UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN GENERADOR DE BIOGAS AUTOTÉRMICO PARA LA AUTOMOCIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN PARA EL LABORATORIO DE BIOCOMBUSTIBLES DEL AEIRNNR”

Tesis de Grado previa la Obtención del Título de Ingeniero Electromecánico

AUTORES:

JOSÉ EDISON ALVARADO ALVARADO

DIEGO VINICIO RUIZ ORDOÑEZ

DIRECTOR:

Ing. Luis Armando Salgado Valarezo

Loja-Ecuador
2010

CERTIFICACIÓN

Ing. Luis Armando Salgado Valarezo

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación, bajo el tema **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN GENERADOR DE BIOGAS AUTOTÉRMICO PARA LA AUTOMOCIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN PARA EL LABORATORIO DE BIOCOMBUSTIBLES DEL AEIRNNR",** previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por los señores egresados: ***Alvarado Alvarado José Edison y Ruiz Ordoñez Diego Vinicio***, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, septiembre de 2010

_____

Ing. Luis Armando Salgado Valarezo

DIRECTOR DE TESIS

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

La investigación, análisis y conclusiones del presente trabajo de tesis les corresponden exclusivamente a sus autores y el patrimonio intelectual a la Universidad Nacional de Loja, autorizamos al Área de la Energía, las Industrias y Recursos Naturales no Renovables y por ende a la carrera de Ingeniería Electromecánica; hacer uso del presente documento en lo conveniente.

José Edison Alvarado Alvarado

Diego Vinicio Ruiz Ordoñez

PENSAMIENTO

Si anhelamos con sinceridad y pasión la seguridad, el bienestar y el libre desarrollo del talento de todos los hombres no hemos de carecer de los medios necesarios para conquistarlos.

A. Einstein.

DEDICATORIA

Con profundo cariño quiero dedicar el presente trabajo a mis padres y a mis hermanas, que con su apoyo moral me motivaron y depositaron en mí su confianza para poder culminar con éxito mis estudios y ver cristalizados mis objetivos**.**

José Edison Alvarado Alvarado

El presente trabajo lo dedico a Dios, mi esposa e hijo, a mis padres y a toda la familia que me han apoyado para llegar a cumplir un nuevo objetivo en mi vida.

Diego Vinicio Ruiz Ordoñez

AGRADECIMIENTO

No es grato expresar nuestros sinceros agradecimientos a la Universidad Nacional de Loja, a la carrera de Ingeniería Electromecánica, a los docentes que de manera desinteresada aportaron para que durante este periodo de estudio se cristalice nuestra formación académica.

Al Ing. Armando Salgado, por su acertada dirección e invalorable colaboración para la realización de este trabajo.

Los Autores

RESUMEN

La presente investigación tiene como objetivo el aprovechamiento de la biomasa para la producción de biogás, utilizándolo como combustible en un motor de combustión interna, y usar este biocombustible que está siendo desaprovechado en la actualidad, dando soluciones energéticas en algunos lugares donde se puede aprovechar este recurso no renovable en las zonas rurales y marginales de nuestra provincia de Loja y en general de todo el país. La investigación está estructurada en introducción, seis capítulos, conclusiones y recomendaciones.

Se realizó una compilación detallada de cada uno de los contenidos necesarios para el desarrollo de ésta investigación, posteriormente se estableció el diseño adecuado en base a cálculos matemáticos y sobre todo a sugerencias de profesionales de este campo.

Diseñado el sistema, se realizó la construcción del generador de biogás auto-térmico, montaje y funcionamiento del mismo, así como esquemas y dibujos en el software AUTOCAD 2010, para finalmente las guías de mantenimiento.

SUMMARY

The present investigation has as objective the use of the biomass for the biogas production, this way to automate a motor of internal combustion, and to use this biocombustible that is being wasted at the present time and to give solution in some places where it can take advantage this resource of non renewable energy in the rural and marginal areas of our county of Loja and in general of the whole country. The investigation is structured in introduction, six chapters, conclusions and recommendations.

