determina que no habrá que forzar un flujo hacia dentro de la turbina si no que ésta la absorberá por tiro propio. Comparado este

flujo con los correspondientes a $R_p = 11$ y para las curvas de otros valores de T_{T3} , ratifica el seleccionamiento hecho ya que el flujo es menor que para otros valores de T_{T3} .

En igual forma y como complemento de la figura (IV-1), tenemos la figura (IV-3), la cual muestra que el más bajo consumo de combustible por hora resulta al tener la máquina una $T_{T3} = 2000^\circ R$ y una Razón de Presión $R_p = 11.0$.

Los valores de las temperaturas de escape en función de R_p y T_{T3} las tenemos graficadas en la figura (IV-4). Para los valores ya conocidos de R_p y T_{T3} tenemos que T_{T45} a la salida de la turbina y entrada al ducto que llevará los gases hasta la caldera está alrededor de los $1200^\circ R$ correspondiente a $740^\circ F$, temperatura que si no cae en el ducto es excelente para nuestros propósitos en la caldera.

Con estos valores de R_p y T_{T3} seleccionados podemos ahora sí conocer los verdaderos valores de los parámetros - como son entalpías, temperaturas, presiones, energía de escape correspondientes al ciclo termodinámico de la turbina que vamos a usar. Por lo tanto, a continuación será necesario programar una vez más el ciclo pero ya con los valores completos.

Este programa está incluido en el capítulo VII bajo el

nombre de "TURBINA A GAS DE 5000 KW DE POTENCIA".

A continuación está el cuadro de los resultados obtenidos para este ciclo (Cuadro IV-2).

Los resultados que tenemos en el cuadro (IV-2) nos muestran claramente los valores de los parámetros en cada punto analizado del ciclo, excepto los valores de los trabajos de la turbina y compresor ya que estos fueron calculados en función del flujo de aire correspondiente a 1lbm/seg. lo cual es ideal. De acuerdo a la potencia que debemos generar el flujo de aire debe variar, este valor lo tenemos también en el cuadro (IV-2) y es $W_{AIRN} = 83.01$ lbm/seg. de aire.

Usando este nuevo valor del flujo de aire podemos calcular nuevamente el ciclo termodinámico de la turbina y tendremos ahora sí los valores reales de los trabajos de turbina y compresor, los valores reales de los flujos de aire y combustible que serán usados por la máquina. Para hacer estos cálculos hemos utilizado el mismo programa que fue usado para el análisis del ciclo con un flujo de 1 lbm/seg. lo único que ahora se ha cambiado es el flujo de aire a su valor dado por el programa anterior y que es de 83.01 lbm/seg.

R E S U L T A D O S

CONDICIONES TOTALES DE ENTRADA

TI = 518.70 PI = 2116.00 HI = 123.96 RI = 1.19
 HT1 = 123.96 TT1 = 519.00 RT1P = 1.20 FT1P = 2120.19
 PT1 = 2098.99

COMPRESOR

RP = 11.00 FC = 0.84 FSA1 = 0.00000 RT1 = 1.20
 PT15P = 13.0 HT15P = 246.04 HT2 = 268.27 TT2 = 1108.88
 PENE = 0.05 WC = 144.30 WENE = 0.05 W2 = 0.95

CAMARA DE COMBUSTION

CF = 19384.4 FSA3 = 0.01293 WF = 0.01 W3 = 0.96
 PT3 = 21703.55 WFR3 = 44.24 HT3 = 512.42

TURBINA

DT5 = 2158.32 DT4 = 2180.12 RT3 = 188.39 PT4D = 18.92
 TT4D = 1116.22 HT4D = 273.06 HT4 = 299.39 TT4 = 1218.31
 WT = 204.99 HD = 85.84 FSA45 = 0.01229 W45 = 1.01
 HT45 = 297.95 TT45 = 1213.27 V45 = 275.57 TS45 = 1207.45
 DS45 = 2158.32 A45 = 0.10

VALORES CALCULADOS EN FUNCION DE 5000 KW DE POTENCIA

EG = 0.98 FM = 0.96 GEN = 5102.04 DOT = 5314.62
 HPCO = 7126.91 WAIRN = 83.01 WET = 1.02 WETHR = 3673.23
 RTUSG = 25039.4 CFC = 0.5154 KW = 5000.00

A continuación se muestra el cuadro de los valores de todos los parámetros resultantes del análisis del ciclo real (cuadro IV-3).

DETERMINACION DE LA PRODUCCION DE AGUA EN FUNCION DE LA POTENCIA DE LA TURBINA.

Para el presente proyecto se hace imprescindible conocer la cantidad de agua que se puede producir de acuerdo a la potencia con la que esté trabajando la turbina. Esto se debe a que, de acuerdo a la potencia de la máquina, la cantidad de energía de los gases de escape que será usada por la planta desalinizadora de agua de mar va a variar porque, como ya vimos anteriormente, el flujo de aire y de combustible varía como función de la potencia, por lo tanto se hace necesario calcular como van a variar estos parámetros. Además, es bien sabido que toda máquina no opera todo el tiempo a su capacidad nominal sino que lo hace en determinadas ocasiones, por lo tanto este estudio se hace de una necesidad imperiosa.

Ayudándonos del análisis que se hizo para calcular la capacidad del evaporador, en el cual se determinó que para producir $3.8 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{año}$ de agua dulce o lo que es lo mis

DATOS DE ENTRADA

ALT = 0.0 DTAMP = 0.0 WAIR = 83.0 FF = 0.99
 DPCC = 0.06 LHV = 19780.0 TT3 = 2000.0 FCC = 0.98
 FT = 0.89 DDD = 0.01 P5/PI = 1.02

R E S U L T A D O S

CONDICIONES TOTALES DE ENTRADA

TI = 518.70 PI = 2116.00 HI = 123.96 RI = 1.19
 HT1 = 123.96 IT1 = 519.00 RT1P = 1.20 RT1R = 2120.19
 DT1 = 2098.99

COMPRESOR

DP = 11.00 FC = 0.84 FSA1 = 0.00000 RT1 = 1.20
 RT15D = 13.20 HT15D = 246.04 HT2 = 269.27 IT2 = 1108.98
 DENE = 0.05 WC = 11978.97 WENE = 4.15 W2 = 78.85

CAMARA DE COMBUSTION

DE = 19384.4 FSA2 = 0.01222 WF = 1.02 W3 = 79.87
 PT3 = 21703.55 WFHR = 3672.85 HT3 = 512.42

TURBINA

DT5 = 2158.32 DT4 = 2180.12 DT3 = 158.39 DT4D = 18.92
 TT4D = 1116.22 HT4D = 273.25 HT4 = 299.39 IT4 = 1218.31
 WT = 17016.92 HP = 7126.16 FSA45 = 0.01229 W45 = 84.03
 HT45 = 297.25 TT45 = 1213.27 V45 = 275.67 TS45 = 1207.45
 DS45 = 2158.32 A45 = 9.09

VALORES CALCULADOS EN FUNCION DE 5000 KW DE POTENCIA

EG = 0.38 EM = 0.96 GEN = 5102.04 POT = 5314.62
 HPCO = 7126.01 WAIRN = 83.01 WFT = 1.02 WFTHR = 3673.23
 RTUSG = 25039.4 FEG = 0.5154 KW = 5000.00

mo $441.63 \text{ m}^3/\text{hr}$ de agua dulce era necesario tener en los gases de escape una energía equivalente a $13 \times 10^7 \text{ BTU/hr}$. podemos hacer un cálculo previo de la cantidad de agua dulce que se puede producir de acuerdo a la potencia de la máquina.

Al hacer el análisis termodinámico del ciclo se determina la cantidad de energía de los gases de escape en BTU/seg (BTUSG), si usamos los datos anteriores y mediante una regla de tres simple tendremos lo siguiente:

$$(\text{m}^3/\text{hr})_{\text{agua}} = \frac{\text{BTUSG} \times 441.63 \text{ m}^3/\text{hr}}{13 \times 10^7 \text{ BTU/hr}} \times 3600 \frac{\text{seg}}{\text{hr}}$$

BTUSG = energía de los gases de escape calculados en el ciclo.

$$(\text{m}^3/\text{hr})_{\text{agua}} = \frac{\frac{\text{BTU}}{\text{seg}} \times 441.63 \text{ m}^3/\text{hr} \times 3600 \frac{\text{seg}}{\text{hr}}}{13 \times 10^7 \text{ BTU/hr}}$$

de donde tenemos que:

$$(\text{m}^3/\text{hr})_{\text{agua}} = 0.01223 \times \text{BTUSG}$$

Con esta ecuación podemos calcular la cantidad de agua dulce que podemos producir en metros cúbicos por hora (m^3/hr) como función de la cantidad de energía de los gases de

escape (BTUSG) la cual a la vez es función de la potencia de la máquina.

Podemos programar nuevamente el ciclo, esta vez haciéndolo variar en función de la potencia. La cantidad de agua que será posible producir la calcularemos bajo el nombre de A4CHR.

Los parámetros que van a variar debido al cambio de potencia en el ciclo son: flujo de aire y consumo de combustible, manteniéndose constantes todos los parámetros restantes.

La eficiencia del generador de energía eléctrica también variará de acuerdo a la potencia que genere. Para hacer el análisis vamos a variar la potencia desde 1000 KW hasta 5000 KW en incrementos de 1000 KW cada vez, debido a esto debemos conocer las eficiencias del generador en función de su potencia nominal y son las siguientes:

POTENCIA	% DE LA POTENCIA NOMINAL	EFICIENCIA DEL GENERADOR (G)
5000	100	99.0%
4000	80	98.3%
3000	60	97.8%
2000	40	97.2%
1000	20	96.6%

Estas eficiencias son datos prácticos y reales para generadores de 5000 KW de potencia nominal.

El programa usado para hacer este análisis se encuentra en el capítulo VII bajo el título de "CICLO CON VARIACIONES DE POTENCIA".

A continuación se encuentra el cuadro de los resultados obtenidos para este análisis y las curvas correspondientes. (Cuadro IV-4).

La figura IV-5 nos muestra que al operar con mayor potencia en kW podemos producir mayor cantidad de agua dulce y que este aumento es lineal. Esto es lógico ya que, de acuerdo a nuestro análisis termodinámico, el aumentar la potencia de la máquina aumenta también la energía de los gases de escape como consecuencia del aumento de flujo de mezcla combustible-aire. En el cuadro de resultados (IV-4) se muestran los consumos de aire (WAIRN) y combustible GL/HR (FUEL) correspondientes a cada valor de potencia, los mismos que aseveran lo anteriormente mencionado.

Necesitamos ahora conocer que porcentaje de la generación total será desarrollada por la turbina a gas con este dato y la curva IV-5 poder determinar la cantidad de agua dulce que será posible producir. Para tener el dato de ge-

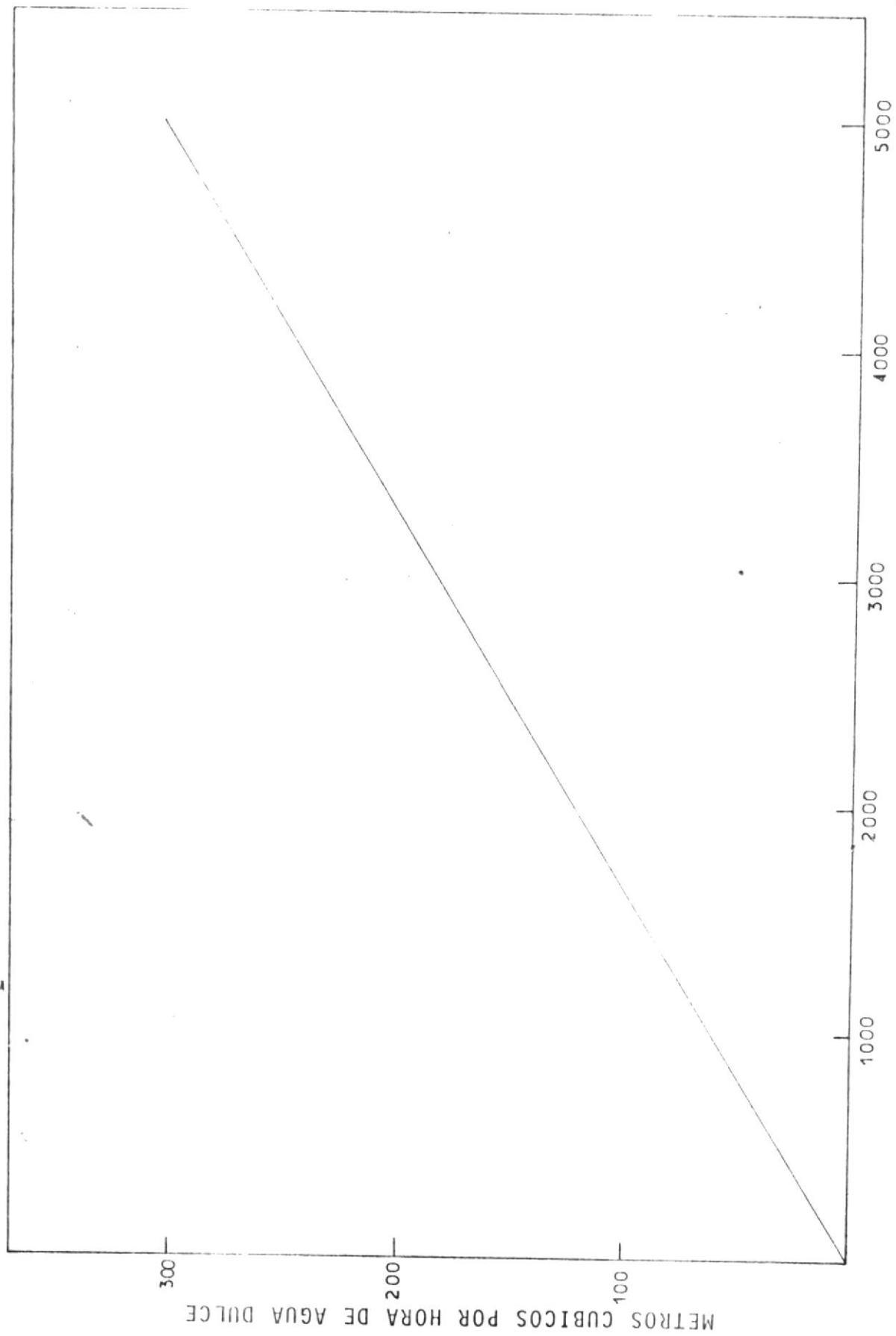
DATOS DE ENTRADA

ALT = 0.0 STEAM3 = 0.0 WAIR = 1.0 ST = 0.8
 DPCC = 0.04 LHV = 18780.0 TIR = 200.0 FCO = 0.98
 FT = 0.89 SPO = 0.01 P5/PI = 1.02

RESULTADOS DEL CICLO CON VARIACION DE POTENCIA

KW	T	WAIRN	CEC	MC/HR	GL/HR (FUEL)
1000.00	0.0330	16.84	0.515	60.13	109.86
2000.00	0.0330	33.48	0.515	120.50	216.57
3000.00	0.0330	49.91	0.515	180.11	322.87
4000.00	0.0330	66.21	0.515	240.23	428.31
5000.00	0.0330	82.18	0.515	300.13	531.60

CUADRO IV - 4

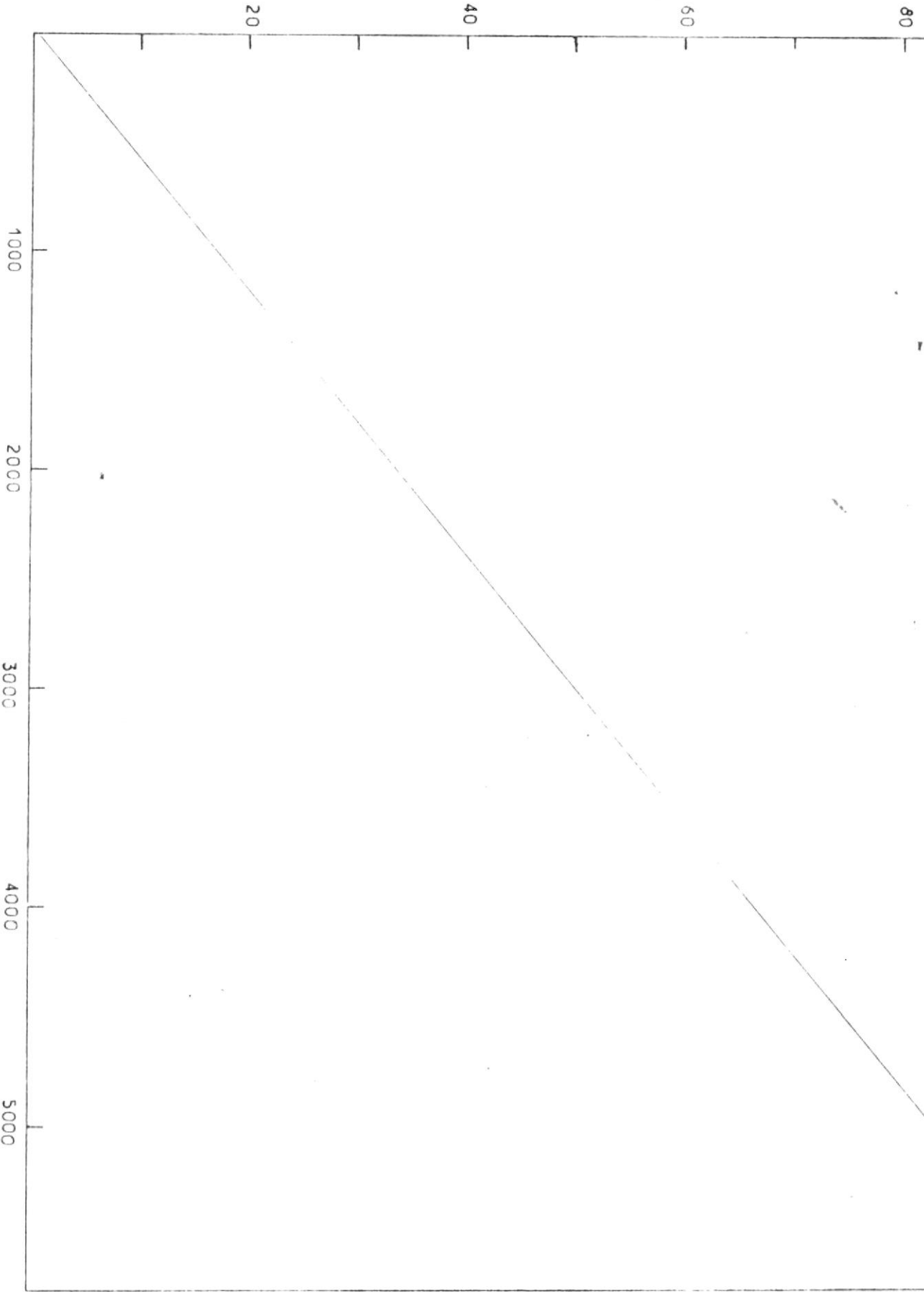


POTENCIA (KW)

Figura IV - 5

METROS CUBICOS POR HORA DE AGUA DULCE

FLUJO DE AIRE (1bm/seg)



POTENCIA (KW)
Figura - IV-5(a).

