

TUES
1503
J91m
1993
Ej. 2

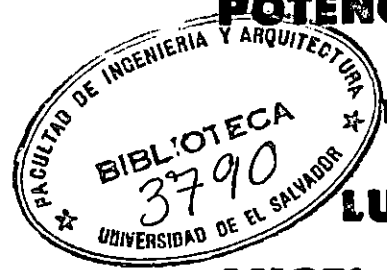
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



"MODIFICACION Y EVALUACION DE UN MOTOR DE ENCENDIDO POR COMPRESION DE BAJA POTENCIA PARA OPERAR CON BIOGAS"



TRABAJO DE GRADUACION PRESENTADO POR

15100843

LUIS ALFREDO JUAREZ FLORES

ANGEL GERARDO MARTINEZ CONTRERAS

PARA OPTAR AL TITULO DE

15100843

INGENIERO MECANICO

DICIEMBRE DE 1993

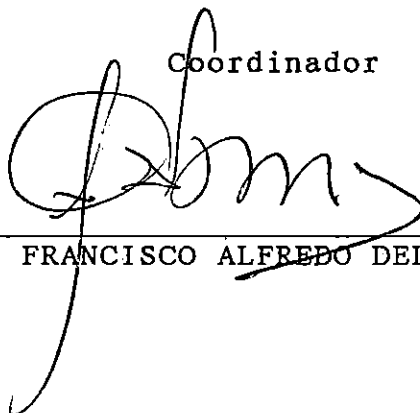
SAN SALVADOR, EL SALVADOR, CENTRO AMERICA

Recibido: 15/02/94

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

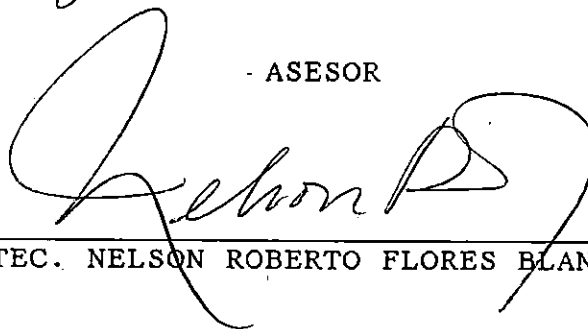
Trabajo de Graduación

Coordinador



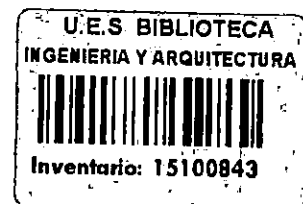
ING. FRANCISCO ALFREDO DELEON TORRES

- ASESOR



TEC. NELSON ROBERTO FLORES BLANDON

San Salvador, diciembre de 1993.



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR:

DR. FABIO CASTILLO FIGUEROA

SECRETARIO GENERAL:

LIC. MIRNA ANTONIETA PERLA DE ANAYA

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

DECANO:

ING. JUAN JESUS SANCHEZ SALAZAR

SECRETARIO:

ING. JOSE RIGOBERTO MURILLO CAMPOS

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

DIRECTOR:

ING. ALVARO ANTONIO AGUILAR ORANTES

DEDICATORIA

- A Dios por haberme iluminado y permitido llegar a este logro tan importante de mi vida.
- A mi madre Consuelo de los Angeles por su amor y sacrificio; por darme siempre lo mejor de sí.
- A mis hermanas: Ana Margarita, María Elizabeth y muy especialmente a Karla Lisette por ser unida conmigo en los buenos y malos momentos.

Luis Alfredo.

DEDICATORIA

A DIOS TODO

PODEROSO:

Por haberme dado la existencia, ayudándome a seguir adelante en los momentos difíciles de mi vida, y de esa forma alcanzar este triunfo académico.

A MAMA ZOILA

CON TODO MI AMOR,

ADMIRACION, RESPETO

Y AGRADECIMIENTO:

La base de mi vida y quien siempre me ha apoyado en todos mis pasos. Este es el fruto de lo que ella sembró.

"No tengo palabras para agradecerle".

A PAPA ROSALIO

CON AMOR Y

AGRADECIMIENTO:

Quien me forjó en mi niñez y me enseñó a seguir por el buen camino.

"Gracias Don Chaly"

A MAMA ELSA:

Quien hasta hace unos años llegó a mi vida, pero que siempre ha estado espiritualmente conmigo queriéndome y apoyándome.

"Con cariño, Gracias".

A MIS TIOS

CON RESPETO,

CARIÑO Y AGRADE

CIMIENTO:

Carlos, Cristy, Ricardo y Rosy por su apoyo incondicional, techo y confianza en mí. Su esfuerzo y sacrificio no ha sido en vano.

"Gracias infinitas".

A MIS PRIMOS
CON MUCHO CARIÑO:

Carlos, Zoily y Silvia, con quienes
compartimos más de una noche de desvelo y
que de una u otra forma me apoyaron.

A mis demás primos, que este triunfo que
he alcanzado sirva como reto para que
ellos sean mejores.

"Gracias".

Han habido personas muy especiales entre profesores, compañeros y
amigos que colaboraron en mi formación académica. Para todas ellas
mis agradecimientos.

Angel Gerardo.

AGRADECIMIENTO.

Deseamos expresar nuestro agradecimiento a las siguientes personas, sin quienes no hubiera sido posible la realización de este trabajo:

- Agrónomo e Ing. Carlos A. Cruz Ventura, Director de la Escuela Nacional de Agronomía "Roberto Quiñónez", por habernos autorizado el uso de la planta de biogás.
- Ing. Quirino Argueta, por su valiosa colaboración en las pruebas realizadas.
- Ing. Francisco A. Deleon, coordinador de nuestro trabajo; por brindarnos de su experiencia la mejor guía para la elaboración de éste.
- Sr. Técnico Nelson Flores, asesor; quien trabajó desmedida y desinteresadamente, ayudándonos en todo momento a obtener objetivamente los mejores resultados.
- Ing. Juan José Meza, por ayudarnos con información sobre biogás.
- A los maestros que nos enseñaron de la mejor forma los conocimientos teórico-prácticos para afrontar profesionalmente cualquier tarea que se nos encomiende.
- A la Sra. Marlene Gamero, quien con mucho esmero nos ayudó en la elaboración en computadora del libro.
- A nuestros compañeros de estudio.

Angel Gerardo Martínez Contreras.
Luis Alfredo Juárez Flores.

INDICE

Página

Introducción	i
--------------------	---

CAPITULO UNO

1.0 ANTECEDENTES SOBRE BIOGAS	1
1.1 Biodigestores en El Salvador	1
1.1.1 Modelos Existentes	1
1.1.2 Características Técnicas	14
1.1.3 Ubicación Geográfica	18
1.1.4 Biodigestores con problemas solucionables.	18
1.1.5 Biodigestores es estado de abandono	24

CAPITULO DOS

2.0 APLICACIONES DE BIOGAS EN UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA PARA USO AGRICOLA	28
2.1 Características del Biogás como combustible para motores de combustión interna	30
2.2 Formas de conversión de distintos motores de combustión interna alimentados con biogás	33
2.2.1 Motor de gas	33
2.2.2 Motor de gasolina	34
2.2.3 El motor de diesel	35
2.3 El Motor de Biogás - Diesel	36
2.3.1 Elección de una relación de compresión .	37
2.3.2 Conversión del sistema de admisión para los motores de dos combustibles	39
2.3.3 Cámaras de combustión para motores de combustible mixto	42

CAPITULO TRES

3.0 EL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA	44
3.1 Dispositivos reciprocantes y motores de combustión interna	44

	Página
3.2	Tipos de motores de combustión interna 46
	a) Tipo de ciclo teórico 47
	b) Tipo de sistema de encendido 47
	c) Número de emboladas del pistón por ciclo . 48
	i) El Motor de cuatro tiempos 48
	ii) El Motor de dos tiempos 50
	d) Manera de introducir el combustible en el cilindro 53
	i) El Carburador y la carburación 54
	ii) El Inyector 58
3.3	El ciclo Diesel con aire standard y el ciclo dual 63
	3.3.1 El ciclo dual 68
3.4	Golpeteo y detonación en los motores de combustión interna 71
3.5	Lubricación 77
	3.5.1 Propiedades de los lubricantes 78

CAPITULO CUATRO

4.0	DESCRIPCION DE LA PLANTA DE BIOGAS 80
4.1	Componentes de la planta de Biogás 80
4.2	Equipo Utilizado 83
4.3	Herramientas manuales utilizadas 83
4.4	Material utilizado 83
4.5	Equipo utilizado para cargar biodigestores 84

CAPITULO CINCO

5.0	EVALUACION DEL MOTOR FUNCIONANDO CON DIESEL 95
5.1	Mantenimiento del equipo previo a las pruebas con Diesel 95
5.2	Metodología de la evaluación del motor diesel. Primer período 96
5.3	Medición de Variables 100

5.4	Datos obtenidos y calculados realizados para la evaluación del motor funcionando con diesel	101
5.4.1	Justificación del Cálculo	101
5.4.2	Aspectos a considerar en el estudio del motor para ambos períodos de prueba	101
5.5	Análisis del motor funcionando con combustible diesel	104
5.6	Observaciones efectuadas durante el período de prueba con Diesel	110
5.6.1	Generales	110
5.6.2	Específicas	111

CAPITULO SEIS

6.0	EVALUACION DEL MOTOR FUNCIONANDO CON MEZCLA BIOGAS-DIESEL	112
6.1	Mantenimiento de la Planta de Biogás y del Equipo, previo a las pruebas con mezcla Biogás-Diesel	112
6.2	Diseño y construcción del mezclador Biogás-Aire ..	113
6.3	Metodología de Evaluación del motor funcionando con mezcla Biogás-Diesel	115
6.4	Variables Estudiadas en las pruebas	116
6.5	Datos obtenidos y calculados realizados para la evaluación del motor funcionando con mezcla Biogás-Diesel	117
6.5.1	Análisis del motor funcionando con mezcla biogás-diesel	117
6.6	Observaciones tomadas de las pruebas	124
6.6.1	Generales	124
6.6.2	Específicas	125

CAPITULO SIETE

7.0 COMPARACION DE RESULTADOS126

7.1 Comparación de resultados obtenidos
en la evaluación del motor funcionando
con Diesel y con mezcla Biogás-Diesel126

7.2 Conclusiones131

7.3 Recomendaciones133

CAPITULO OCHO

8.0 RECOMENDACIONES PARA LA PLANTA DE BIOGAS135

8.1 Recomendaciones de operación y
mantenimiento de los Biodigestores,
Sistema de Biogás y el Motor135

8.1.1 En los Biodigestores y
Sistemas de Biogás135

8.1.2 En el Motor137

Referencias bibliográficas140

Anexos142

INTRODUCCION

El biogás, es una fuente renovable de energía compuesta principalmente por Metano (CH_4), Bióxido de Carbono (CO_2), y otros gases en menor proporción que se obtienen de la descomposición Anaeróbica, es decir, sin presencia de oxígeno de materia orgánica tal como estiércol animal, basura, pulpa de café, etc. La descomposición se lleva a cabo dentro de recipientes herméticos, llamados biodigestores, los que preferentemente van enterrados de manera que en su interior se tenga una temperatura estable.

Los principales usos que ha tenido el biogás son la cocción de alimentos y la iluminación. En muchos países se está utilizando el biogás como combustible complementario en motores de combustión interna, debido a su bajo costo y alta calidad, obteniéndose buenos resultados. En el Salvador sin embargo, no se ha profundizado sobre esta aplicación del mismo.

La tecnología del biogás presenta una excelente alternativa como combustible complementario para reducir la dependencia que se tiene de los derivados del petróleo, además de ayudar a reducir la contaminación del medio ambiente.

En el país el área rural es la que más necesita de alternativas que le ayuden a sobrellevar su situación económica y la crisis energética con que cuentan. Una alternativa es reducir

la dependencia del petróleo en esta zona, a través de la utilización del biogás como combustible complementario en motores de combustión interna.

En este sentido la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de El Salvador, conciente de la necesidad de profundizar en esta aplicación del biogás, propuso como tema de trabajo de Graduación "La Modificación y Evaluación de un Motor de Encendido por Compresión de Baja Potencia para operar con Biogás, con el objeto de desarrollar la utilización del biogás como combustible complementario y establecer la economía que representaría implementar su uso.

Se inicia el contenido con información bibliográfica sobre antecedentes del biogás, que describe la situación actual de los biodigestores construidos hasta la fecha en el país; complementándose con la aplicación del biogás a un motor de combustión interna, para familiarizarse con el tema.

La parte práctica del trabajo se divide en tres etapas: pruebas del motor funcionando con Diesel, evaluación del motor funcionando con mezcla biogás - Diesel y la comparación de los resultados de las etapas anteriores. Las pruebas se realizaron en la planta de biogás de la Escuela de Agricultura "Roberto Quiñónez" que cuenta con los componentes que se necesitaron primordialmente.

En las conclusiones se establece la factibilidad de utilizar el biogás como combustible complementario. Se presentan las recomendaciones que se considera pertinente para los que se interesen en continuar profundizando en la tecnología del biogás.

Se incluye recomendaciones de operación y mantenimiento de la planta de biogás de la Escuela de Agricultura "Roberto Quiñónez" (ENA), con el fin de mantener funcionando dicha instalación.

Es importante dejar en claro la necesidad que tiene El Salvador de contar con recursos de energía renovable que le ayuden a desarrollarse y reducir de esta forma la crisis energética y económica que presenta.

ANTECEDENTES SOBRE BIOGAS

CAPITULO UNO

1.0 ANTECEDENTES SOBRE BIOGAS.

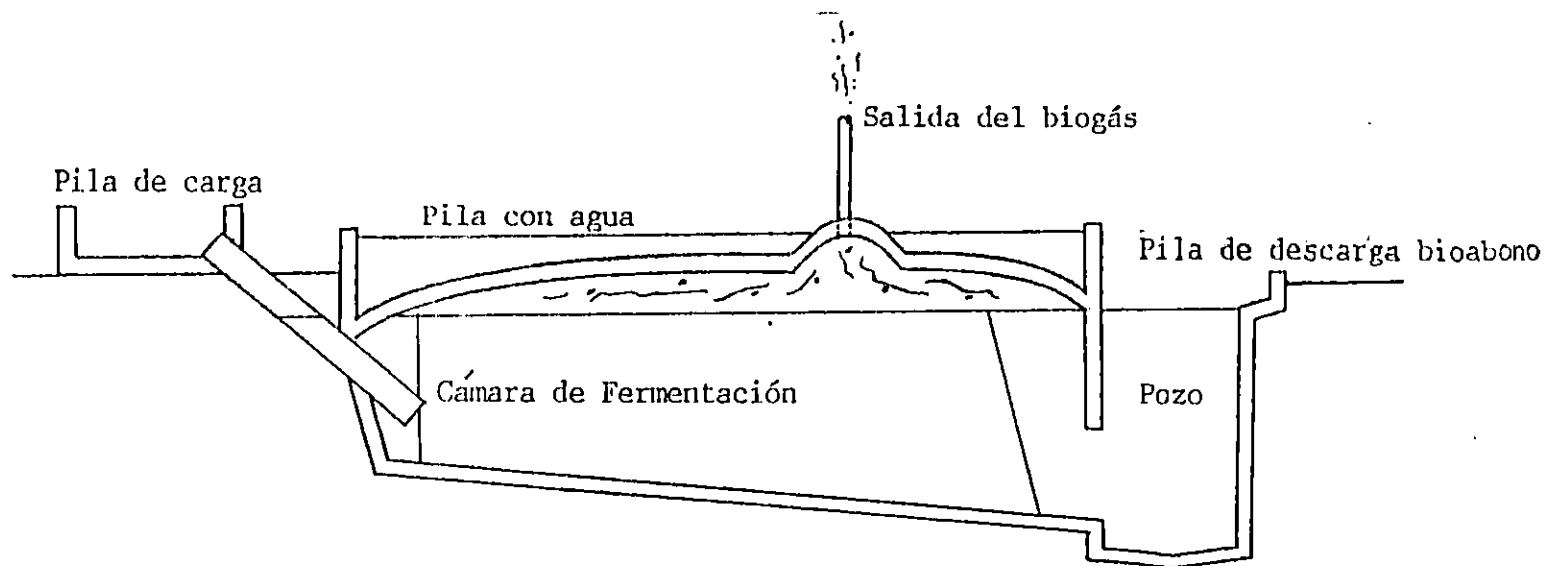
1.1 BIODIGESTORES EN EL SALVADOR.

1.1.1 Modelos Existentes.

Flores (1992) reporta de Van Brakel (1980) que los modelos de biodigestores construidos hasta 1992 en El Salvador provienen en su diseño de otros modelos desarrollados en Europa, Asia y Africa a mediados del siglo XX. En su construcción se hicieron algunas modificaciones estructurales, pero los principios de operación y funcionamiento se han mantenido sin alteración.

Flores (1992) toma del mismo autor la figura 1.1, la cual representa el biodigestor ICAITI cuyo diseño probablemente se originó del modelo de desplazamiento horizontal Darmstadt desarrollado en Alemania a fines de los años 40. Se caracteriza por tener la forma de una bóveda horizontal enterrada, con una pila de carga y una de descarga en posición opuesta. El biogás se acumula en la parte interior del domo y luego se conduce hacia el exterior por medio de tubería aérea (Flores, 1985).

Se han construido cuatro unidades de este modelo, tres de ellos por medio de un proyecto financiado por la Oficina Regional para Centro América y Panamá, ROCAP, y ejecutado por el Instituto Centroamericano de Investigación y Tecnología Industrial, ICAITI, entre 1982 y 1983 (Flores, 1992).



2

FIG. 1.1 BIODIGESTOR DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL (ICAIFI).

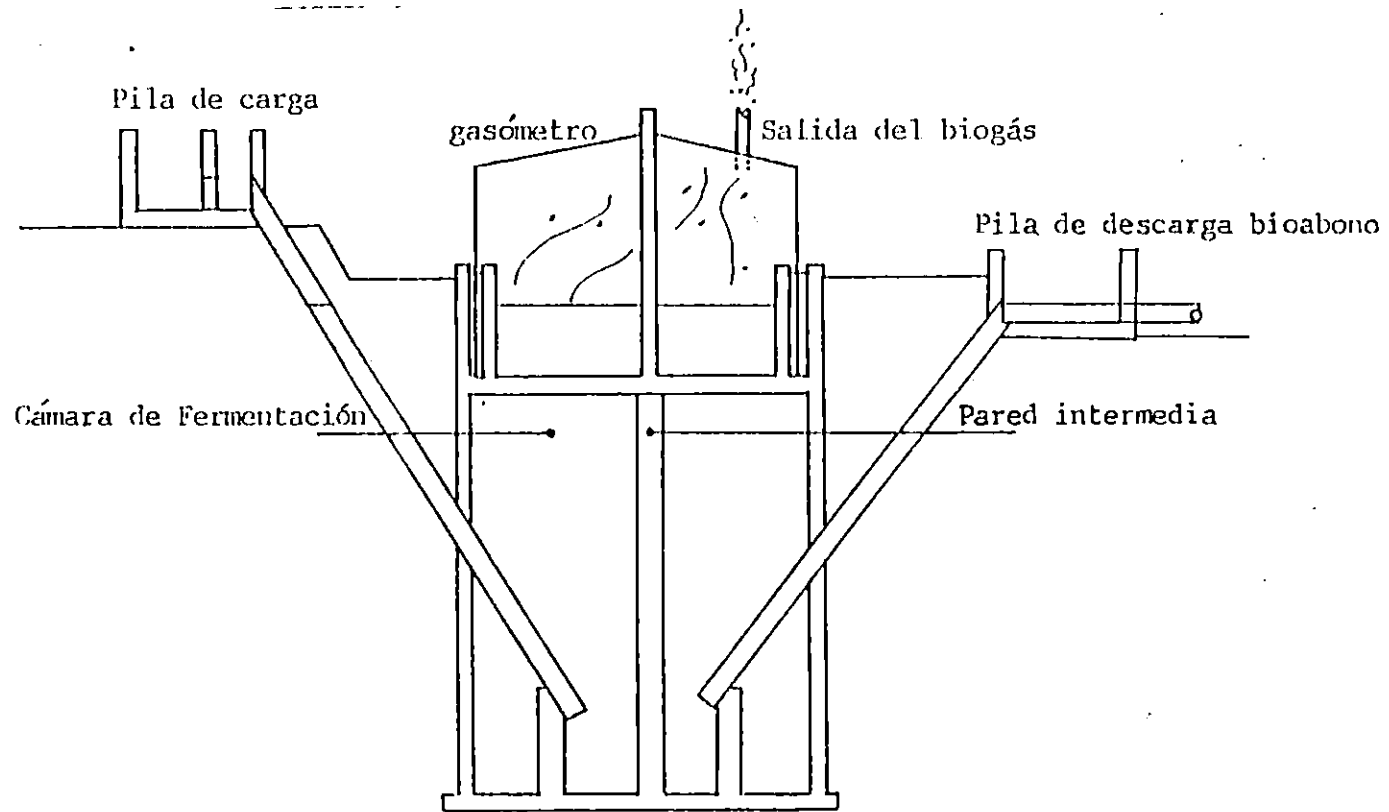


FIG. 1.2 BIODIGESTOR HINDU CONVENCIONAL.

La cuarta unidad se construyó a mediados de 1992 por tres estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad de El Salvador, UES, como parte de su trabajo de Graduación. Los costos de producción fueron aportados totalmente por ellos.

El biodigestor hindú convencional mostrado en la figura 1.2, es similar al modelo original diseñado por J.J. Patel en 1953 en la India, Flores (1992), de Van Brakel (1980). Tiene la forma de un cilindro recto, enterrado con las pilas de carga y descarga sobre la superficie del suelo y en posición opuesta, con una pared que divide el interior del pozo de fermentación, lo que evita en cierta forma que el sustrato en proceso de digestión sea descargado más rápidamente, Flores (1992).

Se construyeron dos unidades, una en 1984 por iniciativa del Sr. Flavio Vaquero, porcicultor de Metapán, Santa Ana; y la segunda por medio de un proyecto financiado por la Organización de Estados Americanos, OEA, y ejecutado por la Comisión Ejecutiva Hidroeléctrica del Rio Lempa, CEL, y el Centro de Tecnología Agropecuaria CENTA, en 1985, Flores (1992).

En la figura 1.3 se muestra el modelo hindú modificado, el cual es una modificación simplificada del modelo anterior. Se construyó por los ingenieros Rafael Granados y Max Lizano en 1979 como parte de un proyecto experimental de la Facultad de Agronomía

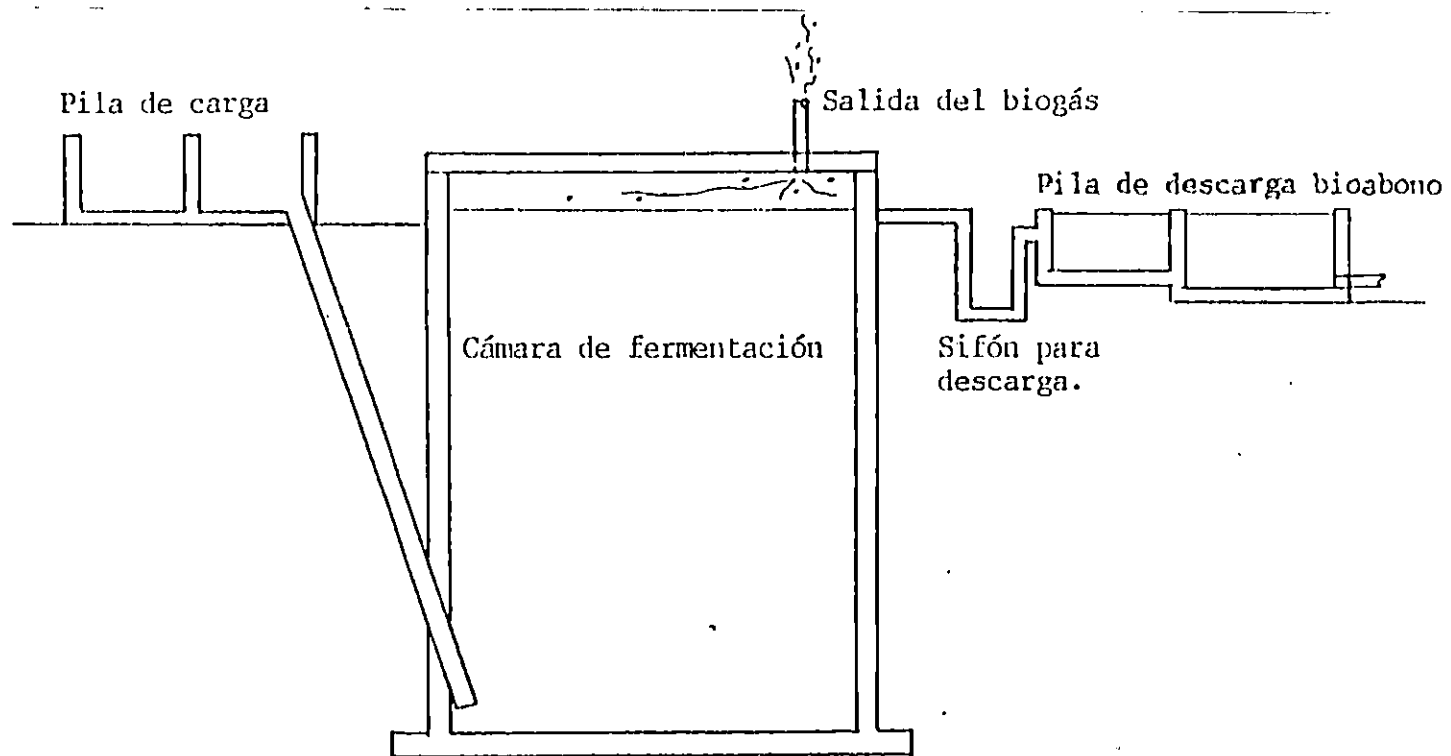


FIG. 1.3 BIODIGESTOR HINDU MODIFICADO.

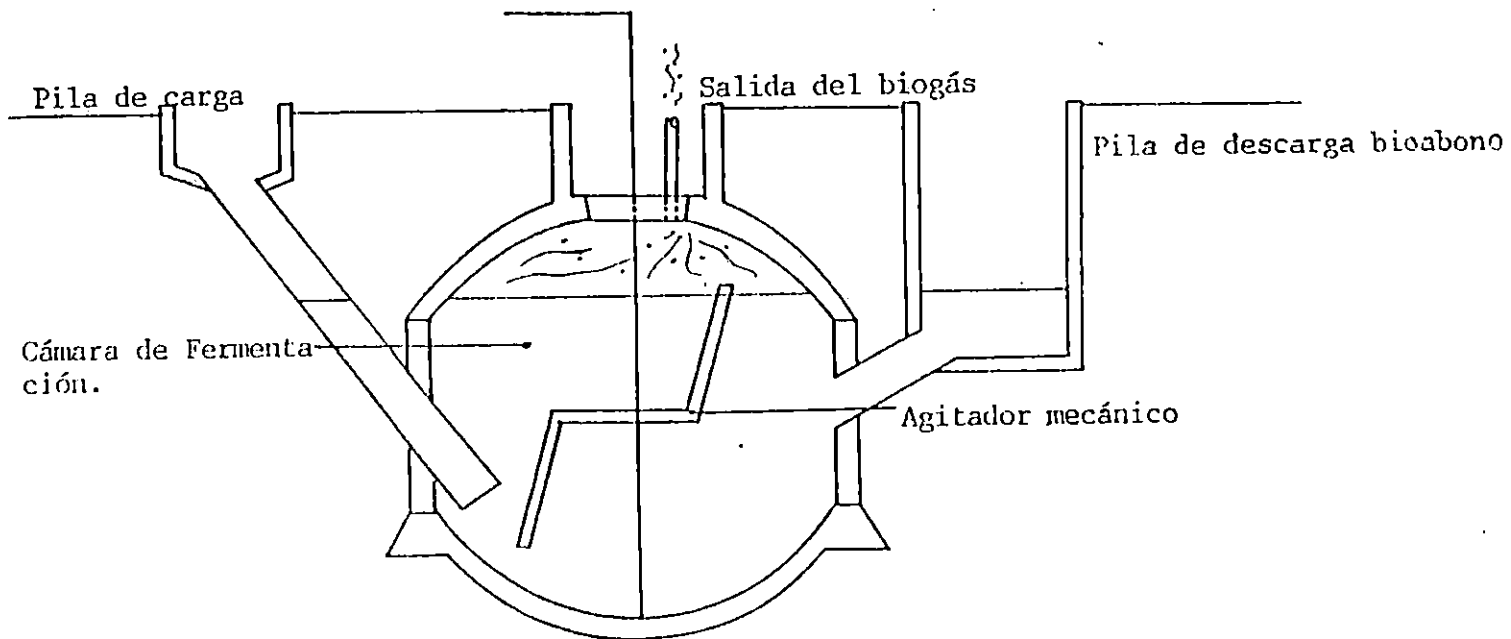


FIG. 1.4 BIODIGESTOR CHINO.

de la Universidad de El Salvador, UES; se desconoce si hubo aportación de fondos para su construcción por parte de alguna organización, Flores, (1992).

La forma geométrica de sección cuadrada y la no incorporación del gasómetro en su estructura se hizo con los objetivos de reducir costos y de facilitar la aplicación de las técnicas tradicionales de albañilería, Flores (1992).

El biodigestor chino mostrado en la figura 1.4, cuyo diseño original proviene de la República Popular de China y con ciertas modificaciones propuestas por la Organización Latinoamericana de Energía OLADE. Se construyó en 1985 con el patrocinio de la Organización de Estados Americanos, OEA, y la participación de la Comisión Ejecutiva Hidroeléctrica del Rio Lempa, CEL, y el Centro de Tecnología Agrícola, CENTA, Flores (1992).

Se caracteriza por su estructura monolítica, de forma esférica achatada que permiten la eliminación de estructuras de hierro con lo que se disminuyen los costos de construcción. El biogás se almacena en la parte interior del domo superior y luego el extraído a lo largo de tubería aérea o enterrada, Flores (1992).

Flores (1992) muestra de Van Brackel (1980), el modelo de Fry inspirado en el diseño original de L. John Fry, desarrollado en Sur

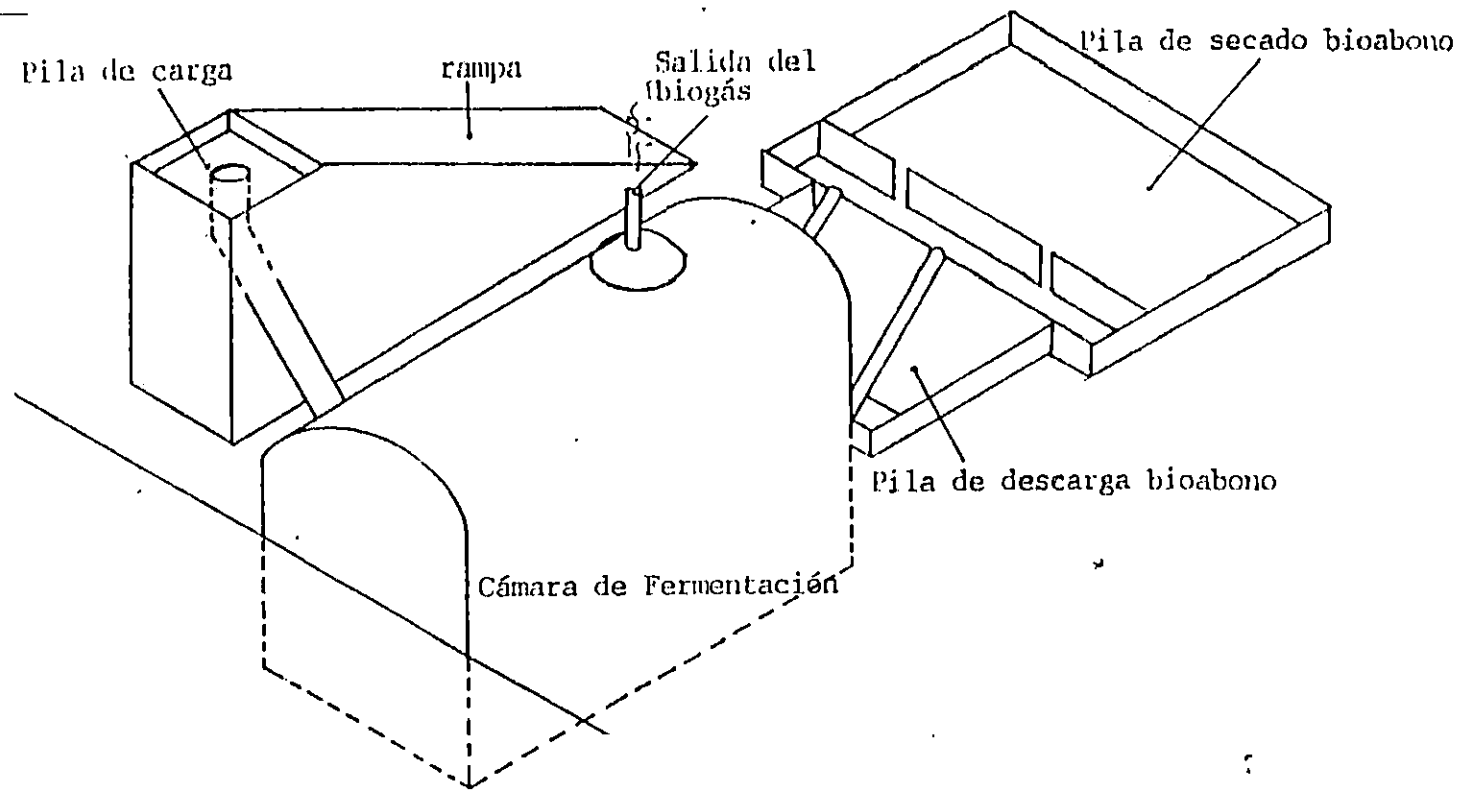


FIG. 1.5 BIODIGESTOR HORIZONTAL MODELO FRY.