He/she was carried out a detailed compilation of each one of the necessary contents for the development of this investigation, later on the appropriate design settled down based on mathematical calculations and mainly to professionals' of this field suggestions.

Designed the system, was carried out the construction of the generator of biogas auto-thermal, assembly and operation of the same one, as well as outlines and drawings in the software AUTOCAD 2010, for finally the maintenance guides.

INDICE GENERAL

Contenido

CERTIFICACIÓN I

DECLARACIÓN DE AUTORÍA II

PENSAMIENTO III

DEDICATORIA IV

AGRADECIMIENTO V

RESUMEN VI

SUMMARY VII

ÍNDICE GENERAL VIII

ÍNDICE DE FIGURAS XV

ÍNDICE DE TABLAS XVII

SIMBOLOGÍA XVIII

INTRODUCCIÓN 1

PROBLEMÁTICA 2

ANTECEDENTES 2

PROBLEMA GENERAL DE LA INVESTIGACIÓN 3

PROBLEMAS ESPECÍFICOS 3

OBJETIVO GENERAL 4

OBJETIVOS ESPECÍFICOS 4

PLANTEAMIENTO DE LA HIPÓTESIS 5

HIPÓTESIS GENERAL 5

HIPÓTESIS ESPECÍFICAS 5

CAPITULO I

1 REVISIÓN DE LITERATURA

1.1 BIOMASA 7
1.1.1 Tipos de biomasa 7
1.1.1.1 Bosques 7
1.1.1.2 Residuos agrícolas y ganaderos 8
1.1.1.3 Cultivos energéticos 8
1.1.2 Métodos de aprovechamiento de la biomasa 9
1.1.2.1 Termoquímicos 9
1.1.2.2 La combustión 9
1.1.2.3 La pirolisis 9
1.1.3 Biogás 10
1.1.3.1 Composición y características 11
1.1.3.2 Gas pobre 11
1.1.3.2.1 Composición 12
1.1.3.2.2 Utilización del gas pobre en máquinas térmicas 12
1.2 TRANSFERENCIA DE CALOR 13
1.2.1 Modos de transferencia de calor 13
1.2.1.1 Conducción 13
1.2.1.2 Convección 14
1.2.1.3 Radiación 15
1.2.2 Intercambiadores de Calor 16
1.2.2.1 Intercambiadores de calor de flujos cruzados 16
1.3 TERMODINÁMICA 18
1.3.1 Relación entre la materia y la energía 18
1.3.2 Trabajo 18
1.3.3 Motores de combustión interna 18
1.3.3.1 El ciclo Otto 18
1.4 TANQUES DE PRESIÓN 21

1.4.1. Materiales para recipientes a presión 21

1.4.1.1. Especificaciones de los aceros 21
1.4.1.2. Clases de materiales 22
1.4.1.3. Propiedades que deben tener los materiales para satisfacer las condiciones de servicio 22
1.4.1.3.1. Propiedades mecánicas 22
1.4.1.3.2. Propiedades físicas 22
1.4.1.3.3 Propiedades químicas 23
1.4.1.4. Soldabilidad 23
1.4.1.5. Evaluación de los materiales sugeridos 24
1.4.1.6. Criterios de diseño en recipientes 24
1.4.1.6.1. La Inestabilidad Elástica 24
1.4.1.6.2 Inestabilidad plástica 25
1.4.1.6.3. Fragilidad 25
1.4.1.6.4. Termofluencia 26
1.4.1.6.5. Fatiga 26
1.4.1.6.6. Esfuerzo Admisible 26

CAPITULO II

2 GASIFICADORES 28
2.1 Teoría de la gasificación 28
2.2.1 Tipos de gasificadores 29
2.2.2 Gasificador de corriente ascendente o tiro directo 29
2.2.3 Gasificador de corriente descendente o tiro invertido 30
2.2.4 Gasificador de tiro transversal 32