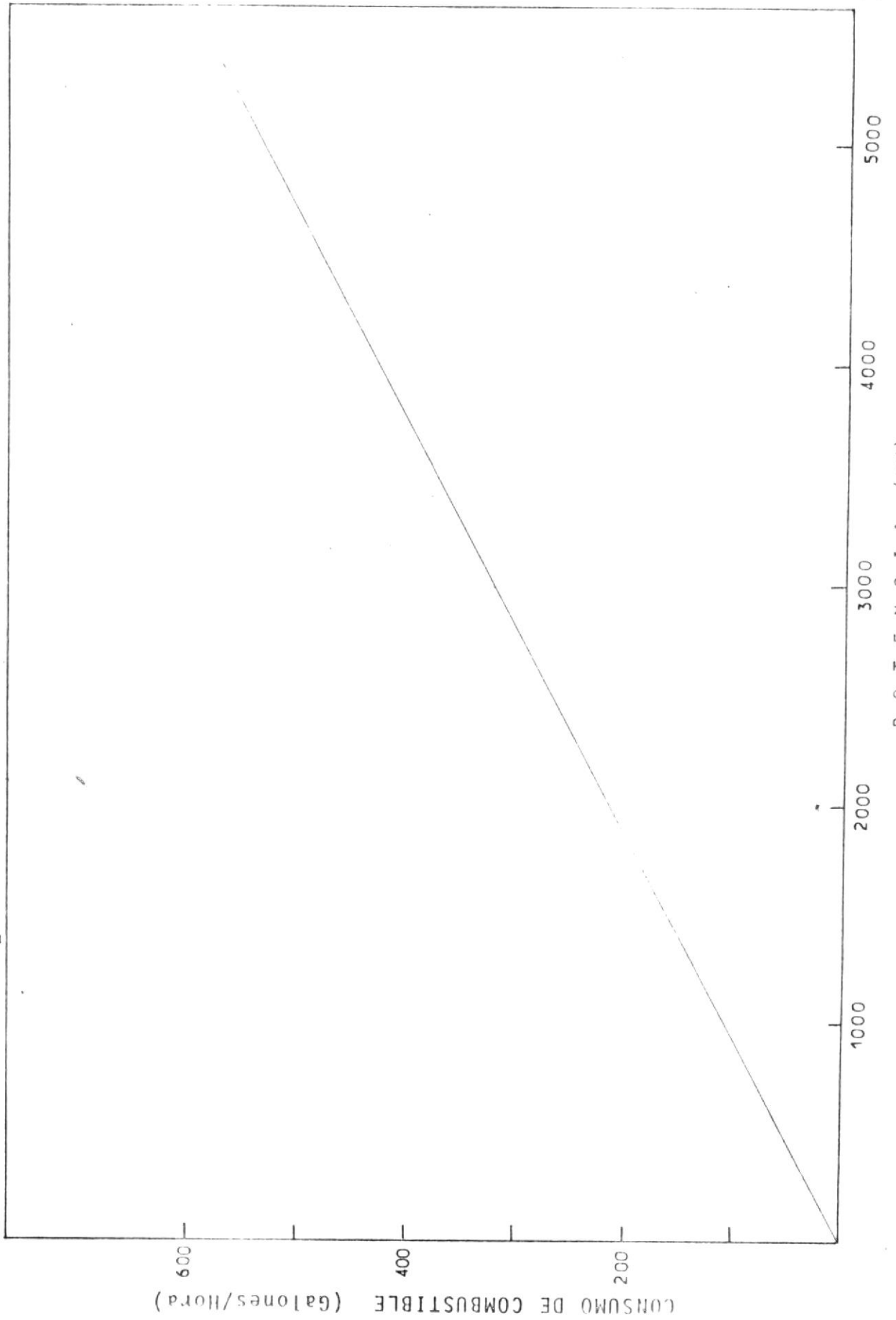


Figura IV-5(b)

neración promedio en el año al cual trabajará nuestra turbina ha sido necesario seleccionar una curva de generación diaria que sea representativa a la generación de la mayoría de los días del año anterior y al actual, los datos obtenidos y la curva correspondiente están a continuación en el cuadro IV-5 y figura IV-6 respectivamente.

Para tener un dato más exacto de la generación requerida de acuerdo a nuestro proyecto, se hace necesario proyectar la curva promedio de generación diaria por lo menos al año siguiente o sea al año 1976 en el cual debe estar trabajando ya la primera turbina. Esta proyección debemos hacerlo de acuerdo a la potencia en KW dada en el cuadro de proyección, es decir: en el año 1975 se necesitan 5847.5 KW y en el año 1976 se necesitarán 8557.8 KW. Con estos dos valores podemos sacar un factor de proyección para nuestros requerimientos ya que la generación diaria debe ser proporcional a la potencia instalada, por lo tanto tenemos:

$$\text{Factor de Proyección: } \frac{8557.8}{5847.5} = 1.46$$

Con este factor proyectamos cada uno de los puntos de la curva de generación diaria y obtenemos la curva promedio de generación diaria para el año 1976, figura IV-7.

GENERACION REPRESENTATIVA

PARA PROYECCION

HORA DEL DIA	GENERACION (KWH)
1	1640
2	1560
3	1500
4	1500
5	1500
6	1540
7	1300
8	1170
9	1220
10	1240
11	1230
12	1330
13	1310
14	1300
15	1400
16	1360
17	1320
18	1320
19	2710
20	2900
21	2800
22	2430
23	1920
24	1640

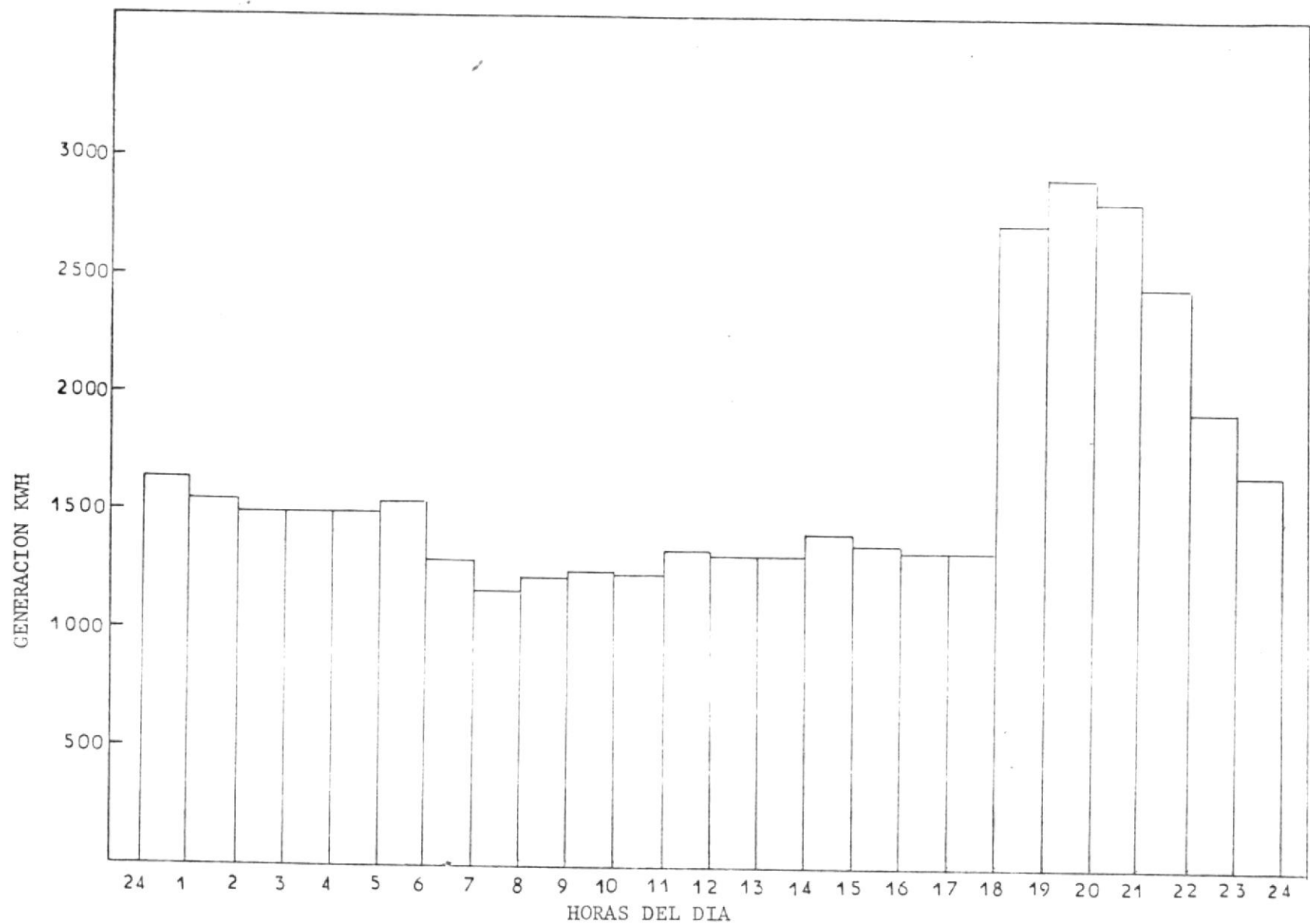


FIGURA IV - 6

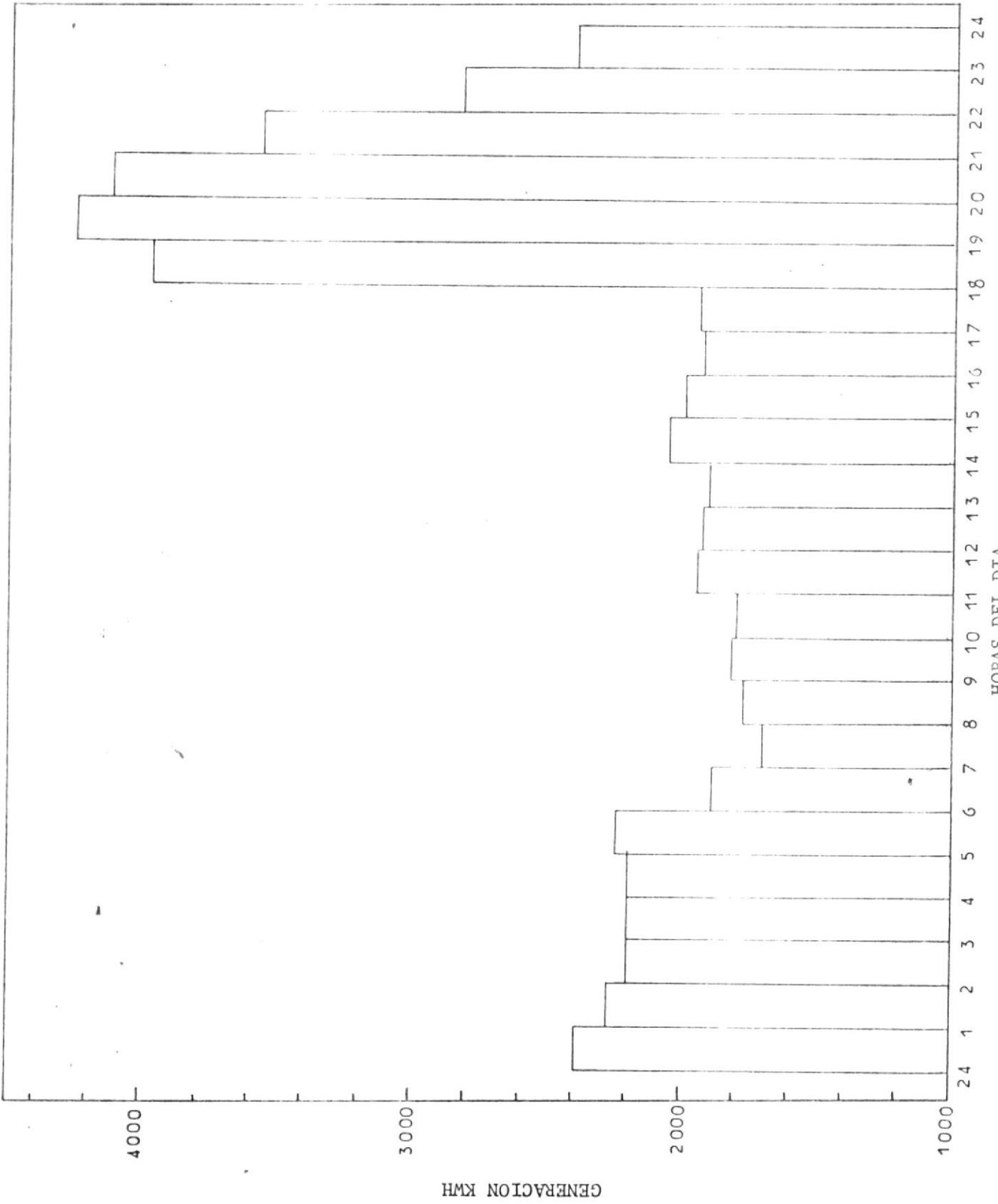


FIGURA IV - 7

Esta curva nos muestra la generación diaria promedio - que podremos obtener en el año 1.976.

Se puede notar claramente al analizar la curva que se trata de un consumo de energía puramente doméstico, lo cual para nuestro análisis es un inconveniente, ya que tendremos que hacer trabajar la turbina en un rango de generación relativamente bajo y por lo tanto la producción de agua dulce será también baja.

Para evitarlo tendremos que justificar el criterio de que la turbina deberá trabajar todo el día y que los picos que se tengan deberán ser cubiertos con las máquinas diesel.

Si analizamos el costo del kilovatio-hora desde el punto de vista de generación solamente, podremos deducir, cual sistema es más económico, el de la turbina o el del motor diesel.

Según los datos obtenidos en la Empresa Eléctrica de La Libertad, para la generación actual usan como combustible el diesel cuyo valor calorífico alto (HHV) es 19.035 BTU/lbm y el rendimiento es de 12 KWH/gl. Con estos valores podemos calcular la cantidad de energía consumida para la generación de un KW, o razón de calor como se conoce en ingenie

ría:

$$\text{Razón de calor} = \text{H.R.} = \frac{(3.785 \frac{\text{lt}}{\text{gl}}) (0.83 \frac{\text{Kg}}{\text{lt}}) (19035 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm}}) (2.2 \frac{\text{lbm}}{\text{Kg}})}{(12 \frac{\text{KWH}}{\text{gl}})}$$

$$\text{H.R.} = 10963 \frac{\text{BTU}}{\text{KWH}}$$

El costo del diesel es de 2.94 sucres/galón

Con estos datos podemos calcular el costo del kilovatio-hora generado así:

$$\text{COSTO} = \frac{(10963 \frac{\text{BTU}}{\text{KWH}}) (2.94 \frac{\text{S/.}}{\text{gl}})}{(19035 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm}}) (6.83 \frac{\text{lbm}}{\text{gl}})} = 0.248 \frac{\text{S/.}}{\text{KWH}}$$

En igual forma podemos calcular el costo de generación de un KWH mediante la turbina.

Las razones de calor especificadas por varios fabricantes de turbinas a gas es del orden de los 12000 BTU/KWH y viene dada casi en todos los catálogos de las mismas. Además, conocemos ya que nuestra turbina va a trabajar con kerosene cuyo valor calorífico bajo es de 19780 BTU/lbm y el costo por galón es de 1.92 sucres. Con estos datos podemos calcular el costo de generación por cada kilovatio-hora:

$$\text{COSTO} = \frac{(12000 \frac{\text{BTU}}{\text{KWH}}) (1.92 \frac{\text{S/.}}{\text{gl}})}{(19780 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm}}) (6.83 \frac{\text{lbm}}{\text{gl}})} = 0.170 \frac{\text{S/.}}{\text{KWH}}$$

Por lo tanto vemos que más barato nos resulta generar la energía eléctrica con la turbina ya que el costo del kilovatio-hora generado es mucho más bajo que el costo alcanzado por las máquinas diesel. Este es un factor de muchísima importancia que a la larga demuestra la economía que se logra hacer al utilizar una turbina a gas para la generación de energía eléctrica.

De este análisis podemos concluir diciendo que nuestro criterio de hacer trabajar la turbina la mayor parte del día es acertado, por lo tanto, si tomamos la curva de generación diaria para el año 1975 y eliminamos la generación del pico obtendremos que la turbina debe generar el 91.85% de la generación total. Este dato se logra integrando el área bajo la curva y restándole el área que corresponde a la generación con motores diesel.

En el cuadro de datos de generación (Cuadro III-1) tenemos que para el año 1976 se generará 28814.5 MWH, de los cuales la turbina a gas generará lo siguiente:

$$\text{POTENCIA PROMEDIO} = \frac{(0.9185) (28814.5 \text{ MWH/año})}{8760 \text{ hr/año}} = 3021 \text{ KW}$$

El resultado obtenido representa el promedio de carga al que trabajará la turbina en el año 1976, con este dato podemos usar la figura IV-5 y obtendremos que podemos producir un promedio de $188 \text{ m}^3/\text{hr}$ de agua dulce que en el año representan:

$$\text{Producción de agua dulce} = 188 \text{ m}^3/\text{hr} \times 8760 \text{ hr/año} = 1'646.880 \text{ m}^3/\text{año}$$

Luego, la producción de agua dulce para el año 1976 será de $1'646.880 \text{ m}^3$, que comparada con el valor dado en la tabla de datos de proyección es relativamente baja, por lo tanto, nos vemos obligados a hacer el estudio de una turbina con postquemador.