Africa en 1957 (figura 1.5). Se diseñó y se construyó en 1979 en la Chinamas por Craig Warriner, voluntario del cuerpo de paz de los Estados Unidos con la colaboración de artesanos salvadoreños.

Este modelo al igual que los otros de su tipo, cuenta con pilas de carga y descarga y cámaras de fermentación, ésta última facilita el desplazamiento en forma horizontal del sustrato. En el sistema de operación se incluyó un colector solar plano para calentar el agua con la que se mezcló el estiércol y con ello mejorar la eficiencia de la fermentación. Los fondos para su construcción fueron aportados por el gobierno de los Estados Unidos, Flores (1992).

El modelo Bethania mostrado en la figura 1.6, es un diseño original que incluye elementos de otros modelos de biodigestores: hindú, chino y desplazamiento horizontal. Se diseñó y construyó por tres estudiantes de Ingeniería Mecánica de la Universidad Centroamericana José Simeón Cañas, UCA, como parte de su trabajo de Graduación. Se caracteriza por ser el único biodigestor que se construyó pensando en procesar las heces humanas, por lo que en su diseño se incluyó una cámara de carga compuesta por ocho módulos o letrinas ubicadas en la parte superior de la cámara de fermentación. La unidad se instaló en 1984 en el campamento Bethania (de donde provino su nombre), ubicado en Zaragoza, La Libertad, Flores (1992).

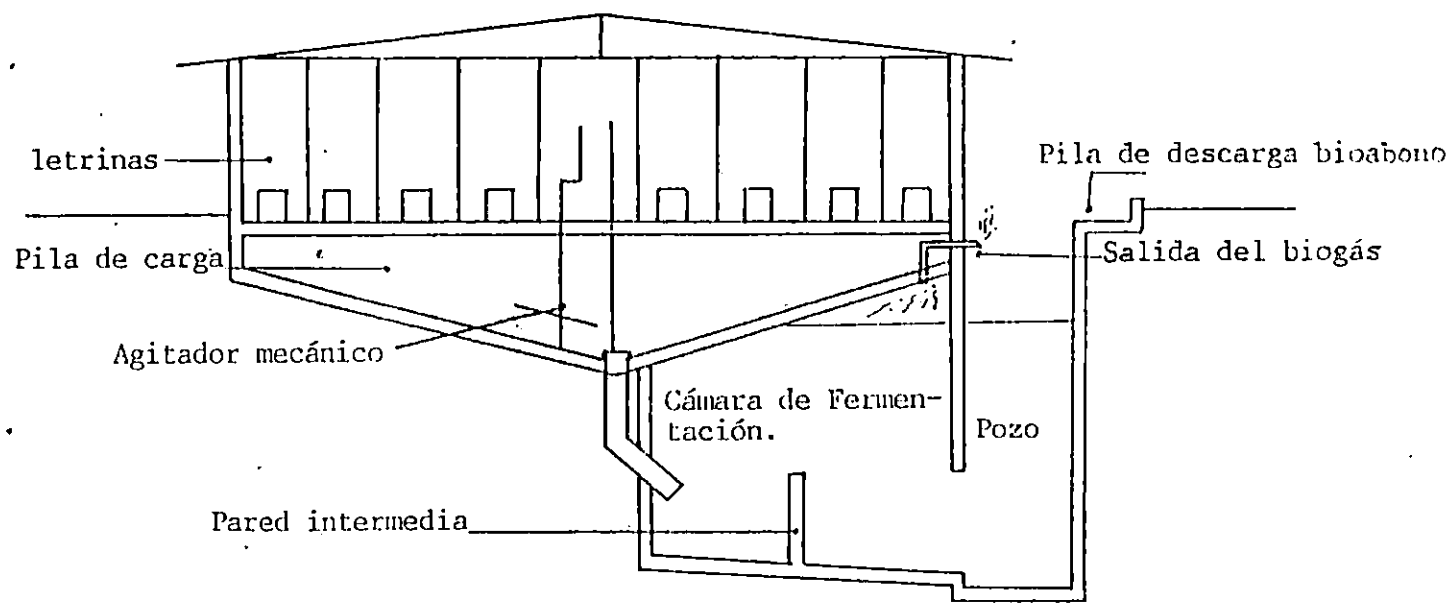


FIG. 1.6 BIODIGESTOR MODELO BETHANIA.

El biodigestor modelo horizontal inclinado es una modificación del modelo de desplazamiento horizontal; se diseñó y construyó por el ingeniero Max Fernández, empresario dedicado a la crianza de cerdos en San Julián, Sonsonate. Como se observa en la figura 1.7, su diseño difiere con respecto a los otros modelos horizontales en que el piso tiene dos secciones inclinadas opuestas entre sí, la cámara de fermentación tiene un techo plano con sello de agua, la carga y descarga se efectúan por medio de sifones instalados en la parte superior e intermedia inferior, respectivamente, Flores (1992). Los costos de construcción fueron aportados en su totalidad por el Sr. Fernández.

Todos los modelos utilizan el mismo principio de mantener por un tiempo determinado (tiempo de retención) una carga de material orgánico en donde las condiciones anaeróbicas favorecen la actividad microbiana para producir el gas metano; lo único que varía es su forma geométrica donde se ha puesto de manifiesto el ingenio de los constructores, Flores (1992).

Unicamente tres biodigestores se construyeron por iniciativa y capital privado, los ocho restantes se construyeron con el financiamiento de proyectos internacionales sin la prevención de costos para su funcionamiento y mantenimiento posterior, Flores (1992).

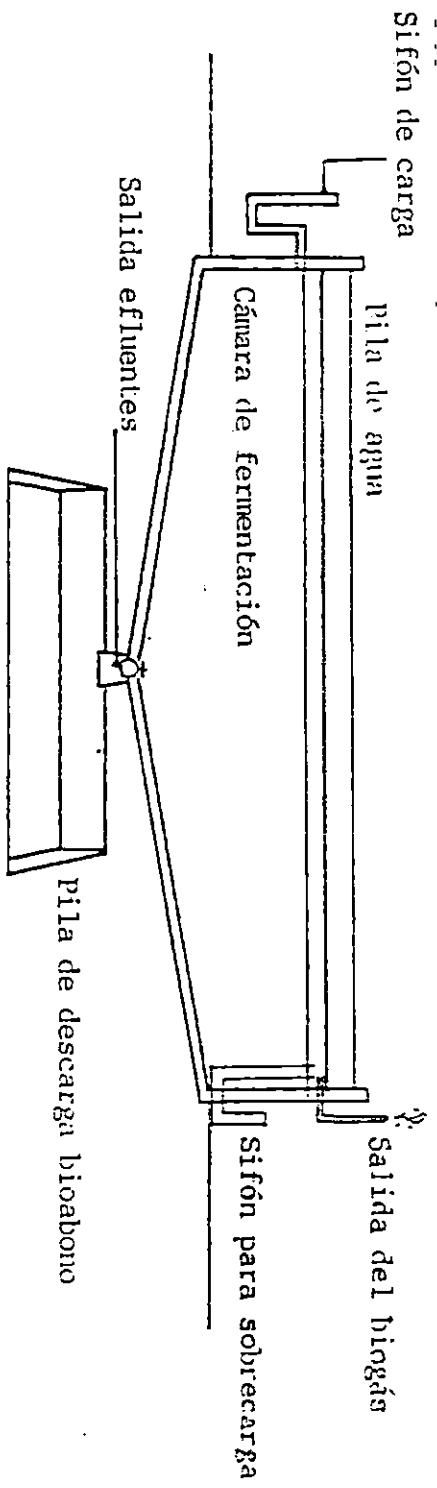


FIG. 1.7 BIODIGESTOR HORIZONTAL INCLINADO

CUADRO 1: Características de diseño y construcción de los biodigestores instalados en El Salvador hasta 1992

CARACTERISTICAS	ICAITI	MODELO DE BIODIGESTOR					
		HINDU CONVENCIONAL	HINDU MODIFICADO	CHINO	FRY	BETHANIA	HORIZONTAL INCLINADO
1-FORMA GEOMETRICA	BOVEDA HORIZONTAL	CILINDRO VERTICAL	PARALELIPEDO VERTICAL	ESFERICA ACHATADA	BOVEDA HORIZONTAL	CUBICA TRUNCADA	PRISMA HORIZONTAL
2-SECCION	TRAPEZOIDAL	CILINDRICA	CUADRADA	CILINDRICA	CUADRADA	CUADRADA	RECTANGULAR
3-MATERIALES DE CONSTRUCCION	LADRILLO, CON CRETO, HIERRO	LADRILLO, CONCRETO HIERRO, LAMINA HIE RRO.	LADRILLO, CONCRETO, HIERRO	LADRILLO, CON CRETO	LADRILLO, CON CRETO, HIERRO	LADRILLO, CON CRETO, HIERRO	LADRILLO, CON CRETO, HIERRO
4-TECNICAS DE CONSTRUCCION	ALBAÑILERIA	ALBAÑILERIA, NECA NICA GENERAL	ALBAÑILERIA	ALBAÑILERIA	ALBAÑILERIA MECANICA GENERAL	ALBAÑILERIA MECANICA GENERAL	ALBAÑILERIA
5-AÑO DE CONS TRUCCION	1983 Y 1992	1984 Y 1985	1979	1985	1979	1984	1984
6-COSTO TOTAL	¢7300 ¢7900	¢12600	¢6800	¢4930	¢8000	¢5000	N D
7-COSTO #3 BIODI GESTOR	¢ 487	¢ 1370	¢1133	¢ 379	¢1143	¢ 500	N D
10-ALMACENAJE DE BIOGAS	GASOMETRO SEPARADO	GASOMETRO INCORPORADO	GASOMETRO SEPARADO	DOMO INTERNO SUPERIOR	GASOMETRO SEPARADO	GASOMETRO SEPARADO	PARTE SUPERIOR INTERNA

ND: DATOS NO DISPONIBLES

FUENTE: Informe Interno CEL. Nelson Flores.
Estado Actual de Biodigestores en El Salvador, 1993.

1.1.2 Características Técnicas.

En el cuadro 1 se presentan las características de diseño y construcción de los siete modelos de biodigestores instalados. Se observa que las formas geométricas son variadas, destacándose la forma de bóvedas horizontales. La variación de esta característica no obedece a criterios específicos utilizados al momento de planificar la instalación; probablemente el criterio que más prevaleció fue el de disminuir los costos de construcción sin prever un funcionamiento óptimo del biodigestor, Flores (1992).

En cuanto a los materiales de construcción que se utilizaron, se observa que el ladrillo de barro, el concreto y el hierro son comunes en todos los modelos exceptuando el modelo chino que no necesita hierro en su estructura. Estos materiales son de uso común en construcción y fácilmente se encuentran en el mercado nacional, Flores (1992).

En el cuadro 2 se presentan las características de operación y funcionamiento de los biodigestores. El de mayor volumen es el modelo horizontal inclinado que tiene 144 metros cúbicos de capacidad y es el más grande construido hasta ahora en el país, Flores (1992).

Por su volumen que oscila entre 3 y 15 metros cúbicos, los seis modelos restantes pueden clasificarse como biodigestores para

Cuadro 2: Características de Operación y Funcionamiento de los biodigestores construidos en El Salvador hasta 1992

CARACTERISTICAS	ICAITI	MODELO DE BIODIGESTOR					
		HINDU CONVENCIONAL	HINDU MODIFICADO	CHINO	FRY	BETHANIA	HORIZONTAL INCLINADO
1-VOLUMEN TOTAL	3 y 15 m ³	10 m ³	6 m ³	13 m ³	7 m ³	10 m ³	144 m ³
2-VOLUMEN OCUPADO	2- 13.5 m ³	9.1 m ³	4.5 m ³	11 m ³	6 m ³	9 m ³	129 m ³
3-TIEMPO DE							
RETENCION	30-40 d	30-40 d	30 d	30-40 d	N D	40 d	N D
4-CARGA DIARIA	0.2-0.45 m ³ /d	0.26 m ³ /d	0.15 m ³ /d	0.32 m ³ /d	N D	0.23 m ³ /d	N D
5-SUBSTRATOS	E B	EB, EP	EP	EB, G	EB, PC	EB, H	E P
6-CONCENTRACION							
DE SOLIDOS 1/	10 % TS	5 % TS	5.10 % TS	10 % TS	ND	ND	N D
7-PRODUCCION							
MEDIA DE BIOGAS	1.2-4.5 m ³ /d	3.2 m ³ /d	2.0 m ³ /d	3.5 m ³ /d	5.6 m ³ /d	ND	N D
8-PRODUCTIVIDAD	0.4 m ³ g/m ³ /bd	0.32 m ³ g/m ³ /bd	0.32m ³ g/m ³ /bd	0.33m ³ g/m ³ /bd	0.80m ³ g/m ³ /bd	ND	N D
9-PRODUCCION ANUAL							
DE BIOABONO	73-164 Ton	95 Ton	60 Ton	125 Ton	ND	82 Ton	N D
10-NUMERO DE UNIDADES	CUATRO 3 de 15 m ³ 1 de 3 m ³	DOS	UNO	UNO	UNO	UNO	UNO

1/ SE REFIERE A AQUELLA CONCENTRACION QUE NO ATASCA EL BIODIGESTOR

SUBSTRATOS: EB= Estiércol bovino, EP= Estiércol Porcino, PC= Pulpa de Café, H= Heces humanas y G= Gallinaza
ND : DATOS NO DISPONIBLES

FUENTE: Informe Interno CEL. Nelson Flores
Estado actual de Biodigestores en El Salvador 1993.

uso doméstico o de pequeñas comunidades, lo que contrasta con los costos de construcción, Flores (1992).

El tiempo de retención, es decir, el tiempo en días que permanece una carga de sustrato igual al volumen del biodigestor, oscila entre los treinta y cuarenta días. Este tiempo de retención fue adoptado principalmente por la temperatura media anual que prevalece en El Salvador que es de 28 C. A diferencia del modelo horizontal inclinado los demás biodigestores se construyeron enterrados pensando disminuir los efectos de las variaciones de la temperatura por medio del aislamiento térmico del suelo, Flores (1992).

Los sustratos o materiales de carga que más se han utilizado son en orden de importancia el estiércol bovino, el estiércol porcino, gallinaza, pulpa de café y heces humanas; y en todos los casos mezclados con partes iguales de agua, Flores (1992).

La concentración de sólidos se refiere al porcentaje de sólidos totales presentes en la mezcla sustrato-agua. De los biodigestores que pudo obtenerse este dato, se observa que la concentración de sólidos que no atasca el flujo interno, osciló entre el 5 y 10 por ciento de sólidos totales, lo que significa la necesidad de diluir los sustratos, por lo que se debe disponer de un abastecimiento permanente de agua, situación que no es posible

en muchas zonas rurales del país, Flores (1992).

Según Flores y Lardé (1985), la mayor producción de biogás, 5.6 metros cúbicos por día, se obtuvo con el biodigestor Fry; sin embargo, según evaluaciones recientes hechas por Flores, parece que este dato fue muy optimista. En casi todos los casos donde se ha utilizado estiércol bovino, la producción de biogás no excedió a un tercio del volumen ocupado de biodigestor. De manera general puede decirse que en todos los modelos las producciones de biogás son bajas para suplir las necesidades energéticas para más de una familia de cinco miembros, Flores (1992).

La productividad que en cierta medida representa la eficiencia de un biodigestor, se encontró en la mayoría de los modelos en el orden de 0.33 metros cúbicos de biogás por metro cúbico de biodigestor por día, lo que los ubica en la clasificación de biodigestores de baja productividad, Flores (1992).

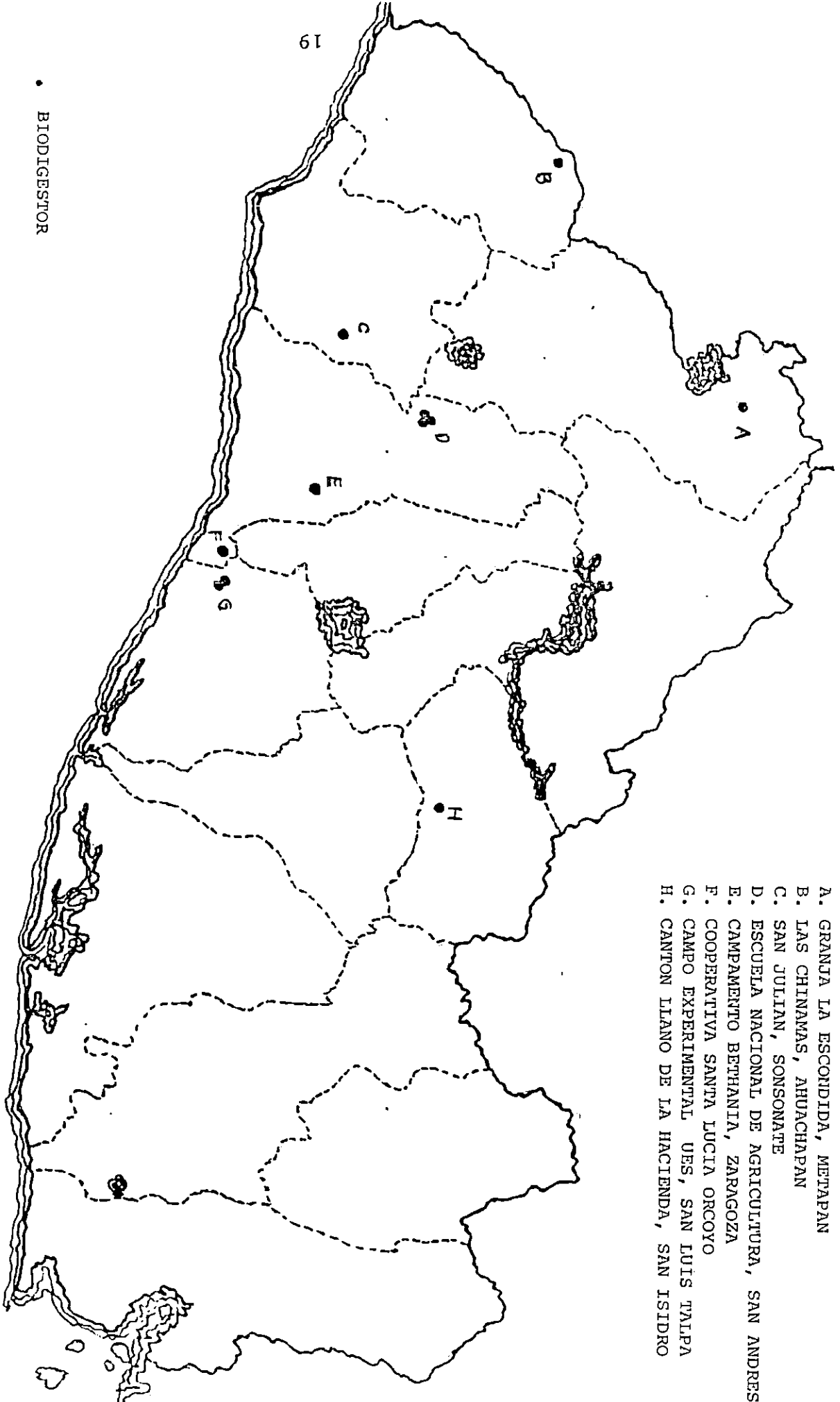
En cuanto a la producción anual de bioabono, se observa que la mayor recuperación se tiene con los modelos ICAITI de 15 metros cúbicos y con el modelo chino, lo que representa que anualmente se tiene una cantidad de abono suficiente para poder aplicarse en superficies de suelo de una a una y media hectáreas, Flores (1992).

1.1.3 Ubicación Geográfica.

En la figura 1.8 se muestra la ubicación geográfica de los once biodigestores construídos hasta 1992. Cada punto representa una unidad. En el departamento de Santa Ana se instaló un biodigestor modelo hindú convencional en la granja La Escondida, Metapán (A). En el departamento de Ahuachapán se instaló el modelo Fry, en la propiedad del Sr. René Avalos, cantón Las Chinamas (B). En el departamento de Sonsonate se instaló el modelo horizontal inclinado (figura 1.9) en la planta procesadora de Agroindustrias San Julián (C). En la Escuela Nacional de Agronomía (D) situada en San Andrés, departamento de La Libertad se instalaron tres unidades (ICAITI, chino e hindú) (figura 1.10). En el campamento para desplazados Bethania, Zaragoza se instaló uno (E) y otro ICAITI en la Cooperativa Agropecuaria de Santa Lucía Orcoyo (F). En el departamento de La Paz se instalaron dos biodigestores en el campo experimental de la Facultad de Agronomía de la UES, San Luis Talpa (G); un modelo ICAITI (3 m³) y el modelo hindú modificado. En el departamento de Cabañas se instaló el cuarto modelo ICAITI (15 m³) en la propiedad del Sr. Ramiro Ascencio (figura 1.11) en el caserío Llano de la Hacienda, San Isidro (H), Flores (1992).

1.1.4 BIODIGESTORES CON PROBLEMAS SOLUCIONABLES.

Dentro de esta categoría se encuentran los tres biodigestores instalados en la ENA, el recientemente instalado en el campo experimental de la Facultad de Agronomía de la UES y el biodigestor



- A. GRANJA LA ESCONDIDA, METAPAN
- B. LAS CHINAMAS, AHUACHAPAN
- C. SAN JULIAN, SONSONATE
- D. ESCUELA NACIONAL DE AGRICULTURA, SAN ANDRES
- E. CAMPAMENTO BETHANIA, ZARAGOZA
- F. COOPERATIVA SANTA LUCIA ORCOYO
- G. CAMPO EXPERIMENTAL UES, SAN LUIS TALPA
- H. CANTON LLANO DE LA HACIENDA, SAN ISIDRO

• BIODIGESTOR

FIG. 18 UBICACION POR DEPARTAMENTO DE LOS BIODIGESTORES.

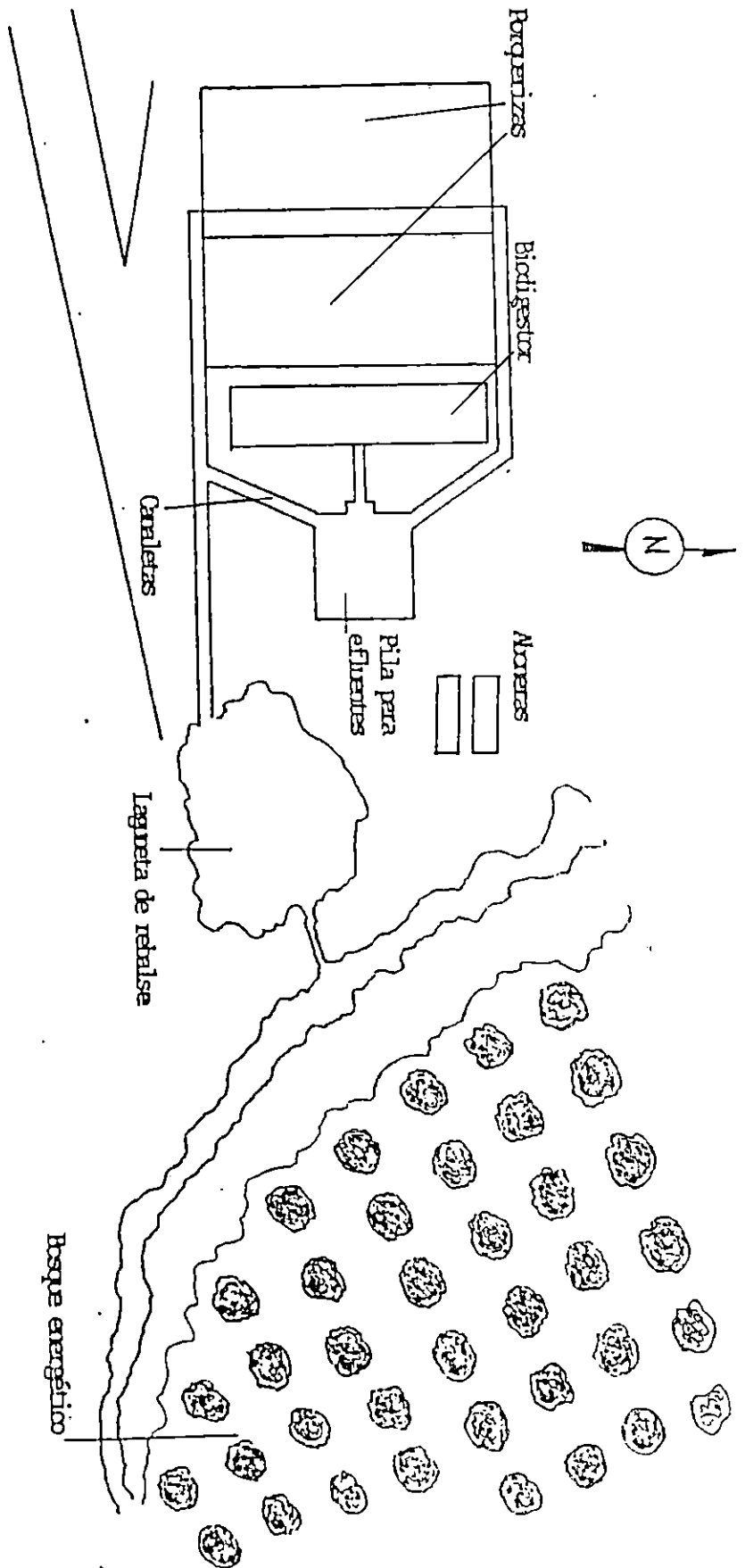


FIG. 19 CROQUIS DE LA INSTALACIÓN DEL BIODIGESTOR HORIZONTAL INCLINADO EN AGROINDUSTRIAS SAN JULIAN S.A., SAN JULIAN, SONSONATE.

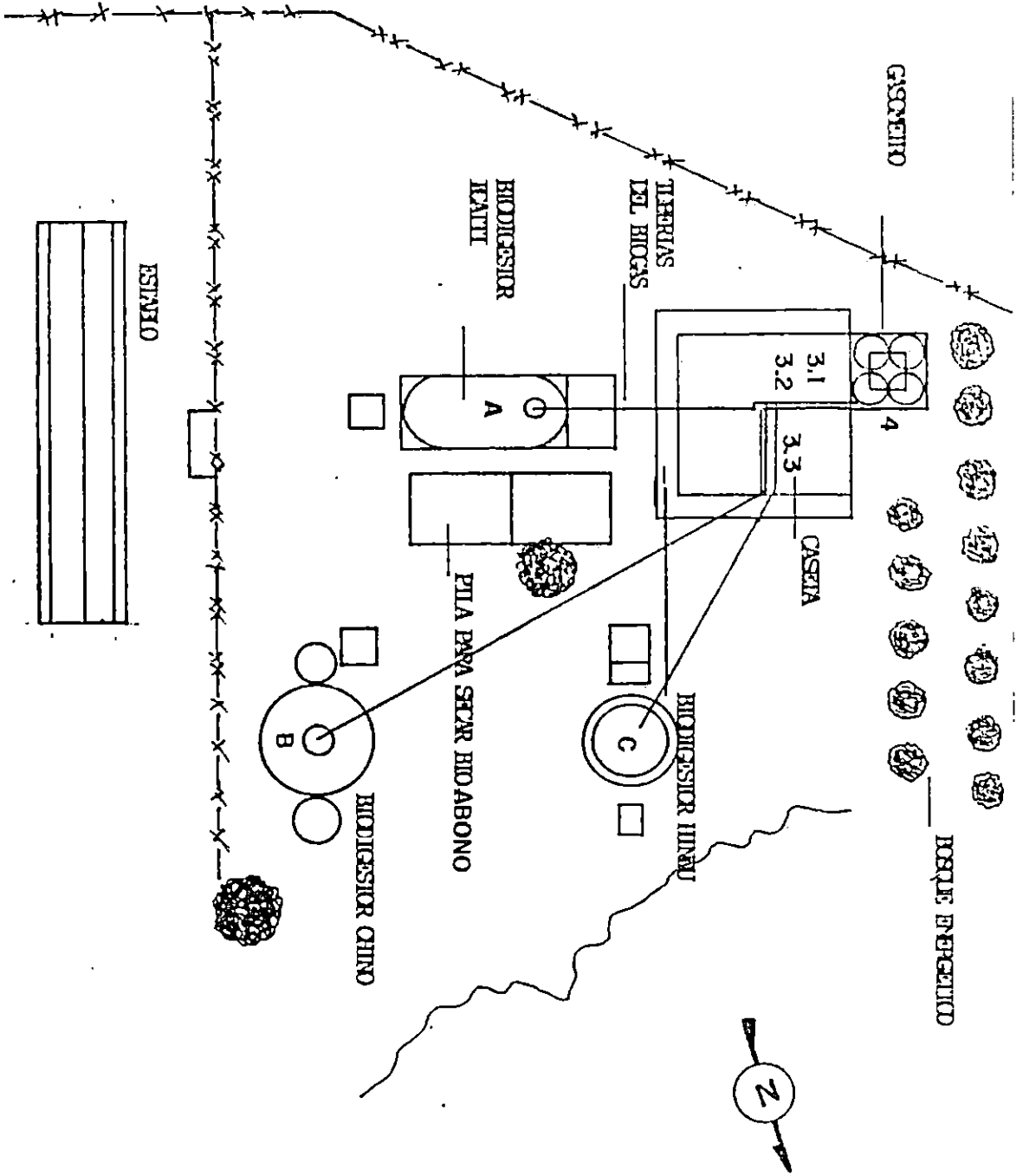


FIG. 1.10 CROQUIS DE LA INSTALACION DE LOS BIODIGESTORES ICALTI, HINDU Y CHINO EN LA ESCUELA NACIONAL DE AGRICULTURA, ENA. SAN ANDRES, LA LIBERTAD.

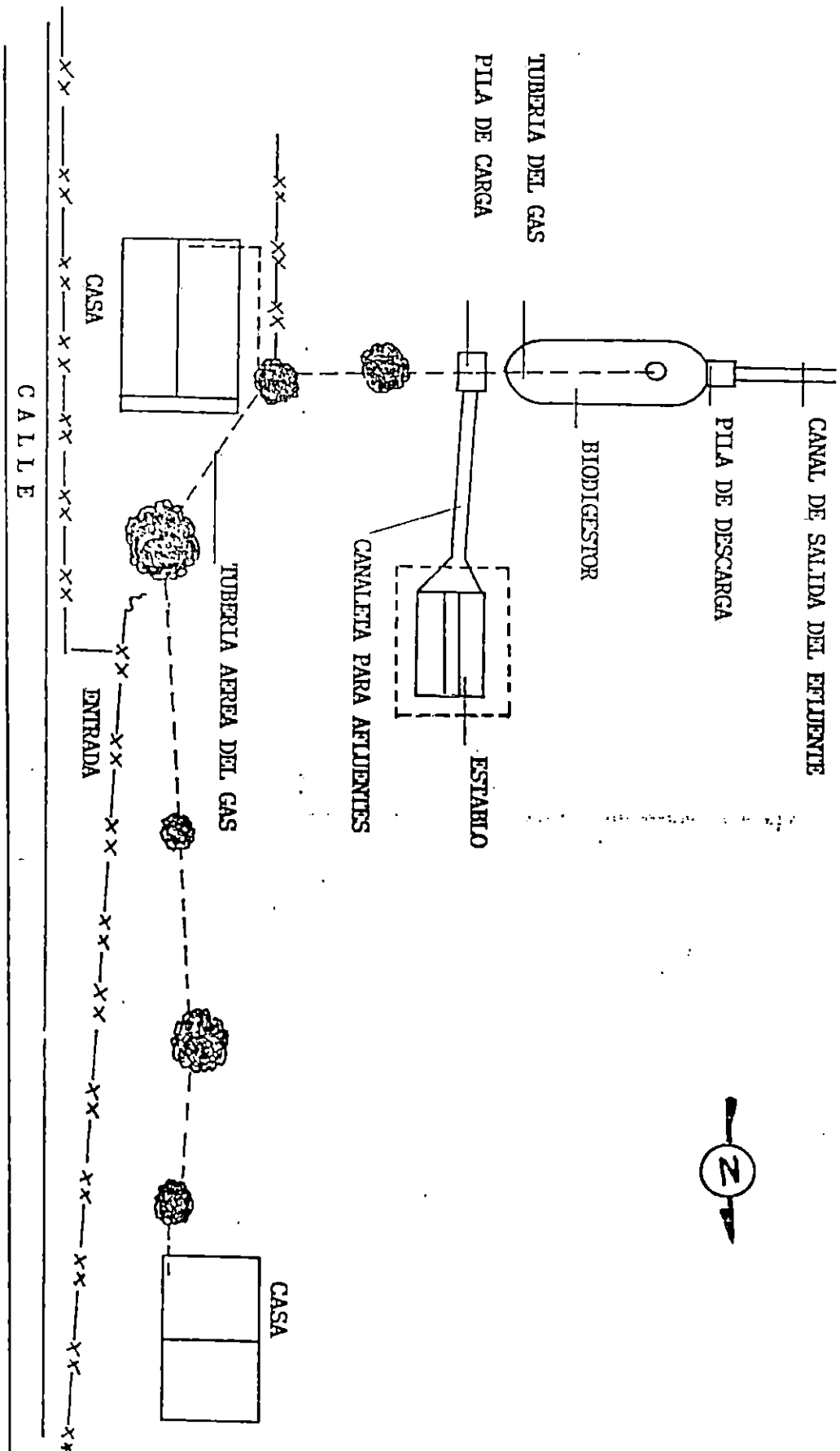


FIG. 1.11 CROQUIS DE LA INSTALACION DEL BIODIGESTOR ICAITI EN CANTON LLANO DE LA HACIENDA, SAN ISIDRO, CABANAS.

construido en San Julián, Flores (1992).