2.2 Gasificador de lecho fluidizado 34

2.3 PROCESOS DEL GASIFICASIÓN 36

2.3.1 Sección del depósito (zona de secado) 36

2.3.2 Zona de pirolisis 36

2.3.3 Zona de oxidación 37

2.3.4 Zona de reducción 37

2.4 NORMAS DE DISEÑO PARA GASIFICADORES DE TIRO INVERTIDO 39

2.5 DEPURACIÓN DEL BIOGÁS PRODUCIDO 46

2.5.1 Ciclón 47

2.5.1.1 Introducción 47

2.5.2 Radiador 49

2.5.3 Filtro 50

CAPITULO III

3 DESCRIPCIÓN DEL GENERADOR DE BIOGÁS AUTO TÉRMICO 52

3.1 Introducción 52

3.2 COMPONENTES DEL GENERADOR DE BIOGAS AUTOTERMICO 53

3.2.1 Gasificador 53

3.2.1.1 Deposito de biomasa 53

3.2.1.2 Quemador 51

3.2.1.3 Parrilla 54

3.2.1.4 Entradas de aire 55

3.2.2 Ciclón 55

3.2.3 Radiador 54

3.2.4 Filtro 56

3.2.5 Soplador 57

3.2.6 Motor de combustión interna 57

3.2.7 Calentador de biomasa 57

CAPITULO IV

4 FUNDAMENTACIÓN MATEMÁTICA PARA EL DISEÑO DEL GENERADOR DE BIOGÁS AUTO TÉRMICO 59

4.1 DISEÑO MECÁNICO DEL GASIFICADOR 59

4.1.1 Cálculo del quemador 60

4.1.2 Dimensionamiento del depósito de biomasa 62

4.1.2.1 Cálculo del intercambiador de gases de escape 62

4.1.3 Deducción de las ecuaciones que nos permiten calcular el esfuerzo en el gasificador para obtener el espesor de la chapa 63