ANÁLISIS DEL USO DE TURBINAS A GAS CON POSTQUEMADOR

Se usa un postquemador en la salida de cada turbina con el propósito de aumentar la temperatura de los gases, este dispositivo que no es más que una segunda cámara de combustión puede aumentar la energía de los gases de escape a valores relativamente altos. Termodinámicamente, un postquemador opera de la siguiente manera:(FIGURA 1)

Los gases que salen de la turbina y se mezclan con el aire de enfriamiento, entran al postquemador con una razón

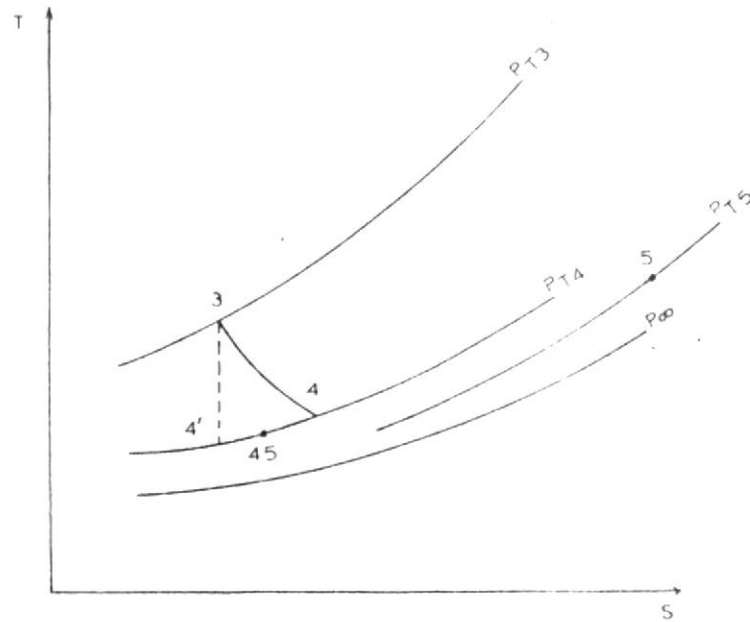


FIGURA 1

de combustible/aire bastante baja del orden del 0.02 ya - que se ha comprobado que solamente el 25% del aire que entra por el compresor es usado en la cámara de combustión, por esta razón es posible quemar más combustible en el - postquemador y alcanzan temperaturas relativamente altas. Debido a la resistencia de los materiales que existen en la actualidad para soportar altas temperaturas, se pueden alcanzar temperaturas de hasta 3500°F la cual es demasiado grande para nuestros propósitos como se analizará posteriormente.

Un postquemador bien diseñado puede alcanzar una eficiencia de combustión de hasta 95%. Existe además, bajo las mismas condiciones de diseño una caída de presión a

lo largo del postquemador del 5%, que la tomaremos para hacer los cálculos termodinámicos.

Partiendo de los resultados que obtuvimos al analizar el ciclo de la turbina sin postquemador podemos analizar el postquemador variando las temperaturas que serían posible obtener a la salida del mismo.

Los datos son los siguientes:

Razón combustible/aire a la salida de la turbina f/a
= 0.01229.

Temperatura a la salida de la turbina $T_{T45} = 1213.27^{\circ}\text{R}$

Para la combustión en el postquemador usaremos el mismo combustible que usamos en la cámara de combustión de la turbina, es decir Kerosene cuyo valor calorífico bajo LHV= 19780 BTU/lbm.

Los cálculos en el postquemador se realizan de la siguiente manera:

Dándonos una temperatura de salida en el postquemador debemos encontrar su correspondiente entalpía y su correspondiente razón de combustible/aire. Supongamos que desea-

mos salir con una temperatura de 2500°R .

Primeramente debemos darnos un valor para $(f/a)_{PQ}$ ya que no conocemos el valor de la mezcla, supongamos que $(f/a)_{PQ}$ es 0.0338. Con este valor de f/a podemos encontrar la entalpía correspondiente a la temperatura deseada, es decir, usando la misma ecuación que fue usada para la cámara de combustión tendremos:

$$\frac{f}{a} = \frac{h_{T5} - h_{T45}}{q_f = h_{T5}} = \frac{w_{f2}}{w_{45}}$$

h_{T45} la podemos encontrar con la temperatura T_{T45} y $f/a = 0.01225$.

$q_f = \eta_{PQ} \times \text{LHV}$ donde η_{PQ} = eficiencia del Postquemador.

w_{f2} es el flujo de combustible usado en el postquemador.

w_{45} es el flujo de mezcla que entra al postquemador = 84.03 lbm/seg.

La cantidad de combustible que será usado en el postquemador no se puede determinar directamente ya que como vemos es función de la temperatura a la que deseamos llegar y de la razón combustible a aire, por esta razón debemos iterar, como lo hicimos al calcular f/a en la cámara de com

bustión, hasta que se estabilicen los valores de h_{T5} y $(f/a)_{PQ}$

Con $f/a = 0.01229$ y $T_{T45} = 1213.27^\circ R$ tenemos desde la tabla de los gases que $h_{T45} = 297.85$ BTU/lbm.

Haciendo uso de $(f/a)_{PQ} = 0.0338$ que es un valor asumido y de la temperatura $T_{T5} = 2500^\circ R$ podemos obtener de la tabla que $h_{T5} = 674.54$.

Por lo tanto de la ecuación dada tenemos que:

$$w_{f2} = (h_{T5} - h_{T45}) / (q_f - h_{T5}) \times w_{45} = 1.9614 \text{ lbm/seg.}$$

Con este valor podemos calcular ahora si el valor de $(f/a)_{PQ}$ así:

$$(f/a)_{PQ} = (w_f + w_{f2}) / W_{AIRN} = \frac{1.9614 + 1.02}{83.01} = 0.0359$$

pero este valor de $(f/a)_{PQ}$ calculado no es igual al que habíamos asumido, por lo tanto debemos volver a calcularlo - pero tomando como valor asumido de $(f/a)_{PQ}$ el valor calculado, Esto lo haremos hasta que coincidan los dos valores, momento en el cual tendremos el verdadero valor de h_{T5} .

Una vez que hayamos encontrado el valor de h_{T5} real po

demos calcular la energía que tendrán los gases a la salida del postquemador y por lo tanto podremos conocer la can- tidad de agua que será posible producir.

Este análisis es necesario programarlo para pisarlo por la computadora. El respectivo programa se encuentra en el capítulo VII bajo el nombre de CICLOS DE TURBINAS A GAS CON POSTQUEMADOR.

Para realizar este programa usaremos el que se utilizó para analizar ciclos con variaciones de potencia, pero como ya hemos determinado la generación que es de 3021 KW lo mantendremos constante y añadiremos al ciclo el estudio del postquemador.

La energía de los gases de escape se calcula por la siguiente fórmula:

$$BTUSG = h_{T5} \times \dot{w}_{AIRN} + (\dot{w}_f)_T \quad (BTU/seg)$$

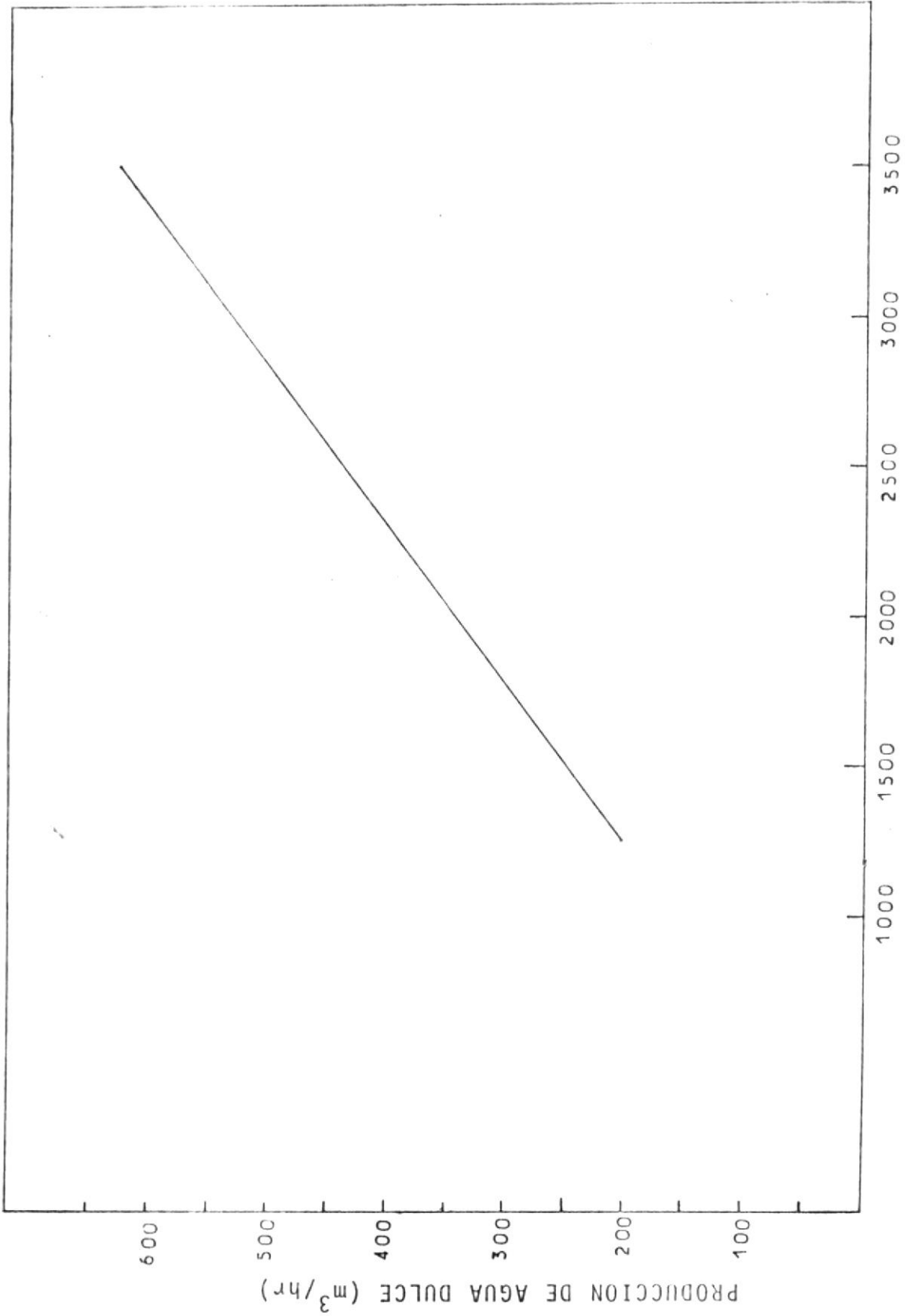
BTUSG es la energía de los gases de escape y viene dada en BTU/Seg, es igual al producto de la entalpía de los gases a la salida del postquemador multiplicada por la suma de los flujos de aire y de combustible total, \dot{w}_{AIR} y $(\dot{w}_f)_T$ respectivamente, estos flujos son: la cantidad real que en- tra al sistema y que es usado por la turbina para producir

los 3021 kW de potencia dado en lbm/seg. y, el flujo total de combustible usado tanto en la cámara de combustión como en el postquemador, también dado en lbm/seg.

A continuación se encuentra el cuadro de los resultados obtenidos para este ciclo (Cuadro IV-6) a más de las curvas correspondientes a la producción de agua en función de la temperatura de los gases de escape a la salida del postquemador (Figura IV-8) y la curva correspondiente al consumo de combustible (figura IV-9) también en función de la temperatura de los gases de escape (T_{T5}).

Analizando los resultados obtenidos para este ciclo, podemos darnos cuenta de que es posible aumentar la producción de agua al añadir el postquemador al ciclo anterior - debido al aumento de energía de los gases de escape, pero, también podemos darnos cuenta que el aumento del consumo de combustible es relativamente alto lo cual tenemos que analizarlo más detenidamente. Tomemos un valor intermedio de producción de agua del cuadro anterior, digamos que produciremos el doble de la producción anterior o sea $375.8 \text{ m}^3/\text{hr}$ (agua dulce); para esta producción es necesario usar - 761.6 galones/hr de combustible que nos representa más del doble de combustible usado en el ciclo sin postquemador, razón más que suficiente por el momento para rechazar la idea

KW	CFE	IT5	MOR	ALZAR (LUEL)
3021.0	0.5372	1250.0	191.1	338.67
3021.0	0.6240	1500.0	234.1	426.86
3021.0	0.9582	1750.0	278.1	520.22
3021.0	1.2200	2000.0	326.4	648.45
3021.0	1.2227	2250.0	371.1	751.61
3021.0	1.2272	2500.0	421.1	870.52
3021.0	1.5222	2750.0	471.1	1002.39
3021.0	1.7252	3000.0	522.1	1151.25
3021.0	2.2267	3250.0	574.0	1322.22
3021.0	2.2265	3500.0	628.1	1411.69



TEMPERATURA TOTAL DE LOS GASES DE ESCAPE (TT5)

FIGURA IV - 8

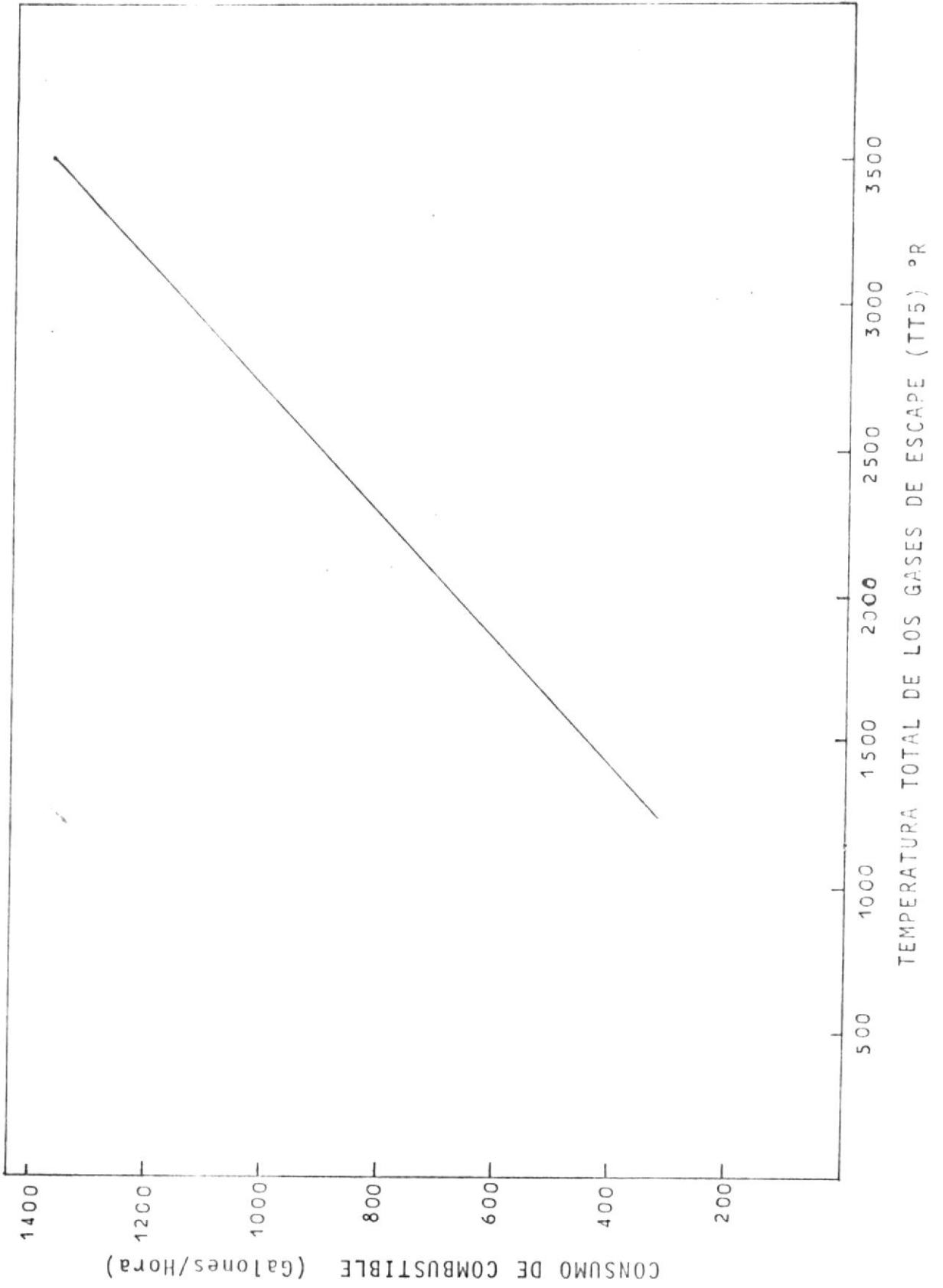


FIGURA IV - 9

de poner un postquemador ya que se iría contra el objetivo principal del proyecto que es la obtención de agua barata porque, lo que deseamos es usar los gases de rechazo que comúnmente se desperdician al lanzarlos al ambiente para la producción del agua a más de la obtención de la energía eléctrica necesaria y no la producción directa de agua potable como un trabajo aparte con un costo que sobrepase al de la producción de electricidad y agua en conjunto.

Además, el consumo específico de combustible (CEC) sube en más del cien por ciento nos indica que la eficiencia del ciclo ha bajado en la misma proporción. También debemos considerar que para alcanzar tal cantidad de energía de los gases le escape es necesario aumentar la temperatura de los mismos a 2250°R lo cual en sí ya es un inconveniente porque ésta sobrepasa los límites de temperatura de los materiales de que está construido la caldera y por lo tanto en muy corto tiempo la misma será destruída o en su defecto habría que construir una caldera con materiales resistentes a altas temperaturas lo cual haría que la obra aumente gigantescamente en su precio y el costo del agua aumentará enormemente.

Por lo tanto, vemos que no es económicamente aconsejable el uso de un postquemador en este caso y habrá que pro

ducir únicamente la cantidad de agua mediante el sistema anterior o sea una turbina sin postquemador, cubriendo entonces una parte de las necesidades de agua de la zona y no la totalidad como hubiera sido deseable.

PRODUCCION DE AGUA PARA LOS ANOS DE PROYECCION

De una forma similar al estudio de producción de agua que se hizo para el año 1976 podemos hacerlo para el resto de años de proyección, es decir, proyectar en primer lugar la curva de generación diaria de acuerdo al factor de proyección entre un año y el inmediato siguiente usando los datos de potencia necesaria y que será instalada para cada año que están dados en el cuadro de proyección de la Península de Santa Elena (Cuadro III-1); a continuación se integrarán las curvas y se determinará el factor de carga para la generación con la turbina. . .

Los factores de proyección que han sido calculados se encuentran tabulados a continuación y son:

ANOS	FACTOR DE PROYECCION
de 1975 a 1976	1.46
de 1976 a 1977	1.04
de 1977 a 1978	1.16
de 1978 a 1979	1.07

ANOS	FACTOR DE PROYECCION
de 1979 a 1980	1.77
de 1980 a 1981	1.04
de 1981 a 1982	1.04
de 1982 a 1983	1.08
de 1983 a 1984	1.04
de 1984 a 1985	1.04

Los resultados obtenidos se encuentran a continuación en el cuadro IV-7.