Uno de los problemas detectado en caso de los tres primeros, es la falta de operación continua de los mismos, en lo que se refiere a las cargas y descargas diarias. A pesar de que se cuenta con estiércol bovino no existe personal asignado para que efectúe este trabajo. De tal forma que las cargas se hacen esporádicamente, con lo que se afecta el rendimiento de los biodigestores en cuanto a la producción de biogás, Flores (1992).

Otro problema es la falta de un sistema de almacenaje del gas, ya que el anterior cumplió su vida útil y se necesita un cambio parcial del mismo, Flores (1992).

Las alternativas para solucionar estos problemas se pueden orientar a incentivar una participación más activa de la institución, efectuando cursos cortos de capacitación sobre operación y mantenimiento de los biodigestores y sobre las aplicaciones prácticas de los productos obtenidos dirigido a los educadores y educandos que la institución designe, Flores (1992).

En cuanto al sistema de almacenaje del gas, a partir de noviembre de 1992 se iniciaron las actividades de reactivación y se cuenta con los materiales que se necesitan en la construcción de la nueva unidad, Flores (1992).

En el caso del biodigestor del campo experimental, aunque su funcionamiento recién se inicia se observó que el actual encargado de su mantenimiento tiene conocimientos vagos de los aspectos de operación, mantenimiento y el uso de los productos: esto podría repercutir en la paralización posterior de la unidad como ha sucedido anteriormente en otros casos. Los cursos cortos de capacitación dirigidos al personal del campo podrían servir también en este caso, Flores (1992).

El biodigestor horizontal inclinado que se construyó en San Julián dejó de funcionar por no haberse recuperado suficiente biogás y por fallas en el control de la presión del mismo; probablemente debido a que no se realizó un control efectivo de los parámetros de operación del biodigestor como : relación de carga de sólidos totales PH, tiempo de retención y temperatura. El propietario piensa reactivarlo o construir otra unidad, ya que proyecta aumentar la población porcina a tres mil cabezas por año, Flores (1992).

1.1.5 BIODIGESTORES EN ESTADO DE ABANDONO.

Dentro de esta categoría se encuentran seis biodigestores: uno del modelo convencional, el hindú modificado, el Bethania, el Fry y dos ICAITI, Flores (1992).

El biodigestor hindú convencional contruido en Metapán, desde el inicio de su funcionamiento tuvo problemas con la recuperación del biogás, el gasómetro se atascaba continuamente por la excesiva acumulación de sólidos en la cámara de fermentación, lo que impedía el ascenso de la estructura. Actualmente se encuentra abandonado, el gasómetro está deteriorado por la corrosión, las pilas de carga y descarga necesitan repararse, lo mismo que la cámara de fermentación tendría que modificarse para que un gasómetro nuevo funcione eficientemente, Flores (1992).

El biodigestor hindú modificado no volvió a reactivarse desde que dejó de funcionar a principios de 1980. Los problemas institucionales de la UES, como el limitado presupuesto y la falta de asignación de fondos para proyectos de este tipo han contribuido últimamente a que la unidad permanezca en completo abandono sin posibilidades de hacerla funcionar nuevamente. La estructura se observa aparentemente en buenas condiciones, Flores (1992).

Del biodigestor modelo Bethania se supo por una residente de lo que queda del campamento, que éste falló en su funcionamiento a los pocos meses de haberse construido en 1985, aunque llegó a producir biogás, la cantidad llegó a ser muy poca para suplir la demanda diaria en la cocción de alimentos para aproximadamente 1200 personas en aquella época, Flores (1992).

El sitio donde se construyó el biodigestor se volvió inaccesible y fue abandonado por completo. En la actualidad sólo se encuentran los módulos de las letrinas, la cámara de fermentación y el pozo donde se ubicaron los depósitos para captar el gas, Flores (1992).

Cualquier proyecto de reactivación es inútil debido a lo inaccesible de la unidad y al poco beneficio energético que aportaría, Flores (1992).

El biodigestor modelo Fry se observó abandonado por completo, los dos gasómetros metálicos se deterioraron igual que todo el sistema de conducción y filtros del biogás, Flores (1992).

Aunque no se pudo contactar directamente con el Sr. Avalos, su hijo mayor manifestó que mientras no haya una fuente de financiamiento para reactivar la unidad, difícilmente su padre lo haría por sus propios medios. Además la falta de materia orgánica para la operación continua del biodigestor desfavorece la reactivación, Flores (1992).

La estructura del biodigestor aparentemente no está dañada, la rampa de acceso a la pila de carga y la pileta de secado de los efluentes son las únicas secciones que necesitan reparación, Flores (1992).

De los biodigestores modelo ICAITI incluídos en esta categoría, el de la Cooperativa Agropecuaria Santa Lucía Orcoyo se encuentra abandonado y sin posibilidades de reactivarlo debido a que no existe interés por parte de la directiva actual, ya que manifiestan no percibir ningún beneficio económico de su funcionamiento. Aunque el biodigestor técnicamente puede volver a funcionar se tiene la limitante de que los posibles usuarios no están convencidos de la utilidad del gas, lo que vuelve infructuoso cualquier intento de reactivar la unidad en la actualidad, Flores (1992).

El otro biodigestor construído en San Isidro, Cabañas, se encontró totalmente abandonado. La unidad funcionó aproximadamente por ocho meses, pero debido al conflicto armado que afectó significativamente la zona, y problemas familiares; el propietario tuvo que abandonarlo sin que hubiera otra persona que se hiciera cargo de su manejo, Flores (1992).

El biodigestor a pesar de que presenta agrietamiento superficial en el domo, se observa que la mayor parte de su estructura se encuentra en buenas condiciones y con pequeños arreglos puede operar de nuevo, sin embargo la falta de una persona que se interese por reactivarlo, la falta de ganado para la obtención del estiércol y el abandono en que se encuentra el sitio son factores que no posibilitan una reactivación a corto plazo, Flores (1992).

COMBUSTION INTERNA PARA USO AGRICOLA.
APLICACIONES DE BIOGAS EN UN MOTOR DE

CAPITULO DOS

2.0 APLICACIONES DE BIOGAS EN UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA PARA USO AGRICOLA.

El uso del biogás para el funcionamiento de motores de combustión interna es una nueva solución para el problema energético que ha llegado a ser apremiante en las zonas rurales. Cómo hacerlo eficientemente es el tema central de este trabajo.

Para modernizar la agricultura debe elevarse la productividad de la mano de obra, y con ese fin deben dedicarse esfuerzos importantes a la construcción y diseño de maquinaria agrícola como: tractores, maquinaria de riego, trilladoras, desgranadores, secadores, y todo tipo de maquinaria para procesamiento, etc. Sin embargo, todas esas maquinarias funcionan con una fuerza automotriz adecuada como motores diesel, motores a gasolina, máquinas a vapor, etc. Pero estos motores no pueden funcionar eficientemente a menos que cuenten con suficiente abastecimiento de energía. A mayor nivel de mecanización agrícola, mayor es el tiempo que trabajan esas máquinas y mayor la cantidad de energía que consumen.

La modernización agrícola implica doblar el consumo de fertilizantes químicos equipos técnicos y combustibles. Algunos países, para llevar a cabo su proceso de modernización agrícola, contaron con el petróleo, por lo que son considerados de agricultura petrolera. Pero este no es un ejemplo que deban seguir

los países del Tercer Mundo. Uno de los aspectos más importantes que deben considerar los países en desarrollo que no disponen de suficientes recursos petroleros, es la explotación y aprovechamiento de todos los tipos de recursos energéticos, especialmente el biogás, por ser un recurso renovable y disminuir la dependencia del petróleo en la agricultura.

El motor de combustión interna es un tipo de máquina que quema una mezcla de combustible y aire dentro de un cilindro, transformándose esa energía calórica en trabajo mecánico a través de un mecanismo de cigueñal y biela. El biogás como combustible contiene principalmente metano (CH_4) y anhídrido carbónico (CO_2) con cantidades ínfimas de otros gases. El contenido de metano de algunos tipos de biogás suele ser de alrededor de 60%. El contenido del utilizado en las pruebas de este trabajo es de 54 a 70% de metano, habiéndose utilizado estiércol bovino como materia prima para cargar los biodigestores. El metano es un combustible ideal para el motor de combustión interna. Su contenido calórico es bastante elevado, alcanzando su valor térmico sobre 36.1 kJ por metro cúbico. Su combustión es limpia (sin humo) y casi no contamina; además presenta una característica muy importante para uso en motores de combustión interna: puede soportar altas temperaturas sin detonar. Con el uso del biogás puede alcanzarse así, en la práctica, la potencia del motor que corresponde a su volumen.

2.1 CARACTERISTICAS DEL BIOGAS COMO COMBUSTIBLE PARA MOTORES DE COMBUSTION INTERNA.

El biogás es un combustible gaseoso de alta calidad y bajo costo, con un contenido de metano de más de 50%. El metano puro es incoloro, insípido e inodoro. Tiene una potencia calorífica relativamente elevada, que puede alcanzar los 36.1 kj, casi equivalente a 0.9 Kg. de petróleo diesel liviano (potencia calorífica de 43.54 kj/kg.).

Según mediciones de 64 digestores del Instituto Químico, el biogás tiene cinco compuestos que son: CH_4 , 55.09 a 70.59% con un promedio de 61.9%; CO_2 , 28.4 a 44.8% con un promedio de 33.7%; O_2 , 0.14 a 13.6% con un promedio de 1.88%; H_2S , 0.001 a 0.135% con un promedio de 0.034%.

Aparte de su valor calórico, el biogás² tiene la ventaja de ser un buen antidetonante, con octanaje de 115 a 125. Por ese motivo puede utilizarse una relación de compresión más elevado para el motor, de modo que para un mismo volumen útil de combustión interna, se alcanza, con la utilización de biogás, una potencia similar a la que da el combustible convencional.

Esto es muy conveniente para los motores diesel usados en aplicaciones agrícolas. Por ejemplo, un motor diesel de 12 HP, que

se utiliza principalmente para zonas rurales, mueve dos tipos de bomba, un tractor móvil, una procesadora de arroz, un molino harinero, una enfardadora, un generador y otras maquinarias. La velocidad de revoluciones y la eficiencia de la transmisión de estas máquinas han sido establecidos desde hace muchos años. Si diseñáramos todas estas maquinarias a fin de adecuarlos a un nuevo motor de biogás, sólo obtendríamos la mitad de los resultados con el doble de esfuerzo, lo que difícilmente aceptarían los agricultores. La potencia nominal de un motor a combustible del tipo señalado, por ejemplo, puede ser de 13.2 HP, con 2000 rpm, al ser alimentado con petróleo diesel sólomente. El mismo índice, y aún más, puede utilizar 70% de biogás y 30% de petróleo diesel, notándose sólo una operación con mayores vibraciones. Según referencias de registros de laboratorio, al utilizar sólo biogás en la combustión, se lograron 15HP a 2000 rpm, e incluso potencias mayores (con los debidos ajustes de la relación de compresión y de la cámara de combustión). Esta experiencia muestra que el biogás es más eficiente para mantener la potencia de los motores que cualquier otro tipo de combustible sucedáneo, gaseoso o no. Por tanto no hay razones para preocuparse por el hecho de que el CO_2 del biogás, al reemplazar al aire puro en el cilindro de un motor, pudiera provocar una merma en la potencia nominal.

El punto de encendido del metano varía en un tramo de 640 - 840 °C, según las condiciones ambientales. Su temperatura de

combustión puede alcanzar los 2,000 °C y más con ayuda del aire.

Por su contenido de CO₂, la temperatura de encendido del biogás es teóricamente más elevada que la del metano, por lo que puede soportar un mayor coeficiente de compresión y evitar la combustión espontánea. Por la misma razón, la temperatura máxima de combustión del biogás es inferior a la del metano puro.

En condición de encierro, siempre que se mantenga una proporción de 5% a 15% entre el metano y el aire, el gas se encenderá y se expandirá en presencia de una chispa. Esta característica se utiliza para hacer funcionar un motor de combustión interna. La mezcla formada por aire y biogás tiene una amplia variación de temperaturas de combustión por lo que los motores pueden aprovecharla eficientemente en variedad de condiciones.

Según los datos, la temperatura teórica de combustión del biogás es de 1,807.2 - 1,943.5°C. El contenido máximo de biogás para encendido se limita al trecho de 20.9% - 29.12%, en tanto que su mínimo es de 6.99% - 9.52%. La velocidad máxima de expansión de la llama del biogás es 0.268 - 0.4288 m/seg, inferior a la de otros gases combustibles (H₂, 2.67 m/seg; CO, 4.8 m/seg; CH₄, 0.37 m/seg).

Por cierto a ello contribuye el gas inerte CO_2 en el biogás. A mayor contenido de CO_2 menor será la velocidad de expansión de la llama y viceversa. Así mismo, el gas inerte ayuda a detener la detonación cuando el motor es operado a temperatura y presión elevadas. Esto ha sido demostrado en la práctica reciente y puede ser una de las razones por las que el biogás tiene una mejor capacidad antidetonante que el metano puro.

La temperatura crítica del metano es -85°C y su presión crítica de 48 Kpa. Resulta más difícil licuar el biogás por su baja temperatura crítica y su elevada presión crítica.

2.2 FORMAS DE CONVERSION DE DISTINTOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA ALIMENTADOS CON BIOGAS.

Los siguientes son métodos de adaptación de distintos tipos de motores al uso de biogás como combustible:

2.2.1 Motor de gas.

El biogás está en condición de hacer funcionar un motor de gas por la sola conexión directa del tubo del biogás a una mezcladora, ya que el motor a gas sólo sirve para un combustible gaseoso y dispone de un regulador para el control de la válvula de gas. El valor calórico del biogás es aproximadamente el doble del gas carbónico (principalmente CO , 8,374 kJ), lo que permite aumentar la potencia obtenida con este tipo de motor.

2.2.2 Motor de gasolina.

Sólo se requiere un mezclador de biogás con aire, que debe instalarse a la entrada del carburador; el motor puede funcionar en forma continua y confiable con biogás como combustible.

Según algunas experiencias chinas con motores de gasolina de 3 HP en 1958 y en 1973, se utilizó por primera vez biogás producido en un digestor de 80 m³ para hacer funcionar un motor de gasolina de 3 HP para bombear agua en un campo seco de 4.6 manzanas, obteniendo una abundante cosecha.

Esto abrió el paso a una nueva forma de aprovechamiento del biogás como generador de potencia en la agricultura. En 1980, se utilizó con éxito biogás para hacer funcionar un camión. Todos estos logros deben ser consolidados.

Debe tenerse presente que los motores de dos tiempos que utilizan mezcla de combustible no pueden utilizar directamente biogás. En este caso están algunos motores pequeños, equipos de protección de plantaciones en los campos, e incluso automóviles, porque esta clase de motores de combustión interna se lubrican con aceite mezclado en el combustible. Si se les modifica para utilizar biogás y no se considera el aceite lubricante, el motor se destruirá rápidamente.

2.2.3. El Motor Diesel.

Debido a su economía y alta eficiencia térmica los motores diesel se encuentran en mucho mayor número que los demás tipos de motores en las zonas rurales. Por ello, la investigación se orienta básicamente a este tipo de motor al estudiar la posibilidad de aprovechar el biogás. Sin embargo, transformar un motor diesel en un motor de biogás es más difícil que en el caso de los dos tipos anteriores. Hay dos formas básicas de transformación:

- a) Instalación de un magneto y bujía adicionales para transformar el encendido diesel en encendido de chispa de Ciclo Otto.

La ventaja de esta conversión es que se puede utilizar exclusivamente biogás para obtener un mayor ahorro de combustible, pero, en la práctica, el problema radica en que en algunos casos el diseño original no permite instalar el magneto y la bujía, lo que es más grave cuando se trata de motores pequeños como los de la maquinaria habitual como fuerza motriz para usos agrícolas. La dificultad de su conversión fue una limitación para el uso del biogás en las granjas.

Si el suministro del biogás es suficientemente abundante como para hacer funcionar un motor diesel de varios cilindros y elevada potencia por un período largo, es más urgente estudiar el uso de un motor de biogás. Aunque el motor de combustible mixto ofrece muchas ventajas, como la simplicidad de conversión, facilidad de

operación y confiabilidad de trabajo, necesita de un 20% de combustible diesel; puede resultar honeroso mantener en funcionamiento una unidad de alto caballaje y multicilíndrica en las condiciones actuales de crisis petrolera.

Tómese por ejemplo un conjunto generador de 120 kw; si se convierte en un motor de combustible mixto, y se lo hace generar electricidad por 10 horas diarias, consumirá en un año 27 toneladas de petróleo diesel. Aún si se disminuye su jornada a cinco horas diarias, requerirá 13.5 toneladas de petróleo. He aquí el interés demostrado por muchos expertos e instituciones por la transformación de motores multicilíndricos de alta capacidad. Algunos intentos han logrado buenos resultados en esta materia.

b) Adopción de un método de operación con combustible mixto.

Resulta simple, práctico y eficiente en las zonas rurales transformar un gran número de pequeños motores diesel en motores de combustible mixto. A continuación se explicarán algunos resultados de los principales trabajos de la China por desarrollar un motor de dos combustibles.

2.3 EL MOTOR DE BIOGAS-DIESEL.

Para que un motor de combustión interna se califique como de "combustible mixto" debe poder operar con un combustible líquido o con una mezcla de un combustible líquido y uno gaseoso. En la práctica, el gas proporciona el combustible principal para el

motor; sólo se requiere una pequeña cantidad de petróleo para encender la mezcla gaseosa comprimida (biogás y aire). A veces el consumo de petróleo alcanza apenas a 10 g.HP.hr, siendo inyectado sólo para el encendido. En caso que no sea suficiente el biogás o su presión sea demasiado baja para el funcionamiento normal del motor, puede cambiarse rápidamente al combustible líquido aplicando un método muy sencillo, en boga en Sichuan, sin afectar el rendimiento del motor.

2.3.1. Elección de una relación de compresión.

Muchos motores de combustible mixto han sido transformados a partir de motores diesel de uso agrícola. Su relación original estaba en el tramo 18-22.

En algunas publicaciones se ha expresado la preocupación de que el motor tenga un funcionamiento áspero por su alta relación de compresión, que se esperaba reducir. Pero, como muestran diversos ensayos y también la larga experiencia práctica, el biogás tiene una buena capacidad antidetonante y jamás han sucedido fenómenos de encendido espontáneo y prematuro o detonación repentina. El funcionamiento del motor sería más suave si se rebajara la relación de compresión, pero también disminuiría su potencia; así mismo, por efecto de la caída de temperatura al cerrar el ciclo de compresión, se dificultará el arranque. Por otro lado si se redujera la

relación de compresión para hacer funcionar el motor con dos combustibles, sería preciso elevarlo de nuevo cuando, por diversas razones, como escasez de biogás en época de mucho trabajo, sequía persistente o limpieza completa del digestor, hubiera que volver a hacerlo funcionar sólo con petróleo diesel, ya que en caso contrario, el arranque del motor, la potencia de arranque y el consumo de combustible no alcanzarían el nivel adecuado. Más aún, no es fácil técnicamente alterar con frecuencia la relación original del motor.

El metano estará en condiciones de encender al mezclarse con una cantidad apropiada de aire (5% a 15% de metano); la temperatura en el cilindro al final del ciclo de compresión suele ser inferior a 700°C, más baja que la temperatura de ignición espontánea del metano, pero más alta que la del petróleo diesel, de modo que la inyección de una pequeña cantidad de petróleo diesel justo antes de que termine el ciclo de compresión para encender el biogás, puede asegurar el funcionamiento normal del motor. Todos los motores diesel tienen un ángulo determinado de inyección anterior. Por lo tanto, para asegurar el funcionamiento suave del motor cuando está en la modalidad diesel y para no afectar el rendimiento, debe conservarse ese ángulo de inyección. Esto contribuye también a un ahorro en el consumo de petróleo diesel.

2.3.2. Conversión del sistema de admisión para los motores de dos combustibles.

Para convertir el sistema de admisión para un motor de combustible lo principal es instalar un dispositivo adicional de mezclado en la parte posterior del filtro de aire. Este mezclador se compone de una válvula manual de control de entrada de biogás y de un tubo de tres salidas. Más adelante se explica el principio de su estructura.

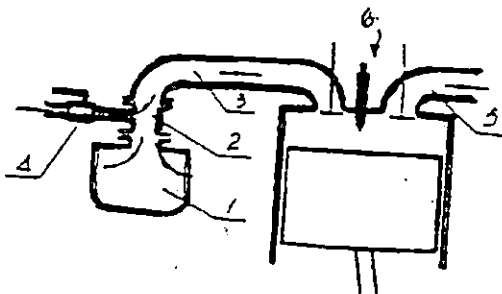


Fig. 2.1 Visión esquemática de un motor diesel que funciona con biogás.

- | | |
|----------------------|----------------------|
| 1. Filtro de aire. | 2. Mezcla gaseosa. |
| 3. Tubo de admisión. | 4. Ahogue de biogás. |
| 5. Tubo de escape. | 6. Inyector. |

En los motores monocilíndricos enfriados por agua, verticales u horizontales, se adoptan dos tipos de mezcladores. El mezclador de admisión directa: se compone de un tubo fundido de tres salidas (en su defecto pueden usarse partes soldadas), teniendo el tubo delantero y trasero una válvula de biogás. Hay rebordes en ambos

extremos del tubo de tres salidas que conectan el tubo de admisión y el filtro de aire del motor respectivamente.

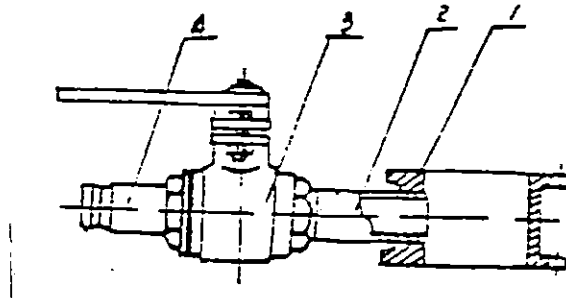


Fig. 2.2 Visión esquemática de la válvula para mezcla para motor diesel, con mezclador de admisión directa.

- | | |
|---|-------------------------------|
| 1. Tubo triple. | 2. Tubo de admisión trasero |
| 3. Ahogue de biogás
(válvula esférica
3/4" PGIC). | 4. Tubo de admisión delantero |

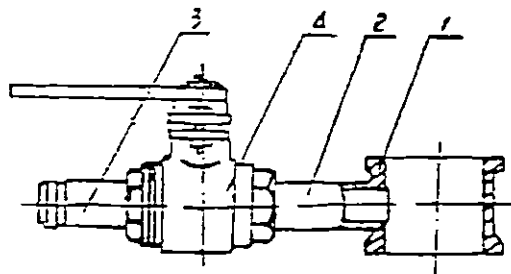


Fig. 2.3 Visión esquemática de la válvula para mezcla para motor diesel, con mezclador de admisión directa.

- | | |
|--|--|
| 1. Tubo triple. | 2. Tubo de admisión trasero (similar al tipo 1105) |
| 3. Tubo de admisión delantero (Similar al tipo 1105) | 4. Ahogue de biogás (válvula esférica 3/4" PGIC). |

El mezclador de tubo transversal es casi igual al anterior. La principal diferencia entre ambos radica en que hay horadados varios agujeros pequeños en el tubo transversal, de los cuales fluye biogás y se mezcla con aire. Este mezclador fue diseñado para proporcionar una mezcla más adecuada de biogás y aire, pero según los experimentos realizados, los rendimientos de los dos son casi idénticos.

El tubo triple del mezclador de la figura 2.4 se conecta con un tubo de admisión y limpiador de aire con abrazaderas de presión.

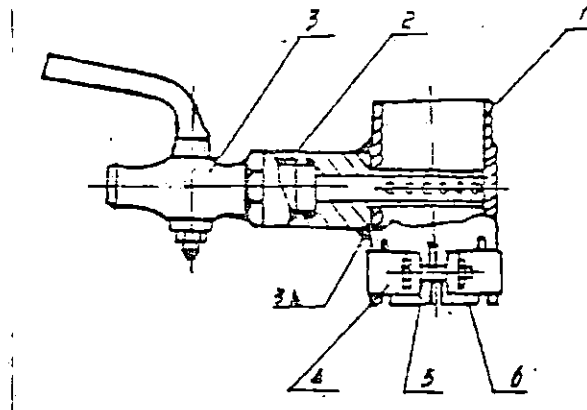


Fig. 2.4 Visión esquemática del mezclador de tubo transversal.

1. Cuerpo del tubo.
2. Tubo transversa del mezclador.
3. Ahogue del biogás (G ½").
4. Abrazaderas.
5. Tuerca y perno.

2.3.3 Cámaras de combustión para motores de combustible mixto.

La mayor parte de las cámaras de combustión para motores diesel agrícolas son de vórtice y de preencendido. Según experiencias e informes de otros países, la cámara de combustión simple, inseparable y única favorece el curso de la combustión. Ello, porque es fácil que haya detonación cuando los dos combustibles se encienden en esas cámaras, lo que sólo puede ser eliminado por un coeficiente elevado de circulación de aire. A pesar que un alto coeficiente puede disminuir la expansión de la llama en un cilindro y eliminar la detonación, puede traer consigo una disminución importante de la potencia. Más aún según algunos trabajos, la pared de la cámara de combustión de preencendido tiene una importante función de preservación del calor, siendo fuertemente impactada por el intercambio, pero la garganta de la cámara de preencendido por lo general no puede soportar una temperatura tan alta, y puede romperse.

Como lo muestra la experiencia, mientras más compacta sea la cámara de combustión mejor será la operación del motor con dos combustibles. Sobre esto no hay dudas. Pero después de la

conversión a las cámaras de combustión de vórtice y de preencendido mencionadas anteriormente, los motores pueden todavía funcionar con dos combustibles y se puede obtener un mayor ahorro de petróleo, aunque su funcionamiento sea un poco más áspero. Un recalentamiento parcial puede causar un desprendimiento de la pieza interior de la cámara de vórtice en los motores de un cilindro y el rompimiento de la abertura de inyección en la cámara de vórtice en los motores multicilíndricos. Cuando se adopta el uso de dos combustibles para un motor con cámara de combustión de preencendido, el ahorro de petróleo es menor.

EL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA

CAPITULO TRES

3.0 EL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA.

3.1 Dispositivos reciprocantes y motores de combustión interna.

Dispositivo reciprocante es aquel que consiste de un conjunto de pistón y cilindro, donde el pistón ejecuta un movimiento reciprocante dentro del cilindro. Todos los dispositivos reciprocantes son máquinas de desplazamiento positivo, puesto que el intercambio de energía mecánica ocurre en ellos debido al desplazamiento de una frontera.

Un dispositivo reciprocante generador de potencia utiliza la energía térmica y la convierte parcialmente en trabajo en un conjunto de pistón y cilindro. En esta categoría se encuentra la mayoría de las máquinas térmicas más conocidas: el motor de gasolina, el motor diesel y la máquina de vapor. En las dos primeras máquinas, la transferencia real de energía al aire comprimido tiene lugar al quemar un combustible. La rápida liberación de energía resultante se aproxima a los procesos teóricos a volumen constante o presión constante. Como la combustión ocurre dentro del cilindro del motor, y los productos de la combustión actúan como el fluido de trabajo, se denominan motores de combustión interna. En general, un motor de combustión interna es cualquier máquina térmica donde la combustión de la mezcla combustible-fluido de trabajo es el aporte de energía y los productos de la combustión constituyen el fluido de trabajo para el

resto del ciclo de máquina térmica.

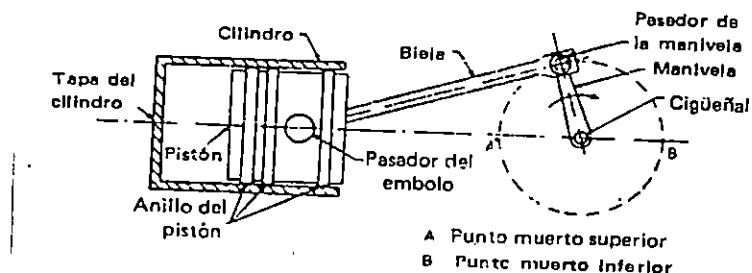


FIG. 3.1. El Motor de simple acción.

En las figuras 3.1 y 3.2 se muestran diagramas esquemáticos de las partes de las máquinas reciprocantes. En la figura 3.1 se muestra una máquina de simple acción, que consiste en un cilindro, biela y manivela. La nomenclatura que se aplica a las diversas partes de máquina se indican en la figura. Se dice que el motor es de simple acción, puesto que el fluido queda atrapado en el lado del pistón y el intercambio de energía ocurre, entre el pistón y el fluido, en ese lado nada más. El motor de automóvil y el motor diesel son de este tipo.

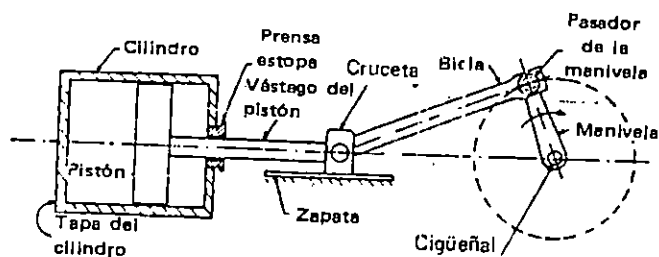


FIG. 3.2. El Motor de doble acción.

En la figura 3.2 se muestra un sistema reciprocante de doble acción. En este sistema, ambos lados del pistón son efectivos para causar intercambio de energía como trabajo. Una varilla del pistón conecta el pistón y la cruceta, mientras que una biela conecta la cruceta y la manivela. Además es común adaptar un prensaestopas para impedir la fuga del fluido de trabajo entre la varilla del pistón y la abertura a través del cual se mueve el pistón. Aunque más complicado puede transferir casi el doble de trabajo que el dispositivo de simple acción del mismo tamaño, embolada del pistón y velocidad. Son ejemplos típicos de los dispositivos de doble acción la máquina de vapor de una locomotora y algunos compresores reciprocantes de aire.

Una máquina reciprocante se especifica por el diámetro interior del cilindro y su embolada, esto es, la distancia dentro de la que se mueve el pistón entre los límites extremos de su movimiento. El volumen barrido durante la embolada se llama desplazamiento de volumen (o cilindrada). Este es igual al producto del área de la sección transversal del interior del cilindro y la embolada del pistón.

3.2- Tipos de motores de combustión interna.

Los motores reciprocantes de combustión interna se clasifican en varios tipos de acuerdo con: a) el ciclo teórico con que opera el motor; b) el tipo de sistema de encendido usado; c) el número de emboladas del pistón en cada ciclo de operación; y d) la manera

como entra el combustible al cilindro del motor.

a) Tipo de ciclo teórico: Los motores de combustión interna operan con el ciclo Otto, el ciclo Diesel, o el ciclo Semidiesel. Todos los motores de gas, motores de gasolina y motores de aceite ligero, operan con el ciclo Otto, mientras que los motores de aceite pesado operan con el ciclo semidiesel. En la práctica es muy raro encontrar un motor que trabaje con el ciclo Diesel teórico debido a que las altas velocidades del motor hacen en extremo difícil que se pueda ejecutar la adición de calor a presión constante sin tener que añadir alguna energía a volumen constante. Por tanto cualquier diagrama P.V. del proceso de trabajo de un motor muestra siempre un brusco aumento en la presión a volumen constante antes del proceso a presión constante.

b) Tipo del sistema de encendido. En cualquier ciclo real de un motor, ocurre la transferencia del fluido de trabajo dentro del cilindro debido a que se quema un combustible. A fin de encender la gasolina o el combustible gaseoso, es necesario producir una chispa a través de una bujía en el instante que se espere la transferencia de energía. Los motores en que se enciende el combustible por chispa, se llaman motores de encendido por chispa, motores E C o también motores de explosión. En esos motores se aspira al cilindro una mezcla de combustible y aire, se comprime primero adiabáticamente, y luego se enciende por medio de la chispa. Todos esos motores operan con el ciclo Otto teórico.