En este cuadro están incluidos los resultados obtenidos de la integración de las curvas y que denotan la generación total promedio de cada día del año en kilovatios; también está el dato de lo que debe generar la turbina en cada día y además el factor de carga a la que debe operar la turbina lograda al hacer la diferencia entre la generación total y el pico.

Del cuadro de datos de generación anual cuadro (III-1) podemos hallar el número de Megavatios hora al año que deberá trabajar la turbina durante cada año proyectado mediante la siguiente relación:

$$\text{POTENCIA PROMEDIO} = \frac{\text{Factor de carga} \times \text{generación anual}}{\text{Número de horas al año}} = \text{KW}$$

H O R A D E L D I A	A Ñ O				
	1976	1977	1978	1979	1980
1	2394	2490	2889	3091	5471
2	2278	2369	2748	2940	5204
3	2190	2278	2642	2827	5004
4	2190	2278	2642	2827	5004
5	2190	2278	2642	2827	5004
6	2248	2338	2712	2902	5137
7	1898	1974	2290	2450	4337
8	1708	1777	2061	2205	3903
9	1781	1852	2149	2299	4070
10	1810	1883	2184	2337	4136
11	1796	1868	2166	2318	4103
12	1942	2019	2343	2507	4437
13	1913	1989	2307	2469	4370
14	1898	1974	2290	2450	4337
15	2044	2126	2466	2638	4670
16	1985	2065	2395	2563	4537
17	1927	2004	2325	2488	4403
18	1927	2004	2325	2488	4403
19	3957	4115	4773	5107	9040
20	4234	4403	5108	5465	9674
21	4088	4252	4932	5277	9340
22	3548	3690	4280	4580	8106
23	2803	2915	3382	3619	6405
24	8394	2490	2889	3091	5471
TOTAL (KWH/DIA)	54750	56940	66050	70674	125093
TURBINA (KWH/DIA)	50355	52370	60749	65001	115052
FACTOR DE CARGA (%)	91.85	91.97	91.97	91.97	91.97

H O R A D E L D I A	A Ñ O				
	1981	1982	1983	1984	1985
1	5690	5917	6391	6646	6912
2	5412	5628	6079	6322	6575
3	5204	5412	5845	6079	6322
4	5204	5412	5845	6079	6322
5	5204	5412	5845	6079	6322
6	5343	5556	6001	6241	6491
7	4510	4690	5066	5268	5479
8	4059	4221	4559	4741	4931
9	4232	4402	4754	4944	5142
10	4302	4474	4832	5025	5226
11	4267	4438	4793	4985	5184
12	4614	4799	5183	5390	5605
13	4545	4726	5105	5309	5521
14	4510	4690	5066	5268	5479
15	4857	5051	5455	5674	5900
16	4718	4907	5299	5511	5732
17	4579	4763	5144	5349	5563
18	4579	4763	5144	5349	5563
19	9402	9778	10560	10982	11422
20	10061	10463	11300	11752	12222
21	9714	10102	10911	11347	11801
22	8430	8767	9469	9848	10242
23	6661	6927	7482	7781	8092
24	5690	5917	6391	6646	6912
TOTAL (KWH/DIA)	130096	135300	146124	151969	158479
TURBINA (KWH/DIA)	119654	124440	134395	139771	145362
FACTOR DE CARGA (%)	91.97	91.97	91.97	91.97	91.97

Los datos y resultados obtenidos se encuentran resumidos en el siguiente cuadro:

ANO	GENERACION	FACTOR DE CARGA DE LA TURBINA (%)	POTENCIA PROMEDIO DE LA TURBINA (KW)
1976	28814.5	91.85	3021
1977	30582.4	91.97	3211
1978	35724.7	91.97	3751
1979	38984.6	91.97	4093
1980	71995.0	91.97	7559
1981	74368.8	91.97	7808
1982	77813.1	91.97	8170
1983	85603.8	91.97	8987
1984	90034.8	91.97	9453
1985	94908.9	91.97	9964

Con la potencia promedio de la turbina podemos usar la curva IV-5 y obtener la cantidad de agua que podrá generar se cada uno de los años de proyección.

Cuando se realizaron los cálculos para poder hacer esta curva se tomó como base una turbina con potencia nominal de 5000 kilovatios trabajando a diferentes rangos, por lo tanto, para determinar la cantidad de agua que sea posible producir debemos tomar en cuenta el número de turbinas que operarán en un determinado año de acuerdo a la distri-

bución de instalación tratada anteriormente respecto a los años. Según esto, desde el año 1976 hasta 1979 operará una sola turbina, por lo tanto ella sola dará energía para producir agua; desde 1980 hasta 1983 operarán 3 turbinas y desde 1984 en adelante operarán las 4 turbinas, luego, para poder usar la curva IV-5 debemos distribuir la potencia promedio de la turbina calculada anteriormente para el número de turbinas que operan en un determinado año; a continuación se muestra el cuadro de distribución.

ANO	NUMERO DE TURBINAS	POTENCIA PROMEDIO POR CADA TURBINA (KW)
1976	1	3021
1977	1	3211
1978	1	3751
1979	1	4093
1980	3	2520
1981	3	2603
1982	3	2724
1983	3	2997
1984	4	2365
1985	4	2491

Con estos valores de potencia promedio se obtienen desde la curva IV-5 los resultados de producción de agua tabu

Dados a continuación:

ANO	PRODUCCION DE AGUA DULCE POR TURBINA (m ³ /año)	PRODUCCION TOTAL DE AGUA DULCE (m ³ /año)
1976	1'646.880	1'646.880
1977	1.752.000	1'752.000
1978	2'023.560	2'023.560
1979	2'198.760	2'198.760
1980	1'384.080	4'152.240
1981	1'419.120	4'257.360
1982	1'480.440	4'441.320
1983	1'620.600	4'861.800
1984	1'283.340	5'133.360
1985	1'340.280	5'361'120

Este cuadro muestra la cantidad total de agua que podrá producirse cada año con el sistema de turbinas a gas que será quien dé la energía necesaria desde sus gases de escape. Esta producción representa, comparada con las necesidades, aproximadamente el 35.4%, que es una cifra bastante elevada y que, aunque no cubre la totalidad de las necesidades por lo menos lo hace en gran parte.

SELECCION DE LA TURBINA A GAS Y DEL GENERADOR DE PODER REAL

Debido a la falta de información suficiente respecto a turbinas de potencia existentes en el mercado en lo que concierne a tipos de turbina a gas, marcas de las mismas y potencias que desarrollan bajo ciertas condiciones de diseño, nos vemos obligados a dar las especificaciones necesarias con las cuales pueden licitarse al mercado internacional para la adquisición de las turbinas a gas-generador, más no podemos hacer la selección propiamente dicha de la turbina que vamos a usar ya que para esto se necesita tener una amplia gama de turbinas que coincidan con las características técnicas obtenidas luego de nuestro análisis. Existe a nuestro alcance información de turbinas que podrían servirnos para nuestros propósitos, pero los datos que tenemos no son completos, esto era de esperarse porque cada casa constructora guarda para sí mucha información que es básica ya que de ella depende la diferencia entre una marca y otra. Además, como nuestro país está recién entrando al uso de este tipo de máquinas, la información que pueden darnos los organismos que las han adquirido, respecto a variedades y tipos de turbinas, es muy escasa.

La turbina que nosotros necesitamos para poder cumplir los dos propósitos, generación de poder y desalinización de

agua de mar, deberá tener los parámetros específicos que nosotros les demos bien definidos y más aún, deberán garantizar por lo menos un normal rendimiento cuando la máquina esté trabajando con la carga de base de 5000 KW.

La turbina a gas ajustará las siguientes condiciones, basados en que estará localizada al nivel del mar (14.7psia), aire de entrada a 80 grados Farenheit y pérdida máxima de presión a través del filtro y silenciador del 1% de la presión ambiente.

Los datos básicos para la adquisición de una turbina son:

Potencia Neta:	KW	5000
Rendimiento Térmico:	$\frac{\text{BTU}}{\text{Kwh}}$	12000
Temperaturas: °F (Nominal)		
Entrada a la turbina		1540
Salida a la turbina		650
Flujo de gases de salida, lbm/seg.		84
Razón de compresión		11

Todos los valores dados anteriormente deben ser logrados y garantizados por la casa constructora para que pueda ser adquirida la turbina, en caso contrario podría darse el problema de que podamos desarrollar perfectamente la poten

cia necesaria pero que las condiciones termodinámicas a la salida no se ajusten a nuestras necesidades con lo cual no podremos producir el agua al menos en la cantidad que hemos calculado.

Las casas constructoras de turbinas a gas generadoras de poder, venden sus máquinas acopladas al generador como una unidad ya que la construcción y características del mismo depende de la velocidad (RPM) que alcance el rotor de la turbina; por esta razón, la especificación que hay que dar para la obtención de la unidad Turbina-Generador, además de las dadas para la turbina es la eficiencia del generador a diferentes rangos de carga. Estos datos nosotros los determinamos cuando hicimos el cálculo de la eficiencia mecánica de la turbina (EM) y para la adquisición hay que especificarlo de la siguiente forma:

Eficiencia del generador (incluido balanceo y pérdidas en cojinetes y excitatriz).

Carga nominal	99.0%
3/4 carga	98.0%
1/2 carga	97.6%
1/4 carga	96.8%

Además de todos los datos dados anteriormente hay que

especificar que las unidades van a ser instaladas en zona tropical con ambiente salino, para que de esta manera la casa constructora pueda equipar a los grupos con protectores ambientales propios para la zona y evitar de esta forma la corrosión superficial a la que están expuestos.

A continuación se dan nombres de algunas compañías que podrían ofrecernos las unidades que nosotros necesitamos:

General Electric

Rolls Royce

Turbo Power and Marine Systems

Westinghouse

Brown Boveri-Sulzer

General Dynamics

Curtis-Wright

Solar

Fiat

AEG-Kanis

Cooper-Bessemer

DISEÑO DEL CONDUCTOR DE GASES DE ESCAPE ENTRE LA TURBINA Y LA CALDERA.

Cuando se hizo el estudio termodinámico del ciclo se encontraron los parámetros presión y temperatura total a

la salida de la turbina. Bajo estas condiciones necesitamos conocer que tipo de flujo tenemos, cual es el área de salida luego de la turbina y con qué velocidad escapan los gases. Estas características son necesarias conocer ya que desde este punto los gases entrarán al ducto conductor que los llevará hasta la caldera.

Ante de entrar en detalles de propiedades de flujo y características del ducto, se hace necesario conocer en que forma sale el eje desde la turbina al generador de corriente y en qué forma salen los gases por la chimenea en turbinas de potencia reales.

Según esquemas mostrados en documentos informativos de diferentes constructores de turbinas, el eje libre que lleva la potencia desde la turbina al generador es perpendicular a la turbina y paralelo al suelo donde está asentada la máquina y, el ducto de escape de gases es perpendicular al suelo luego de haber sido desviado el flujo 90° desde su salida de la turbina. Se muestra esto en el esquema N^o 1 del apéndice (Capítulo VII) en una vista lateral.

Como necesitamos tener un flujo paralelo al suelo para mayor facilidad de conducción de los gases se puede solicitar a las compañías que construyan las turbinas o en su defecto desviar nosotros mismos el flujo 90° con respecto a

un plano perpendicular al suelo, de tal forma que visto de planta tengamos el ducto de salida según muestra el esquema N° 2 del apéndice (Capítulo VII).

Hecho esto tendríamos mayor facilidad para empatar el ducto conductor de gases al escape de la máquina, quedando el eje de potencia en la forma original.

CARACTERISTICAS DEL FLUJO A LA ENTRADA DEL DUCTO

Nuestro principal propósito en esta sección es manten^{er} la temperatura de los gases de escape lo más alta posible antes de la entrada del flujo al caldero. Por esta razón consideraciones de pérdidas de presión al hacer el desvío del flujo en 90° no son muy significativas para nuestros cálculos y por lo tanto las condiciones termodinámicas que tengamos a la salida del desvío las consideraciones iguales a las que tenemos a la salida de la turbina; Esto se justifica ya que el trayecto que recorren los gases es relativamente pequeño y pérdidas de cualquiera de las propiedades del gas van a ser insignificantes.

Luego de haber hecho esta suposición podemos determinar que tipo de flujo tendremos a la entrada del ducto calculando el Número de Reynolds y analizando si éste corresponde a

flujo laminar o turbulento. Esto lo hacemos debido a que cuando el flujo de gases entre a la caldera se necesita tener flujo turbulento ya que con este tipo de flujo podemos tener mejor transferencia de calor hacia el agua que tratamos de evaporar. En caso contrario o sea si nos dá un Número de Reynolds correspondiente a un flujo laminar tendríamos que buscar la manera de hacerlo turbulento antes de la entrada a la caldera, pudiendo hacérselo en el ducto mediante la adición de un ventilador que vaya a perturbar el flujo del ducto o añadiendo aletas dispuestas de manera que perturben el flujo.

El Número de Reynolds viene dado por la siguiente ecuación adimensional:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

donde:

- ρ = densidad de los gases
- V = velocidad de los gases
- D = diámetro del ducto de salida de los gases.
- μ = viscosidad de los gases

A continuación hallaremos los valores para cada uno de los parámetros necesarios para calcular el Número de Reynolds.

La densidad (ρ) podemos calcularla partiendo desde la ecuación de estado de los gases:

$$P = \rho R T \quad \therefore \quad \rho = \frac{P}{RT}$$

Esta ecuación de estado se aplica bajo condiciones estáticas por lo tanto la presión (P) y la temperatura (T) deben ser estáticas o sea cuando la velocidad del flujo es igual a cero.

Para calcular la temperatura estática en este punto (T_{s45}) partimos desde los cálculos que se hicieron a la salida de la turbina en la cual se determinó la temperatura total 45, (T_{T45}). Con esta temperatura podemos encontrar en la tabla de gases el valor de la presión relativa correspondiente (P_{rT45}); una vez conocida esta presión relativa y conocido también como dato de entrada en la computadora el valor de las relaciones de presión (P_5/P_∞) podemos calcular la presión relativa estática en el punto; así:

$$P_{rs45} = P_{rT45} \frac{P_5}{P_\infty}$$

Conocido de esta forma el valor de la presión relativa estática 45 podemos desde la table de gases calcular la correspondiente temperatura estática en este punto; es decir con P_{rs45} encontramos el valor de T_{s45} .

La presión estática (45) que formará parte de la ecuación de estado de los gases se la calcula partiendo de la misma relación de presión (P_5/P_∞) al multiplicarla por la presión ambiente, o sea:

$$P_{s45} = P \times \frac{P_5}{P_\infty}$$

Estos cálculos se han hecho por medio de la computadora y están en el programa que se calcula las propiedades en función de 5000 KW de potencia. Los resultados son:

$$P_{s45} = 2158.32 \text{ lbf/pie}^2$$

$$T_{s45} = 1207.45 \text{ }^\circ\text{R}$$

Además hay que calcular el valor de la constante R de los gases ya que ésta es función del peso molecular de los gases. Considerando que la constante universal de los gases es:

$$R = 1545.32 \frac{\text{lbf} \cdot \text{Pie}}{\text{lbmol} \cdot \text{ }^\circ\text{R}}$$

podemos dividir este valor para el peso molecular del gas que estamos considerando.

Sabemos que el mol de aire $M = 28.97 \frac{\text{lbm}}{\text{lbmol}}$ o sea cuando la razón combustible-aire (f/a) es igual a cero y

desde una tabla de gases podemos encontrar que para productos de combustión con un 400% de aire teórico o sea cuando $f/a = 0.0169$ el mol de mezcla es igual a $28.954 \frac{\text{lbm}}{\text{lbmol}}$.

Además cuando hicimos los cálculos de la turbina luego de que se mezclaban el aire de enfriamiento con los gases que salen de la turbina teníamos una razón combustible-aire $(f/a)_{45} = 0.01229$, con todos estos valores podemos calcular el peso molecular del gas que estamos usando haciendo una interpolación.

	f/a	$M \left(\frac{\text{lbm}}{\text{lbmol}} \right)$
Aire	0.0	28.970
	0.01229	X
Mezcla 400% aire	0.0169	28.954

Luego de hacer la interpolación tenemos que el peso molecular de la mezcla que citamos cuando es $M = 28.95837 \frac{\text{lbm}}{\text{lbmol}}$.

Dividiendo el valor de la constante de los gases para el peso molecular del gas que estamos usando tenemos:

$$R = \frac{\bar{R}}{M} = 1545.32 \frac{\text{lb} \cdot \text{f} - \text{pie}}{\text{lbmol} - ^\circ\text{R}} \times \frac{1}{28.95837 \frac{\text{lbm}}{\text{lbmol}}}$$

$$R = 53.3635 \frac{\text{lb} \cdot \text{f} - \text{pie}}{\text{lbm} - ^\circ\text{R}}$$

Conocidos todos los valores podemos calcular la densidad (ρ):

$$\rho = \frac{P_{s45}}{R \times T_{s45}} = \frac{2158.32 \text{ lbf/pie}^2}{53.3635 \frac{\text{lbf} \cdot \text{pie}}{\text{lbm} \cdot ^\circ\text{R}} \times 1207.45 ^\circ\text{R}}$$

$$\rho = 0.0335 \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3}$$

La velocidad de los gases de escape en el punto (45) se la calcula a partir del concepto del estado de estancamiento cuya fórmula es:

$$h_T = h_s + \frac{v^2}{2g_c J}$$

luego para nuestro caso la velocidad quedaría de la siguiente forma:

$$v_{45} = \left| (h_{T45} - h_{s45}) \times 2 \times g_c \times J \right|^{1/2}$$

siendo función de la entalpía estática 45 debemos calcularla y podemos hacerlo ya que conocemos el valor de P_{r45} , con este valor encontramos el valor correspondiente de la entalpía. Estos cálculos también fueron hechos por medio de la computadora y están en el programa anteriormente mencionado. El resultado es el siguiente:

$$v_{45} = 275.67 \text{ pies/seg.}$$

Para calcular el diámetro del ducto de salida de los gases de escape usamos la ecuación de continuidad que dice:

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot V$$

pero como conocemos todos los parámetros de esta ecuación la podemos arreglar de otra forma teniendo lo siguiente:

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot V} = \frac{\dot{m}}{\frac{P_{\Delta}}{RT_{\Delta}} \times V}$$

el valor del área de salida de los gases ha sido calculada también por medio de la computadora en el mismo programa anterior con la siguiente nomenclatura:

$$A_{45} = \frac{W_{45} \times R \times T_{\Delta 45}}{P_{\Delta 45} \times V_{45}}$$

Los valores de todos los parámetros son conocidos y el resultado es el siguiente:

$$A_{45} = 9.09 \text{ pies}^2$$

Del valor de esta área podemos por lo tanto calcular el diámetro que necesitamos y nos dá:

$$D = \left(\frac{4 \cdot A}{\pi} \right)^{1/2} = 3.40 \text{ pies}$$

$$D = 3.40 \text{ pies}$$

La viscosidad (μ) la podemos determinar desde la tabla A-4 (Ref. 3), considerando que las propiedades del gas son similares a las del aire a la temperatura de $753,27^\circ\text{F}$ como fue demostrado cuando se calculó el valor de R o sea la constante de los gases. Habiendo hecho esta consideración obtenemos que:

$$\mu = 2.198 \times 10^{-5} \frac{\text{lbm}}{\text{seg} \cdot \text{pie}}$$

Reemplazando todos los valores que hemos encontrado en la fórmula del Número de Reynolds tenemos:

$$R_e = \frac{0.0335 \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} \times 275.67 \frac{\text{pie}}{\text{seg}} \times 3.4 \text{ pie}}{2.189 \times 10^{-5} \frac{\text{lbm}}{\text{pie} \cdot \text{seg}}}$$

$$R_e = 1'434.391$$

Este valor del Número de Reynolds es mucho mayor que el especificado como mínimo para tener flujo turbulento y que es $R_e = 3000$. Por lo tanto, al ser nuestro flujo turbulento no hay necesidad de perturbar el flujo de ninguna manera.

DISEÑO DEL DUCTO

Para diseñar el ducto que va a unir el escape de la turbina con la caldera debemos tomar ciertas determinaciones iniciales como son las dimensiones que debe tener el ducto y el material del cual debe ser construido.

El díámetro interior del ducto fue determinado al calcular el Número de Reynolds y sabemos que es $D_i = 3.4$ pies ($D_i =$ diámetro interior). La longitud que debe tener el ducto es un valor que debemos dárnoslo nosotros según las características de la instalación; por el momento tomamos la longitud del ducto:

$$L = 15 \text{ pies}$$

El material del cual debe ser construido el ducto debe presentar características anticorrosivas y capacidad para soportar altas temperaturas como la que tiene el gas de escape; este material puede ser el acero estructural que se lo encuentra en el mercado, además, como la presión interior a la que va a estar sometida la pared interior del ducto es casi la atmosférica, el espesor de la pared del ducto no debe ser de grandes proporciones.

La plancha de acero que usaremos para la construcción

del ducto deberá tener, bajo nuestras condiciones, un espesor de 1/4" para prevenir cualquier perforación en cualquier parte del ducto.

La conductividad térmica de este material es:

$$K_h = 24 \frac{\text{BTU}}{\text{hr-pie-}^\circ\text{F}}$$

Este valor ha sido tomado desde las tablas de propiedades de los metales Tabla A-1 (Ref. 3).

El valor de la conductividad térmica K_h corresponde al acero con 1% de cromo trabajando bajo una temperatura de 752°F.

Como nuestro propósito es conducir el gas con la menor pérdida de calor posible hasta la caldera de tubos de fuego lo que podemos hacer es aislarlo y para el efecto debemos seleccionar el tipo de aislamiento que vamos a usar.

En el mismo libro mencionado anteriormente existe una tabla de propiedades de no metales seleccionados para aislamientos. Bajo las mismas condiciones de temperaturas o sea 752°F el asbesto es el más indicado. Tabla A-5 (Ref. 3).

La conductividad térmica del asbesto aislante es:

$$K_{ais} = 0.129 \frac{\text{BTU}}{\text{hr-pie-}^\circ\text{F}}$$

Para poder determinar el espesor de la capa aislante de bemos hacer las siguientes consideraciones:

Tenemos un ducto largo, dentro del cual hay un flujo de gases productos de combustión y en la parte exterior hay convección libre. Para poder determinar la cantidad de calor que pierde el flujo usamos la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{2\pi L \Delta T}{\pi \left(\frac{1}{K} \ln \frac{r_i}{r_o} + \frac{1}{hr} \right)} = \frac{2\pi L \Delta T}{\lambda R}$$

esta ha sido tomada para ductos con aislamiento, (Ref. 3).

Los términos usados en la ecuación tienen el siguiente significado:

L = longitud del ducto

$\Delta T = T_{amb} - T_{gas}$ = caída de temperatura entre los gases de escape y el medio ambiente.

$\frac{1}{K} \ln \frac{r_i}{r_o}$ = resistencia térmica, tanto del hierro como del aislante.

$\frac{1}{hr}$ = resistencia térmica debido a la película superficial de flúidos en el interior y exterior del ducto aislado.

Aguadándonos del dibujo siguiente (Fig. IV-10) podemos determinar la fórmula exacta para nuestro caso.

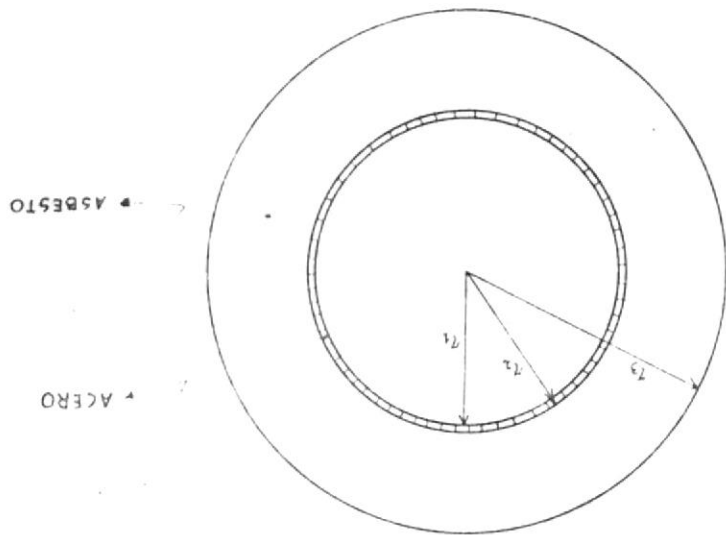


Fig. IV-10

El sumatorio de resistencias térmicas será:

$$R = \frac{1}{K_h} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{K_{as}}{1} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{h_{gas}}{1} \frac{r_1}{r_2} + \frac{h_{aire}}{1} \frac{r_3}{r_2}$$

según los datos que tenemos para las conductividades térmicas tanto del hierro como del asbesto tenemos que $K_{as} \ll K_h$ y como $\ln \frac{r_2}{r_1} \ll \ln \frac{r_3}{r_2}$; por lo tanto tendremos que:

$$\frac{1}{K_h} \ln \frac{r_2}{r_1} \ll \frac{K_{as}}{1} \ln \frac{r_3}{r_2}$$

y podremos despreciar el término $\frac{1}{K h} \ln \frac{r_1}{r_2}$

Por lo tanto el sumatorio de resistencias térmicas para nuestro caso quedará de la siguiente manera:

$$R = \frac{\ln r_3/r_2}{K \text{ ais}} + \frac{1}{h \text{ aire } r_3} + \frac{1}{h \text{ gas } r_1}$$

faltando determinar cual es el valor de h aire y h gas.

La conductividad térmica en el lado del gas (h gas) puede ser calculada a partir de la ecuación (VIII-1) (Ref. 4), para cualquier tipo de fluido en flujo turbulento ($Re > 2300$) en ductos.

$$\frac{h D}{K} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

para flujos de fluidos con enfriamiento recomienda que n sea igual a 0.3.

El valor de K puede ser obtenido desde la tabla A-3 - (Ref. 5), considerando que el flujo es de aire ya que las propiedades del gas a esa temperatura son casi iguales a los del aire a la misma temperatura como se demostró al calcular la densidad de los gases para usarlos en la ecuación de Re .

El valor de K es:

$$K = 0.02776 \frac{\text{BTU}}{\text{hr-pie-}^\circ\text{F}}$$

De la misma tabla y haciendo las mismas consideraciones podemos encontrar el número de Prandtl (P_r) y es:

$$P_r = 0.694$$

Reemplazando todos los valores en la ecuación podemos calcular h_{gas} :

$$h_{\text{gas}} = 0.023 \times \frac{0.02776 \frac{\text{BTU}}{\text{hr-pie-}^\circ\text{F}}}{3.4 \text{ pie}} \times (1434391)^{0.8} (0.694)^{0.3}$$

$$h_{\text{gas}} = \frac{0.023 \times 0.02776 \times 84992 \times 0.892}{3.4}$$

$$h_{\text{gas}} = 14.24 \frac{\text{BTU}}{\text{hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}}$$

Como sabemos que el ducto será instalado al medio ambiente y que la transferencia de calor será por convención libre, podemos calcular el valor de h aire partiendo de fórmulas empíricas dadas en el libro (Ref. 5).

Para saber cual de las fórmulas dadas por el libro debemos usar hay que determinar el Número de GRASHOF (Gr) cuya

fórmula es:

$$Gr = \rho^2 \beta g (T_{sup} - T_{amb}) L^3 / \nu^2$$

T_{sup} es la temperatura de la superficie libre del ducto y que debemos dársela nosotros bajo el criterio de que ésta no sea muy alta ya que de ésta depende la transferencia de calor hacia el ambiente y para la seguridad del personal. Tomaremos para el efecto una temperatura igual a $150^\circ F$.

T_{amb} (Promedio) = $80^\circ F$ según dato del boletín meteorológico para la zona de Salinas y La Libertad.

El valor de $\rho^2 \beta g / \nu^2$ está dado en la tabla A-3 (Ref. 5) en función de la temperatura media de la película.

$$\text{Temperatura media de la película} = \frac{T_{sup} + T_{amb}}{2} = 115^\circ F$$

Con el valor de la temperatura media de la película e interpolando en la tabla A-3 (Ref. 5) tenemos:

$$\rho^2 \beta g / \nu^2 = 1.6235 \times 10^6 \quad \frac{1}{\text{ft}^3} \quad (\text{para aire})$$

Luego:

$$Gr = 1.6235 (150 - 80) (15)^3 \times 10^6$$

$$Gr = 3.84 \times 10^{11}$$

Para Gr entre 10^9 y 10^{12} la ecuación simplificada recomendada según (Ref. 5) es:

$$hc = 0.18 \Delta T^{1/3} = 0.18 (T_{sup} - T_{aire})^{1/3}$$

hc es la conductividad térmica promedio que en nuestro caso corresponde a h aire. Luego:

$$h_{aire} = 0.18 \times (70)^{1/3} = 0.742 \frac{BTU}{hr-pie^2-^{\circ}F}$$

Conocido este valor nos queda la ecuación del calor transferido por convección en función del radio r_3 el cual nos dará el espesor del aislante a usarse.

Como tenemos la ecuación de calor con dos incógnitas no podemos solucionarlas, por lo tanto se hace necesario encontrar otra ecuación que nos ayude a resolver la primera. Para el efecto usaremos una ecuación para convección libre entre la superficie del ducto y el ambiente. Ecuación 1.13 (Ref. 5).

$$Q = h_{aire} 2\pi r_3 L (T_{amb} - T_{sup})$$

Reemplazando los valores en la fórmula tenemos:

$$Q = - 0.742 \frac{BTU}{hr-pie^2-^{\circ}F} \times 6.2832 r_3 \times 15 pie \times 70^{\circ}F$$

$$Q = - 4895.24 \times r_3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{pie}}$$

Como el calor que se transmite desde la superficie del ducto al aire debe ser igual al calor que se pierde por convección desde el gas al aire podemos igualar las dos ecuaciones del calor que tenemos, por lo tanto:

$$- \frac{2 \pi L (T_{\text{amb}} - T_{\text{gas}})}{\frac{\ln (r_3/r_2)}{K_{\text{ais}}} + \frac{1}{h_{\text{aire}} \times r_3} + \frac{1}{h_{\text{gas}} \times r_1}} = - 4895.24 r_3$$

reemplazando valores y simplificando esta ecuación tenemos:

$$r_3 (\ln r_3 - 0.4466) = 0.6114$$

cuya solución es $r_3 = 2.1$ pies

Como sabemos que $r_3 = r_2 + \text{espesor de aislamiento}$, tenemos que:

$$\text{espesor de aislamiento} = r_3 - r_2$$

$$= 2.10 - 1.72 = 0.38 \text{ pies}$$

$$\text{espesor de la capa aislante} = 0.38 \text{ pies}$$

Luego el diámetro del ducto con la capa aislante será de 4.46 pies.

La pérdida de calor a través del ducto será:

$$\dot{Q} = - \frac{2 \pi (15 \text{ pies}) (673.27 \text{ } ^\circ\text{F})}{\frac{\ln \frac{2.1}{1.72}}{0.129 \frac{\text{BTU}}{\text{hr-pie-}^\circ\text{F}}} + \frac{1}{(2.1 \text{ pie}) (0.742 \frac{\text{BTU}}{\text{hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F})} + \frac{1}{(1.7 \text{ pie}) (14.24 \frac{\text{BTU}}{\text{hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F})}}$$

$$\dot{Q} = - \frac{63454.35}{6.17} = - 10284.34 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$\dot{Q} = - 10284.34 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

el signo (-) significa valor perdido desde los gases de escape hacia el ambiente. La cantidad de energía que se pierde es muy baja comparada con la energía que tienen los gases ya que solamente en un segundo se obtienen 25039.4 BTU (según dato del cuadro de resultados para ciclo que genera 5000 KW de potencia).

Otro dato que interesa calcular es la temperatura de entrada de los gases de escape a la caldera, luego de que haya pasado por el ducto. Esto lo logramos usando la si-

guiente ecuación:

$$Q = \dot{m} C_p T_{gas} = \rho_{gas} \cdot \pi^2 V_{gas} C_p T_{gas}$$

ρ_{gas} = densidad de los gases de escape

V_{gas} = velocidad de los gases de escape

$C_p T_{gas}$ = capacidad calorífica a presión constante

ΔT_{gas} = variación de temperatura entre la entrada y la salida del ducto.

$$\rho_{gas} = 0.0335 \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3}$$

$$V_{gas} = 275.67 \frac{\text{pie}}{\text{seg}}$$

$$C_p T_{gas} = \frac{qh}{\Delta T} = \frac{51.17}{200} = 0.25585 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm} \cdot ^\circ\text{R}}$$

$$C_p T_{gas} = 0.25585 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm} \cdot ^\circ\text{F}}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación:

$$\Delta T = \frac{10284.34 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \times \frac{\text{hr}}{3600 \text{ seg}}}{(1.7 \text{ pie})^2 \times 6.2832 \times 0.0335 \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} \times 275.67 \frac{\text{pie}}{\text{seg}} \times 0.25585 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm} \cdot ^\circ\text{F}}}$$

$$\Delta T = 0.067^\circ\text{F}$$

lo cual quiere decir que la caída de temperatura entre la entrada y la salida del ducto es insignificante y que los gases entrarán a la caldera con la misma temperatura que sale de la turbina.

Para unir el ducto con la caldera y con el escape de la turbina será necesario en primer lugar, si se usa una caldera de tubos de fuego prefabricada, abrir un orificio en la caldera en el lugar donde va el quemador y registro de aire con un diámetro igual al del ducto o sea = 3.4 pies o, en caso de que se construya la caldera hacerla con un orificio de igual diámetro que el ducto, para permitir de esta forma el fácil ingreso de los gases hacia la caldera. En segundo lugar, habrá que poner una brida de unión al final del escape de la turbina, debiendo ser esta soldada para tener una estructura rígida y permitir el fácil acoplamiento entre el escape y el ducto conductor de gases.

El ducto deberá tener en sus extremos bridas de unión, como se muestra en el dibujo N^o 2 del apéndice (Capítulo VII) que servirán para el acople; además, será necesario poner entre el escape de la turbina y el ducto una junta de expansión para permitir, en caso suceda, el alargamiento del ducto debido a las variaciones de temperatura a que estará sometido el material del cual está hecho.

Las dimensiones y detalles de las bridas de unión a usarse se muestran en el dibujo N° 1 del apéndice (Capítulo VII).

Para determinar el número de pernos que deberá usarse para unir las bridas, primeramente hay que especificar que entre las bridas habrá que poner material aislante que sirva de empaque y aislante. El material que se usará para las empaquetaduras será asbesto, estas tienen en su estructura clambre de cobre y resiste para su ajuste una presión de 4000 lb/pulg². Además si la diferencia entre el radio exterior y el interior de la brida de unión que será soldada a la junta es de 4 pulgadas, podemos determinar el diámetro de los pernos y el número de ellos que será necesario utilizar en cada una de las bridas mediante la siguiente ecuación:

$$F = P \cdot A_e = n \frac{\sigma}{f(s)} \cdot A_p$$

donde:

P = Presión de ajuste necesaria para el empaque (mínima)

A_e = Área de la empaquetadura

n = Número de pernos

σ = Esfuerzo permisible del material del perno

$f(s)$ = factor de seguridad

A_p = Area trasnversal del perno

σ es una propiedad del material que está construido el perno. De la tabla 7-4 (Ref. 6) podemos determinar el valor de σ . Para hierro con porcentaje medio de carbón (SAE 3) tiene un valor de 85000 lb/pulg². Reemplazando todos los valores conocidos en la ecuación tenemos:

$$4000 \cdot \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} \times \pi (4)^2 \text{ pulg}^2 = n \times \frac{85000 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}}{1.1} \times \frac{d_p}{4} \times \text{pulg}^2$$

$$d_p = \frac{3.13}{n}$$

d_p = diámetro del perno

teniendo esta última relación podemos seleccionar el número de pernos.

Para distribuir mejor el cierre de las bridas podemos decir que $n = 10$ será aconsejable con lo cual tendríamos que el diámetro del perno será de 0.313 pulgadas, pero para hacerlo más seguro podríamos escoger un diámetro de perno de 0.5 pulgadas. El diámetro de los agujeros por donde pasarán los pernos deberán ser de 5/8 de pulgada para darle holgura al perno y con ello mayor facilidad de trabajo.

CAPITULO V

INSTALACION Y MONTAJE

LOCALIZACION DE LA PLANTA

En el análisis de localización de la planta desalinizadora de agua de mar realizada por el Ing. Telmo Paredes Merchán, en su tesis de grado, selecciona como lugar más óptimo para la instalación de la planta la Punta de San Jacinto, basándose en las facilidades que presenta la formación geográfica para la óptima succión de agua de mar a utilizarse en el proceso y en las garantías de seguridad del suelo continental debido a la formación rocosa en la cual serán asentados todos los equipos y máquinas a usarse.