En motores como el Diesel que usan petróleo, el aire puro se comprime primero a una alta presión adiabáticamente, y luego se inyecta al cilindro una neblina de combustible, en forma de finas gotas, bajo presiones extremadamente altas que oscilan de 120 a 2000 bar. El chorro de combustible se enciende al entrar en contacto con el aire, cuya temperatura es del orden de 700 °C debido a la compresión. Los motores modernos de encendido por compresión operan por lo general con un ciclo que se aproxima al ciclo de combustión dual.

c) Número de emboladas del pistón por ciclo. De acuerdo con el número de emboladas requeridas para completar cada ciclo de operación, los motores se clasifican en motores de cuatro tiempos y motores de dos tiempos. Ambos se describirán en detalle.

i) El motor de cuatro tiempos: El motor de cuatro tiempos, que se muestra en la figura 3.3, tiene dos válvulas, una para la entrada de la mezcla de aire y combustible o aire puro y la otra para la salida de los gases quemados. Al comienzo del ciclo de trabajo, el pistón está en la posición de punto muerto superior. Según inicia el pistón su embolada hacia afuera, se abre la válvula de entrada y fluye una mezcla de aire y combustible, en proporciones medidas, dentro del cilindro, si el motor es del tipo de encendido por chispa.

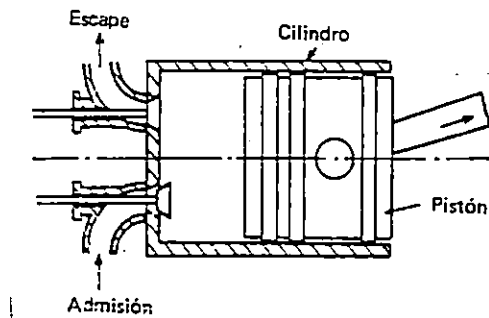


FIG. 3.3. El Motor de cuatro tiempos.

Si el motor es del tipo de encendido por compresión, sólo fluye aire a través de la válvula de entrada. Cuando el pistón inicia su movimiento de regreso dentro del cilindro, se cierran tanto la válvula de entrada como la de salida. El aire o la mezcla de aire y combustible queda atrapada entre el pistón y la tapa del cilindro y se comprime entonces hasta que el pistón llega a la posición de punto muerto superior al final de la embolada hacia adentro. Justo antes de que termine el barrido interior del pistón, ocurre la ignición debido a una chispa o a un chorro de petróleo inyectado al cilindro. En cualquiera de los casos, la energía térmica liberada hace que el gas comprimido se expanda rápidamente, y fuerza el pistón hacia afuera. La embolada resultante se llama embolada de potencia. Cuando el pistón completa la embolada de potencia y regresa hacia adentro, la válvula de escape se abre y los gases

quemados del escape que están dentro del cilindro son forzados hacia el exterior. En el instante que el pistón llega a la posición de punto muerto superior, se cierra la válvula de escape y la válvula de entrada está lista para abrirse, iniciando de nuevo otro ciclo de operaciones. Como hay una sola embolada de potencia en cada cuatro movimientos hacia dentro y hacia afuera del pistón que completan un ciclo termodinámico, se dice que el motor es un motor de cuatro tiempos. El motor de automóvil, la mayoría de los motores de gas y muchos motores diesel pertenecen a esta categoría.

ii) El motor de dos tiempos: El motor de dos tiempos utiliza sólo dos emboladas para completar el ciclo. Tiene una embolada de potencia por cada dos emboladas, de modo que, para unas dimensiones y emboladas determinadas, teóricamente se puede esperar que produzca el doble de potencia que produce un motor de cuatro tiempos.

En el motor de dos tiempos hay dos lumbreras: una es la entrada y la otra la salida para los gases. La apertura y cierre de las lumbreras depende de la posición del pistón en el cilindro. En la figura 3.4 el pistón está en el punto muerto superior y tanto las lumbreras de entrada y escape, 1 y 2, están cerradas. El fluido comprimido dentro del cilindro está a punto de ser encendido ya sea por un dispositivo de chispa o por la inyección del combustible.

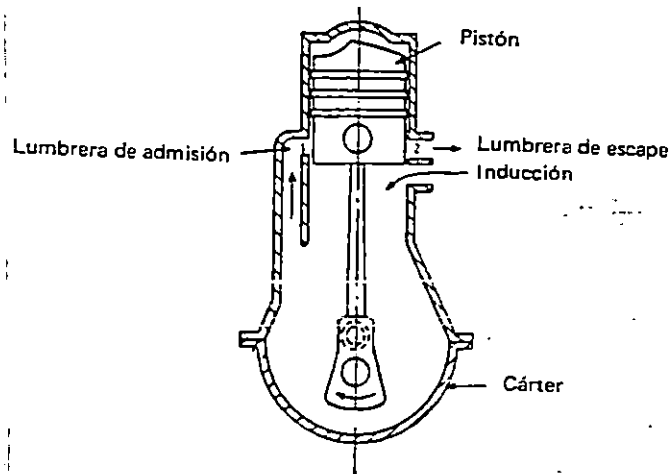


FIG. 3.4. El Motor de dos tiempos.

Cuando el pistón regresa durante la embolada de potencia, descubre primero la lumbrera de escape y un momento después, la lumbrera de entrada. La apertura de ésta última pone en contacto el cilindro con el cigueñal que contiene una mezcla ligeramente comprimida de aire y combustible o aire solamente. La nueva carga que entra ayuda a desplazar los gases quemados a través de la lumbrera de escape; la tapa del cilindro tiene una forma apropiada para ayudar en esta operación de barrido. Según regresa el pistón al cilindro, cubre ambas lumbreras y comprime el gas atrapado hasta que llega a la posición del punto muerto superior. Al mismo tiempo, se empuja una nueva carga dentro del cigueñal a través de la lumbrera 3, como se muestra en la figura. Así se completa un ciclo, con una embolada de potencia en cada dos emboladas del pistón.

En un motor de dos tiempos, siempre queda en el cilindro una pequeña cantidad de gases quemados junto con la carga de aire puro cuando el pistón cubre las lumbreras y comienza a comprimir los gases atrapados en el interior. Además, como la lumbrera de entrada y la de salida están abiertas simultáneamente durante una parte de la embolada del pistón, parte del aire puro que entra se escapa con los gases de la combustión. Esto dá por resultado que la eficiencia de un motor de dos tiempos es más baja y no desarrolla el doble de la potencia que desarrolla un motor de cuatro tiempos, del mismo diámetro interior, embolada y velocidad. Además, comparados con los motores de cuatro tiempos, los motores de dos tiempos consumen grandes cantidades de aceite lubricante y es posible que sean más ruidosos debido a la súbita apertura de las lumbreras de escape.

En oposición a estas desventajas, el motor de dos tiempos es de construcción robusta. No tiene partes como válvulas y ejes de levas que se descomponen con frecuencia; el motor es de fabricación más sencilla. Además, como presenta una embolada de potencia en cada vuelta de la manivela, el momento de giro es más uniforme sobre el árbol de bielas que el de un dispositivo de cuatro tiempos. Necesita por tanto un volante de menores dimensiones. El motor de dos tiempos con ignición por chispa tiene uso limitado en motonetas y motocicletas, mientras que el motor de dos tiempos con ignición por compresión se utiliza en la tracción de los ferrocarriles, autobuses, etc.

d) Manera de introducir el combustible en el cilindro. La manera como se introduce el combustible en el cilindro es distinta, ya sea que se trate de un motor de dos tiempos con encendido por chispa o de un motor de ignición por compresión. En todos los motores encendidos por chispa, cierta cantidad de combustible se mezcla con el aire antes de entrar al cilindro del motor. El dispositivo que mezcla los vapores de gasolina con el aire se llama carburador. Cuando el combustible es gaseoso se mide por lo general por medio de un orificio antes de mezclarlo con el aire. En los motores de compresión por ignición, se utiliza un dispositivo llamado inyector para introducir el combustible líquido dentro del cilindro, después que se ha comprimido el aire.

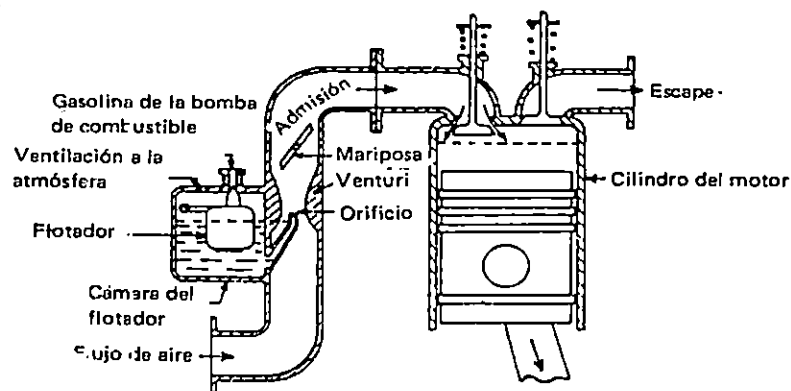


FIG. 3.5. Carburador Simple.

i) El carburador y la carburación: En la figura 3.5 se muestran los elementos de un carburador sencillo y sus conexiones al distribuidor de entrada. El carburador consiste en una cámara del flotador en el que se mantiene un nivel constante de gasolina líquida por medio de un flotador de bronce. El flotador baja y una válvula de aguja se abre dejando entrar una nueva carga de gasolina, procedente de una bomba de combustible, se disminuye la cantidad de líquido en la cámara de flotador. El combustible pasa entonces a la garganta de un tubo de venturí a través de un minúsculo orificio. La entrada del venturí está abierta a la atmósfera para la toma de aire, mientras que la salida se conecta al distribuidor de entrada del motor con una válvula de estrangulación colocada a la salida del venturí, como se muestra.

Cuando el pistón se mueve hacia afuera durante la embolada de succión, el aire entra al cilindro a través del distribuidor de entrada y el venturí. Como la presión en la garganta del venturí es más baja que la de cualquier otra parte del sistema durante el flujo, el combustible fluye al venturí a través de un minúsculo orificio medidor (conocido como chorro principal); de unos 2 mm de diámetro. El orificio está como 4 a 5 mm por encima del nivel de líquido en la cámara del flotador, para impedir que el combustible salga por el orificio cuando el motor no esté en operación. La tasa de flujo de la mezcla de aire y combustible al distribuidor de entrada está gobernada por la posición de la válvula de estrangulación.

Son necesarias algunas modificaciones del diseño para mejorar el funcionamiento de un carburador, con la variación de las cargas.

Un carburador bien diseñado debe suministrar: a) una mezcla lo suficientemente rica para poner en marcha el motor y mantenerlo así mientras opere en vacío; b) la relación aire a combustible para la máxima economía cuando el motor opere de manera continua; y c) combustible extra para las aceleraciones súbitas, sobrecargas, etc. Los requerimientos extra de combustible cuando el motor está frío provienen del hecho de que los gases residuales de escape tienen casi la misma masa, no importa cual sea la carga del motor. Por otra parte, la masa de la mezcla nueva de aire y combustible y que entra al motor depende de la abertura del estrangulador, y es mínima cuando el estrangulador está casi cerrado. Por tanto, la masa de los gases residuales que se mezclan con una masa unitaria de la nueva mezcla aumenta según se cierre el estrangulador.

Cuando el motor trabaje bajo una carga parcial, ya que la economía es el objetivo, el carburador debe proporcionar la mejor relación aire a combustible (alrededor de 16.5). Por otra parte, con el estrangulador totalmente abierto, como se necesita para una súbita aceleración, la mezcla debe ser más rica que para la máxima economía, ya que se necesita que el torque tenga un valor alto. Esos requerimientos se indican por la curva ABCD de la fig. 3.6, donde AB indica la operación en vacío, BC la operación normal, y CD un estrangulador totalmente abierto. En la figura 3.7 se muestran

los detalles de un carburador que satisface todas las necesidades de un motor, desde la operación en vacío, hasta una rápida aceleración. Los elementos adicionales que no se encuentran en un carburador simple son: i) el chorro de vacío; ii) los huecos para la inyección de aire y iii) el chorro de potencia, distribuidos como se muestra.

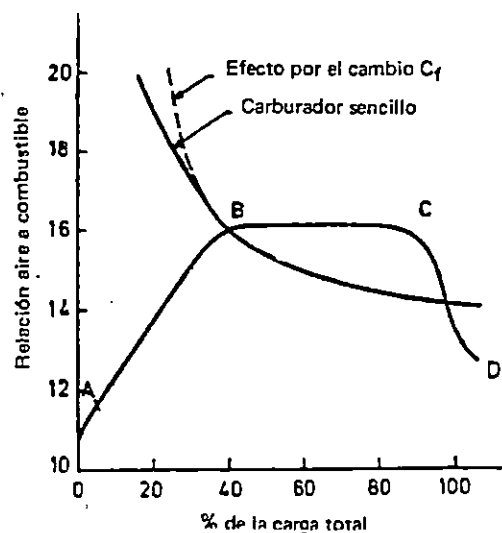


Figura 3.6. Variación de la relación aire a combustible entregada por un carburador simple.

Cuando el motor está en vacío existe una presión muy baja cerca del chorro de vacío, de modo que se aspira combustible extra a través del mismo, y entra al cilindro junto con la mezcla de aire y combustible que sube del chorro principal y el venturí. La concentración de la mezcla es considerablemente mayor que la que se obtiene de solamente el chorro principal. Si el motor está frío,

se puede cerrar el regulador de aire para restringir el suministro de aire y hacer la mezcla aún más rica. Además de esto, la inyección del aire por los huecos alrededor del chorro principal disminuyen la viscosidad del combustible, debido a la presencia de burbujas de aire. Por tanto, el flujo de combustible del chorro principal es comparativamente mayor que el de un carburador simple, aún cuando el estrangulador esté casi cerrado. Si el motor está caliente y el regulador de aire está abierto, los chorros principales y de vacío pueden producir una relación aire a combustible tan baja como 12, mientras que con el regulador de aire cerrado, la relación aire a combustible puede ser tan baja como 7.9. Este último tipo de mezcla puede ser necesario con propósitos de arranque cuando el motor está muy frío.

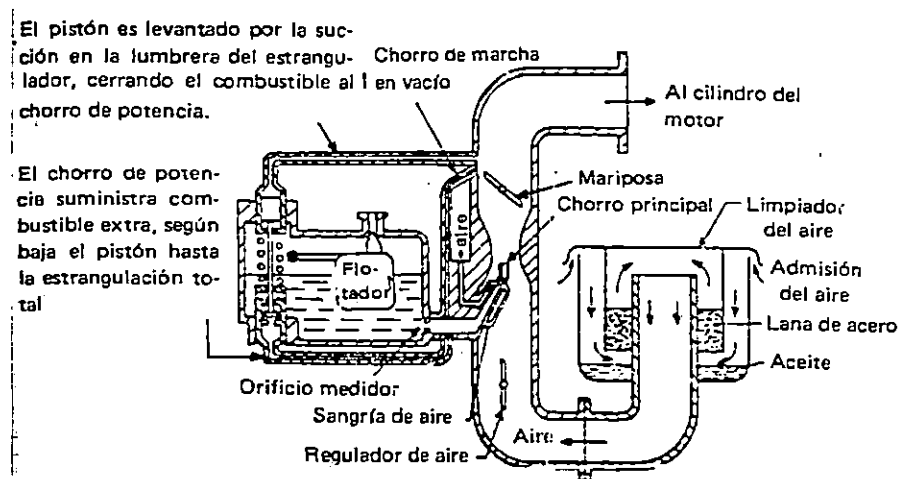


Figura 3.7. Un carburador simple modificado para adaptarse a los diversos requerimientos.

Durante la operación normal con el estrangulador parcialmente abierto, el regulador de aire está totalmente abierto y la tasa de flujo de aire en el venturí es alta. El chorro de vacío será prácticamente inefectivo, de manera que todo el combustible procede del chorro principal. Entonces la cantidad de aire que se inyecta alrededor de los huecos cerca del chorro principal se puede ajustar de tal modo que se obtenga una relación aire a combustible casi constante, con un rango de 20 a 70 % de la carga total para cualquier velocidad del motor.

A fin de producir una rápida aceleración con el estrangulador casi o totalmente abierto, se usa un chorro de potencia. Este último está normalmente cerrado por un pistón, que se mantiene en posición por la succión en el distribuidor con el estrangulador cerrado o parcialmente abierto, la presión de succión en el distribuidor de entrada no es suficiente para mantener arriba el pistón contra la presión del resorte. Por tanto, el pistón cae y descubre la abertura del chorro de fuerza, permitiendo que el combustible extra baje y se mezcle con el combustible que pasa del orificio medidor al chorro principal. La mezcla se enriquece así lo suficiente para suministrar el arranque extra de potencia y torque necesario para una alta aceleración.

ii) El inyector: Los motores de petróleo no pueden tomar una mezcla de aire y combustible para la ignición debido a las altas razones de compresión (que varían de 12 a 18) que causarían la ignición del

combustible aún antes de llegar al punto muerto superior. Además, no se puede usar un carburador ya que los aceites no son lo suficientemente volátiles para evaporarse a la temperatura ambiente. Por consiguiente, es necesario inyectar el combustible en el cilindro un momento antes del instante que se espera tenga lugar la combustión. El sistema de inyección de combustible debe inyectar una cantidad medida de combustible, comenzando en un instante predeterminado y dejando de inyectar en otro instante también predeterminado. Durante la inyección, la tasa de flujo de combustible debe ser constante. El sistema debe atomizar el combustible lo suficiente y distribuirlo tan uniformemente como sea posible en todo el cilindro, para permitir que las pequeñas gotas se evaporen rápidamente y se enciendan sin mucho retraso.

Un método de inyección de combustible es el de inyección por aire, donde una cantidad medida de combustible se bombea a una tobera, la tobera está conectada a una fuente de aire de alta presión, y esta presión del aire inyecta el combustible dentro del cilindro en forma de finas gotas. Este sistema no se usa en los motores diesel modernos. Actualmente, los motores usan de manera casi invariable la inyección sólida o inyección mecánica, en la que el combustible se bombea a una presión extremadamente alta que varía de 200 a 2000 bar., a través de un inyector del que emerge como una fina lluvia para entrar al cilindro.

En la figura 3.8 se muestra un sistema típico de bomba e inyector de combustible.

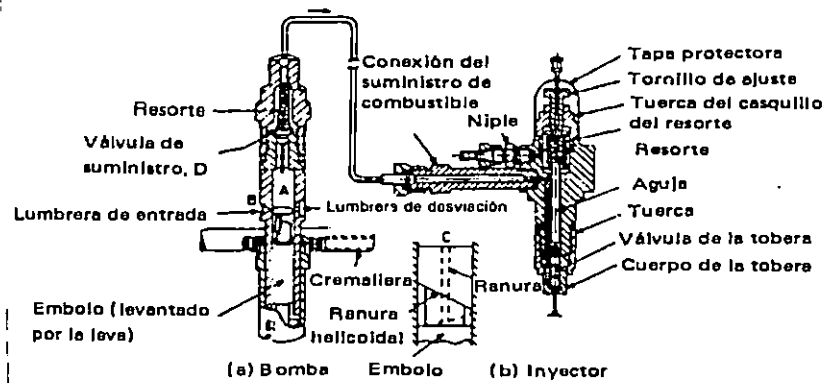


Figura 3.8. Bomba e inyector de combustible.

La bomba de combustible, fig. 3.8 a, consiste de un émbolo de tope plano y operado por una leva que se mueve con movimiento recíprocante dentro de un cilindro A. Durante sus movimientos, el cilindro cierra y abre alternativamente las toberas de entrada y salida del combustible, B y C, situadas en el cilindro A. Cuando se descubre la tobera de entrada, el combustible fluye dentro del cilindro de la bomba. Durante el movimiento ascendente del émbolo, la tobera de entrada B y la tobera de desvío C, se cierran simultáneamente. El petróleo atrapado entre el tope del émbolo y la tapa del pistón se somete a presión hasta que se genere suficiente presión para levantar la válvula de resorte D. Cuando la válvula se abre, el petróleo se ve empujado dentro del inyector, donde alza la aguja del inyector contra un resorte. Como la abertura del inyector es del orden de 1 mm o menos y como el

petróleo está bajo una presión extremadamente alta, se forman muy finas gotas del orden de micrones de diámetro, y se inyecta entonces una lluvia de petróleo dentro del cilindro del motor.

Si se reduce la presión del petróleo que mantiene levantado el resorte, se cierra de inmediato la válvula D debido a la carga del resorte. El petróleo que está en la línea entre la bomba y el inyector no puede drenar el cilindro de la bomba, A. Además, la aguja del inyector se cierra súbitamente y cesa el flujo de combustible al cilindro del motor. El exceso de combustible en el inyector halla por lo general la manera de llegar a un sumidero o regresar a la línea de combustible a la entrada de la bomba de combustible.

En la bomba, como la válvula D se levanta sólo si la presión del petróleo es suficiente para vencer la fuerza del resorte, la inyección se inicia siempre en el mismo ángulo del árbol de levas. El instante en que se detiene la inyección y por consiguiente, la cantidad de combustible entregada, depende de la posición de una ranura helicoidal E, fresada en el lado del émbolo, figura 3.8 b. El movimiento ascendente del émbolo pone un borde de la ranura helicoidal en contacto con la lumbrera de desvío C, que se descubre en un instante predeterminado. La presión del combustible sobre la parte de atrás de la válvula se levanta y la válvula se cierra de golpe de modo que la entrega de combustible se detiene súbitamente.

La posición de la ranura relativa a la lumbrera de desvío determina la cantidad de combustible inyectado y por tanto la potencia desarrollada por el motor.

En los motores que se requiere que marchen a velocidad constante, se utiliza una cremallera acoplada con el regulador que controla la velocidad del motor. El regulador mueve la cremallera que a su vez hace girar el pequeño mango en que está situada la lumbrera de desvío. Si la velocidad del motor tiende a ser demasiado alta, el pequeño mango gira de tal manera que la ranura helicoidal abre la lumbrera de desvío C, con sólo un corto movimiento del émbolo. De otro modo, el movimiento del émbolo tendría que ser grande antes de que se abriese la lumbrera de escape y se inyectara una gran cantidad de combustible.

Con el motor operando a plena carga, puede que el período de inyección sea sólo de 20 de la rotación del árbol de levas. El árbol de levas que acciona el émbolo gira a la misma velocidad, o a la mitad de la velocidad del cigueñal, dependiendo de que sea un motor de dos tiempos o de cuatro tiempos. Debido a la rápida acción del émbolo, la alta presión y el pequeño diámetro de la tobera (0.34 mm a 0.70 mm), el combustible se atomiza en una fina lluvia con un diámetro entre 3 a 35 ó 40 micrones. Para un tamaño dado de la tobera, a mayor presión, mayor penetración del chorro de combustible en el aire comprimido. De este modo, el combustible se distribuye más uniformemente en la cámara de combustión. Mientras

más alta sea la velocidad del motor, mayor será la presión de inyección necesaria y más corta la duración de la inyección de combustible.

3.3- El ciclo Diesel con aire estándar y el ciclo dual.

En un motor de ignición por chispa el combustible se enciende con la energía proveniente de una fuente externa. Un método alternativo para iniciar o el proceso de combustión en un motor reciprocante es elevando la temperatura de la mezcla combustible-aire del valor para su autoignición. Un motor construido con este principio se denomina un motor de ignición por compresión EC. Usando relaciones de compresión en la región de 14:1 a 24:1 y al usar combustible diesel en lugar de gasolina, la temperatura del aire dentro del cilindro excederá la temperatura de ignición al final de tiempo de compresión. Si el combustible estuviese premezclado con el aire, como en el motor de ignición por chispa, la combustión comenzaría en toda la mezcla cuando se alcanzara la temperatura de ignición; por consiguiente, no tendríamos control sobre el instante y duración el proceso de combustión. Para evitar esta dificultad, el combustible se inyecta en el cilindro en una operación independiente; la inyección comienza cuando el pistón está cerca de la posición del punto muerto superior. Por consiguiente, el motor de ignición por compresión difiere del motor con ignición por chispa principalmente en el método para lograr la combustión y en el ajuste de la sincronización del proceso de la combustión.

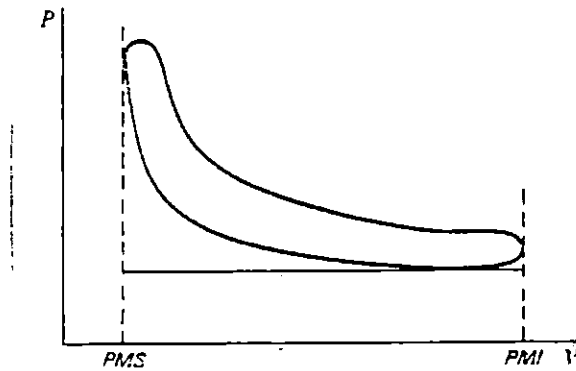


Figura 3.9. diagrama PV característico de un motor con ignición por compresión, con una carga nominal.

La figura 3.9 muestra un diagrama característico de un motor de ignición por compresión moderno. llamado frecuentemente motor diesel, tiene un diagrama PV muy similar al de un motor de ignición por chispa bajo carga completa. En los motores primitivos de este tipo. la parte de combustión en el ciclo era más plana, de manera que la sección inicial del proceso de expansión se parecía más a un proceso a presión constante. En consecuencia, el motor de ignición por compresión tuvo por modelo, al inicio de su historia, el ciclo teórico que se conoce como ciclo Diesel. El motor de ignición por compresión moderno está mejor representado por el ciclo de Otto o por el ciclo dual. Como el ciclo teórico de Diesel es de aplicación limitada sólo se describen sus características principales.

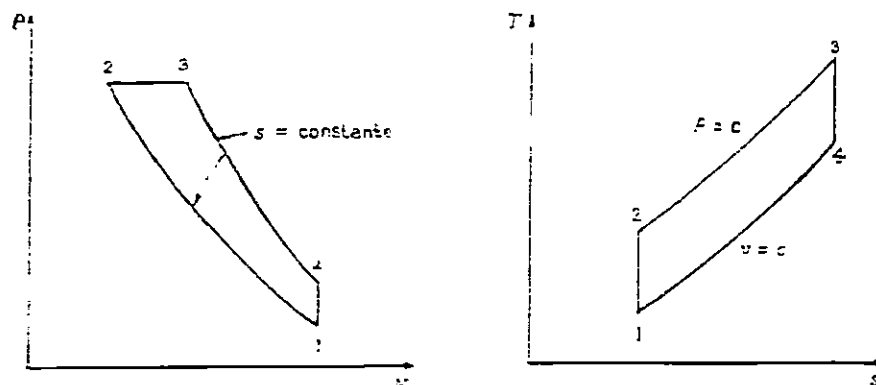


Figura 3.10. Diagramas PV y TS del ciclo Diesel con aire normal.

El ciclo teórico de Diesel de un motor recíprocante se muestra en la figura 3.10 en diagramas PV y TS. Igual que el ciclo Otto, está compuesto de cuatro procesos internamente reversibles. La única diferencia entre ambos ciclos es que el ciclo Diesel modela la combustión como un proceso que ocurre a presión constante, mientras que el ciclo Otto supone que se suministra calor a volumen constante. Un ciclo con aire normal y la aplicación de calores específicos constantes posibilitan la realización de un análisis útil del motor Diesel. En estas circunstancias, la entrada y la salida de calor del ciclo están dadas por

$$q_{ent} = C_p (T_3 - T_2) \quad \text{y} \quad q_{sal} = C_v (T_4 - T_1)$$

En consecuencia

$$\begin{aligned}
 \eta_t, \text{ Diesel} &= \frac{q_{\text{ent}} - q_{\text{sal}}}{q_{\text{ent}}} = \frac{C_p (T_3 - T_2) - C_v (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} \\
 &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{K (T_3 - T_2)}
 \end{aligned}$$

La ecuación anterior es más instructiva si se introduce el concepto de relación de corte r_c , la cual se define como V_3/V_2 . Al recordar que la relación de compresión r se define como V_1/V_2 , se puede demostrar que la ecuación anterior, que contiene temperaturas, puede expresarse en términos de volúmenes de la siguiente manera:

$$\eta_t, \text{ diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k (r_c - 1)} \right] \quad (A)$$

Esta ecuación indica que el ciclo diesel teórico es fundamentalmente función de la relación de compresión r , la relación de corte r_c , y del cociente de los calores específicos K .

Se puede demostrar que el término en el paréntesis rectangular de la ecuación anterior es siempre igual o mayor que la unidad. Por consiguiente, la eficiencia térmica de un ciclo Diesel es menor que la de un ciclo Otto con la misma relación de compresión cuando r_c es mayor que la unidad. De hecho, un aumento en la relación de corte tiene un fuerte efecto en la eficiencia térmica de un ciclo

Diesel con aire normal, el cual está indicado en la figura 3.11 para tres valores especiales de la relación de compresión. Por lo tanto, los fabricantes de modernos motores de ignición por compresión tienden a diseñarlos de manera que su rendimiento y operación sea más similar a lo de un ciclo Otto.

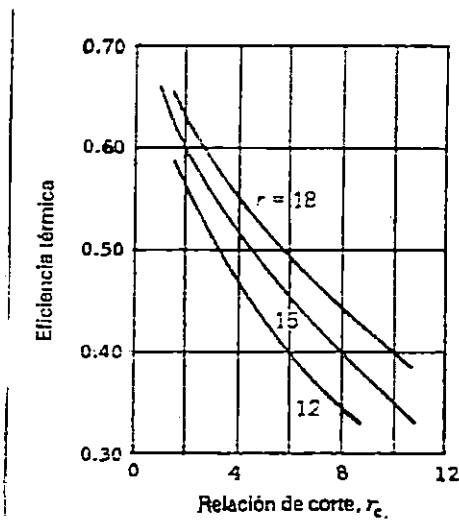


Figura 3.11. Eficiencia termica comparada con la relación de corte y la relación de compresión (para $K=1.4$) de un ciclo Diesel, con aire normal.

En caso que se consideren los valores variables de los calores específicos, la ecuación para la eficiencia térmica del ciclo Diesel resultan ser

$$N_{t, \text{ diesel}} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2} \quad (B)$$

Para usar la ecuación (B) es necesario calcular los valores de u y de h con ayuda de tablas para aire normal. En este caso, se encuentra que las temperaturas en los estados 2 y 4 se obtienen de las relaciones isoentrópicas.

$$V_{r2} = V_{r1} \frac{V_2}{V_1} = \frac{V_{r1}}{r} \quad \text{y} \quad V_{r4} = V_{r3} \frac{V_4}{V_3} = r \frac{V_{r3}}{r_c} \quad (C)$$

Los datos de v_r en la tabla de aire son únicamente función de la temperatura.

3.3.1 EL CICLO DUAL

Un ciclo teórico que se acerca más que el ciclo Diesel en la representación del rendimiento y operación verdaderos de los motores modernos de ignición por compresión es el ciclo dual.

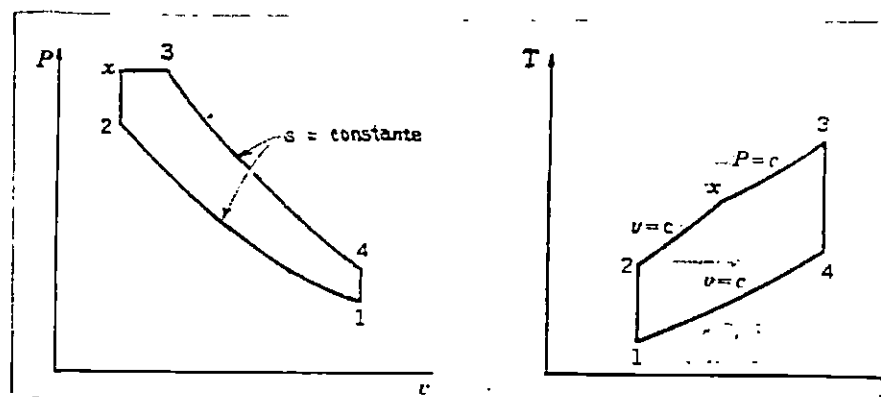


Figura 3.12. Diagramas PV y TS del ciclo Dual con aire normal.

Como se muestra en la figura 3.12 , un proceso corto de suministro de calor a volumen constante 2-X es seguido por un segundo proceso de suministro de calor a presión constante X-3. Las otras tres partes del ciclo son similares a las que se encuentran en los ciclos de Otto y Diesel. El ciclo dual recibe también el nombre de ciclo mixto, o ciclo de presión limitada. Obsérvese que el uso de un proceso de suministro de calor en dos etapas permite que el ciclo teórico dual modele, con buena aproximación, la porción superior izquierda de la curva real de operación para un motor de ignición por compresión, como se advierte en la figura 3.9 .

La eficiencia térmica del ciclo dual con aire normal depende de las cantidades de calor que entran y salen. El calor que se entrega durante el proceso a volumen constante 2-X es

$$q_{ent} = C_v (T_1 - T_2)$$

Si se supone que los calores específicos son constantes. Para la trayectoria a presión constante (X-3) el suministro de calor es

$$q_{ent} = C_p (T_3 - T_1)$$

Por consiguiente, la entrada total de calor para el ciclo dual es

$$q_{ent,tot} = C_v (T_x - T_2) + C_p (T_3 - T_x)$$

El calor liberado a lo largo de la trayectoria a volumen constante es

$$q_{sal} = C_v (T_4 - T_1)$$

En consecuencia, la eficiencia térmica de un ciclo dual con aire normal y valores constantes de los calores específicos es:

$$\eta_{t, dual} = \frac{q_{ent} - q_{sal}}{q_{ent}} = 1 - \frac{C_v (T_4 - T_1)}{C_v (T_x - T_2) + C_p (T_3 - T_x)}$$

$$= 1 - \frac{T_4 - T_1}{(T_x - T_2) + K (T_3 - T_x)} \quad (D)$$

en la que K es el cociente de los calores específicos. Recuérdese que la relación de compresión es $r = V_1 / V_2$ y que la relación de corte es $r_c = V_3 / V_x = V_3 / V_2$. Si además definimos la relación de presión $r_{p,v}$ durante el proceso de combustión a volumen constante como

$$r_{p,v} = P_x / P_2 = P_3 / P_2$$

entonces la eficiencia térmica que se obtiene de la ecuación D puede expresarse únicamente como función de $r, r_c, r_{p,v}$ y K como

$$N_{t, \text{ dual}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_{p,v} r_c^k - 1}{k r_{p,v} (r_c - 1) + r_{p,v} - 1} \right] \quad (E)$$

Cuando $r_{p,v}$ es igual a la unidad, la ecuación E se reduce a la ecuación de la eficiencia del ciclo Diesel, dada por la ecuación A. La ecuación E también se reduce a la ecuación del ciclo Otto cuando la r_c es igual a la unidad.