A más de los motivos mencionados anteriormente debemos nosotros hacer notar que, debido a la corta distancia existente entre el lugar seleccionado para la instalación de la Planta y las plantas refinadoras que suministran el combustible localizadas en La Libertad, la adquisición del mismo y la seguridad de tenerlo siempre a mano sin necesidad de grandes gastos para transportarlo hacen del lugar escogido para la instalación el más óptimo para nuestro propósito. Además, como la planta eléctrica existente en la actualidad está localizada muy cerca del sitio escogido en este proyec

to, las líneas de distribución que hoy se usan prestan la facilidad para una interconexión con la nueva Planta evitándose de esta manera el tendido de una nueva red. Por este motivo y las mencionadas anteriormente, no se discutirá más sobre este particular, pudiendo por lo tanto decirse - que la planta estará localizada en el lugar conocido como Punta San Jacinto situada entre las poblaciones de Salinas y La Libertad.

TURBINA A GAS Y GENERADOR

El montaje de la turbina a gas y generador debe hacerse de acuerdo a las especificaciones de la casa constructora de las unidades debiendo considerarse como factor importante para el efecto el peso que tenga tanto la turbina como el generador de energía eléctrica. Sin embargo podría decirse que, debido al reducido tamaño de estas máquinas y al poco peso que ellas tienen, no será necesario entrar en mayores detalles tanto técnicos como económicos para la construcción de la base que soporte la unidad.

Como son 4 los grupos que entrarán en funcionamiento - según lo proyectado en el presente trabajo, debe distribuirse cada una de las unidades procesadoras de agua y generadora de poder de tal forma que a más de presentar las mayo

res facilidades de operación ocupen el espacio determinado para la instalación de la mejor forma posible y no haya en el futuro problemas de falta de espacio por la mala o inadecuada distribución del terreno.

Dentro de cada grupo, la turbina-generador debe estar localizada de tal forma que el escape de los gases esté dirigido hacia el caldero como está diagramado en el esquema N^o 1 (Capítulo VII) del apéndice de Planos. Además, la unidad debe estar cubierta por alguna construcción que evite el deterioro externo de las máquinas, aunque está por demás decirlo ya que la misma casa constructora de las unidades instala sus grupos bajo normas de seguridad y protección.

CONEXION DE LA TURBINA AL EVAPORADOR

La conexión se refiere al ducto que llevará los gases de escape de la turbina hasta la caldera que fue diseñada en el capítulo anterior y la forma como irá acoplado tanto a la turbina como al caldero.

En el dibujo N^o 2 del apéndice de planos (Capítulo VII) se encuentra esquematizado el ducto y sus partes componentes; como se puede notar del esquema, teniendo el ducto

en sus extremos bridas de unión lo mismo que el tubo de escape de la turbina y la junta expansiva, lo que deberá hacerse es unir las partes constitutivas del ducto con pernos y en medio de las uniones será necesario poner empaques de material aislante para no permitir fugas de gas y al mismo tiempo prevenir pérdidas de calor en esos sectores. Es decir, la conexión entre la turbina y la caldera estará compuesta de:

- 1 ducto de hierro aislado con asbesto
- 1 junta expansiva
- 5 bridas de unión
- 3 empaques de asbesto

Para unir el ducto a la caldera existen dos posibilidades. La primera es soldar directamente las dos partes haciéndola una unidad con lo cual se evitaría colocar una brida de unión al un extremo del ducto y la segunda, al parecer la más apropiada sería poner una junta de unión al extremo de salida del ducto y empernar el ducto a la caldera. Esta segunda posibilidad presenta la facilidad de cambiar el ducto o repararlo al momento que sea necesaria, cosa que no sería tan fácil si es que el ducto va soldado al caldero ya que para ello habría que cortar la soldadura y con ello podría suceder que se corte parte de la estructura del cal

dero mismo. Por lo tanto, habrá que añadir un empaque más de asbesto a la lista dada anteriormente.

En el esquema N^o 2 del anexo de Planos se encuentra la forma como irá conectado el ducto tanto al escare de la turbina como al caldero.

Ad más, para no tener problemas de flexión del ducto debido al peso mismo de la estructura y del aislante, en caso de que el ducto no sea soportado en el suelo, deberá hacerse soportes de cemento que sostengan al ducto al mismo tiempo que soporten su peso. Como el ducto no es una estructura demasiado grande ni pesada no habrá necesidad de hacer mayores análisis para la construcción de los pilares que lo soporten.

CAPITULO VI

ANALISIS ECONOMICO

La justificación económica del presente proyecto no se basa únicamente en el costo propio de las máquinas a instalarse, ya que esto solo nos llevaría a evaluar los gastos que habrían que hacer para la generación de energía eléctrica y producción de agua dulce sin poder determinar si ésta es una forma económica de producción o al contrario existe una manera de hacerlo más barata.

En la actualidad, en la Península de Santa Elena la generación de energía eléctrica se la hace utilizando máquinas alternativas a diesel (de pistón), pudiendo ser la solución para la demanda futura la expansión de la planta con máquinas del mismo tipo. Por esta razón el análisis económico lo haremos en base a dos alternativas que son:

- I. Generación de energía eléctrica usando motores diesel y producción de agua mediante el proyecto de desalinización de agua de mar realizado por el Ing. Telmo Paredes.
- II. Generación de energía eléctrica usando turbinas a gas y producción de agua mediante el mismo proyecto ante

rior pero usando los gases de escape de la turbina en la caldera.

Luego de estudiar económicamente las dos alternativas se obtendrán resultados de costo de producción de cada una de las necesidades y se podrá por lo tanto determinar si el proyecto presente se justifica económicamente o no.

ALTERNATIVA I

COSTO DE GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA

El costo de un motor a diesel incluido el generador y todos sus accesorios, según información obtenida desde la División de Planificación de INECCEL, viene dado en función de la potencia por la siguiente ecuación:

$$\text{Costo} = 557 \times P^{0.82}$$

El costo para este motor corresponde al del motor diesel medio o sea los que se usan en nuestro medio que tienen una velocidad entre 720 y 900 R.P.M.

El costo en dólares es el siguiente:

$$\text{Costo motor diesel} = 2'084.541.30 \text{ dólares}$$

La cotización actual del dólar hecha por el Banco Cen-

tral del Ecuador es de:

$$1 \text{ dólar} = 24.95 \text{ sucres}$$

luego el costo en sucres es:

$$\text{Costo motor diesel} = 52'009.305 \text{ sucres}$$

La vida útil estimada de estos motores es de 14 años según datos del Instituto Ecuatoriano de Electrificación.

Para la compra de la máquina, INECEL puede adquirir del Banco un préstamo con un 8% de interés anual. Por lo tanto, la amortización deberá hacérsela bajo esta condición y usando como tiempo para la recuperación del capital, los años de vida útil de la máquina.

Usando interés compuesto para obtener la carga anual de amortización tenemos la siguiente ecuación:

$$A = C \times \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

C = capital o costo del motor (sucres)

i = interés (%)

n = tiempo (años)

A = amortización (sucres/año)

$$A = 52'009.305 \times 0.12130$$

$$A = 6'308.728.6 \text{ sucres/año}$$

La depreciación para plantas de generación de energía eléctrica con todas sus máquinas y accesorios, dados en tablas de porcentajes de depreciación están alrededor del 1.2%; usando este dato la carga anual de depreciación será:

$$D = C \times Pd$$

$$D = \text{Depreciación (sucres/año)}$$

$$C = \text{Costo (sucres)}$$

$$Pd = \text{Porcentaje anual de depreciación (\%)}$$

$$D = 52'009.305 \times 0.012$$

$$D = 624.111,7 \text{ sucres/año}$$

Los costos de mantenimiento están evaluados en nuestro medio para una planta diesel en:

$$\text{Costo de mantenimiento} = 0.05 \text{ sucres/kilovatio-hora}$$

Para poder obtener el valor del kilovatio-hora en función de todas las cargas anteriormente calculadas debemos conocer cuantos kilovatios-hora se generan en el año; sacando el promedio de generación en los 10 años de proyec-

ción tenemos que al año se generará un promedio de:

$$\text{Generación anual promedio} = 40 \times 10^6 \text{ kilovatios-hora}$$

luego el costo por amortización será:

Costo de amortización = 0.1577 sucres/kilovatio-hora
y el costo de depreciación será:

$$\text{Costo de depreciación} = 0.016 \text{ sucres/kilovatio-hora}$$

La suma de estos costos nos dará el costo total del kilovatio-hora en la planta.

Costo total del kilovatio-hora = 0.4717 sucres/kilovatio-hora.

COSTO DE LA PRODUCCION DE AGUA POTABLE

La producción de agua a realizarse usando la caldera de tubos de fuego con todos sus accesorios, según el estudio realizado por el Ing. Paredes Merchán, en su tesis de grado dió un resultado de 5.998 sucres/m³, habiéndose realizado este estudio económico bajo una cotización del dólar de 18.18 sucres. Actualizando el costo tenemos que el costo del metro cúbico de agua producido será:

$$\text{Costo del agua} = 6.77 \text{ sucres/m}^3$$

Para hacer la actualización del costo del metro cúbico se han tomado únicamente los precios de los materiales importados permaneciendo constantes otros parámetros como son combustible, reactivos químicos, mantenimiento y trabajos de operación.

ALTERNATIVA II

COSTO DE GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA

El costo de una turbina a gas en función de la potencia fue obtenida mediante información del mismo organismo especificado anteriormente y es:

$$\text{Costo} = 252 \times P^{0.9}$$

P está dado también en megavatios. Luego, el costo de la turbina incluido generador y accesorios es el siguiente:

$$\text{Costo de turbina a gas} = 26'763.568 \text{ sucres}$$

La vida útil de una turbina a gas dada por la División de Planificación de INECEL es de 12 años.

Utilizando el mismo dato de 8% de interés para el prés

tamo bancario logrado por INECCEL, podemos calcular la carga de amortización usando la misma fórmula de interés compuesto usada anteriormente, lo cual nos da:

$$A = 26'763.568 \times 0.1327$$

$$A = 3'551.525 \text{ sucres/año}$$

A = carga de amortización anual (sucres/año)

La carga de depreciación para plantas generadoras de energía eléctrica que usan máquinas de combustión interna como en este caso y el anterior tienen un porcentaje de 1.2% anual de depreciación.

Multiplicando este factor por el costo de la turbina tenemos la carga de depreciación anual.

$$D = C \times Pd$$

$$D = 26'763.568 \times 0.012$$

$$D = 321.163 \text{ sucres/año}$$

El costo por mantenimiento de una turbina a gas por cada kilovatio-hora generado está evaluado en:

$$\text{Costo por mantenimiento} = 0.0625 \text{ sucres/kilovatio-hora}$$

De igual forma como se calculó el costo del kilovatio-

debido al consumo de combustible para un motor diesel, se hizo en el mismo capítulo 4 el cálculo para una turbina a gas y se obtuvo:

$$\text{Costo por combustible} = 0.170 \text{ sucres/kilovatio}$$

El costo del kilovatio-hora referente a depreciación y amortización se lo calcula en igual forma que en la alternativa anterior y bajo el criterio de que se genera un promedio de 40 millones de kilovatios-hora por año. De este cálculo obtenemos los siguientes resultados:

$$\text{Costo por amortización} = 0.0888 \text{ sucres/kilovatio-hora}$$

$$\text{Costo por depreciación} = 0.0080 \text{ sucres/kilovatio-hora}$$

La suma de estos costos nos dan el costo total del kilovatio-hora en el lugar de generación y es:

$$\text{Costo total del KWH generado con turbina} = 0.3293 \text{ sucres/kilovatio/hora}$$

COSTO DE LA PRODUCCION DE AGUA POTABLE

Para calcular el precio del metro cúbico de agua producido en este caso por la misma planta referido anteriormente con la alternativa de que ahora la caldera de tubos de fuego no usará quemadores ni accesorios necesarios para la

combustión, ya que servirá únicamente como un intercambiador de calor que usará para la evaporación los gases de escape de la turbina, debemos desglosar la planta desalinizadora en sus partes componentes y precios respectivos de acuerdo a las necesidades que para el objeto se hace necesario.

Además, como se va a construir un ducto conductor de gases hay que calcular su costo y amortizarlo para colocarlo dentro de los costos de producción de agua.

A continuación se da una lista detallada del costo aproximado que tendrá la construcción del ducto con todas sus partes componentes:

6 planchas de acero de 4 x 8 pies x 1/4"	S/. 11.000 c/u	S/. 66.000
4 bridas de unión de 1" x ϕ ext. 2 pies	" 2.000 c/u	" 8.000
1 junta de expansión ϕ int. 3.4 pies	" 5.000 c/u	" 5.000
Asbesto para aislantes y empaques	" 1.998 x pie ³	" 125.000
20 pernos de 1/2 x 3 pulgadas	" 7 c/u	" 140
Mano de obra incluido suelda		" 10.000
	TOTAL:	<u>S/. 214.140</u>

Dándole un rango de seguridad a este costo debido a incrementos por impuestos, segunda mano de obra, etc. podemos decir que el costo aproximado de la instalación y cons

trucción del ducto será de:

Costo del ducto = 230.000 sucres

El costo de la planta desalinizadora incluido todas sus partes componentes, sin tomar en consideración el turbo alternador ni los quemadores de la caldera los tenemos a continuación:

Evaporador	S/.	30'000.000
caldera	"	2'100.000
Ducto	"	230.000
TOTAL	S/.	32'330.000

Para calcular los costos de operación y mantenimiento tomaremos como base las mismas consideraciones de tiempo de operación de la planta como 8000 horas anuales y costos de operación por cada 1000 galones de producción previstos aproximadamente en el análisis económico de la producción de agua en la alternativa I y son:

COSTOS DE OPERACION

Evaporador	S/.	10.9826
Caldera	"	1.4135
Reactivos químicos	"	1.0420

Trabajo de Operación	S/.	1.2153
Mantenimiento	"	<u>0.6944</u>
TOTAL	S/.	15.3478

El costo de 1000 galones ingleses es de 15.3478 sucres. Se ha tomado en este caso galones ingleses ya que en base a esta medida de capacidad han sido calculados los costos en la alternativa anterior. Por lo tanto el costo del metro cúbico será:

$$\frac{15.3478}{4.545} = 3.3769$$

El costo del metro cúbico es S/. 3.3769 debido a operación y mantenimiento por año.

El valor de la planta desalinizadora y todos sus accesorios para amortizarse bajo las mismas condiciones usadas en el cálculo económico de la Alternativa I, esto con el afán de no caer en discordancias económicas con la alternativa anterior y poder tener valores comparativos de acuerdo a un solo tipo de análisis.

El rubro de importación a pagarse al Estado tiene el valor del 15% del capital invertido, según el estudio económico anterior, aunque en la actualidad estos tipos de obra no pagan estos impuestos, luego:

$$32'330.000 \times 0.15 = 4'815.000$$

el capital a invertirse por lo tanto es:

$$S/. 37'145.000$$

Podemos por lo tanto calcular la amortización del capital invertido en 18 años con un interés del 3.2% (que es el usado por el Ing. Paredes aunque lo consideramos extraordinariamente bajo).

$$A = 37'145.000 \times 0.1067$$

$$A = 3'963.372 \text{ sucres/año}$$

La producción promedio anual en los 10 años de proyección es de:

$$\text{Producción promedio de agua} = 3'157.104 \text{ m}^3/\text{año}$$

luego el costo del metro cúbico debido al costo de la planta será:

$$\text{Costo debido a amortización} = 1.26 \text{ sucres/m}^3$$

La suma de los costos tanto por amortización como por operación y mantenimiento nos darán el costo total del metro cúbico de agua producido en la planta.

Costo por amortización	1.26	sucres/m ³
Costo por operación y mantenimiento	<u>3.3769</u>	<u>sucres/m³</u>
TOTAL	4.6369	sucres/m ³

NOTA: Todos los cálculos económicos hechos hasta este momento han sido hechos bajo la cotización del dólar actual o sea 24.95 sucres por dólar. Debido a esto, han sido actualizados los costos calculados por el Ing. Telmo Paredes en su proyecto.

A continuación se muestra un cuadro comparativo de los costos alcanzados por las dos alternativas:

<u>PRODUCCION</u>	<u>ALTERNATIVA I</u>	<u>ALTERNATIVA II</u>
Energía Eléctrica	0.47 sucres/KWH	0.33 sucres/KWH
Agua dulce	6.77 sucres/m ³	4.64 sucres/m ³

Se puede notar claramente al comparar los costos del cuadro mostrado que el proyecto presente es económicamente justificable ya que es mucho más barato que el analizado por la alternativa I.

CONCLUSIONES

Se ha demostrado a lo largo del presente trabajo que es altamente factible la utilización de productos de rechazo para cubrir una segunda necesidad con una eficiencia también alta bajando el precio de uno de ellos como en este caso del elemento agua.

Existiendo en la actualidad proyectos para abastecer de agua a la Península de Santa Elena, debería dársele importancia a nivel gubernamental a proyectos que como el presente solucionan aunque sea teóricamente gran parte de los problemas que existen en la zona. Cabe además indicar que los organismos representativos y llamados a suplir estas necesidades deben hacer estudios no solamente de cómo hacer llegar el producto al lugar sino cómo repartirlo a todos los consumidores sin escatimar esfuerzos económicos para el bienestar de los que lo necesitan.

Se ha tratado en este trabajo de entrar en forma muy precisa a abordar problemas de proyecciones futuras de consumo para lo cual ha sido necesario basarse en datos estadísticos que nos lleven a encontrar un factor que permita realizarse tal proyección. De la misma forma se han tratado -

los problemas técnicos de ingeniería logrando un máximo per
misible de eficiencia para nuestro medio tales como eficien
cias mecánicas y térmicas de ciertas partes del ciclo termo-
dinámico que muchas veces dependen de las características
de construcción de las máquinas y dado que éstas son muy
poco conocidas ha sido necesario entrar en rangos dados por
libros tratando de no salirse de ellos conociendo las con
dicionas para las cuales estos rangos fueron dados.

Se sugiere que se haga un estudio más profundo en lo
que respecta a aprovechamiento de los gases de escape en el
caldero ya que en este caso no ha sido posible producir ma
yor cantidad de agua debido a la limitación de potencia -
del caldero y según nuestro estudio la temperatura a la
que llegan los gases de escape es mucho más alta de la que
realmente se necesita para la evaporación del agua, como
ha sido demostrado a lo largo del proyecto, en igual forma
que la energía que ellos tienen.

CAPITULO VII

A P E N D I C E

PROGRAMA N° 1

CICLOS BASICOS DE TURBINAS DE POTENCIA

370=TT36A

380=RT36

390 ***** CALCULO DE LA TURBINA DE PRESION BAJA

400 *****

410 RT36=RT3

420 RT36=RT3

430 W36=W3

440 TT36=TT3

450 FSA36=FSA3

460 FSA4=FSA3

470 ***** CALCULOS DE LA TURBINA DE PRESION BAJA PARA TURBINA DE POTENCIA

480 *****

490 RT4=RT36

500 RT4=RT36*(1.2**0.5)

510 CALL GASTA(PT4,1,FSA36,RT4,3)

520 PT4=PT36**0.5

530 CALL GASTA(PT4,2,FSA4,TT4,1)

540 CALL GASTA(PT4,1,FSA4,RT4,2)

550 HT4=RT4-PT4*(1.2**0.5)

560 WT=(HT4-PT4)*W36

570 HP=(HT4-PT4)*W36

580 CALL GASTA(HT4,2,FSA4,TT4,1)

590 ***** CALCULOS DE LA TURBINA DE PRESION BAJA

600 *****

610 W4=W36

620 FSA45=W36*F

630 W45=W36*F

640 HT45=(W4*HT4+W45*HT2)/(W4+W45)

650 CALL GASTA(HT45,2,FSA45,TT45,1)

660 W5=1

670 W5=W4

680 FSA5=FSA4

690 TT5=TT45

700 IF(1)GOTO 710,720

710 ***** CALCULO DEL ESTADO INTERMEDIO

720 *****

730 IF(TT45=1)GOTO 735,740,750

740 T36=1

750 T36=TT45

760 GO TO 770

770 N=2

780 TT5=1-0.07

790 GO TO 40

800 DAMB=1

810 CALL GASTA(PT5,1,FSA5,RT5,3)

820 P55=PT5*0.9

830 CALL GASTA(P55,2,FSA5,W55,2)

840 CALL GASTA(P55,1,FSA5,TS5,1)

850 CALL GASTA(P55,1,FSA5,HT5,2)

860 W5=(HT5-PT5)*(1.2**0.5)*W36

870 CALL GASTA(HT5,1,FSA5,AA55,4)

880 XME=W5/AA55

890 ***** CALCULOS DE LA TURBINA DE VALIDA DE TURBINAS DE POTENCIA

900 *****

910 PCJ=PT

920 VJ=W5

930 HCJ=HT5

940 TSJ=TS5

```

      ID=48
      IJ=INT(10*TT1)/10
      F1=FF
      IF(K)12,2,1
      F6 = 0.08
      F4 = 0.04
      CFM = AKWZFM
      DOT = CFM*ZFM
      HOCO = DOT*1.011
      MAIPN=HAI*PK*DT*WZ
      FET=MAIPN*(1-FK*FQ),MAIP
      METHD=MET*365
      RTUSG=HT5*(1+MTR*FET)
      CFC=METHD/HT5
      AMCHR = 0.012331*WZ*100
      NC1=NC1+1
      WRITF(3,16) MTR,TT3,DT,TT45,CFC,F6,AKW
16  FORMAT(1Y,14,3,4R,2,2Y,F6,2,2Y,F0,2,3Y,F1,1,2Y,7R,5,2X,F8,2,2)
      GO TO 400
40  GO 49 16=1,1
      TT5=TT5+500
      CF2=PROXYL*H
      FSA5=.0328
      GO TO 402
402 FSA5=FSA51
402 CALL GASTY(TT5,1,FSA5,HT5,2)
      MF2=(HT5-HT45)/(CF2-HT5)*W45
      FSA51=(MF+MF2)*.112
      I=(ABS(FSA51-FSA5)-0.00002)601,601,600
401 FSA5=FSA51
      W5=W454-F2
      CONTINUE
400 IF(M)12,17,1
4000 F001RIP LOC DAT1100 CALIDA
      *****
2  WRITF(3,221)
401  FORMAT(1111)
      WRITF(3,222)TT,HT,PI,AT,VI,PI,HT1,TT1,PT1P,1,PT1,PT15P
402  FORMAT(4Y,1Y,1,F10,3,5Y,1H1=1,F10,3,5Y,1R1A1,F10,3,4Y,1A1=1,
1F10,3,5Y,1V1=1,F10,3,5Y,1R1=1,F10,3,7Y,3Y,1C1=1,PI,3,4Y,
1PT1=1,F10,3,4Y,1PT1P=1,F10,3,4Y,1PT1=1,F10,3,4Y,1R1=1,F10,3,
32Y,1PT15P=1,F10,3,7Y)
      WRITF(3,223)HT15D,HT15,PT15,10,PT15,10,PT15,10,PT15,10,
F6,FSA1,SE
403  FORMAT(2Y,1Y,1,F10,3,2Y,1HT15D=1,F10,3,2Y,1PT15=1,F10,3,2Y,
1PT15=1,F10,3,2Y,1C1=1,F10,3,2Y,1PT15=1,F10,3,7Y,2Y,1TT15=1,
3Y10,3,4Y,1HT3=1,F10,3,4Y,1HT3=1,F10,3,5Y,1R3=1,F10,3,3Y,1FSA3=1,
CF10,7,5Y,1OF=1,010,3,7Y)
      WRITF(3,224)2,DT36,HT4,TT4,HT4D,TT45,DT45,PT4,PT
404  FORMAT(4Y,1Y,1,F10,3,3Y,1DT36=1,F10,3,4Y,1HT4=1,F10,3,4Y,1TT4=1,
F10,3,3Y,1HT4D=1,F10,3,3Y,1TT4D=1,F10,3,7Y,2Y,1DT4P=1,F10,3,
54Y,1PT4=1,F10,3,2Y,1MTRP=1,F10,3,7Y)
405  WRITF(3,225)DT5,PS5,RT5,HS5,TS5,VJR,VJ,HSJ,TSJ,AJ,HOCO
4055  FORMAT(2Y,1Y,1,F10,3,4Y,1DT5=1,F10,3,4Y,1PS5=1,F10,3,4Y,
41PT5=1,F10,3,4Y,1HS5=1,F10,3,4Y,1TS5=1,F10,3,7Y,2Y,1VJR=1,
5F10,3,5Y,1VJ=1,F10,3,4Y,1HSJ=1,F10,3,4Y,1TSJ=1,F10,3,4Y,
61AJ=1,F10,3,4Y,1HOCO=1,F10,3,7Y)
      WRITF(3,226)CF,TT5,RT5,V5,YM5,FM,HR,CFC,HT5,HT5,FSA5,W5

```


PROGRAMA N^o 2

TURBINA A GAS DE 5000 KW DE POTENCIA

LOG DRIVE CART SMV CART AVAIL PHY DRIVE
 0000 0007 0007 0000

V2 M10 ACTUAL RK CONFIG RK

1/ FOR
 *IOCS(DISK)
 *IOCS(CARD,1132 PRINTER)
 *ONE WORD INTEGERS
 *LIST SOURCE PROGRAM
 *EXTENDED PRECISION

C*****

```

    DIMENSION T(37),HA(37),PRA(37),HG(37),PRG(37)
    DIMENSIONAA(37),AG(37),ASA(37),ASG(37)
    DIMENSION TIT3(5),PPENF(5)
    DEFINE FILE 697(37,12,U,LOC),696(37,15,U,LOC)
    COMMON T,HA,PRA,HG,PRG,AG,ASA,ASG,AA
    DATA TIT3/1000.,1500.,2000.,2500.,3000./
    DATA PPENF/0.,0.,0.05,0.1,0.15/
    
```

C*****

C LEER DEL DISCO LAS TABLAS DE GAS

```

    K=0
    DO 100 KJ=1,37
    K=K+1
    READ(696,KJ)T(K),HA(K),PRA(K),HG(K),PRG(K)
    100 READ(697,KJ)AA(K),AG(K),ASA(K),ASG(K)
    
```

C*****

```

    CR=32.1739
    R=53.341
    XJ=779.0
    
```

C*****

C LEER LOS DATOS DE ENTRADA DESDE TARJETAS

13 READ(2,10)ALT,DTAMB,WAIR,FF

C*****

C PRUEBA SI WAIR=0, NO HAY MAS CASOS, PERO SI WAIR ES POSITIVO SIGUE

IF(WAIR)999,999,15

C*****

```

    15 READ(2,10)DPCC,XLHV2
    READ(2,10)TIT3,ECC,XLHV,ETPR
    READ(2,10)DPD,P5SPI,EPQ
    
```

10 FORMAT(4F10.0)

C ESCRIBIR LAS ENTRADAS

C*****

```

    4 WRITE(3,920)
    920 FORMAT(111)
    WRITE(3,921)
    921 FORMAT(///,3X,'DATOS DE ENTRADA',///)
    WRITE(3,922)ALT,DTAMB,WAIR,FF,DPCC,XLHV,TIT3,ECC,ETPR,DPD,P5SPI
    922 FORMAT(2X,'ALT=' ,F4.1,5X,'DTAMB=' ,F4.1,6X,'WAIR=' ,F4.1,6X,
    1'FF=' ,F5.2,/,1X,'DPCC=' ,F5.2,6X,'LHV=' ,F9.1,3X,'TIT3=' ,F7.1,
    22X,'ECC=' ,F5.2,/,3X,'ET=' ,F5.2,6X,'DPD=' ,F5.2,4X,'P5/PI=' ,
    3F5.2,////////)
    
```

C*****

RP = 11.0

C CALCULOS DE LAS CONDICIONES DE TEMP Y PRESION AMBIENT

CALL ATMOS(ALT,TT,PI)

```

      TI=TI+DTAMP
C  CALCULOS DE LAS CONDICIONES TOTALES EN LA ENTRADA
C*****
      CALL GASTA(TI,1,0.,HI,2)
      CALL GASTA(TI,1,0.,RI,3)
      CALL GASTA(TI,1,0.,AI,4)
      XMI=0.
      VI=XMI*AI
      HT1=HI+VI**2/(2.*GC*YJ)
      CALLGASTA(HT1,2,0.,TT1,1)
      CALLGASTA(TT1,1,0.,RT1P,3)
      PT1P=PI*RT1P/RI
      PT1=FF*PT1P
      FF=-WAIP*VI/GC
C  CALCULOS DEL COMPRESOR
C*****
      FC=(RP**,295-1.)/(RP**,321-1.)
      FSA1=0.
      CALL GASTA (TT1,1,FSA1,RT1,3)
      RT15P=RT1*RP
      CALL GASTA (RT15P,3,FSA1,HT15P,2)
      HT15=(HT15P-HT1+HT1*FC )/FC
      CALL GASTA (HT15,2,FSA1,TT15,1)
      CALL GASTA (HT15,2,FSA1,RT15,3)
      PT15=RP*PT1
      W1=WAIP
      WC =(HT15-HT1)*W1
      HT2=HT15
      TT2=TT15
      PT2=PT15
      CALL INTER(TTT3,PPENF,5,2,TT3,PENF)
      WENF=PPENF*W1
      W2=W1-WENF
C  CALCULOS DE LA CAMARA DE COMBUSTION
C*****
      QF=ECC*XLHV
      FSA2=.0322
      GO TO 302
300  FSA3=FSA2
302  CALL GASTA (TT3,1,FSA3,HT3,2)
      FSA31=(HT3-HT2)/(QF-HT3)
      IF (ABS(FSA31-FSA3)-0.00002) 301,301,300
301  FSA3=FSA31
      WF=W2*FSA3
      W3=W2+WF
      PT3=PT2*(1-DRCC)
      WFHP=WF*3600.
C  CALCULOS DE LA TURBINA
C*****
      HT36=HT3
      PT36=PT3
      W36=W3
      TT36=TT3
      FSA36=FSA3
      FSA4=FSA3
      PT5=PI*P5501
      PT4=PT5/(1.-DRD)
      CALL GASTA(TT36,1,FSA36,RT36,3)

```



```

      WRITE(3,930)
930  FORMAT(10X,'TURBINA',//)
      WRITE(3,931)DT4,RT4,RT36,RT4P,TT4P,HT4P,HT4,TT4,WT,HP,FSA45,
RW45,HT45,TT45,V5,TS5,PS5,A45
931  FORMAT(3X,'DT3 =',F8.2,4X,'DT4 =',F8.2,4X,'DT3 =',F8.2,3X,
C'DT4P =',F8.2,/,2X,'TT4P =',F8.2,3X,'HT4P =',F8.2,4X,'HT4 =',F8.2,
D4X,'TT4 =',F8.2,/,4X,'WT =',F8.2,5X,'HP =',F8.2,2X,'FSA45 =',
F8.5,4X,'W45 =',F8.2,/,2Y,'HT45 =',F8.2,3X,'TT45 =',F8.2,4X,
F'V45 =',F8.2,3X,'TS45 =',F8.2,/,2Y,'PS45 =',F8.2,4X,'A45 =',
GF8.2,////)
      WRITE(3,932)
932  FORMAT(10X,'VALORES CALCULADOS EN FUNCION DE 5000 KW DE POTENCIA',
G//)
      WRITE(3,933)EG,FM,GEN,POT,HPCO,WAIRN,WET,WETHR,RTUSG,CEC,AKW
933  FORMAT(4X,'EG =',F8.2,5X,'FM =',F8.2,4X,'GEN =',F8.2,4X,'POT =',
HF8.2,/,2X,'HPCO =',F8.2,2X,'WAIRN =',F8.2,4X,'WET =',F8.2,2X,
X'WETHR =',F8.2,/,1X,'RTUSG =',F8.1,4X,'CEC =',F8.4,5X,'KW =',
YF8.2,//)
      GO TO 13
939  CALL EXIT
      END

```

FEATURES SUPPORTED
 ONE WORD INTEGERS
 EXTENDED PRECISION
 JOCS

CORE REQUIREMENTS FOR
 COMMON 1000 VARIABLES 348 PROGRAM 1554

END OF COMPILATION

// XEQ 01

*FILES(696,TH2),(69,AAA2)

PROGRAMA N° 3

CICLO CON VARIACIONES DE POTENCIA


```

FCB=(PREF,PT1,1)(PREF,PT1,1)
FSA1=0
CALL GASTA(HT1,1,FSA1,PT1,2)
PT1=PT1
CALL GASTA(HT1,2,FSA1,HT1,2)
HT1=(HT1-PT1)/(FC-1)/FC
CALL GASTA(HT1,2,FSA1,TT1,1)
CALL GASTA(HT1,2,FSA1,PT1,3)
PT1=PT1
M1=WAID
MC=(HT1-PT1)*M1
HT2=HT1
TT2=TT1
PT2=PT1
CALL INTER(TT2,PREF,5,2,TT2,PREF)
PREF=PREF
M2=M1-MCFE

```

2. CALCULOS DE LA CAMARA DE COMBUSTION

```

OF=FC*Y[1]
FSA2=.0228
GO TO 200
200 FSA2=FSA2
200 CALL GASTA(HT2,1,FSA2,HT2,2)
FSA3=(HT2-PT2)/(OF-HT2)
IF (ABS(FSA2-FSA3)-0.0002) 301,301,200
201 FSA3=FSA2
WF=0.2*FSA3
W3=W2+W3
PT3=PT2*(1-WF)
WF4=WF*2400

```

3. CALCULOS DE LA TURBINA

```

HT34=HT2
PT34=PT2
W34=W2
TT34=TT2
FSA34=FSA2
FSA4=FSA3
PTR=D1*0.85
PT4=PTR*(1-0.0001)
CALL GASTA(PT34,1,FSA34,PT34,3)
PT4P=PT4*(1-W34)
CALL GASTA(PT4P,2,FSA4,TT4,1)
CALL GASTA(PT4P,2,FSA4,HT4,2)
HT4=PT4P*(1-W34)/(HT34-PT4P)
WT=(HT34-PT4P)*W34
W4=(1-W34)*W34
CALL GASTA(HT4,2,FSA4,TT4,1)
W4=W34
FSA45=W4/WT
W45=W4+W45
HT45=(HT4+W45*HT2)/W45
CALL GASTA(HT45,2,FSA45,TT45,1)
W5=W45
FSA5=FSA45
PTR=PTR
CALL GASTA(PTR,1,FSA5,PTR,3)
PTR=PTR
CALL GASTA(PTR,2,FSA5,W45,2)
CALL GASTA(PTR,2,FSA5,TSE,1)
CALL GASTA(PTR,1,FSA5,HT5,2)
W5=((HT5-PT1)/(XJ*GC*XJ))*0.5

```

4. VALORES CALCULADOS EN FUNCION DE 5000 KW D POTENCIA

```

AK1=0.0
DO 664 I2=1,5
AKW=AK1+1000.0
IF(I2-1) 999,20,25
20 EG=0.966
GO TO 20
25 IF(I2-2) 999,21,26
21 EG=0.972
GO TO 20
26 IF(I2-3) 999,22,27
22 EG=0.978
GO TO 20
27 IF(I2-4) 999,23,28

```

```

03  EG = 0.04
04  GO TO 03
08  IF (IP-E) GO TO 03
14  EG = 0.04
20  EM = 0.06
    GEN = AKK
    DOT = GEN**2
    HPCO = ROTX1.341
    WAIPN = WAIPN+HPCO/HD
    VET = WAIPN*E/4AIP
    VETHR = VET*3600.0
    RTUSG = HTR*(WAIPN+VET)
    GLUP = 0.1432*VTHP
    CEC = VETHR/URCO
    ANCHO = 0.01223*RTUSG
C    ESCRIBIR LOS DATOS DE SALIDA
025  WRITE(2,9) AKK, EG, WAIPN, CEC, ANCHO, GLUP
    925  FORMAT(10Y, F7.2, 4X, F6.4, 4X, F6.2, 4X, F6.3, 4X, F7.0, 4X, F7.2, /)
    645  CONTINUE
    GO TO 12
000  CALL EXIT
    END

```

FEATURES SUPPORTED
 ONE WORD INTEGERS
 EXTENDED PRECISION
 LOGS

CORE REQUIREMENTS FOR
 COMMON 1000 VARIABLES 350 PROGRAM 11.2

END OF COMPILATION

// XEQ 01

*FILE,(696,TH2),(607,AAA2)

PROGRAMA N° 4

CICLOS DE TURBINAS A GAS CON POSTQUEMADOR


```

TT4=TT3
FSA36=FS3
FSA4=FS4
RT4=RT3
RT4=RT3*(1+X)
CALL GASTA(TT36,1,FSA36,RT36,3)
RT4D=RT36*(1+X)/RT36
CALL GASTA(RT4D,3,FSA4,TT4D,1)
CALL GASTA(TT4D,1,FSA4,HT4D,2)
HT4=HT36-CTD*(HT36-HT4D)
WT=(HT36-HT4)*KW36
HD=(WT*HC)*1.4145
CALL GASTA(TT4,3,FSA4,TT4,1)
W4=W3
FSA45=ME*W4*1.1
W45=W4+ME*W4
HT45=(W4*HT4+ME*HT2)/W45
CALL GASTA(HT45,3,FSA45,TT45,1)
W5=W45
FSA5=FSA45
TT5=TT45