Para la misma entrada de calor y la misma relación de compresión, la eficiencia térmica de los tres ciclos teóricos disminuye en el orden siguiente: ciclo Otto, ciclo dual, ciclo Diesel. Esta es una razón importante por la que los modernos motores de ignición por compresión se diseñan para que funcionen más próximos a los modelos de ciclo Otto o dual en lugar de ciclo Diesel.

3.4- Golpeteo y detonación en los motores de combustión interna.

En los motores reciprocantes de combustión interna, ocurre un fenómeno llamado detonación, que se debe a la propagación de una onda de presión de alta velocidad, creada por la explosión súbita de la carga antes de que la encienda la flama. La onda de alta presión choca con las paredes del cilindro y causa el golpeteo metálico que a menudo se asocia con la detonación.

La causa de la detonación es diferente en los motores de gasolina y en los motores diesel. En los motores de gasolina donde la carga consiste de una mezcla de vapor de gasolina y aire, se inicia una pequeña flama por medio de una bujía de encendido; esta flama se mueve rápidamente envolviendo más y más cantidad de la mezcla. Esta expansión de la mezcla ocurre según un frente bien definido. La porción de gas cubierto por la flama se encuentra ahora caliente y tiene una presión más alta y un mayor volumen que los que tenía antes de ser cubierta por la flama. Por consiguiente, según avanza la flama, aumenta la temperatura del gas remanente dentro del cilindro, debido tanto a la rápida compresión como a la energía radiante que recibe del frente de llama. Si la temperatura de la carga excede a cierto valor crítico, se enciende espontáneamente, aun antes de que el frente de llama haya tenido tiempo de llegar a ella. La ignición espontánea se asocia siempre con la creación de una onda de presión que es lo que caracteriza la detonación. Esta onda de presión viaja a velocidad supersónica y choca con las paredes causando el mismo tipo de ruido generado que al golpearlo con un martillo. Si la ignición espontánea no ocurre, el frente de flama igniciado por la chispa se extiende, y cubre finalmente toda la carga y la enciende suavemente. En este caso, la liberación de energía es proporcional a la masa de la carga, y ocurre de tal modo que tiene lugar un aumento gradual de la presión.

La figura 3.13 muestra esquemáticamente los diagramas de presión-tiempo, así como el aumento de presión-tiempo (dp/dt contra t), para los motores normales y detonantes. La subida de la presión en la operación normal del motor, es bastante suave, aunque rápida, y la tasa de subida de presión es también continua; sin embargo, dp/dt cambia de signo, de positivo a negativo una vez en cada ciclo. En un motor detonante, los cambios de presión son bastante súbitos y la tasa de cambio de presión cambia de signo muy rápidamente unas cuantas veces, y puede que ni siquiera sea continua en el tiempo. Además, puede que haya puntos calientes locales en áreas donde existan depósitos de carbón. Puede que estos puntos calientes enciendan la nueva carga que entra para el próximo ciclo antes de que se complete la compresión, y causar de nuevo la detonación. Esta detonación causa mal funcionamiento y a veces hasta daños al motor, dependiendo de su severidad.

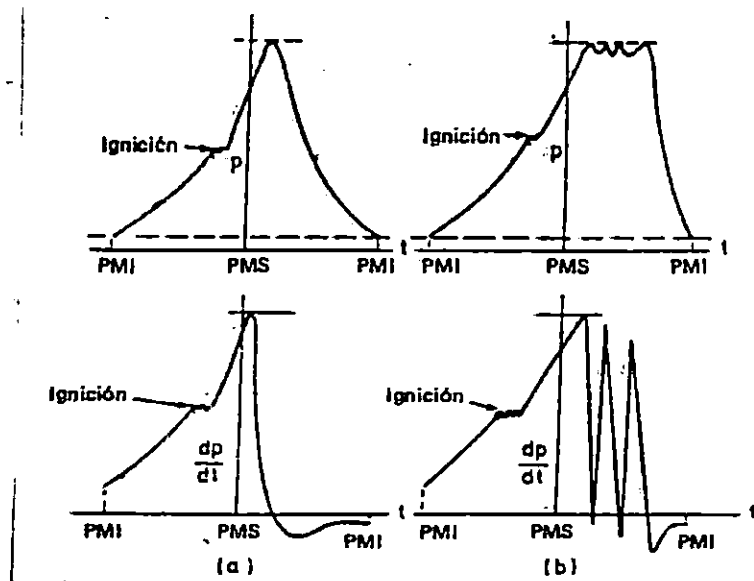


Figura 3.13. Diagramas de presión - tiempo (ángulo de la manivela) y de tasa de cambio de presión - tiempo para a) motores detonantes, y b) motores detonantes.

Se ha observado que la detonación depende principalmente de las características del combustible y de la razón de compresión. Si esta última se hace muy alta, es posible que prácticamente cualquier combustible pueda detonar. Por consiguiente, los motores de gasolina no tienen por lo general razones de compresión mayores de 10. Sin embargo, aún para una razón de compresión dada, hay algunos combustibles que detonan y otros que no lo hacen. La característica detonante de cualquier combustible viene dada por una escala de números llamada escala del número de octano. En esta

escala, al isooctano (C_8H_{18}) se le dá el valor de 100, ya que detona muy poco aún con altas razones de compresión. El combustible n-heptano (C_7H_{16}) tiene un número de octano cero puesto que tiene características detonantes en extremo malas. La calidad detonante de cualquier combustible se mide por el porcentaje en volumen de isooctano en una mezcla de octano y n-heptano, cuando la mezcla tenga las mismas características detonantes que el combustible en consideración. Es posible encontrar combustibles con un número de octano mayor de 100. Algunos aditivos como el bisulfuro de carbono y el tetra-etil plomo actúan como supresores de la detonación, cuando se añaden en pequeñas cantidades a la gasolina. La adición de cantidades apropiadas de estos compuestos puede elevar el valor de octano por encima de 100. Por lo regular, la gasolina de alto octanaje (valor de octano de 90), detona cuando la razón de compresión va más allá de 9.5 a 10. La adición de una pequeña cantidad de tetra etil-plomo a dicho combustible elimina todas las tendencias detonantes. No se conoce completamente la exacta naturaleza de la reacción química que impide la detonación.

La detonación también ocurre en los motores de ignición por compresión, a pesar del uso de aire puro para la compresión. Para que la combustión pueda ocurrir satisfactoriamente en los motores de ignición por compresión, el combustible que se atomiza debe de encender de manera uniforme, sin mucha demora en el tiempo, de modo que no se acumule en ninguna parte del cilindro. Algunos combustibles toman un tiempo bastante largo antes de encenderse.

Cuando se inyecta al cilindro, el combustible se acumula y termina por encenderse súbitamente, creando una onda de presión exactamente como en un motor de ignición por chispa. Mientras mayor es el retraso en el tiempo y mayor la acumulación de combustible, mayor será la severidad del golpeteo en dichos motores. Esto se debe comparar con el golpeteo que ocurre en los motores de ignición por chispa, donde la detonación y el golpeteo ocurren debido a la autoignición, mucho antes del paso del frente de flama. Un combustible como la gasolina que se enciende lentamente no se puede utilizar en un motor diesel, ya que causa un severo golpeteo. El combustible que se utilice en un motor diesel debe, por consiguiente, ser del tipo que se enciende bastante rápida y uniformemente a altas temperaturas.

Las características de golpeteo de los motores de ignición por compresión se miden en una escala llamada escala del número de cetano ($C_{16}H_{34}$, un sólido) en una mezcla de cetano y alfa-metil naftaleno, donde la mezcla posee las mismas características de golpeteo que el combustible en consideración. Un combustible con 38 de número de cetano tiene las mismas características detonantes o de golpeteo que una mezcla de 38% cetano y 62% alfa metil-naftaleno.

3.5 Lubricación.

El problema de la lubricación del motor de combustión interna se dificulta por las altas temperaturas experimentadas en el proceso de combustión y por las amplias variaciones en las temperaturas encontradas a través del ciclo.

La fricción entre las superficies deslizantes puede reducirse por presencia de un lubricante entre las superficies en contacto. La función del lubricante al desplazar dos superficies es la de reducir tanto la interferencia mecánica como la atracción molecular. El lubricante se adhiere a cada superficie por la atracción molecular y, sin embargo, él mismo queda sujeto al movimiento molecular. Estas consideraciones dictaminan una sustancia con más movilidad que la de un sólido y por ello se utilizan lubricantes fluidos y semifluidos. El efecto del lubricante, el reemplazar la fricción "sólida" con otra fricción "fluida" ciertamente menor.

La viscosidad del lubricante ayuda a arrastrar al fluido hacia el interior del espacio de separación entre las dos superficies, y después retarda la fuga del lubricante motivada por la acción de prensado de las fuerzas normales que tienden a juntar a las superficies.

Se supone que la temperatura del lubricante será menor (y por ello su viscosidad será mayor), por la acción enfriadora de la

mayor área de la superficie.

En la práctica de ingeniería, la lubricación límite se puede obtener:

- 1- En el instante del arranque de un motor, desde el reposo (y adviértase que el lubricante frío con alta viscosidad ayuda a establecer la lubricación perfecta).
- 2- En el preciso instante en que el motor comienza a pararse (y adviértase que el lubricante caliente tiene baja viscosidad).
- 3- En los movimientos recíprocos y de balanceo.
- 4- Con fluctuaciones rápidas en la velocidad o en la carga.
- 5- Cuando la viscosidad del lubricante es muy baja o cuando la viscosidad se reduce a un valor bajo por sobrecalentamiento.
- 6- Cuando el suministro del aceite es inadecuado.

3.5.1 Propiedades de los lubricantes.

Son muchas, y de objetos muy variados, las funciones del lubricante en los motores; el lubricante es requerido para limitar

y controlar:

- 1- La fricción.
- 2- El contacto de metal a metal.
- 3- Sobrecalentamiento.
 - a) por la fricción.
 - b) por el proceso de combustión (enfriamiento del émbolo).
- 4- Es desgaste.
- 5- La corrosión.

6- Los depósitos.

Para cumplir con estas funciones, el lubricante deberá tener:

- 1- Una viscosidad conveniente.
- 2- Oleosidad; para asegurar adherencia en los cojinetes y para menor fricción y desgaste, cuando la lubricación está en la región de película delgada y como una capa protectora contra la corrosión.
- 3- Alta resistencia de la película, para evitar el contacto de metal a metal y el asimiento cuando está sujeto a cargas pesadas.
- 4- Que no tenga tendencia a correr o atacar cualquier parte del motor.
- 5- Un bajo punto de fluidez para permitir el flujo del lubricante a bajas temperaturas hacia la bomba del aceite.
- 6- Sin tenencia a formar depósitos al unirse con el aire, agua, combustible o los productos de la combustión.
- 7- Capacidad limpiadora; para limpiar de residuos del motor.
- 8- Capacidad de dispersión para disolver y transportar cuerpos extraños en el aceite.
- 9- Características de no formación de espuma: para permitir al aceite disipar el aire (oxígeno), que tiende a estimular la oxidación.
- 10- Seguridad; no tóxico y no inflamable o explosivo.
- 11- Bajo costo.

CAPITULO CUATRO

DESCRIPCION DE LA PLANTA BIOGAS

4.0 DESCRIPCION DE LA PLANTA DE BIOGAS

La planta de biogás donde se efectuó el presente trabajo de investigación está ubicada en la Escuela de Agricultura "Roberto Quiñónez" en el cantón San Andrés, jurisdicción de Ciudad Arce, depto. de la Libertad. Se encuentra a una altitud de 460 m sobre el nivel del mar y la temperatura media anual es de 23.8 °C.

4.1 COMPONENTES DE LA PLANTA DE BIOGAS.

La planta de biogás se compone de las siguientes secciones:

1. Area de recolección del estiércol y agua. Aquí se recolecta el estiércol de los bovinos que permanecen estabulados durante las horas nocturnas.

1.1 Pila para mezclar el estiércol bovino con agua. Sirve para hacer la mezcla del estiércol con agua (ambos en iguales proporciones). Esta mezcla es la materia prima para alimentar los biodigestores. (fig. 4.4).

2. Area de producción de biogás. Consta de tres biodigestores de baja productividad, los que en detalle son:

A- Biodigestor de desplazamiento horizontal, con una capacidad de 15 m³ de carga y produce un promedio de 4.5 m³/día de biogás. (figs. 1.1 y 4.1)

B- Biodigestor Chino, de 12 m³ de capacidad y produce un promedio de 3.56 m³/día de biogás. (figs. 1.4 y 4.2).

- C- Biodigestor Hindú, de 10 m³ de capacidad y produce un promedio de 2.59 m³/día de biogás. (figs. 1.2 y 4.3)
3. Area de generación de potencia, consta de las partes siguientes:
- 3.1- Motor monocilíndrico de 6 Hp (4.47 Kw) que gira a una velocidad de 2200 rpm. (figs. 4.6 y 4.7). En la figura 4.13 se presentan las curvas de operación del motor según el fabricante. En ellas se observa que la potencia aumenta hasta un máximo de 7 Hp correspondiente a 2400 rpm. También puede observarse que el consumo de combustible es del orden de 210 gr/Hp.h a una velocidad de 2200 rpm. Otras especificaciones del motor se muestran en la fig. 4.14.
- 3.2- Generador eléctrico tipo A de 3 Kw que gira a 180° rpm (fig. 4.5).
- 3.3- Sistema de medición de potencia eléctrica compuesta por Voltímetro, Amperímetro, receptáculos para focos, interruptor térmico, interruptor manual y un tomacorriente hembra para conexión de cargas adicionales. (fig. 4.10).
4. Area de almacenamiento de biogás. Consta de un gasómetro de 1.8 m³ para acumulación de biogás proveniente de los biodigestores. (fig. 4.11).
5. Sistema de conducción y purificación de biogás. Consta de los siguientes componentes:

- 5.1 Tubería de conducción de biogás, instalada con PVC de 1 pulg. de 300 p81 de resistencia y conecta el área de producción de biogás con las áreas de almacenamiento y generación de potencia.
- 5.2 Filtros para ácido sulfhídrico, contruidos de PVC de 4 pulg. que en su interior contienen viruta de hierro, la que absorve el ácido sulfhídrico presente en el biogás. (fig. 4.12).
- 5.3 Trampas de agua, hechas de tubería PVC de 1 pulg. que tienen la doble función de condensar el agua que lleva el biogás y servir como válvula de seguridad por cualquier aumento de presión en el sistema de conducción.
- 5.4 Medidores de presión, contruidos de tubo de vidrio de 13mm de diámetro montados sobre una regla graduada que sirve para medir la presión de flujo de biogás.
6. Mezclador de biogás-aire, contruido de tubería y accesorios PVC de 1 pulg. Su función es permitir la entrada del biogás al motor por medio del sistema de admisión de aire. (figs. 4.8 y 4.9). Ver detalle en sección 6.2.

En la fig. 1.10 se describe la ubicación de cada una de las áreas mencionadas anteriormente.

4.2. EQUIPO UTILIZADO.

Para realizar la toma de datos del trabajo se utilizó el siguiente equipo:

- 1- Tacómetro mecánico de 20,000 rpm marca DEUMO, ± 10 rpm.
- 2- Voltímetro, ± 2 Volt.
- 3- Amperímetro de tenaza.
- 4- Termómetro de mercurio de 350 °C, ± 1 :C.
- 5- Cronómetro ± 0.1 seg.
- 6- Probeta calibrada de 1000 ml, ± 20 ml.
- 7- Marómetros Diferenciales ± 1 cm de columna de agua.

4.3. HERRAMIENTAS MANUALES UTILIZADAS.

- 1- Llaves mixtas No. 10, 13, 14, 17 mm.
- 2- Desarmador Phillips.
- 3- Desarmador Plano.

4.4. MATERIAL UTILIZADO.

- 15 galones de Diesel.*
- 1 galón de aceite lubricante SAE 40.
- 90 m³ de biogás.*

* ver características en anexos 4 y 5.

4.5. EQUIPO UTILIZADO PARA CARGAR BIODIGESTORES.

- 2 baldes.
- 1 carretilla manual.
- 2 palas.

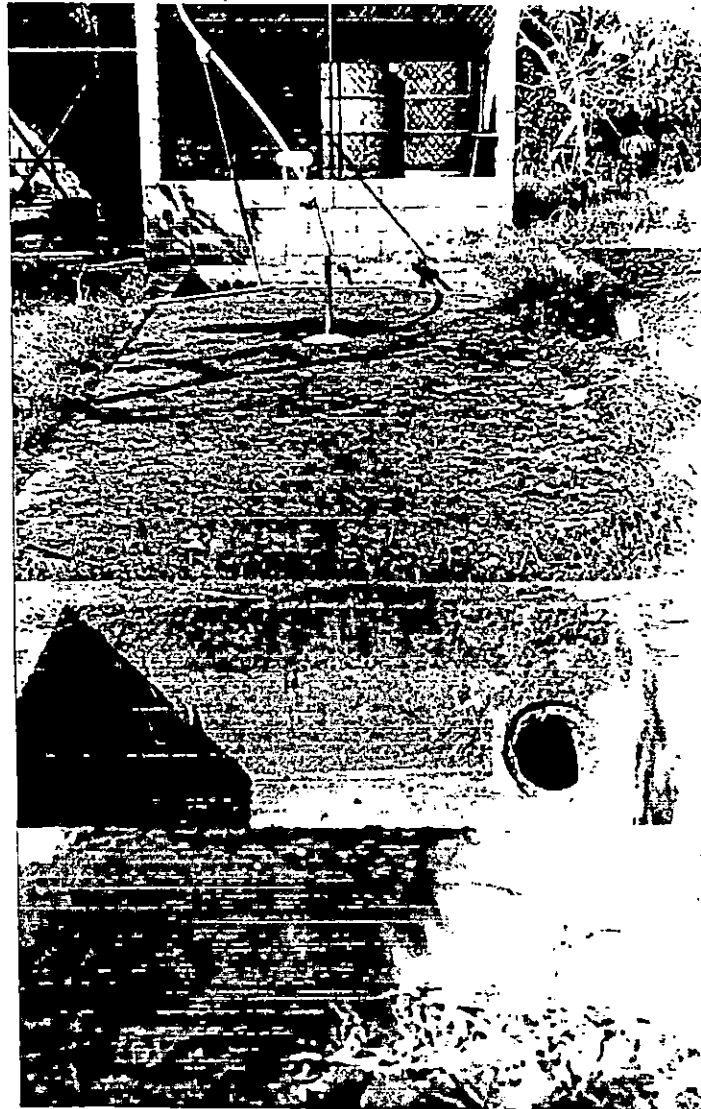


Fig. 4.1 Biodigestor de desplazamiento Horizontal.

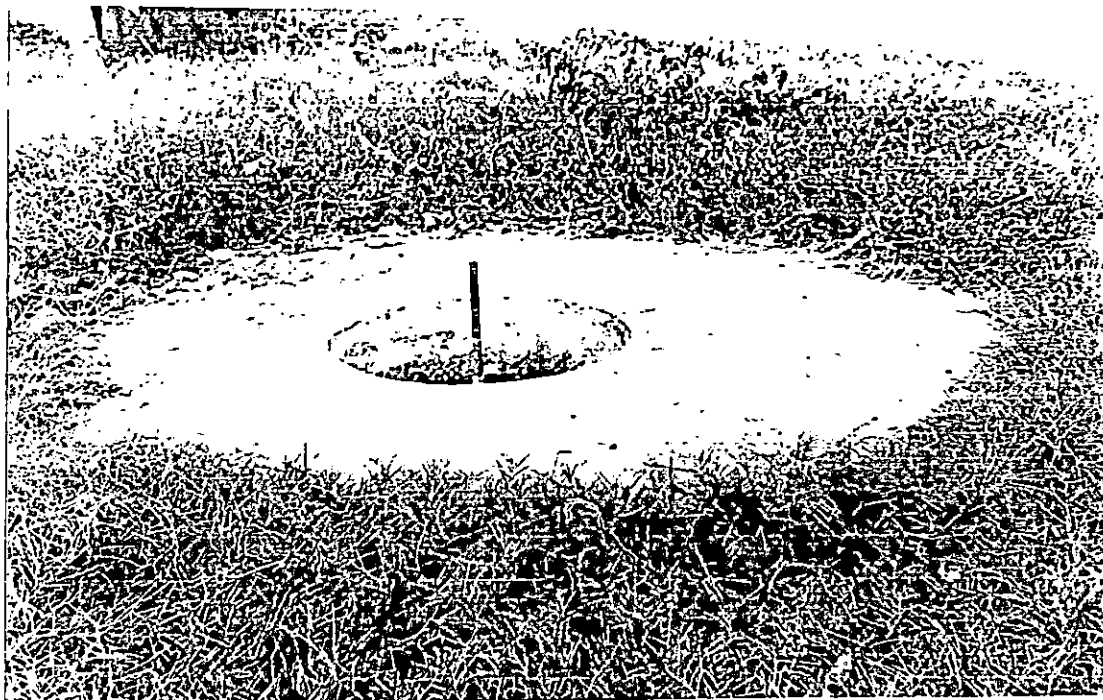


Fig. 4.2 Biodigestor Chino.

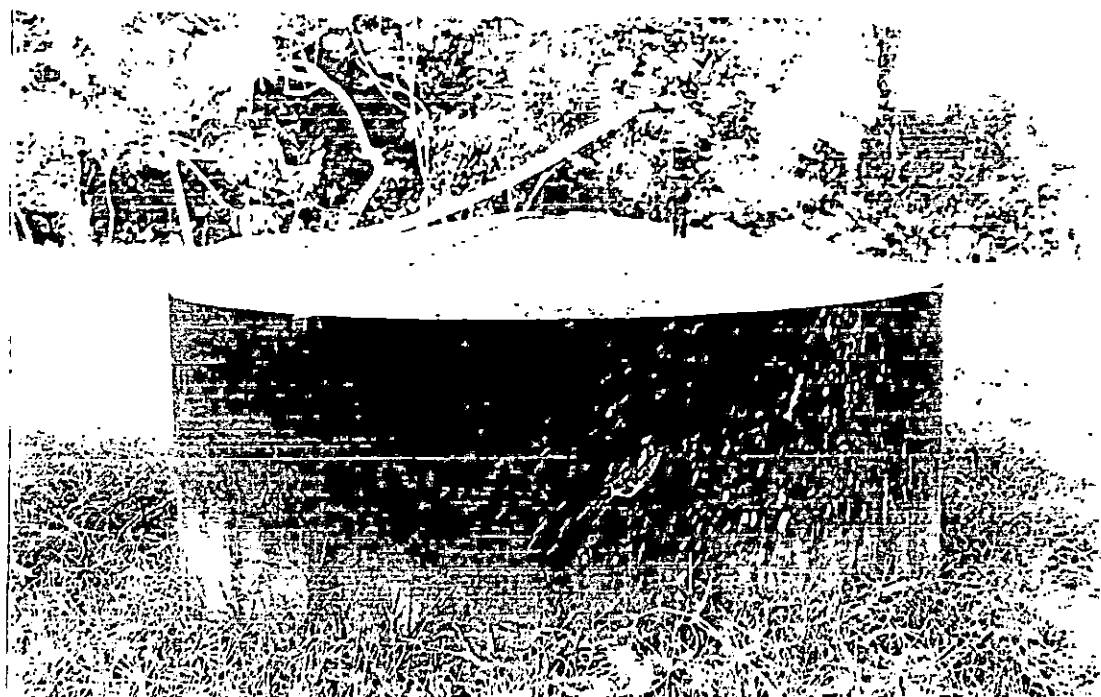


Fig. 4.3 Biodigestor Hindú.



Fig. 4.4 Pila para mezclar el estiércol con agua.

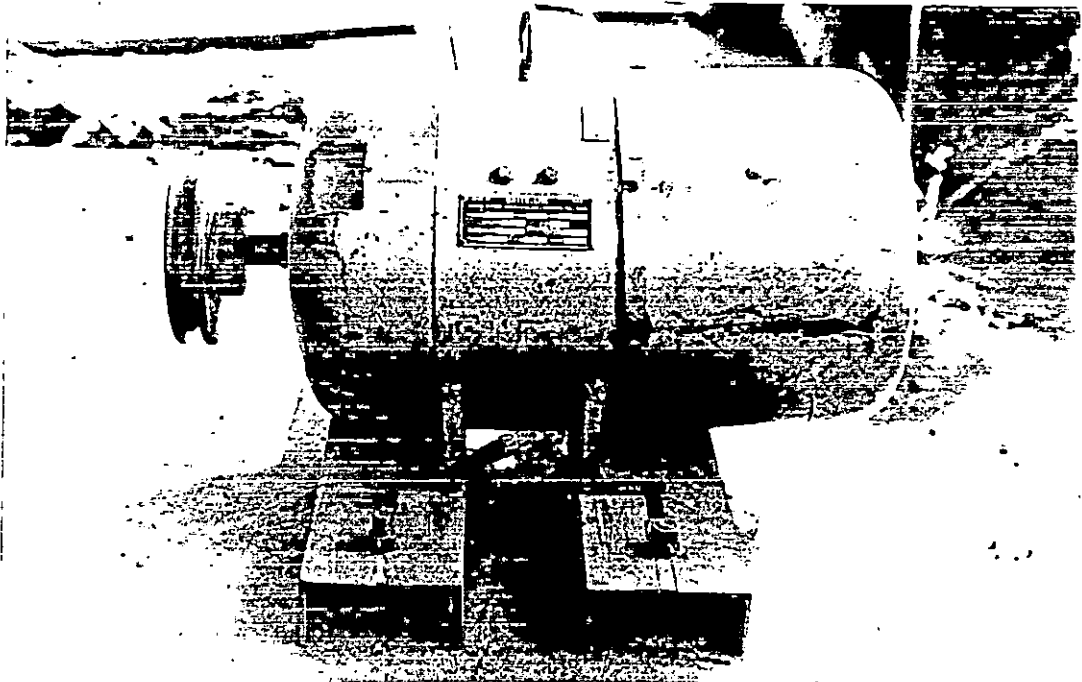


Fig. 4.5 Sistema de Generación de Potencia, Generador.

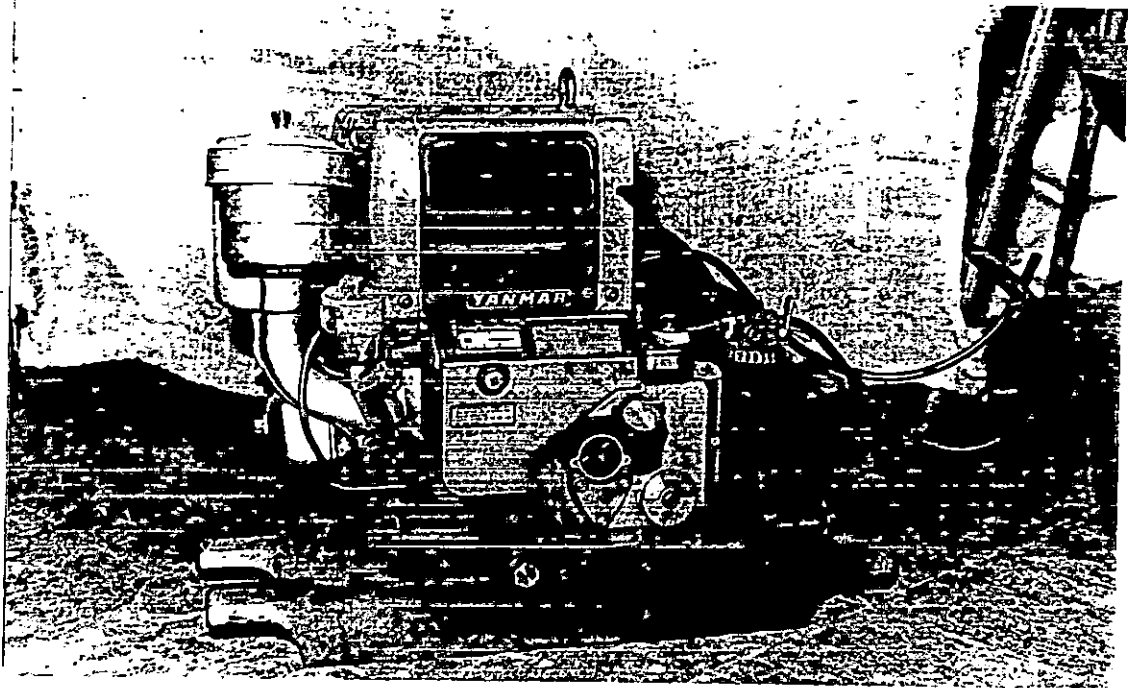


Fig. 4.6 Sistema de Generación de Potencia, Motor.

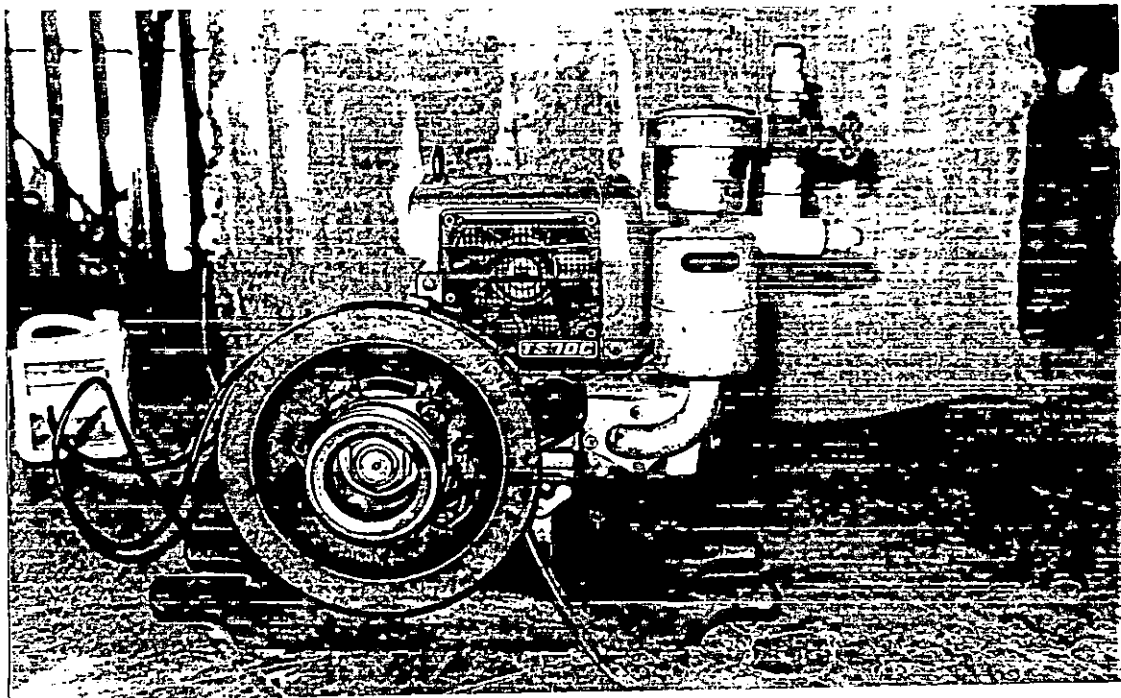


Fig. 4.7 Sistema de Generación de Potencia, Motor con Mezclador.

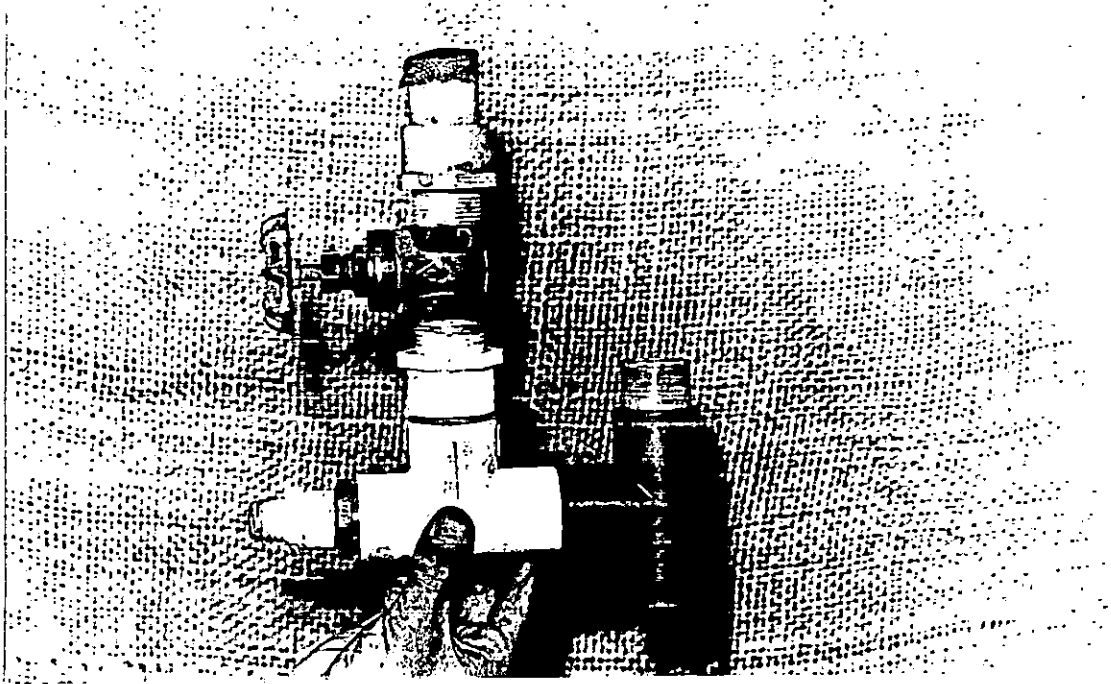


Fig. 4.8 Mezclador de Biogas-Aire.