```

```

CALL GASTA(TT5,1,FSA5,RT5,3)
RS5=RT5*(1+X)
CALL GASTA(RS5,3,FSA5,HS5,2)
CALL GASTA(RS5,3,FSA5,TS5,1)
CALL GASTA(TT5,1,FSA5,HT5,2)
V5=((HT5-HT1)*X*GC*Y/J)**0.5

```

CALCULO DE LA TURBINAS CON BOSTQUEMADOR Y 1000 KI. DE POTENCIA.

```

AMCH = 0.001
TT4 = 1.111
DO 100 I=1,3
TT4 = TT4*(1+X)
OE2 = 0.001
FSA6 = 0.0001
GO TO 400

```

```

400 FSA6 = FSA6
402 CALL GASTA(TT4,1,FSA6,HT4,2)
ME2=(HT4-HT45)/(OE2-HT4)*ME
FSA61=(ME*ME2)*1.1
IF(ABS(FSA61-FSA6)-0.00002)601,601,600

```

```

601 FSA6=FSA61
602 FSA61=0
603 FSA61=0
604 FSA61=0
605 FSA61=0
606 FSA61=0
607 FSA61=0
608 FSA61=0
609 FSA61=0
610 FSA61=0
611 FSA61=0
612 FSA61=0
613 FSA61=0
614 FSA61=0
615 FSA61=0
616 FSA61=0
617 FSA61=0
618 FSA61=0
619 FSA61=0
620 FSA61=0
621 FSA61=0
622 FSA61=0
623 FSA61=0
624 FSA61=0
625 FSA61=0
626 FSA61=0
627 FSA61=0
628 FSA61=0
629 FSA61=0
630 FSA61=0
631 FSA61=0
632 FSA61=0
633 FSA61=0
634 FSA61=0
635 FSA61=0
636 FSA61=0
637 FSA61=0
638 FSA61=0
639 FSA61=0
640 FSA61=0
641 FSA61=0
642 FSA61=0
643 FSA61=0
644 FSA61=0
645 FSA61=0
646 FSA61=0
647 FSA61=0
648 FSA61=0
649 FSA61=0
650 FSA61=0
651 FSA61=0
652 FSA61=0
653 FSA61=0
654 FSA61=0
655 FSA61=0
656 FSA61=0
657 FSA61=0
658 FSA61=0
659 FSA61=0
660 FSA61=0
661 FSA61=0
662 FSA61=0
663 FSA61=0
664 FSA61=0
665 FSA61=0
666 FSA61=0
667 FSA61=0
668 FSA61=0
669 FSA61=0
670 FSA61=0
671 FSA61=0
672 FSA61=0
673 FSA61=0
674 FSA61=0
675 FSA61=0
676 FSA61=0
677 FSA61=0
678 FSA61=0
679 FSA61=0
680 FSA61=0
681 FSA61=0
682 FSA61=0
683 FSA61=0
684 FSA61=0
685 FSA61=0
686 FSA61=0
687 FSA61=0
688 FSA61=0
689 FSA61=0
690 FSA61=0
691 FSA61=0
692 FSA61=0
693 FSA61=0
694 FSA61=0
695 FSA61=0
696 FSA61=0
697 FSA61=0
698 FSA61=0
699 FSA61=0
700 FSA61=0

```

```

DESCRIP DATOS DE SALIDA
*****
WRITE(3,999)AMCH,OE2,TT4,AMCH2,GLHD

```

005 PERMANENT (A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K, L, M, N, O, P, Q, R, S, T, U, V, W, X, Y, Z)

777 PERMANENT

000 PERMANENT

000 CALL PERMANENT

END

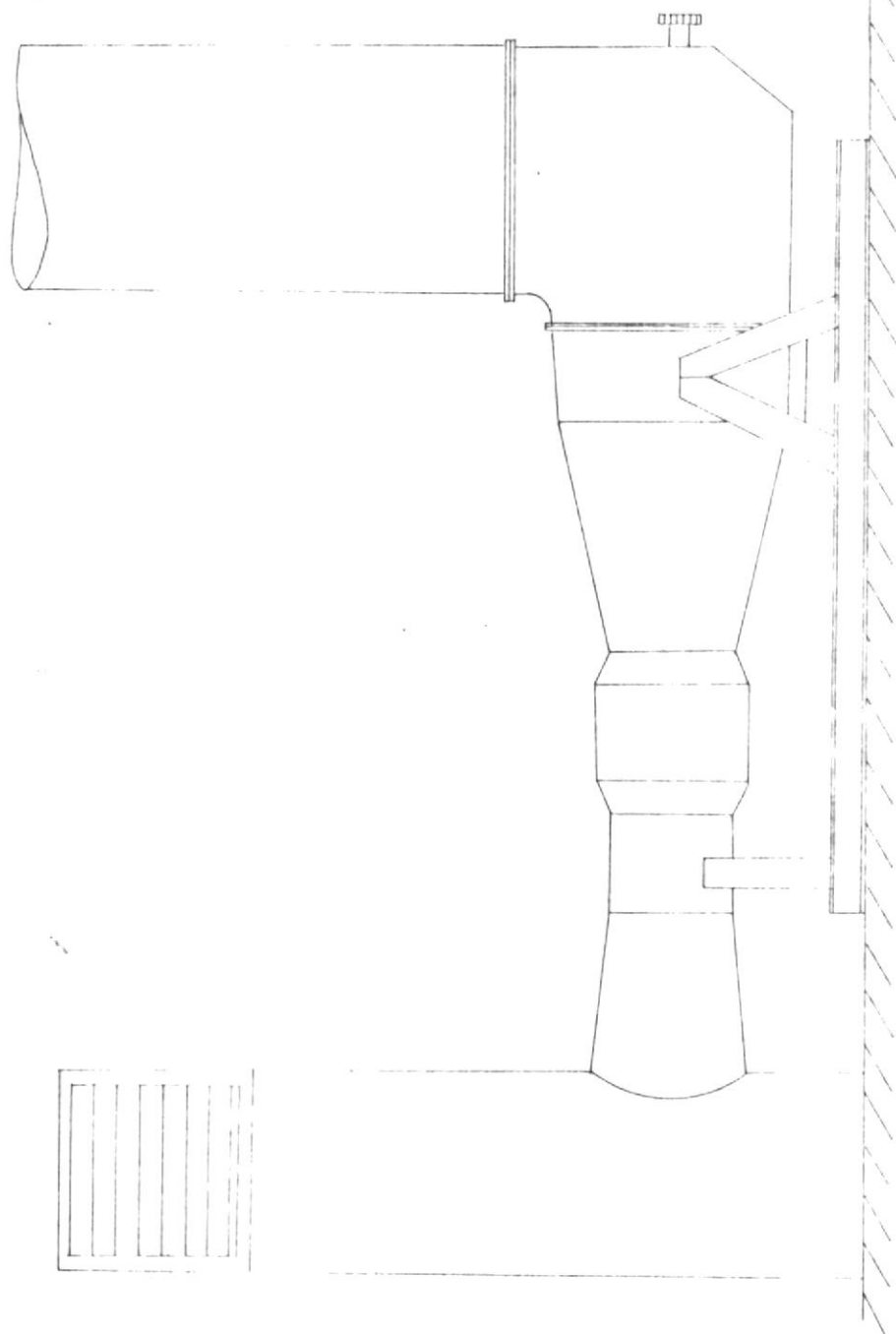
FEATURES COMMON TO ALL
ONE WORD IN THE
EXTENDED DEFINITION
1000

CORE REQUIREMENTS FOR
COMMON 1000 VARIABLES 370 3000000 1000

END OF COMPILE

00 YES

*FILES (000, 000, 000, 000, 000)

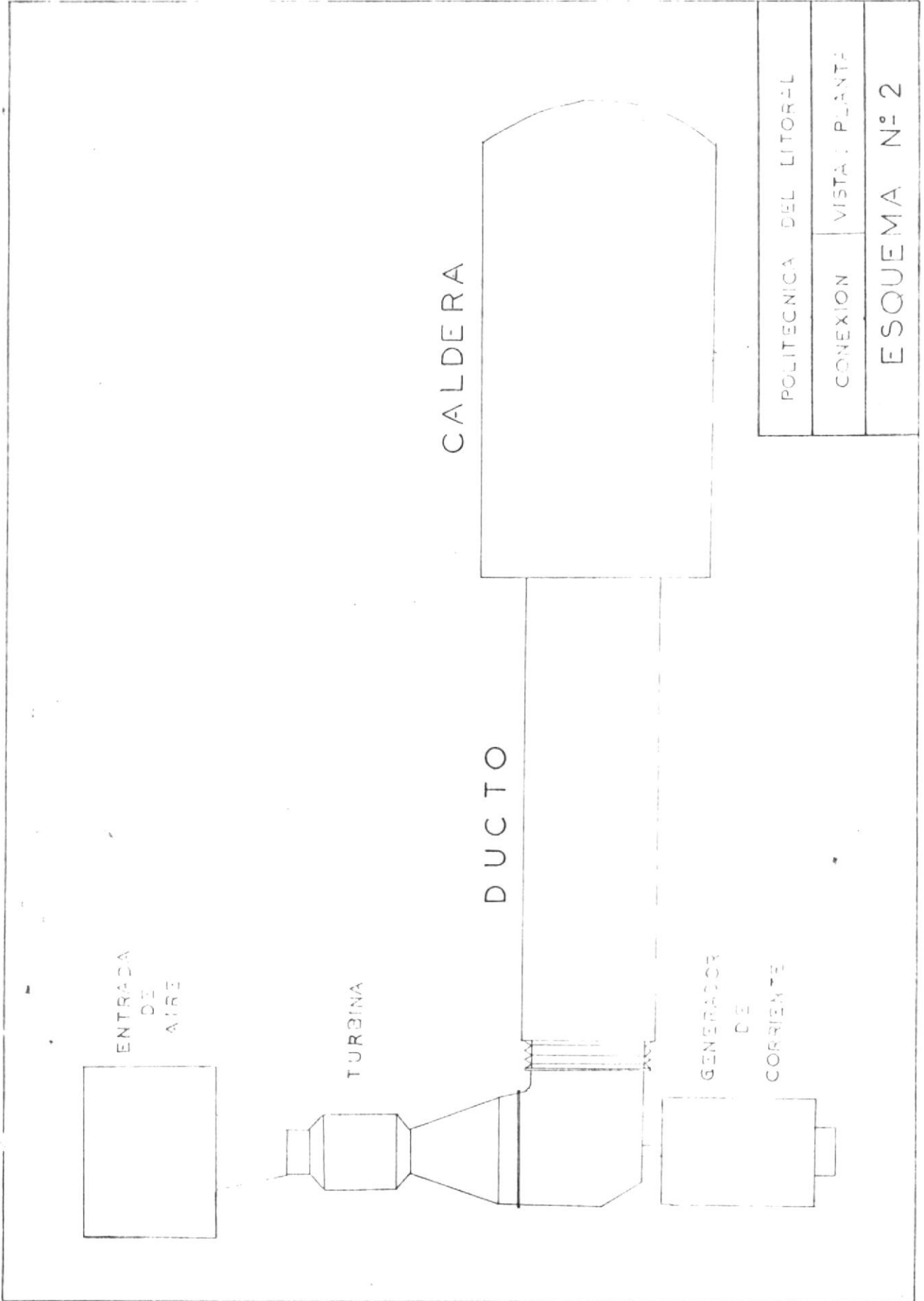


POLITECNICA DEL LITORAL

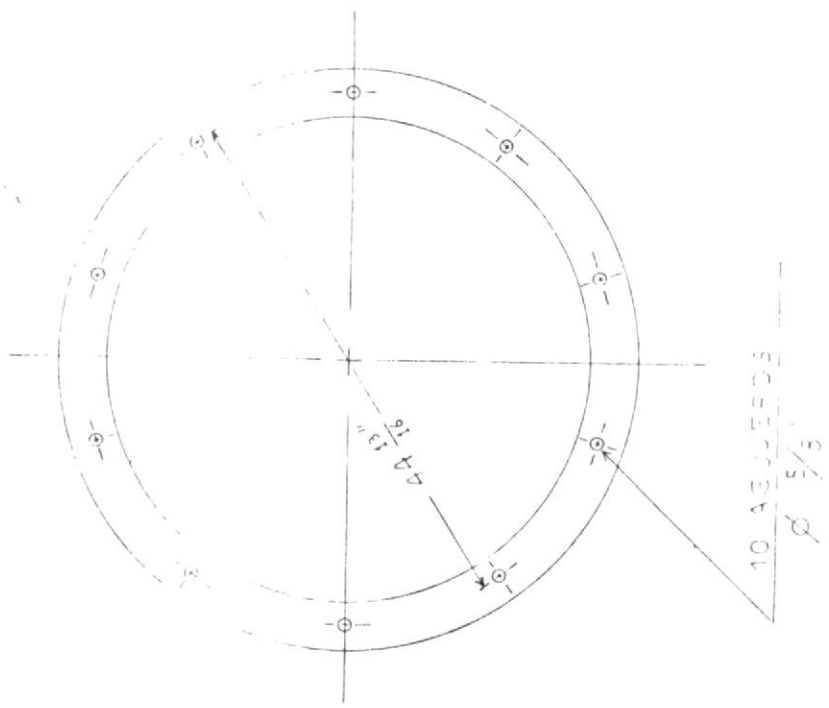
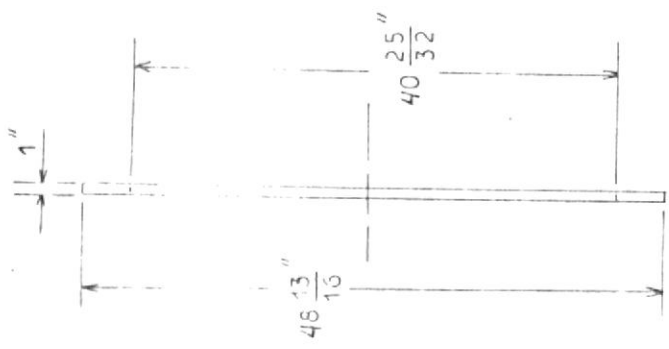
TURBINA

VISTA: LATERAL

ESQUEMA N° 1



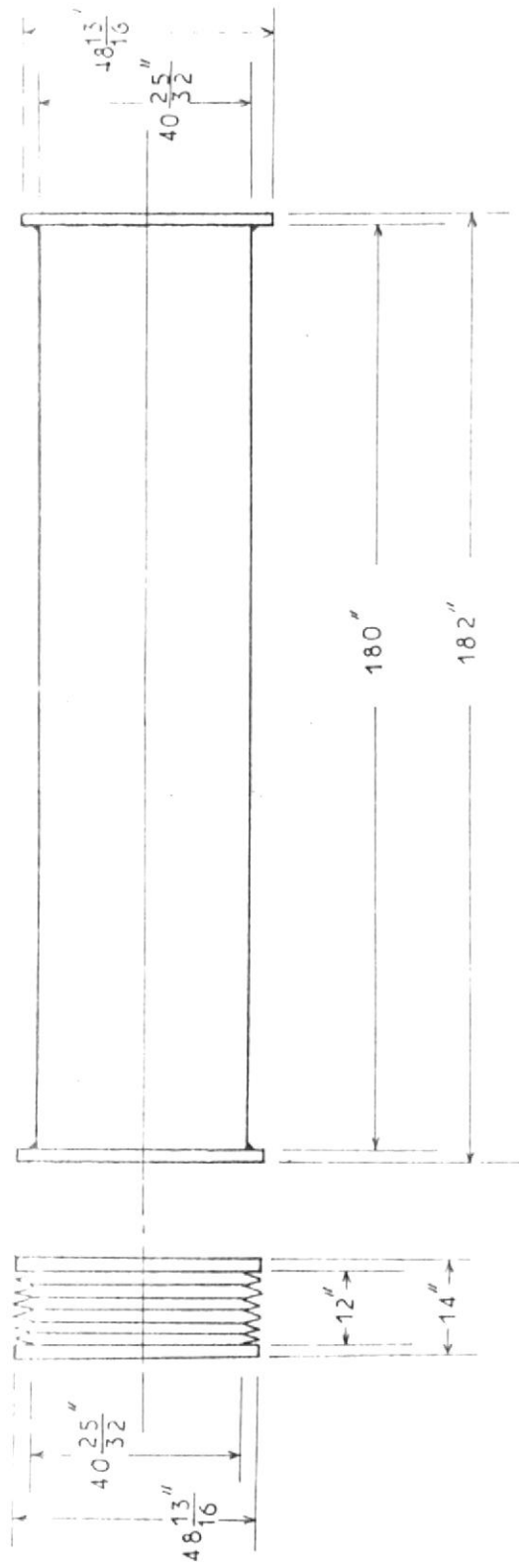
POLITECNICA DEL LITORAL	
CONEXION	VISTA: PLANTA
ESQUEMA N° 2	



ESCUELA POLITECNICA LITCRAL

BRIDAS DE UNION

DIBUJO N° 1



POLITECNICA DEL LITORAL

DUCTO CONDUCTOR DE GASES

DIBUJO N: 2

BIBLIOGRAFIA

1. American Gas Association. Manual de Turbinas a Gas. Primera Edición en Español. Compañía Editorial Continental, S.A., México. Enero 1967. Pg. 83, 94
2. Walter J. Hesse y Nicholas V.S. Munford, Jr. Jet Propulsion. Pitman Publishing Corporation, New York, 1964. Ecuación (8-36), pg. 198. Pg. 216. Ecuación (10-8) Pg. 274.
3. E.R.G. Eckert y Robert M. Drake, Jr. Heat and Mass Transfer. Segunda edición. Mc Graw Hill Book Company, Inc. - New York. U.S.A. 1954. Tabla A-4, pg. 504. Tabla A-1, pg. 496. Tabla A-5, Pg. 508. Ecuación (3-11), pg. 39.
4. Max Jacob y George A. Hawkins. Elements of Heat Transfer. Tercera Edición, John Wiley and Sons, Inc. Enero 1967. Ecuación VIII-1, Pg. 139.
5. Frank Kreith. Principios de Transferencia de Calor. Primera Edición en Español. Herrero Hermanos, Sucesores, S.A. Mexico, D.F. Noviembre 1970. Tabla A-3 pg. 647. Ecuación (7-29), pg. 368. Ecuación (1-13) pg. 13.
6. Joseph Edward Shigley. Mechanical Engineering Design.

Mc Graw Hill Book Company, Inc. Kōgakusha Company, Ltd.
Tokyo. Tabla 7-4.

7. Telmo Paredes Merchan. Instalación de una Planta desalinizadora de agua de mar para proveer de agua dulce a las poblaciones de Salinas y La Libertad. Tesis de grado. Escuela Superior Politécnica del Litoral. Julio 1969.