Fig. 4.9 Mezclador de Biogas-Aire adaptado al Motor.

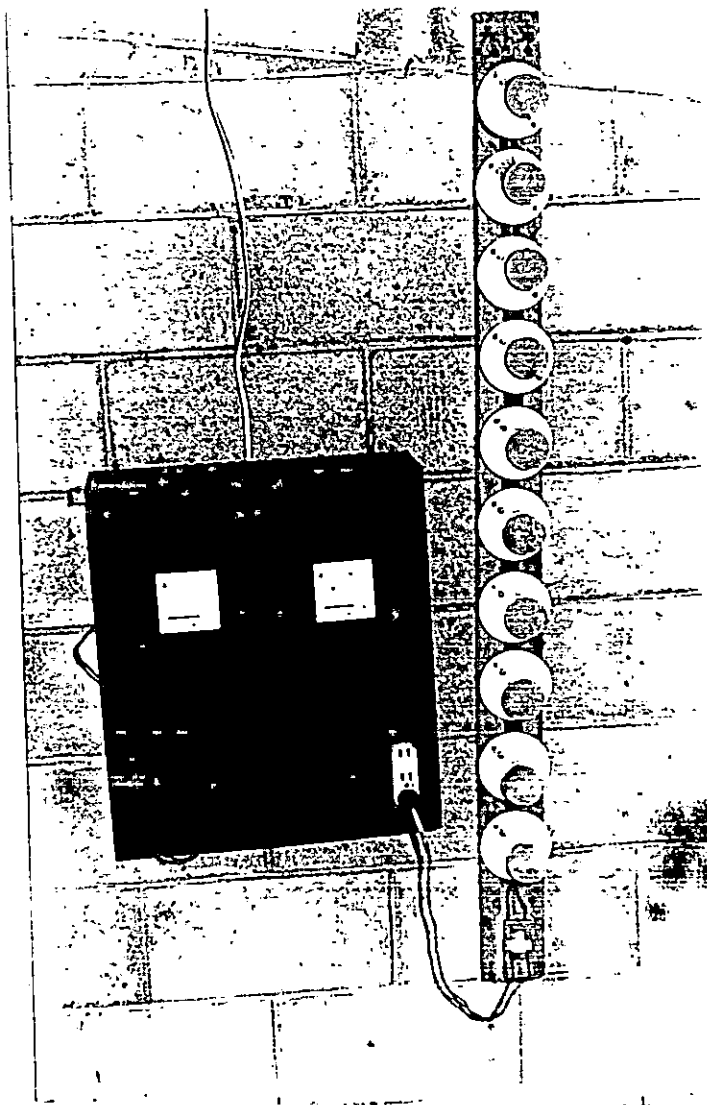
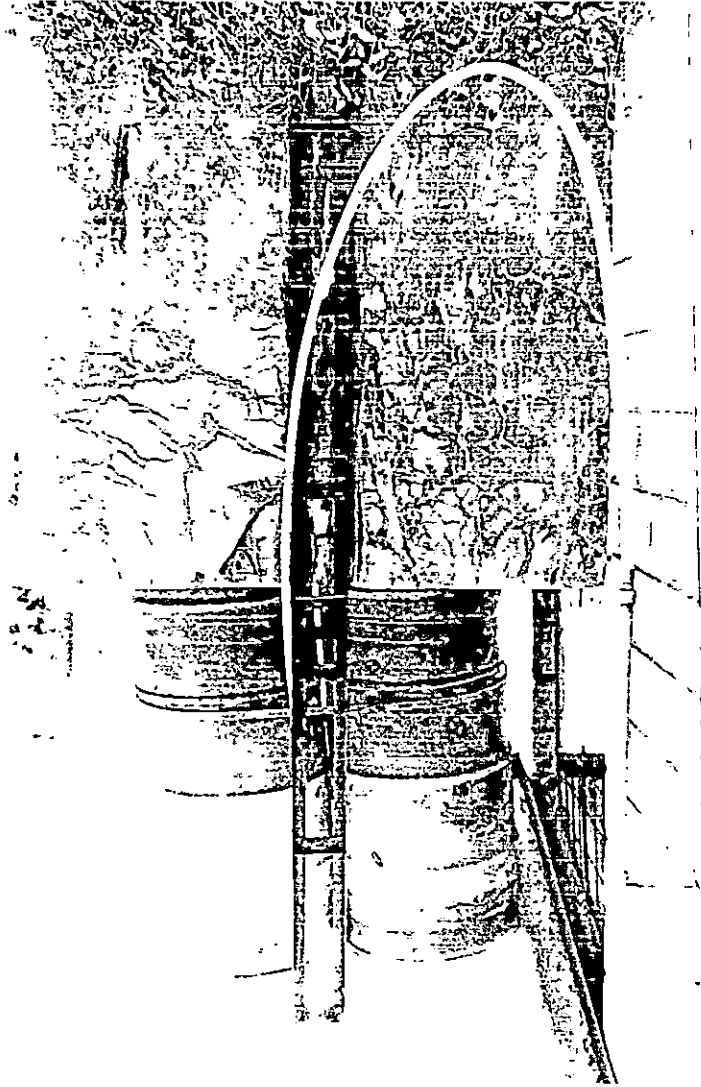


Fig. 4.10 Sistema de medición de Potencia Eléctrica.

Fig. 4.11 Gasómetro de acumulación de Biogás.



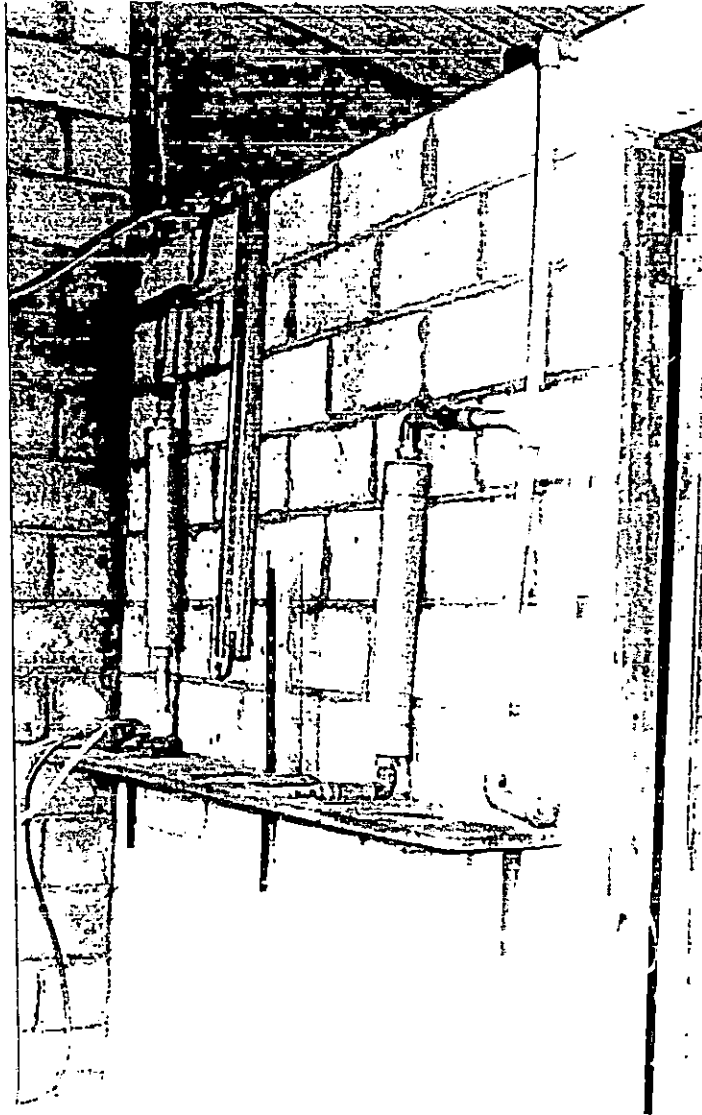


Fig. 4.12 Probeta graduada, medidor de presión y filtros para ácido sulfhídrico.

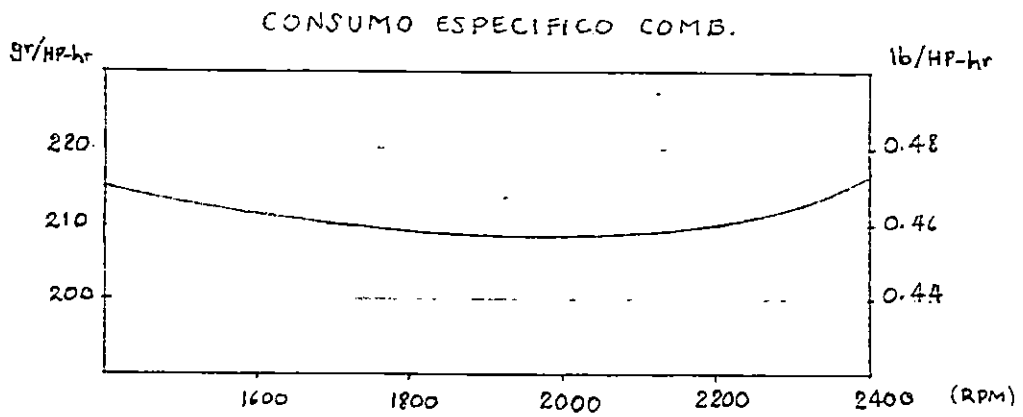
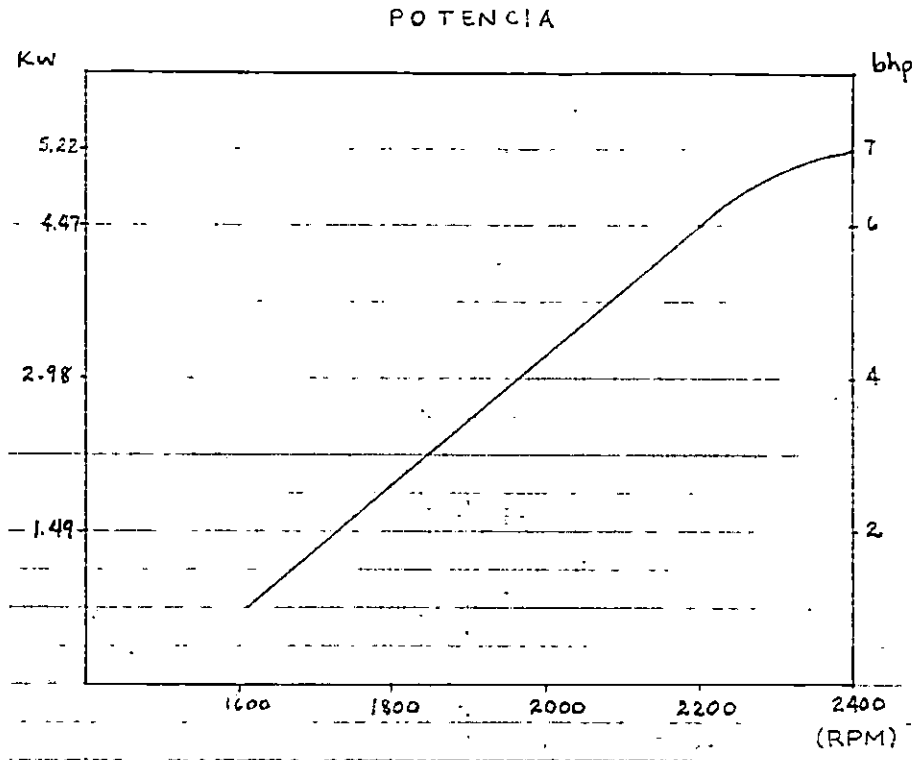
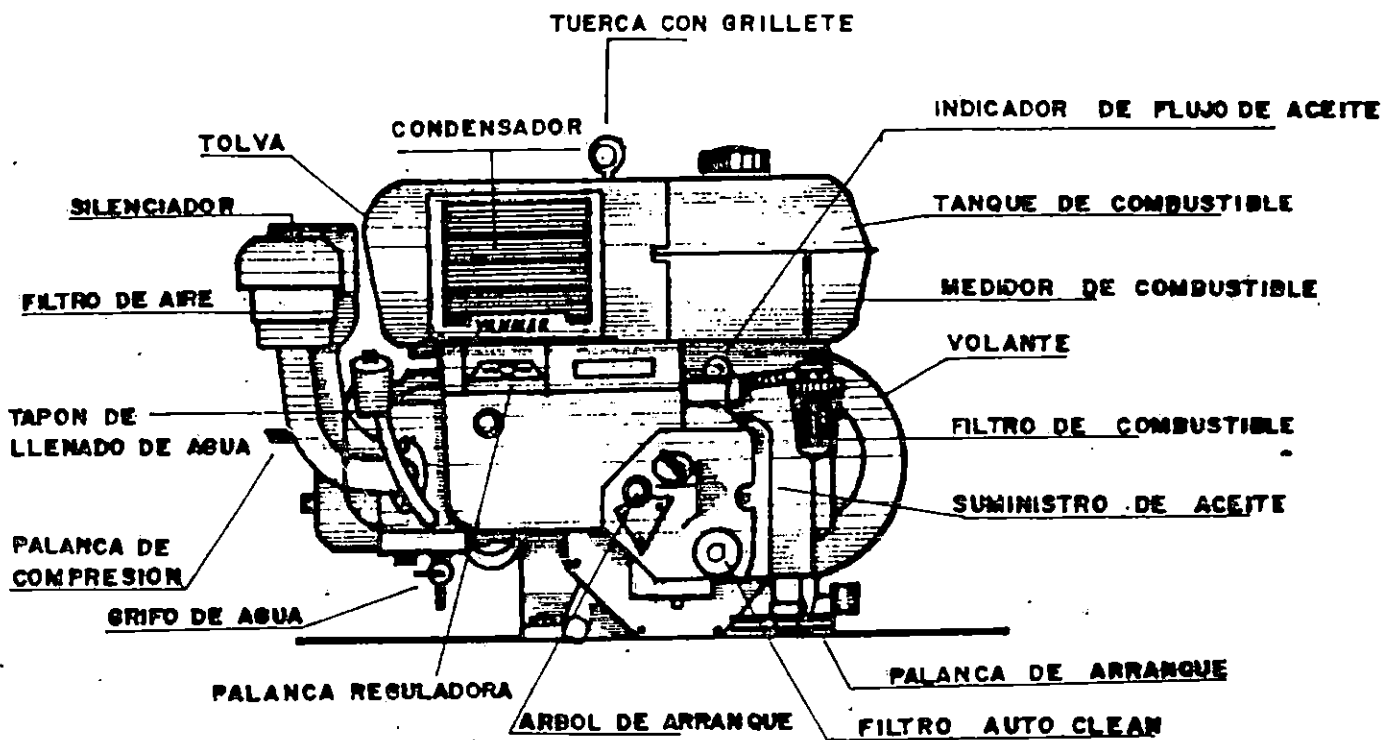


FIG. 4.13. CURVAS DE OPERACION DEL MOTOR YANMAR TS70C, SEGUN EL FABRICANTE.



MOTOR DIESEL, MARCA YANMAR, MODELO TS 70C. POTENCIA MAXIMA 70HP @ 2400 rpm

ESPECIFICACIONES	
MODELO	TS 70 C
TIPO	HORIZONTAL 4C
NUMERO DE CILINDROS	1
DIAMETRO Y CARRERA	80x75 mm.
CILINDRADA	376 cm ³
POTENCIA CONTINUA	6/2200 HP/rpm.
POTENCIA MAXIMA DURANTE UNA HORA	7/2400 HP/rpm.
CONSUMO ESPECIFICO DE DIESEL	210 gr/HP/hr.
RELACION DE COMPRESION	21.2 : 1
CAPACIDAD DEL TANQUE	8.0 lts.

FIG. 4.14. ESPECIFICACIONES DEL MOTOR YANMAR TS70C.

CAPITULO CINCO

EVALUACION DEL MOTOR FUNCIONANDO CON DIESEL

5.0 EVALUACION DEL MOTOR FUNCIONANDO CON DIESEL.

5.1 MANTENIMIENTO DEL EQUIPO PREVIO A LAS PRUEBAS CON DIESEL

En el motor antes de hacer las pruebas, se hicieron las siguientes actividades:

1. Limpieza del filtro de admisión de aire.
2. Limpieza del filtro de aceite.
3. Cambio de aceite.
4. Cambio de agua de enfriamiento.
5. Cambio de faja del sistema generador de potencia.
6. Construcción de la base de concreto para empotrar el motor.
7. Dimencionamiento de la banda transmisora. (ver anexo 1).

En el generador: se hicieron las siguientes actividades.

1. Limpieza de estator y rotor.

Se observó que el generador al trabajar con carga y girando a 1800 rpm no generaba los 110 v. nominales; por lo cual, y tomando en cuenta que éste ha sido rebobinado, se buscó mantener constante el voltaje mediante el aumento de las rpm del generador, aumentando las rpm del motor. Lo anterior se hizo para todas las evaluaciones.

En las observaciones realizadas en las pruebas se confirma como funcionó el generador habiendo modificado su valor nominal de

revoluciones por minuto, como se especifica en la nota anterior.

El objetivo perseguido era mantener una producción de potencia eléctrica estable de tal manera que el motor trabajara a una potencia aproximada a la generada.

5.2 METODOLOGIA DE LA EVALUACION DEL MOTOR DIESEL, PRIMER PERIODO

Corresponde a la evaluación del funcionamiento del motor utilizando Diesel únicamente. La duración fue de 75 horas, estimándose que serían cubiertas en sesiones de trabajo de 5 horas diarias, pudiendo completar la evaluación en 20 días. Durante las primeras 25 horas se operó el sistema a la máxima carga (3000 watts), las 25 horas siguientes se operó al 50% de la carga máxima y las 25 horas restantes se operó al 75% de la carga máxima.

PROCEDIMIENTO

1. Se revisó el nivel de aceite, el nivel del agua refrigerante (se tomó la temperatura inicial) y el nivel de combustible diesel en la probeta; este último debió estar marcando 1000 ml.
2. Se revisó la tensión de las fajas de transmisión y del ventilador de enfriamiento. Su juego no debía exceder de 25mm y 15mm, respectivamente. Caso contrario tensar dichas fajas.

3. Se abrió el grifo de suministro de combustible, colocándolo hacia abajo en la posición vertical OPEN.
4. Se colocó la palanca de arranque en el árbol de inicio del motor y se empujó la palanca de compresión. Se hizo girar la palanca de arranque unas cinco vueltas para observar la circulación del aceite lubricante en el indicador respectivo.
5. Se colocó la palanca de regulación de velocidad en la posición START.
6. Se empujó nuevamente la palanca de compresión y giró rápidamente la palanca de arranque hasta que el volante haya logrado suficiente inercia, se liberó la palanca de compresión y el motor inició su funcionamiento.
7. Una vez que el motor estuvo funcionando, se mantuvo su velocidad a 1500 rpm., durante 5 minutos, con el fin de que alcance una temperatura adecuada para su operación posterior con carga.
8. Las rpm., se controlaron por medio del tacómetro, colocándolo en el eje del volante y moviendo ligeramente hacia la derecha la palanca reguladora de velocidad del motor.
9. Luego de haber transcurrido los 5 minutos de calentamiento del

ligeramente hacia la izquierda hasta alcanzar 2000 rpm en el motor de 1800 rpm en el generador eléctrico.

10. Se colocó el interruptor térmico en la posición ON, los focos o aparatos eléctricos encendieron.
11. Se inició la toma de lecturas simultáneas, continuándolas cada 30 minutos. Se anotaron las lecturas en el cuadro de datos No. 3.
12. Las lecturas fueron efectuadas de la siguiente manera:
 - a) Las revoluciones por minuto (rpm) del generador se obtuvieron por medio de un tacómetro que se colocó para cada lectura en el centro del eje de la polea.
 - b) El voltaje y amperaje se obtuvieron por medio de los equipos de medición conectados a la salida del generador.
 - c) En sustitución del tanque de combustible del motor fue instalada una probeta de 1000 ml de capacidad, en la cual se efectuaron las lecturas correspondientes al consumo neto de diesel.
 - d) La temperatura de los gases de escape se registró por medio de equipo de medición de temperaturas colocado a la salida del silenciador del motor.

- e) La temperatura del agua refrigerante se tomó por medio de un termómetro (0° a 100° C), en el tubo de suministro de agua del motor.
13. Al finalizar cada prueba se colocó el interruptor térmico en la posición OFF e inmediatamente se disminuyó la velocidad del motor moviendo ligeramente la palanca reguladora hacia la derecha para que éste girara a 1500 rpm.
 14. Se mantuvieron dichas revoluciones durante 3 minutos antes de apagar por completo el motor. El paro de éste se consiguió moviendo la palanca reguladora hacia la posición STOP.
 15. Se tomó la temperatura final del agua refrigerante. En este paso se recomienda mucho cuidado ya que el tapón del tubo de suministro de agua estará caliente.
 16. Se cerró el grifo de suministro de combustible, colocándolo hacia arriba en la posición CLOSE.
 17. Asegurarse de llenar nuevamente la probeta de diesel hasta alcanzar los 1000 ml.
 18. En el cuadro No. 5 de cálculo de datos técnicos se anotaron al final de cada prueba.
 - a) Volumen de diesel consumido (ml) a partir de la diferencia entre las lecturas de la probeta.

- b) Consumo neto de diesel en lts/hora. Se obtendrá de dividir el volumen consumido en litros entre el tiempo de consumo en horas.
- c) La potencia al freno se calcula a partir del balance energético (Hp).
- d) El consumo específico de diesel en gr/Hp-hora se obtendrá de dividir el consumo neto en gr/hora entre la potencia al freno en Hp.

5.3. MEDICION DE VARIABLES.

Las variables medidas en el motor fueron:

1. Velocidad de rotación (rpm).
2. Temperatura de gases de escape ($^{\circ}$ C)
3. Temperatura de agua refrigerante ($^{\circ}$ C)
4. Consumo de Diesel (H)
5. Tiempo de consumo (h)

Las variables medidas en el generador fueron:

1. Velocidad de rotación (rpm)
2. Voltaje (V)
3. Corriente (A)

5.4 DATOS OBTENIDOS Y CALCULOS REALIZADOS PARA LA EVALUACION DEL MOTOR FUNCIONANDO CON DIESEL.

En el cuadro 1 se muestra un promedio de los datos obtenidos en la evaluación del motor funcionando con Diesel.

5.4.1 JUSTIFICACION DE CALCULO:

Debido a la deficiencia en el funcionamiento del generador y considerando la dificultad para poder adquirir otro, además de la escasa información sobre él mismo, se decidió utilizarlo para estudiar el motor bajo las mismas condiciones de carga, tanto para las pruebas con Diesel como con la mezcla biogás-Diesel.

5.4.2 ASPECTOS A CONSIDERAR EN EL ESTUDIO DEL MOTOR PARA AMBOS PERIODOS DE PRUEBA.

Para analizar las condiciones de funcionamiento del motor se partirá de la potencia que proporciona el combustible utilizado, haciendo uso del balance energético de los motores de combustión interna, como se muestra en la figura:

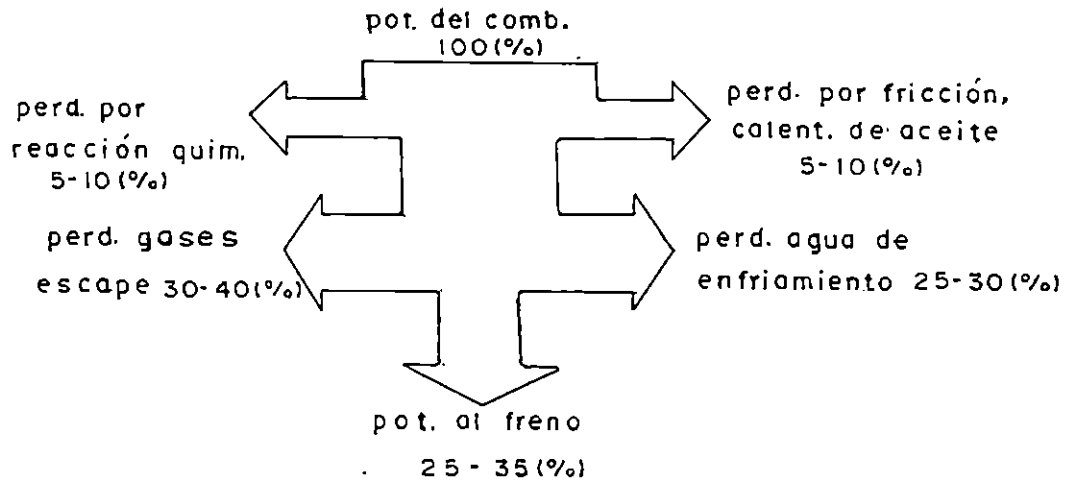


Fig. No. 5.1 Diagrama de pérdidas de un motor de combustión interna.

Los porcentajes de pérdidas de potencia que se aproximan a las condiciones de funcionamiento del motor son:

- Potencia proporcionada por el combustible: 100%
- Perd. de potencia por gasses de escape: 30%
- Perd. de potencia por agua de enfriamiento : 25%
- Perd. de potencia por fricción, calent. de aceite: 10%
- Perd. de potencia por reacción química: 5%
- Potencia al freno o potencia de salida: 30%

Para el análisis se utilizaron las siguientes formulas:

Pot. C = H x B (a) donde: Pot. C: pot. del combustible

H: poder calorífico

B: consumo horario de combustible

Pot. I = Pot C - perd. por calentamiento (B) donde:

Pot. I: pot. indicada

perd. por calentamiento: gases

escape, agua enfriamiento y reacción
química.

Pot F = Pot. I - perd por fricción, calent. de aceite. (C) donde:

Pot. F: Pot al freno.

Rend. I = Pot. I / Pot. C x 100 (D) donde:

Rend I: Rendimiento Indicado

Rend. M = Pot. F / Pot. I x 100 (E) donde:

Rend M: Rendimiento Mecánico

Rend. E = Pot. F / Pot. C x 100 (F) donde:

Rend E: Rendimiento Efectivo.

Poder calorífico Diesel:

- alto: 10,903.3 Kcal/Kg.

Se utilizó el promedio: 10,569.5
Kcal/Kg.

- bajo: 10,235.7 Kcal/Kg.

Poder calorífico Biogás, para un contenido de 60% de Metano:

- alto: 6,756 Kcal/m³

Se utilizó el promedio: 6,421

Kcal/m³

- bajo: 6,086 Kcal/m³

5.5 ANALISIS DEL MOTOR FUNCIONANDO CON COMBUSTIBLE DIESEL

Del cuadro 5 se tienen los siguientes consumos horarios de Diesel para sus respectivas cargas (0.480, 0.760 y 2.260) Kw:

- 0.594 lt/h (0.499 Kg/h)
- 0.659 lt/h (0.553 Kg/h)
- 0.976 lt/h (0.820 Kg/h)

1- Para el primer consumo horario:

- $\text{Pot. C} = H \times B = 10569.5 \text{ Kcal/Kg (0.499 Kg/h)} = 5274.18 \text{ Kcal/h} \times 1\text{Hp} / 641.19 \text{ kcal/h} = 8.22 \text{ Hp}$
- $\text{Pot I} = \text{Pot. C} - \text{perd. por calentamiento.}$
- $\text{Perd. por calentamiento} = 30\% \text{ perd. gases escape} + 25\% \text{ perd. agua enfriamiento} + 5\% \text{ perd. reacción química} = 60\% \text{ de pot. C}$
- $\text{Pot I} = \text{Pot. C} - 60\% \text{ Pot. C.} = 8.22 - 0.60 (8.22) = 3.29 \text{ Hp.}$
- $\text{Pot F} = \text{Pot I} - \text{perd fricción, calentamiento de aceite.}$
 $\text{Perd. fricción, calent. aceite} = 10\% \text{ de Pot I.}$
- $\text{Pot. F} = 3.29 - 0.1 (3.29) = 2.96 \text{ Hp.}$

$$\text{Rend. I} = \text{Pot. I} / \text{Pot C} \times 100 = 3.29 / 8.22 \times 100 = 40\%$$

$$\text{Rend. M} = \text{Pot. F} / \text{Pot I} \times 100 = 2.96 / 3.29 \times 100 = 90\%$$

$$\text{Rend. E} = \text{Pot. F} / \text{Pot C} \times 100 = 2.96 / 8.22 \times 100 = 36\%$$

Para los demás consumos horarios se sigue el mismo procedimiento.

En el cuadro No. 4 se resumen los resultados.

En la fig. 5.2 se tienen las curvas de potencia y consumo específico de Diesel contra rpm respectivamente. Se puede observar como funcionó el motor utilizando únicamente Diesel.

CUADRO No. 3

DATOS PROMEDIO DEL MOTOR FUNCIONANDO CON COMBUSTIBLE DIESEL

AGUA REFRIGERANTE: $T_i = 24^{\circ}\text{C}$
 $T_f = 92^{\circ}\text{C}$

TEMPERATURA AMBIENTE: $T_i = 27^{\circ}\text{C}$
 $T_f = 32^{\circ}\text{C}$

CARGA (Kw)	RPM GENER.	RPM MOTOR	VOLTAJE (V)	CORRIENTE (A)	LEC. DIESEL (ml)	T. GASES ESCAPE ($^{\circ}\text{C}$)
0.480	2065.97	2268.86	111.28	3.78	297.18	182.47
0.760	2059.37	2264.06	111.18	5.76	328.96	187.26
2.260	2069.42	2400.00	110.00	17.22	487.95	249.04

CUADRO No. 4. RESULTADOS DE POTENCIA (HP) Y RENDIMIENTO (%) PARA LAS PRUEBAS CON DIESEL.

CARGA FACTOR	0.480 Kw (Hp)	0.760 Kw (Kp)	2.260 Kw (Hp)
Pot. C	8.22	9.12	13.52
Pot. I	3.29	3.65	5.41
Pot. F	2.96	3.28	4.87
	(%)	(%)	(%)
Rend. I	40	40	40
Rend. M	90	89.9	90
Rend. E	36	36	36

CUADRO No. 5

RESULTADOS DE DATOS PROMEDIOS DEL MOTOR FUNCIONANDO
CON COMBUSTIBLE DIESEL

CARGA Km	TIEMPO h	DIESEL CONS ml	CONS. NETO DIESEL lt/h	CONS NETO DIESEL* g/h	POTENCIA AL FRENO HP	CONS. ESP. DIESEL g/HP-h
0.480	1	594.35	0.594	499.00	2.96	168.58
0.760	1	659.37	0.659	553.00	3.28	168.60
2.260	1	976.32	0.976	820.00	4.87	168.38

* Cons. Neto Diesel (g/h) = Cons. Neto Diesel (lt/h) * 840 g/lt

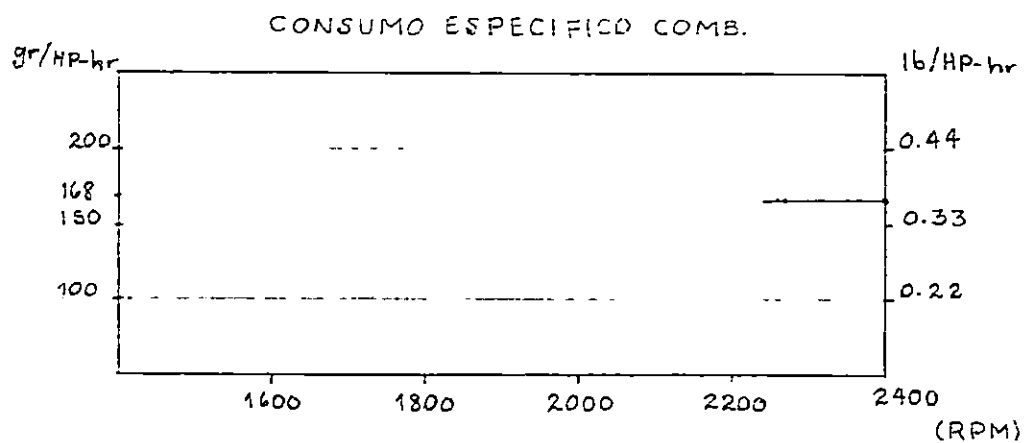
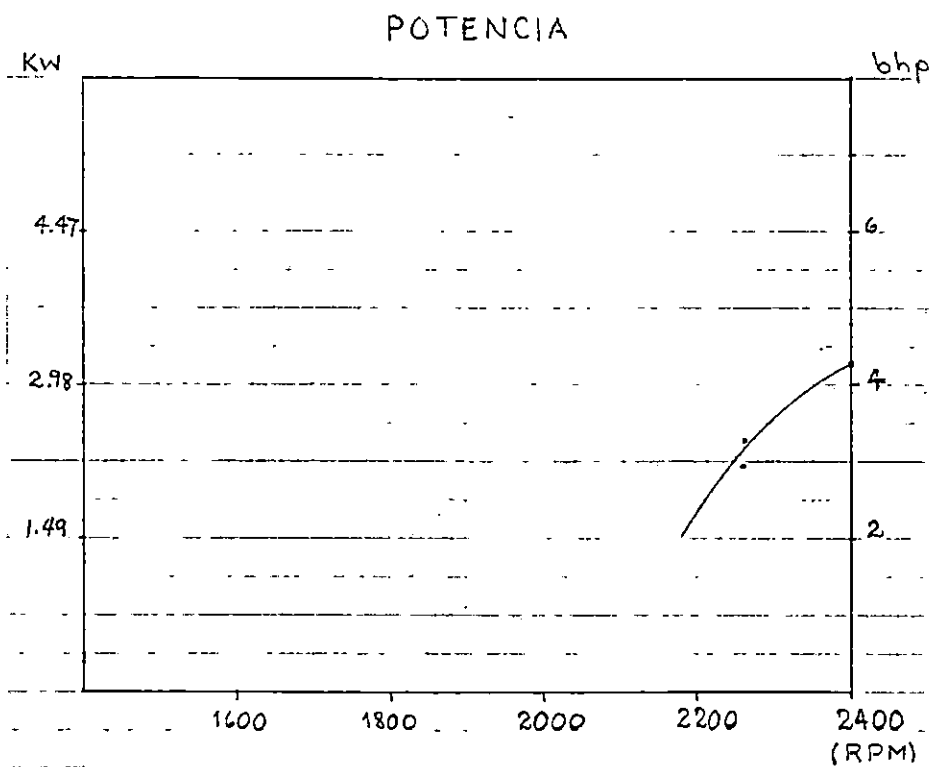


FIG. 5.2. CURVAS OBTENIDAS DE LAS PRUEBAS DEL MOTOR FUNCIONANDO CON DIESEL.

5.6 OBSERVACIONES EFECTUADAS DURANTE EL PERIODO DE PRUEBA CON DIESEL.

5.6.1 GENERALES.

1. Humo negro al arrancar el motor. Esto se debe precisamente al exceso de combustible que llega a tener el cilindro (cámara de combustión), antes de empezar a quemarse éste.
2. Detonaciones esporádicas en el motor con humo blanco. Se observó hasta que el motor llega a funcionar establemente; es decir, sin vibraciones.
3. Mínimo calentamiento del generador. Esto permitió sobrepasar el valor de las revoluciones por minuto (rpm) nominales del generador, para poder compensar la excesiva caída de voltaje al funcionar a volar nominal. El generador fue anteriormente a las pruebas embobinado con un alambre de mayor calibre, por lo que las características originales de éste cambiaron y se pudo alimentar los diferentes valores de carga sin mucha variación de voltaje y corriente con el arreglo mencionado.
4. La mínima vibración en el motor hacia que la palanca del gobernador se corriera hacia la derecha, lo que repercutía en la disminución de las rpm del motor; por lo que hubo necesidad de asegurarla para poder mantenerlas fijas las rpm.

5.6.2 ESPECIFICAS.

1. Excesiva oxidación en el agua de enfriamiento, debido a la calidad de ésta.
2. Degradación del aceite; es decir, con una apariencia muy negra y muy baja viscosidad.**
** El aceite utilizado se escogió de acuerdo al manual del fabricante (ESSO SAE 40).
3. Desgaste normal de las escobillas del generador.
4. Para cada valor de carga eléctrica utilizados en las pruebas, el consumo de Diesel se mantuvo constante, por lo que valores promedio encontrados son significativos.
5. A mayor carga del motor, se observó un aumento considerable en la temperatura de los gases de escape por el mayor consumo de combustible.
6. No se tuvo sobrecalentamiento del agua de enfriamiento el calentamiento del agua refrigerante fue normal, por lo que se asume que las pérdidas de potencia debidas a la fricción, también se mantuvieron dentro del rango normal.

BIOGAS-DIESEL

EVALUACION DEL MOTOR FUNCIONANDO CON MEZCLA

CAPITULO SEIS

6.0 EVALUACION DEL MOTOR FUNCIONANDO CON MEZCLA BIOGAS-DIESEL.

6.1 MANTENIMIENTO DE LA PLANTA DE BIOGAS Y DEL EQUIPO, PREVIO A LAS PRUEBAS CON MEZCLA BIOGAS-DIESEL.

Con el fin de mantener en buen estado el equipo y obtener datos confiables, se realizaron las siguientes actividades de mantenimiento antes de comenzar la etapa de pruebas con mezcla biogas-diesel.

En el motor se hizo lo siguiente:

1. Limpieza del filtro de admisión de aire.
2. Limpieza del filtro de aceite.
3. Cambio de aceite.
4. Cambio del agua de enfriamiento.

En el generador se realizaron los siguientes arreglos:

1. Limpieza del rotor y estator.
2. Comprobación del funcionamiento de los rodamientos.
3. Cambio de una escobilla (carbón) debido al deterioro de la misma.

En la planta de biogás se prepararon los siguientes elementos:

1. Revisión e instalación de tubería PVC en la planta.
2. Preparación de los dos filtros para la eliminación del ácido sulfhídrico (SH_4) del biogás. Estos consisten en dos tubos PVC de 4 pulgadas de diámetro rellenos con

viruta metálica (resíduo del trabajo mecánico en metales, de preferencia obtenida del torno).

3. Construcción del mezclador Biogás-Diesel.

6.2. DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL MEZCLADOR BIOGAS-AIRE.

El diseño del mezclador utilizado en las pruebas corresponde a un mezclador de admisión directa, ya probado por los chinos. Este tipo es de fácil construcción y bajo costo, a la vez muy sencillo de adaptarse al motor para ser modificado, (Ver anexo 6).

En el caso del modelo del motor utilizado (motro YANMAR TS 70C 6HP) el tubo de admisión de aire tiene un diámetro de 1 pulg, lo que permitió utilizar tubería y accesorios normalizados de PVC de esa medida, así se evitó hacer ampleaciones o reducciones en los materiales utilizados.

Se optó por PVC por ser anticorrosivo, ya que el ambiente donde se utilizaría es altamente corrosivo por la presencia del ácido sulfhídrico (SH_4) componente del biogás.

La posición del mezclador es entre el filtro de admisión de aire y el tubo de admisión del motor, con esto no se altera el funcionamiento del mismo. Lo más importante es que la relación aire-combustible no se altera y que siempre el rendimiento del motor es óptimo, (Ver fig. 4.7 y 4.9).

Los materiales utilizados para la construcción del mezclador fueron:

- 25 cm. de tubo PVC de 1 pulg.
- 2 te de PVC de 1 pulg.
- 1 reductor PVC de 1 pulgada $\frac{1}{2}$ pulg.
- 1 válvula de globo de 1 pulg.
- 1 válvula de globo de $\frac{1}{2}$ pulg.
- 10 cm de tubo galvanizado de $\frac{1}{4}$ ".

El mezclador permite alimentar el biogás al motor por medio de la válvula de $\frac{1}{2}$ pulg, que comunica al motor y el gasómetro a través de una manguera proveniente de los filtros para ácido sulfhídrico (SH_4). Si es necesario aire adicional debido al mal funcionamiento del motor, se hace entrar el aire abriendo la válvula de 1 pulg. hasta estabilizar el funcionamiento del motor.

En cuanto a la eficiencia del mezclador, esa no pudo medirse cuantitativamente debido a la falta del equipo apropiado, no obstante, en las pruebas realizadas se observó un funcionamiento adecuado del mismo, lo cual se comprueba con el ahorro obtenido de Diesel; que es del orden del 60%.

6.3 METODOLOGIA DE EVALUACION DEL MOTOR FUNCIONANDO CON MEZCLA BIOGAS-DIESEL.

Correspondió a la evaluación del funcionamiento del motor con la máxima proporción de biogás en Diesel. Tuvo una duración de 75 horas. Las pruebas estuvieron sujetas a la disponibilidad del biogás almacenado en los dos gasómetros. Se estimó que ambos podían abastecer de gas durante un período de 3.5 horas diarias a un flujo de 1350 Hr/hora, lo cual requirió de 15 días aproximadamente, para completar la evaluación.

En este período se mantuvieron las mismas condiciones de funcionamiento del primero (25 horas a la máxima carga, 25 horas al 50% de la anterior y 25 horas al 75%), con el propósito de validar la comparación de los parámetros técnicos y la determinación del ahorro de Diesel.

Además de las variables que se controlaron en el primer periodo, fueron controlados el flujo y la presión de biogás y, el flujo de aire en cada prueba.

PROCEDIMIENTO.

- 1- Utilizando Diesel únicamente se siguió el procedimiento establecido en los numerales del 1 al 10 del primer período.
- 2- Se abrió la válvula de paso de biogás del mezclador biogás-aire, girándola a $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ y 1 vuelta para cada 25 horas.

- 3- Se realizó la toma de lecturas simultáneamente y se tomaron con una frecuencia de 30 minutos. Los valores obtenidos se anotaron en el cuadro No. 6.
- 4- Las lecturas se realizaron de la misma manera descrita en el numeral 12 del primer período, agregándose el flujo y la presión del biogás.
El flujo de biogás se midió en m^3/hora y su presión se tomó de los manómetros diferenciales instaladas en la tubería de suministro de biogás al sistema.
- 5- Se siguió el procedimiento establecido del numeral 13 al 17 del primer período.
- 6- En el cuadro No. 8 de parámetros técnicos se anotaron los valores obtenidos a partir de los cálculos realizados con los datos de las pruebas, como se definió en el numeral 18 del primer período, además, el consumo neto de biogás en m^3/hora y el consumo específico en $\text{m}^3/\text{Hp-hora}$.

6.4 VARIABLES ESTUDIADAS EN LAS PRUEBAS

Las variables que se midieron en el motor para establecer una buena comparación entre el funcionamiento y rendimiento de éste con la mezcla biogás-Diesel y Diesel únicamente fueron las siguientes:

- Velocidad de rotación (rpm)
- Temperatura de gases de escape (° c)
- Temperatura del agua de enfriamiento (° c)
- Consumo de combustible Diesel (lts)
- Tiempo de consumo (h)

En el generador se midieron los siguientes parámetros para poder establecer una buena comparación:

- Velocidad de rotación (rpm)
- Voltaje (V)
- Corriente (A)

6.5 DATOS OBTENIDOS Y CALCULOS REALIZADOS PARA LA EVALUACION DEL MOTOR FUNCIONANDO CON MEZCLA BIOGAS-DIESEL.

En el cuadro No. 6 se presenta un promedio de los datos obtenidos en este período de pruebas.

6.5.1 ANALISIS DEL MOTOR FUNCIONANDO CON MEZCLA BIOGAS-DIESEL.

Se sigue el mismo procedimiento de las pruebas del motor con Diesel como combustible, tomando en cuenta lo siguiente:

El motor no quema totalmente el metano presente en el biogás, sino que sólo una parte. El resto sale mezclado con los gases de

escape. Se ha considerado que el motor aprovecha un 20% del metano presente en el biogás para poder hacer un análisis adecuado del motor.

Del cuadro No. 8 se tienen los siguientes consumos horarios de Diesel y biogás para las cargas respectivas (0.480,0.760 y 2.260) Kw:

1- Para 0.480 Kw:

Consumo Diesel (Kg/h)	Consumo biogás (m ³ /h)
a- 0.344	1.80
b- 0.176	2.37
c- 0.193	3.60

2- Para 0.760 Kw:

a- 0.302	1.80
b- 0.260	2.37
c- 0.218	3.60

3- Para 2.260 Kw:

a- 0.483	1.80
b- 0.307	3.00
c- 0.403	3.60

1- Para los consumos de la primera carga:

$$\text{a- Pot. C} = H \times B \text{ diesel} + H \times B \text{ biogás} = 10569.5 \text{ Kcal/Kg} \\ (0.344 \text{ Kg/h}) + 0.20 (6421 \text{ Kcal/m}^3) (1.80 \text{ m}^3/\text{h}).$$

$$\text{Pot. C} = 5947.47 \text{ Kcal/h} \times 1\text{Hp} / 641.19 \text{ Kcal/h} = 9.28 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot. I} = \text{Pot C} - \text{perd por calentamiento} = 9.28 - 0.60 \\ (9.28) = 3.71 \text{ Hp.}$$

$$\text{Pot. F} = \text{Pot I} - \text{perd fricción, calent. aceite} = 3.71 - \\ 0.10 (3.71) = 3.40 \text{ Hp.}$$

$$\text{Rend. I} = \text{Pot I} / \text{Pot C} \times 100 = 3.71/9.28 \times 100 = 40\%$$

$$\text{Rend. M} = \text{Pot F} / \text{Pot I} \times 100 = 3.40/3.71 \times 100 = 91.64\%$$

$$\text{Rend. E} = \text{Pot F} / \text{Pot C} \times 100 = 3.40/9.28 \times 100 = 36.64\%$$

Para los demás valores de consumo horario de combustible se sigue el mismo procedimiento. Los resultados se resumen en el cuadro No. 7.

En la fig. 6.1 se muestran las curvas potencia y consumo específico de Diesel contra rpm respectivamente. En ellas se puede observar el funcionamiento del motor con la mezcla biogás-Diesel.

CUADRO No. 6

DATOS PROMEDIO DEL MOTOR FUNCIONANDO CON MEZCLA BIOGAS - DIESEL

TEMPERATURA AMBIENTE

AGUA REFRIGERANTE: $T_i = 24^{\circ}\text{C}$
 $T_f = 92^{\circ}\text{C}$

$T_i = 26^{\circ}\text{C}$
 $T_f = 31^{\circ}\text{C}$

PRESION PROMEDIO DEL GASOMETRO: 13 cm DE COLUMNA DE H₂O

CARGA Kw	RPM GEN.	RPM MOTOR	VOLTAJE V	CORRIENTE A	L. DIESEL ML	BIOGAS CONS. Lt	T. GASES ESCAPE °C	VPB	VPA
	1925	2125	109.75	3.725	205	900	186.6	½	2
0.480	1912.5	2112.5	111.0	3.825	105	1184	104	½	2
	2000	2200	107.5	3.750	115	1800	215.5	1	2
	2025	2225	110.25	5.775	130	900	212	½	2
0.760	2100	2300	110.25	5.750	155	1184	208	½	2
	2025	2225	110.50	5.825	130	1800	232	1	2
	2200	2400	106.25	17.175	287.5	900	296	½	2
2.260	2125	2325	108.75	17.525	182.5	1500	300	½	2
	2200	2400	107.25	17.300	240.0	1800	313	1	2

CUADRO No. 7 RESULTADOS DE POTENCIA (HP) Y RENDIMIENTO (%) PARA LAS PRUEBAS DEL MOTOR FUNCIONANDO CON MEZCLA BIOGAS-DIESEL.

FACTOR	CARGA PARA ¼	0.480 Kw.			0.760 Kw.			2.260 Kw.	
		PARA ¼ (HP)	PARA 1*	PARA ¼	PARA ½ (HP)	PARA 1	PARA ¼ (HP)	PARA ½	PARA 1
Pot. C	9.28	7.65	10.49	8.58	9.03	10.80	11.57	11.07	13.85
Pot. I	3.71	3.10	4.16	3.43	3.61	4.32	4.63	4.43	5.54
Pot. F	3.40	2.79	3.74	3.10	3.25	3.89	4.17	3.99	4.99
		(%)			(%)			(%)	
Rend. I	40	40.50	40	40	40	40	40	40	40
Rend. M	91.64	90	90	90.38	90	90	90	90	90
Rend. E	36.64	36.47	36	36.13	36	36	36	36	36

* Se refiere a la apertura de la válvula de admisión de biogás.

CUADRO No. 8

RESULTADOS DE DATOS PROMEDIO DEL MOTOR FUNCIONANDO
CON MEZCLA BIOGAS - DIESEL

CARGA Kw	TIEMPO h	DIESEL CONS. ml	CONS NETO DIESEL lt/h	CONS.NETO DIESEL g/h	BIOGAS CONS. lt	CONS NETO BIOGAS m ³ /h	POTENCIA AL FRENO Hp	CONS.ESP. DIESEL g/HP-h	CONS. ESP. BIOGAS m ³ /HP-h	AHORRO DIESEL %
0.480	1	410	0.410	344	1800	1.8	3.40	101.18	0.529	40.00
		210	0.210	176	2368	2.37	2.79	63.08	0.849	62.58
		230	0.230	193	3600	3.60	3.74	51.60	0.962	69.39
0.760	1	360	0.360	302	1800	1.80	3.10	97.42	0.581	42.22
		310	0.310	260	2368	2.37	3.25	80.00	0.729	52.25
		260	0.260	218	3600	3.60	3.89	56.04	0.925	66.76
2.260	1	575	0.575	483	1800	1.80	4.17	115.83	0.432	31.21
		365	0.365	307	3000	3.00	3.99	76.94	0.752	54.31
		480	0.480	403	3600	3.60	4.99	80.76	0.721	52.04

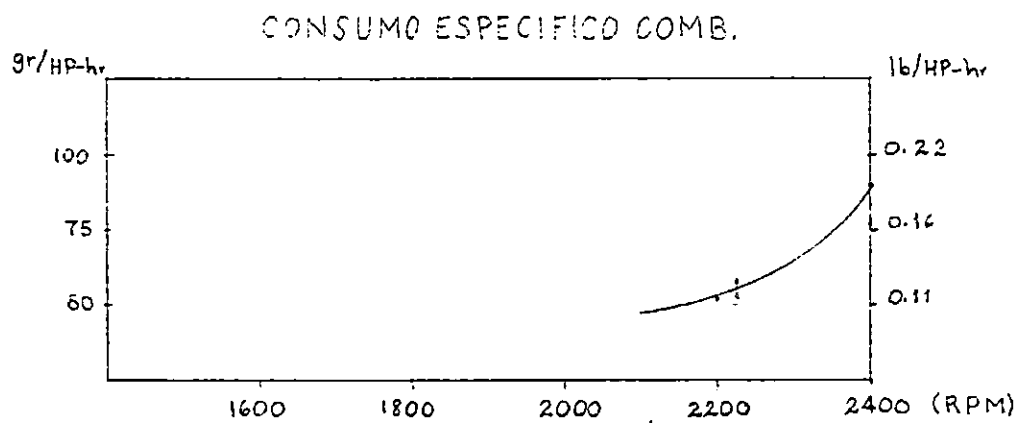
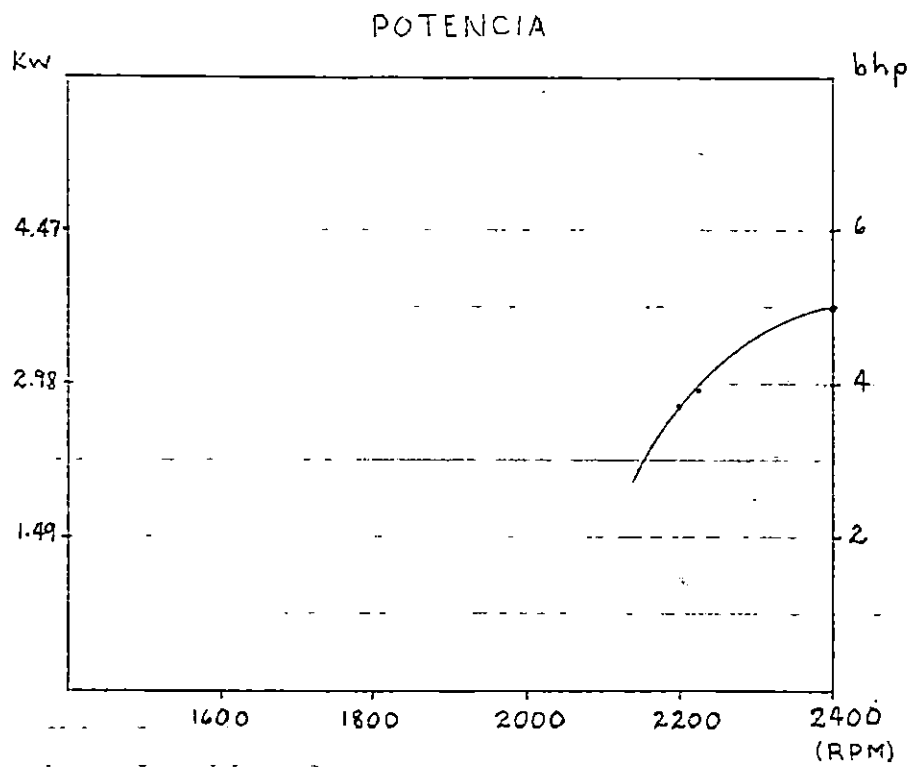


FIG. 6.1. CURVAS OBTENIDAS DE LAS PRUEBAS DEL MOTOR FUNCIONANDO CON MEZCLA BIOGAS-DIESEL.

6.6 OBSERVACIONES TOMADAS DE LAS PRUEBAS

Las observaciones tomadas pueden dividirse en generales y específicas.

6.6.1 GENERALES.

1. Humo negro al arrancar el motor, debido al exceso de combustible Diesel en la cámara de combustión, además se tiene una temperatura de funcionamiento baja por lo que no se quema totalmente el combustible.
2. Se notó un funcionamiento inestable del motor al sobrealimentarlo con biogás, caracterizado por sonidos de explosión posiblemente debidos a que la mezcla enriquecida con biogás y Diesel que al no alcanzar a ser quemada en el cilindro del motor, se dasalajaba de éste una mezcla de gases de escape y combustible no quemado, provocando detonaciones esporádicas en el motor. Consecuencia de la sobre alimentación de biogás al motor, es la producción inevitable de mucho humo negro con propiedades excesivamente tóxicas (irritación de ojos y garganta).

La regulación apropiada de la válvula de entrada de biogás del mezclador (1 vuelta), hace que el motor funcione en forma estable como si estuviera trabajando sólo con Diesel, es decir que se produce una combustión más balanceada de la mezcla biogás-Diesel. Se aprovecha el máximo el poder calorífico del biogás (5.335 Kcal/m^3), sumado al poder calorífico del Diesel ($28.890 \text{ Kcal/galón}$) en la combustión.

3. La mínima vibración en el motor, provocaba la desaceleración de la palanca del gobernador produciéndose por consiguiente la reducción de las rpm del motor. Por esta razón hubo necesidad de fijar la palanca para mentener las rpm necesarias y poder tomar los datos de las pruebas, y así poder hacer una buena comparación con los datos anteriores.

6.6.2 ESPECIFICAS.

1. Se obtiene un aumento sensible en la temperatura de los gases de escape (Δt : 70°C), debido a la adición del poder calorífico del combustible complementario (biogás) a la cámara de combustión. Ello origina un aumento de temperatura en todas las partes del motor.
2. La temperatura del agua de enfriamiento se mantiene casi constante y no presenta aumento sensible respecto a las pruebas anteriores, aunque se observa el fenómeno de pérdida de agua por evaporación, debido al aumento de temperatura de las partes del motor.
3. Se tuvo una mayor degradación del aceite lubricante, efecto observado por la disminución de su viscosidad y su coloración negra. Esto se debió al aumento de hollín que era desalojado por el aceite, a causa de la alta temperatura de combustión.
4. El generador no mostró variación en su funcionamiento además de no presentar sobrecalentamiento.
5. Las explosiones repetitivas de la mezcla provocaban aceleración espontánea de las rpm del motor y con ello la fluctuación del voltaje y la corriente generados, haciendo que éstos tendieran a disminuir o a aumentar.

COMPARACION DE RESULTADOS

CAPITULO SIETE

7.0 COMPARACION DE RESULTADOS.

7.1 COMPARACION DE RESULTADOS OBTENIDOS EN LA EVALUACION DEL MOTOR FUNCIONANDO CON DIESEL Y CON MEZCLA BIOGAS-DIESEL.

En el cuadro 9 se muestra una comparación de los resultados obtenidos en la evaluación del motor.

Se comparan los consumos específicos de Diesel (g / Hp-h) y potencia al freno del motor (Hp) determinados en el período de pruebas con Diesel con los que proporcionaron mayor ahorro de Diesel en el segundo período de prueba, que corresponde a una abertura de válvula de admisión de biogás de 1 vuelta.

Se observa que cuando se utilizó sólo Diesel, a pesar de que la potencia al freno mostró variaciones, el consumo específico de Diesel en promedio (168.52 g/Hp-h) se mantuvo constante y por debajo del valor establecido por el fabricante (210 g/Hp-h). Esto probablemente se daba a que no se llegó a demandar toda la potencia continua del motor (6 Hp).

Cuando se mezcló biogás con Diesel se observaron reducciones en el consumo específico de Diesel, notándose que a medida que aumenta la potencia al freno, también este mostró incrementos. Pero en ningún caso fue mayor al 50% del consumo específico de Diesel cuando sólo se utilizó este combustible.

La presencia del biogás en la mezcla de combustibles favorece la reducción del Diesel ya que en la carrera de admisión se introduce en el cilindro una mezcla de aire enriquecida por el biogás, que luego, al ser comprimida y debido a la alta temperatura existente produce un encendido previo lo que conlleva a una reducción en la inyección de Diesel.

En la fig. 7.1 se presenta una comparación de las curvas obtenidas para cada prueba. Se puede observar un aumento en la potencia al freno cuando se utilizó la mezcla biogás-Diesel, así como una reducción en el consumo específico de Diesel.

En la fig. 7.2 se presenta una comparación de los consumos específicos de Diesel (g / Hp-h) contra carga aplicada, de esta forma se puede observar mejor como se redujo el consumo de Diesel utilizando biogás como combustible complementario.

CUADRO No. 9

RESULTADOS COMPARATIVOS DEL CONSUMO ESPECIFICO DE DIESEL Y LA
 POTENCIA AL FRENO OBTENIDOS EN LOS DOS PERIODOS DE PRUEBA

CARGA Kw	PRUEBA CON DIESEL		PRUEBA CON MEZCLA BIOGAS - DIESEL		
	CONSUMO ESPECIFICO Diesel (gr/Hp-h)	POTENCIA AL FRENO Hp	CONSUMO ESPECIFICO Diesel (gr/Hp-h) 1	POTENCIA AL FRENO Hp	AHORRO DE DIESEL %
0.480	168.58	2.96	51.60	3.74	69.39
0.760	168.60	3.28	56.04	3.89	66.76
2.260	168.38	4.87	80.76	4.99	52.04

1/ Para una vuelta en válvula de admisión de biogás.

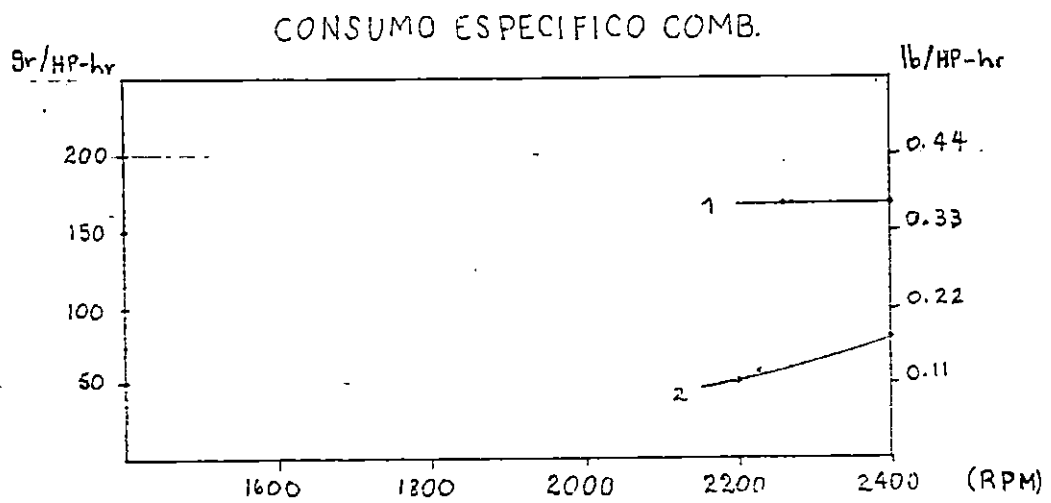
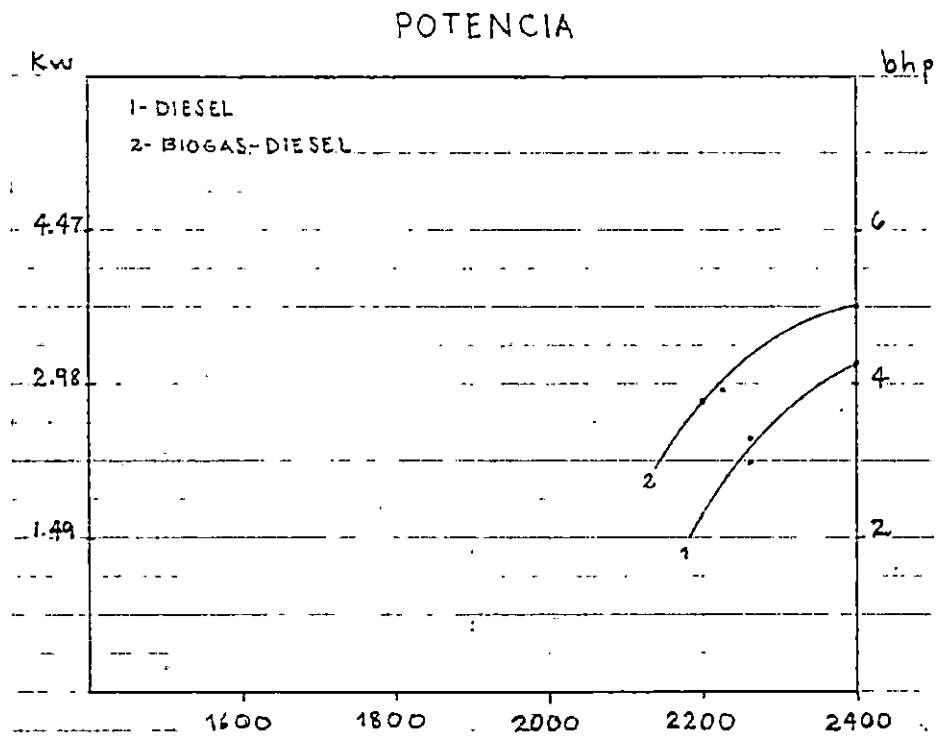


FIG. 7.1. COMPARACION DE LA POTENCIA Y CONSUMO ESPECIFICO DE DIESEL OBTENIDOS DE AMBAS PRUEBAS.

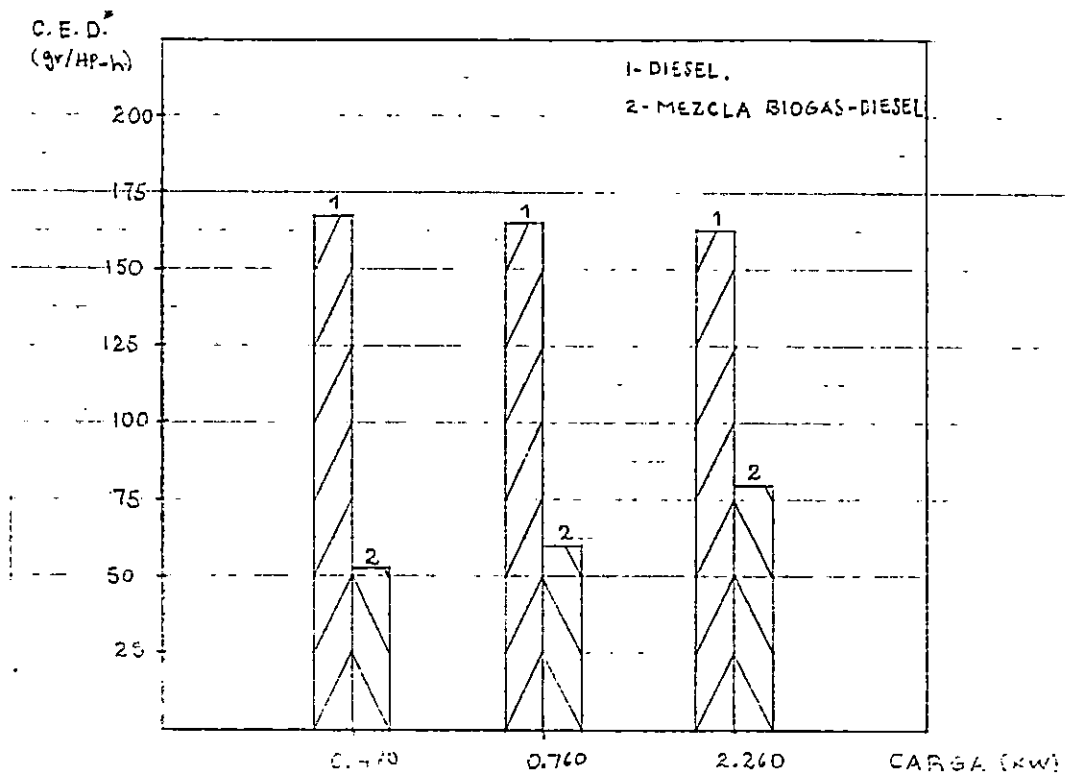


FIG. 7.2. COMPARACION DE CONSUMOS ESPECIFICOS DE DIESEL* PARA AMBOS PERIODOS DE PRUEBAS.

7.2 CONCLUSIONES

De acuerdo a los resultados experimentales obtenidos en las pruebas se concluye:

1- El consumo de Diesel se reduce al utilizar biogás como combustible complementario en motores estacionarios de baja potencia. El índice de ahorro varía alrededor del 60% en estos motores. Probablemente el porcentaje de ahorro de combustible sea mayor al utilizar el biogás en un motor multicilíndrico.

2- El consumo específico de Diesel tiende a reducirse cuando se incrementa la demanda de potencia, no así el consumo específico de biogás que tiende a aumentar, lo que puede deberse a una deficiente combustión del biogás dentro del cilindro.

3- Se obtuvo un ahorro promedio de 63% aproximadamente de Diesel al tener un flujo de $3.6 \text{ m}^3/\text{h}$ de biogás entrando al motor. El funcionamiento del mismo al utilizar biogás como combustible complementario es adecuado y no presenta mayor modificación en su operación.

4- La potencia al freno del motor aumentó gradualmente al aumentar la carga eléctrica aplicada, cuando sólo se utilizó Diesel y la mezcla biogás-Diesel. Sin embargo en el último caso se notaron leves incrementos de la potencia debidos a la presencia misma del biogás como combustible complementario, comprobándose con ello los resultados obtenidos en otras investigaciones.

5- Utilizando solamente Diesel se obtuvo un consumo de 0.2 gal/h y al utilizar la mezcla biogás-Diesel, este se redujo a 0.09 gal/h en promedio. Esto representa un ahorro de 0.11 gal/h de Diesel que al precio actual de este combustible ($\$ 7.70$) equivale a un ahorro económico de $\$ 0.85 /\text{h}$.

6- La única modificación mecánica efectuada en el motor para que operara con biogás fue la adaptación del mezclador biogás-aire al sistema de admisión de aire del motor. Con esto se establece que no es necesario efectuar cambios significativos en su estructura. Además esta modificación sencilla permite que el motor vuelva a funcionar en su forma original cuando no halla suficiente abastecimiento de biogás.

7.3 RECOMENDACIONES.

En base a los resultados obtenidos en el presente trabajo de graduación se recomienda:

- 1.- Realizar pruebas de ahorro de combustible utilizando Biogás como combustible complementario en motores multicilíndricos de encendido por compresión, para poder comparar en que tipo de motores se tiene un mayor ahorro de combustible y así, proporcionar alternativas de solución a los interesados en utilizar la tecnología del Biogás.
- 2.- Diseñar y construir un banco de pruebas que este compuesto por un biodigestor en pequeña escala, un sistema de purificación del Biogás y dispositivos para mezclar Biogás y aire, para ser adaptado al banco de pruebas de motores que se encuentra en la Escuela de Ing. Mecánica de la Facultad de Ingeniería y Arquitectura de la U.E.S. con el objetivo que los estudiantes de Ing. Mecánica conozcan y se interesen en la utilización del Biogás como una fuente de energía renovable (ver anexo 2).
- 3.- Diseñar y construir dispositivos para la purificación del Biogás, con el fin de eliminar los componentes inútiles o tóxicos, y su mezcla con aire, buscando reducir al máximo el consumo de combustible primario.
- 4.- Estudio y diagnóstico de las propiedades de las piezas del motor que están en contacto con el Biogás, pretendiendo determinar el grado de incidencia que tiene el Biogás sobre ellas.
- 5.- Estudiar el tiempo efectivo de absorción de los filtros para Dióxido de Carbono (CO_2) y Acido Sulhídrico (H_2S), para una mayor purificación del Biogás.

6.- Evaluar el diseño del mezclador biogás-aire utilizando en este estudio para establecer su grado de eficiencia y, con ello establecer mejora en su diseño.

RECOMENDACIONES PARA LA PLANTA DE BIOGAS

CAPITULO OCHO

8.0 RECOMENDACIONES PARA LA PLANTA DE BIOGAS.

8.1 RECOMENDACIONES DE OPERACION Y MANTENIMIENTO DE LOS BIODIGESTORES, SISTEMA DE BIOGAS Y EL MOTOR.

Para que en la planta de biogás se trabaje adecuadamente con los biodigestores y que el motor funcione sin problemas se presentan las siguientes recomendaciones.

8.1.1 EN LOS BIODIGESTORES Y SISTEMAS DE BIOGAS.

- Observar diariamente que los biodigestores se encuentran en buen estado, tanto físico como de producción de biogás. En caso de notar alguna anomalía revisar la tabla de problemas comunes de operación de biodigestores.

- Antes de cargar y descargar los biodigestores, almacenar el biogás en el gasómetro para aprovechar la presión dentro de los mismos.
Revisar la tubería para evitar cualquier posible fuga.

- Revisar periódicamente filtros para ácido sulfhídrico (H_2S). La viruta debe presentar buen estado para absorber el ácido, con lo que se evita el paso del mismo hacia el motor, de lo contrario proceder a cambiarla para evitar el deterioro del motor. Cuando se cambie la viruta tener cuidado de dejar circular el biogás en forma adecuada.

- Revisar diariamente que el gasómetro se encuentre en buen estado y no presente fugas. El agua de la pila debe estar al nivel adecuado para evitar burbujeo al estar lleno el gasómetro.

- Revisar el buen funcionamiento de los manómetros diferenciales.

CUADRO No. 10 PROBLEMAS COMUNES DE OPERACION DE BIODIGESTORES,
CAUSAS SOLUCIONES.

PROBLEMAS	POSIBLES CAUSAS	SOLUCIONES
1- Acidez	-Exceso de carga	-Agregar agua de cal en pequeñas cantidades con la carga. -Suspender la carga varios días hasta normalización del PH.
2- Baja producción de biogás	-Acidez -Baja temperatura -Reducida cantidad de bacterias. -Fugas. -Antibiótico en estiércol.	-Neutralización de acidez. -Colocar invernaderos sobre biodigestor. -Inocular con material de otro biodigestor. -Recirculación de efluentes al biodigestor. -Revisión de tubería y dispositivo de biogás. -Suspender carga por 4 - 5 días.
3- Mal olor y moscas en efluentes	-Poca degradación de material orgánico.	-Aumentar tiempo de retención. -Elevar temperatura en biodigestor con invernadero o con cargas precalentadas.
4- Formación de costra.	-Falta de agitación -Exceso de sólidos en la carga.	-Usar dispositivos para romper costra diariamente. -Aumentar la dilución de la carga diaria. -Homogenizar la mezcla de carga diaria.

8.1.2 EN EL MOTOR

- Revisar que el motor no presente ninguna anomalía antes de ponerlo a funcionar. Inicialmente hacerlo trabajar únicamente con diesel (5 minutos) para normalizar su funcionamiento.
- Colocar el mezclador biogás-aire en su posición (entre el tubo de admisión y el filtro de aire) antes de arrancar el motor.
- Luego que el motor ha funcionado con diesel, proceder a abrir la válvula de paso de biogás colocado a la salida del gasómetro y abrir la válvula de paso del mezclador biogás-aire hasta la posición de mayor ahorro (1 vuelta).
- Cambiar el agua de enfriamiento del motor semanalmente para evitar cualquier obstrucción de la tubería, debido a que el agua de esa zona tiene muchos minerales en suspensión y tiende oxidarse rápidamente con el aumento de temperatura.
- Realizar el cambio de aceite lubricante como máximo en el período de tiempo establecido por el fabricante.
- Limpiar semanalmente el filtro de admisión de aire debido a la cercanía de éste al múltiple de escape. Se tiene mayor cantidad de hollín producido por la utilización del biogás.

- Para tener funcionamiento continuo del motor utilizando biogás como combustible complementario no dejar vaciar totalmente el gasómetro, sino llenarlo con el gas producido luego de haber cargado y descargado los biodigestores.
- Antes de apagar el motor, cortar el suministro de biogás cerrando primero la válvula de paso del mezclador, luego la válvula del gasómetro. Dejar funcionando el motor únicamente con diesel (3 minutos antes de apagarlo).

CUADRO No. 11 POSIBLES FALLAS DEL MOTOR, CAUSAS Y SOLUCIONES.

PROBLEMAS	POSIBLES CAUSAS	SOLUCIONES
1. No arranca el motor.	-Aire en la tubería de combustible. -Obstrucción de la tubería de combustible.	-Desairar el sistema de inyección. -Revisar la tubería.
2. Excesivo humo negro.	-Sobrealimentación de biogás hacia el motor. -Exceso de aceite lubricante. -Excesiva carga de trabajo.	-Reducir el flujo de biogás. -Revisar el nivel del aceite lubricante, si está sobrepasado sacar aceite hasta dejarlo a nivel. -Reducir la carga de funcionamiento.
3. Demasiadas detonaciones.	-Sobrealimentación de biogás al motor.	-Reducir el flujo de biogás.
4. Excesivo humo blanco.	-Mala inyección.	-Revisar la bomba de inyección e inyectores.
5. Sonido anormal.	-Posibles piezas flojas. -Excesiva carga del motor.	-Revisar cuidadosamente el motor. Reducir la carga de trabajo.
6. Excesivo calentamiento del motor.	-Excesiva carga de trabajo. -Falta de agua de enfriamiento. -Falta de tensión en la faja del ventilador.	-Reducir la carga. -Revisar el nivel de agua de enfriamiento. -Revisar la faja del ventilador y tensarla.
7. Pérdida de potencia del motor.	-Suciedad en el sistema de admisión (filtro primario y múltiple).	-Limpieza del sistema.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. Flores, N.R. 1992. ESTADO ACTUAL DE LOS BIODIGESTORES EN EL SALVADOR, 1992. San Salvador. CEL, Depto. Investigación Energía Biomásica. 28 p.
2. Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO), 1985. APLICACION DE BIOGAS EN UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA PARA USO AGRICOLA In CURSO SOBRE BIOGAS PARA LOS PAISES LATINOAMERICANOS (SHENGDU), FAO. PP: 1-11.
3. Obert, Edward F. 1987. MOTORES DE COMBUSTION INTERNA. ANALISIS Y APLICACIONES. (Mexico). Editorial Continental, S.A. de C.V. 764 p.
4. Kadambi, V. y Prasad, Manohar. 1984. CONVERSION DE ENERGIA, Vol.2 (Mexico). Editorial LIMUSA, S.A. 369 P.
5. ICAITI. MANUAL DE CONSTRUCCION Y OPERACION PLANTA ECONOMICA DE BIOGAS (D 101) (Guatemala). PROYECTO DE LEÑA Y FUENTES ALTERNAS DE ENERGIA. ICAITI-ROCAP No. 596-0089. 96 p.
6. Les Auerbach, 1974. A HOMESITE POWER UNIT: METHANE GENERATOR. (USA). 50 P.

7. Saenz. A. Reinke, G. Alkalaj, D. 1983. EFFECT OF FUEL INJECTION POINT ON BIOGAS DUAL FUEL NATURAL SUCTION DIESEL PERFORMANCE In THIRD INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON ANAEROBIC DIGESTION. 1983 (Boston, Massachusetts). 10 p.
8. Giraldi, Jaime. 1985. MOTORES DE COMBUSTION INTERNA. (San José, Costa Rica). 1985. Instituto Interamericano de Cooperación para la Agricultura. 127 p.
9. Sarmiento, Pedro. 1979. MOTORES DIESEL. FUNCIONAMIENTO Y SERVICIO (Chile). 1979. Ediciones Universitaria de Valparaiso. 341 p.
10. Shigley, Joseph Edward y Mischke, Charles R. 1987. DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA. Tercera edición. (México). Editorial McGraw-Hill.
11. Ardon R., C.H., Flores T., R.A., Rodríguez S., V.A. y Villanueva, C.A. 1992. DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN SISTEMA PARA LA OBTENCION Y UTILIZACION DEL BIOGAS, A TRAVES DE DESECHOS ORGANICOS DIVERSOS, PARA EL USO DEL CAMPO EXPERIMENTAL DE LA FACULTAD DE CIENCIAS AGRONOMICAS DE LA UES. Tesis Ing. Mec. San Salvador, Universidad de El Salvador, Fac. de Ing. y Arq. 202 p.

A N E X O S

1. DIMENSIONAMIENTO DE LA BANDA TRANSMISORA DE POTENCIA.

Datos conocidos:

- Diámetro de polea de motor: 6" (d)
- Diámetro de polea de generador: 6" (D)
- Distancia entre centros: 30" (c)
- Potencia del motor: 6 Hp
- rpm del motor: 2200 rpm.

Cálculo:

Es necesario tomar algunas decisiones:

- 1o. En la tabla 17-9 (anexos) se selecciona un factor de servicio de sobrecarga de 1.2.
- 2o. En base al diámetro de las poleas, de la tabla 17-2 (anexos), se escoge una banda tipo B.

De la figura 17-3a (anexos) se obtiene la ec. para calcular el ángulo de contacto menor:

$$\theta_s = 2 \cos^{-1} \left(\frac{D - d}{2c} \right) = 2 \cos^{-1} \left(\frac{6-6}{2(30)} \right) = 2 \cos^{-1} (0)$$

$$\theta_s = 180^\circ$$

* Basado en Diseño de Ingeniería Mecánica (SHIGLEY).

De la ec. 17-8 (anexos) se obtiene la longitud de paso:

$$L_p = 2C + 1.57 (D+d) + (D-d)^2 / 4C$$

$$L_p = 2(30) + 1.57 (6+6) + (6-6)^2 / 4(30)$$

$$L_p = 60 + 18.84 + 0$$

$$L_p = 78.84 \text{ pulg.}$$

El perímetro interior de banda se calcula utilizando la tabla 17.4 (Anexos).

$$L = L_p - 1.8 = 78.84 - 1.8 = 77.04 \text{ pulg.}$$

Los tamaños normales más próximos, de la tabla 17-7 (anexos), son B75 y B81.

Utilizando la banda B75:

Con la ec. 17-9 (anexos) se obtiene la potencia nominal de la banda:

$$H_r = [C_1 - C_2/d - C_3 (rd)^2 - C_4 \log (rd)] (rd) + C_2r (1-1/K_a)$$

$$H_r = (1.506 - 0.587 - 0.073 - 0.328) \times 13.2 + 0$$

$$H_r = 6.84 \text{ Hp}$$

Para corregir esta potencia se utiliza la ec. 17.10 (anexo), así:

$$H_r = K_1 K_2 H_r$$

K_1 se obtiene utilizando el $\theta_s = 180^\circ$, en la fig. 17-4 (anexo): $K_1 = 1.00$

K_2 se obtiene de la tabla 17-7 (anexos): $K_2 = 0.92$

$$H_r = (1.0) (0.96) (6.84)$$

$$H_r = 6.57 \text{ Hp}$$

La potencia de diseño es $(6\text{Hp}) (1.2) = 7.2 \text{ Hp}$. El número necesario de bandas se obtiene de $7.2/6.57 + 1.095$. En consecuencia se puede utilizar una banda B75.

- Utilizando la banda B81

Se obtiene el mismo valor de $H_5 = 6.84 \text{ Hp}$, para corregirla se utiliza la ec. 17.10

$$H_r = K_1 K_2 H_r$$

$$K_1 = 1.00 \text{ para } \theta_s = 180^\circ$$

$$K_2 = 0.98 \text{ de tabla 17-7.}$$

$$H_r = (1.0) (0.98) (6.84)$$

$$H_r = 6.70 \text{ Hp}$$

En base a la potencia de diseño (7.2 Hp) , se calcula el número de bandas.

$$7.2/6.7 = 1.075 \text{ En consecuencia se puede utilizar una banda B81}$$

Se puede utilizar una banda B con una longitud entre 75 y 81. Para este caso se compró una banda B77, por aspectos económicos.

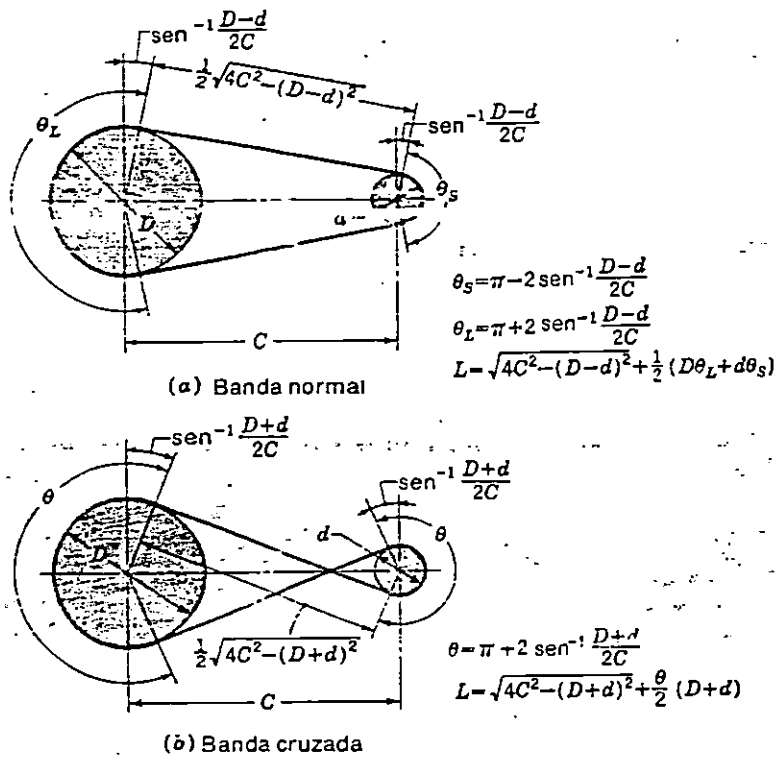


FIGURA 17-3 Longitudes y ángulos de contacto de bandas en disposición normal y cruzada.

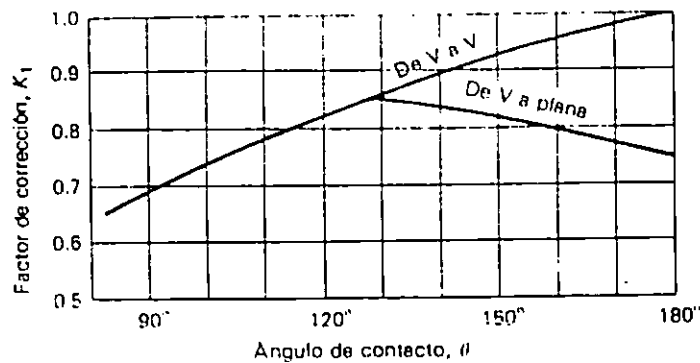


FIGURA 17-4 Factores de corrección K_1 para ángulos de contacto hasta de 180° . La designación V a plana indica la transmisión con banda V, de polea ranurada a polea plana. (Revisado de ANSI/RMA-IP-20-1977 y estándar.)

Tabla 17-7 LONGITUDES NORMALES L_1 Y FACTORES DE CORRECCIÓN DE LONGITUD K_1 PARA BANDAS V INGLESAS* DE TIPO COMÚN PARA SERVICIO PESADO

L_1	A	B	C	D	L_1	B	C	D	E
26	0.78				144	1.10	1.00	0.91	
31	0.82				158	1.12	1.02	0.93	
35	0.85	0.80			173	1.14	1.04	0.94	
38	0.87	0.82			180	1.15	1.05	0.95	0.92
42	0.89	0.84			195	1.17	1.06	0.96	0.93
46	0.91	0.86			210	1.18	1.07	0.98	0.95
51	0.93	0.88	0.80		240	1.22	1.10	1.01	0.97
55	0.95	0.89			270	1.24	1.13	1.02	
60	0.97	0.91	0.83		300	1.27	1.15	1.03	
68	1.00	0.94	0.85		330		1.17	1.05	
75	1.02	0.96	0.87		360		1.18	1.07	1.03
80	1.04				390		1.20	1.09	1.05
81		0.98	0.89		420		1.21	1.10	1.07
85	1.05	0.99	0.90		480			1.13	1.09
90	1.07	1.00	0.91		540			1.15	1.11
96	1.08		0.92		600			1.17	1.13
97		1.02			660			1.18	1.15
105	1.10	1.03	0.94						
112	1.12	1.05	0.95						
120	1.13	1.06	0.96	0.88					
128	1.15	1.08	0.98	0.89					

* Las designaciones de longitud corresponden a los perímetros interiores.
Fuente: de ANSI/RMA-IP-20-1977 estándar.

Tabla 17-9 FACTORES DE SERVICIO K_2 SUGERIDOS PARA TRANSMISIONES DE BANDAS V

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características de par normal	Par alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Con choque ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Con choque medio	1.2 a 1.4	1.3 a 1.6
Con choque pesado	1.3 a 1.5	1.4 a 1.8

Fuente: de ANSI/RMA-IP-20-1977 estándar.

Tabla 17-4 AUMENTOS DE LONGITUD PARA BANDAS V
COMUNES DE SERVICIO PESADO-SERIE EN
PULGADAS

Sección transversal	Intervalos de tamaño pulg	Aumentos* de longitud pulg
A	26 a 128	1.3
B	35 a 240	1.8
B	240 o mayor	2.1
C	51 a 210	2.9
C	210 o mayor	3.8
D	120 a 210	3.3
D	210 o mayor	4.1
E	180 a 240	4.5
E	240 o mayor	5.5

* Los aumentos de longitud que se indican están en pulgadas y han de ser sumados al perímetro interior para obtener la longitud de paso de una banda de transmisión.

Fuente: recopilado de ANSI/RMA-1P-20-1977.

Tabla 17-5 CONSTANTES PARA EMPLEAR EN LA
ECUACIÓN DE LA POTENCIA NOMINAL DE
TRANSMISIONES DE BANDA

Sección transversal	C_1	C_2	C_3	C_4
A	0.8542	1.342	$2.436(10)^{-4}$	0.1703
B	1.506	3.520	$4.193(10)^{-4}$	0.2931
C	2.786	9.788	$7.460(10)^{-4}$	0.5214
D	5.922	34.72	$1.522(10)^{-3}$	1.064
E	8.642	66.32	$2.192(10)^{-3}$	1.532
15C	$3.316(10)^{-2}$	1.088	$1.161(10)^{-8}$	$5.238(10)^{-3}$
16C	$5.185(10)^{-2}$	2.273	$1.759(10)^{-8}$	$7.934(10)^{-3}$
22C	$1.002(10)^{-1}$	7.040	$3.326(10)^{-8}$	$1.500(10)^{-2}$
32C	$2.205(10)^{-1}$	26.62	$7.037(10)^{-8}$	$3.174(10)^{-2}$

Tabla 17-6 FACTORES DE RELACIÓN DE
VELOCIDAD PARA EMPLEAR
EN LA ECUACIÓN DE LA
POTENCIA NOMINAL DE
TRANSMISIONES DE BANDAS

Intervalo D/d	K_A
1.00 a 1.01	1.0000
1.02 a 1.04	1.0112
1.05 a 1.07	1.0226
1.08 a 1.10	1.0344
1.11 a 1.14	1.0463
1.15 a 1.20	1.0586
1.21 a 1.27	1.0711
1.28 a 1.30	1.0840
1.40 a 1.61	1.0972
mayor que 1.64	1.1106

Tabla 17-2 DESIGNACIONES NORMALES PARA BANDAS
TRAPECIALES O EN V

Tipo	Sección transversal	Diámetro mínimo de polea*	Norma †
Común para servicio pesado	A	3.0 pulg	ANSI/RMA-IP-20-1977
	B	5.4 pulg	
	C	9.0 pulg	
	D	13.0 pulg	
	E	21.0 pulg	
Común SI para servicio pesado	13C	80 mm	ANSI/RMA-IP-20-1977
	16C	140 mm	
	22C	224 mm	
	32C	355 mm	
Angosta para servicio pesado	3V	2.65 pulg	RMA-IP-22
	5V	7.1 pulg	
	8V	12.3 pulg	
Angosta ranura	3VX	2.2 pulg	
	5VX	4.4 pulg	
Para servicio ligero	2L	0.8 pulg	RMA-IP-23
	3L	1.5 pulg	
	4L	2.5 pulg	
	5L	3.5 pulg	
Automotriz (en pulgadas)	0.25	2.25 pulg	ANSI/SAE J636C
	0.315	2.25 pulg	
	0.380	2.40 pulg	
	0.440	2.75 pulg	
	0.500	3.00 pulg	
	$\frac{11}{16}$	3.00 pulg	
	$\frac{3}{4}$	3.00 pulg	
	$\frac{7}{8}$	3.50 pulg	
	1.0	4.00 pulg	
Automotriz SI	6A	57 mm	ANSI/SAE J636C
	8A	57 mm	
	10A	61 mm	
	11A	70 mm	
	13A	76 mm	
	15A	76 mm	
	17A	76 mm	
	20A	89 mm	
23A	102 mm		

* Puede haber diámetros más pequeños que éstos, pero su empleo puede acortar la duración de la correa o banda de transmisión.

† Otras normas se refieren a las bandas en doble V, correas de sincronización, bandas para velocidad variable y correas con rebordes en V; RMA-IP 21, 24, 25 y 26, respectivamente.

2.- Cálculo de volumen del digestor para el uso del Biogás en una estación de generación de potencia.

Cuando se proyecta construir un digestor deben tomarse en consideración la fuente de material de fermentación y la capacidad de potencia que se necesitará. El plano y el diseño son muy importantes para este tipo de digestor, muy distinto de un digestor tipo familiar. Durante la operación del motor se consume una gran cantidad de Biogás, que suele calcularse en 0.5 m³/Hp-h.

Generalmente la producción de Biogás en el país se calcula alrededor de 0.3 m³/m³ de volumen de digestor.

La siguiente fórmula sirve de referencia:

$$V = \frac{t.c.Ne}{a.r}$$

Donde:

V: volumen de la cámara de fermentación.

t: período/día de funcionamiento del motor.

c: consumo/Hp-h de Biogás (podría ser 0.5m³ o más)..

Ne: potencia del motor HP.

a: producción de Biogás/m³ digestor (alrededor de 0.33m³).

r: relación entre volumen de fermentación y la cámara de fermentación (90% aprox.).

Ejemplo: .

Se va a instalar un conjunto generador de Biogás con un motor de 6 Hp (a un 90% de eficiencia entrega 5.4 Hp), con un período de funcionamiento de 6 horas diarias. Entonces, el volumen de digestor es:

$$V = \frac{6*0.5*5.4}{0.33*0.9} = 54.54 \text{ m}^3$$

Por lo tanto, deberá construirse un digestor de 55 m³. Al cambiar alguna de las variables no definidas el volumen de digestor aumentará o disminuirá consecuentemente.

3. EQUIVALENCIA DEL BIOGAS CON OTROS COMBUSTIBLES.

PODER CALORIFICO DE DIFERENTES COMBUSTIBLES		
Leña	7 063	kcal/kg (seco)
Biogás	5 335	kcal/m ³
Gas Natural	9 185	kcal/m ³
Metano	8 847	kcal/m ³
Propano	22 052	kcal/m ³
Butano	28 588	kcal/m ³
Gasolina	32 169	kcal/galón
Diesel	28 980	kcal/galón

EQUIVALENCIA DEL BIOGAS CON OTROS COMBUSTIBLES (*)		
1 kg de leña	=	1.12 m ³ de biogás
1 galón de diesel	=	5.40 m ³ de biogás
1 galón de gasolina	=	6.02 m ³ de biogás
1 libra de propano líq.	=	1.01 m ³ de biogás
1 libra de keroseno	=	1.63 m ³ de biogás

(*) equivalencias sólo respecto a energía calorífica.

Tomado del manual de construcción y operación biodigestor ICAITI.

4. COMPOSICION DEL BIOGAS.

El biogás producido en la planta de biogás de la Escuela Nacional de Agricultura Roberto Quiñónez (ENA) presenta los siguientes componentes:

COMPONENTES	%
Metano, CH ₄	54-70
Bióxido de Carbono, CO ₂	27-45
Nitrógeno, N ₂	0.5-3.0
Hidrógeno, H ₂	1.0-10.0
Acido Sulfhídrico	0.1

* Valores promedio usando estiércol bovino como sustrato.

* Fuente: CENTA - ICAITI, 1983

- Poder calorífico alto: 6,756 Kal/m³ biogás.

- Poder calorífico bajo: 6,086 Kal/m³ biogás.

- Gravedad específica de CH₄: 0.424

5. COMPOSICION DEL DIESEL

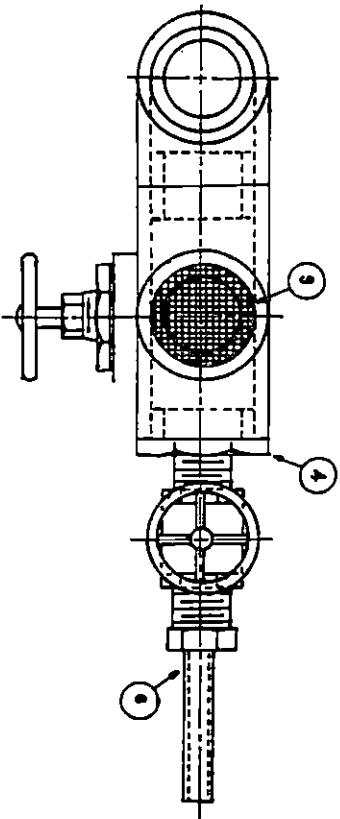
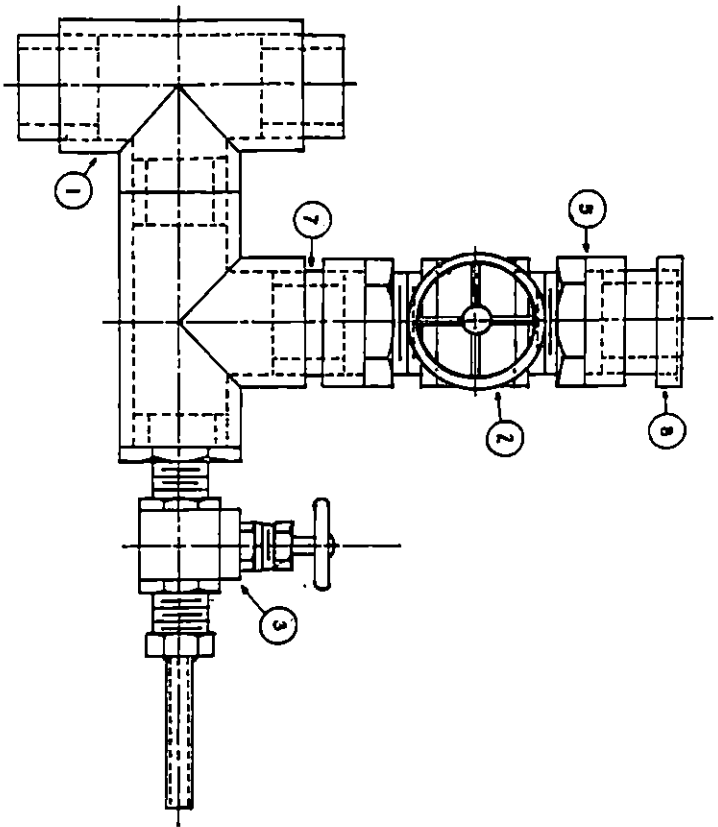
Las características del Diesel que se utilizó en las evaluaciones son:

- a- Índice de Cetano: 51
- b- Gravedad API*: 36.8
- c- Gravedad específica a 60° F: 0.849 Kg/lt.
- d- Viscosidad a 100° F (SUS)**: 37 CST (centistoks).
- e- Poder calorífico alto: 43,267 BTU/Kg ~ 10,903.3 Kal/Kg.
- f- Poder calorífico bajo: 40,618 BTU/Kg ~ 10,235.7 Kal/Kg.
- g- Contenido de sulfuro: 0.56% P/P

* : American Petroleum Institute.

** : Saybolt Universal Seconds.

1 : ESSO STANDARD DIL CO. EL SALVADOR.



9	MALLA FILTRO	1	CEDAZO	Ø 1 1/2"
8	ARO PARA MALLA FILTRO	1	PVC	Ø 1" x 1/4"
7	UNIONES DE ACCESORIOS	3	PVC	Ø 1" x 1"
6	MIPLE PARA MANGUERA	1	HIERRO	Ø 3/8" x 2 1/4" x 1/2"
5	ADAPTADOR CON ROSCA	2	PVC	ESTANDAR DE 1"
4	REDUCTOR	1	PVC	ESTANDAR DE 1"-1/2"
3	VALVULA DE GLOBO	1	BRONCE	ESTANDAR DE 1/2"
2	VALVULA DE GLOBO	1	BRONCE	ESTANDAR DE 1"
1	TEE	2	PVC	ESTANDAR DE 1"
MARCA	DEMONINACION	Nº PIEZAS	MATERIAL	NOTAS

FECHA	NOBRE	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
DIBUJE	LUIS A. JUAREZ FLORES	FACULTAD DE ING. Y ARQ.
REVISO	GERARDO MARTINEZ C.	ESCUELA DE ING. MECANICA.
FORM.		

ESC. TRAB. DE GRADUACION: MODIFICACION Y EVALUACION DE UN MOTOR DE ENCENDIDO POR COMPRESION DE BAJA POTENCIA PARA OPERAR CON BIOMAS.

MEZCLADOR DE ADMISION DIRECTA ANEXO Nº 5