4.1.3.1Cálculo del esfuerzo longitudinal 65

4.2.UNIONES SOLDADAS 66

4.3 CÁLCULO DEL CICLÓN 68

4.4 CÁLCULO DEL RADIADOR 70

4.4.1 Selección de la superficie frontal 71

4.5 CÁLCULO DEL SOPLADOR 72

4.6 CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN POR CORREA 74

4.6.1 Elección del tipo de correa 74

4.6.2 Cálculo de la distancia entre centros 77

4.6.3 Calcular la longitud de la correa 77

4.6.4 Cálculo de la frecuencia de flexiones 78

4.7 POTENCIA DEL MOTOR UTILIZANDO BIOGÁS 78

4.7.1 Valor calorífico de la mezcla 79

4.7.2 Eficiencia del motor 81

4.7.3 Potencia del motor utilizando biogás 82

4.8 EFICIENCIA DEL GASIFICADOR 82

CAPITULO V

5. MATERIALES Y MÉTODOS.....85

5.1. EVALUACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN.....85

5.1.1. Características generales del generador de biogás auto térmico 85

5.2. CÁLCULOS MATEMÁTICOS DEL DISEÑO DEL DISEÑO DEL EQUIPO.85

5.2.1. Cálculo del gasificador 86

5.2.2. Cálculo del quemador.....86

5.2.3. Dimensionamiento del depósito de biomasa 87

5.2.4. Cálculo del intercambiador de gases de escape.....88

5.2.5. Cálculo de los esfuerzos en el gasificador para la selección del acero y el espesor 89

5.2.6. Cálculo de uniones soldadas.....90

5.2.7. Cálculo del ciclón 91

5.2.8. Cálculo del radiador.....92

5.2.9. Cálculo del soplador 94

5.2.10. Cálculo de la transmisión por correa 96

5.3. CALCULO DEL PERFIL A USAR EN EL CHASIS 97

5.3.1. Cálculos de reacciones, fuerzas cortantes y momento flector 97

5.3.2. Cálculo para la sección del perfil C.....102

CAPITULO VI

6. RESUTADOS

6.1. POTENCIA DEL MOTOR UTILIZANDO GAS POBRE.....104

6.1.1. Valor calorífico de la mezcla 104

6.1.2. Eficiencia del motor 104

6.2. EFICIENCIA DEL GASIFICADOR 104

6.3. CURVA DE POTENCIA VS VELOCIDAD DEL MOTOR 106

6.4. CURVA DE MASA VS TIEMPO 106

6.5. CURVA DE CAPACIDAD CALORÍFICA VS CONSUMO 107

DISCUCIÓN 108

VALORACIÓN TÉCNICO-ECÓNOMICA 109

VALORACIÓN AMBIENTAL 109

CONCLUSIONES 113

RECOMENDACIONES 114

BIBLIOGRAFIA 115

ANEXOS 116

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Formas de biomasa.....7

Figura 1.2 Procesos de obtención del gas pobre.....12

Figura 1.3 Convenio de signos para la transmisión del calor por conducción 14

Figura 1.4 Intercambiadores de Flujos Cruzados 17

Figura 1.5 Ciclo de Otto 19

Figura 2.1 Gasificador de corriente ascendente o tiro directo.....29

Figura 2.2 Gasificador de corriente descendente o de tiro invertido. 31

Figura 2.3 Gasificador de tiro transversal 33

Figura 2.4 Gasificador de lecho fluidizado 35

Figura 2.5 Reacciones químicas en la zona de reducción 38

Figura 2.6 Procesos de gasificación 39

Figura 2.7 Esquema de un gasificador de tipo invertido 40

Figura 2.8 Altura del plano de las toberas sobre el estrechamiento del hogar, para diversos tamaños de generador.....41

Figura 2.9 Gráfico de toberas apropiadas para el funcionamiento de motores de cuatro tiempos con varios cilindros.....43

Figura 2.10 Diámetro del anillo de las toberas y apertura de éstas, en relación con el estrechamiento del hogar y en función del diámetro del hogar, para diversos modelos de generadores.....43

Figura 2.11 Clasificación de los gasificadores de tiro invertido, según Venselaar.....45

Figura 2.12 Esquema del Ciclón 48

Figura 2.13 Eficiencia del ciclón.....49

Figura 2.14 Radiadores.....50

Figura 2.15 Tipos de filtros 50

Figura 3.1 Sistema de gasificación 52

Figura 3.2 Gasificador 53

Figura. 3.3 Quemador productor de gas combustible.....54

Figura. 3.4 Parrilla 54

Figura. 3.5 Entrada de aire.....55

Figura. 3.6 Ciclón 56

Figura. 3.7 Soplador 57

Figura. 4.1 Intercambiador simple de tubos concéntricos 63

Figura. 4.2 Espesor de chapa 63

Figura. 4.3 Esfuerzo longitudinal 65

Figura. 4.4 Sección de la tubería 66

Figura. 4.5 Dimensiones del Ciclón 69

Figura. 46 Factor de fricción λ y de convección h_C para flujos cruzados, en tubos aplanados con aletas de placa 72

Figura. 4.7 Relación entre la presión dinámica en el eje del conducto y el caudal 73

Figura. 4.8 Relación entre el índice de compresión y la eficiencia térmica de un motor82

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Características del biogás 11

Tabla 1.2 Composición del gas.....12

Tabla 2.1 Formulas de reacción química.....28

Tabla 2.2 Reacciones en la zona de reducción 29

Tabla 2.3 Toberas apropiadas para gasógenos de madera que funcionan con motores de cuatro tiempos 42

Tabla 4.1 Poder calorífico 59

Tabla 4.2 Dimensiones del gasificador.....61

Tabla 4.3 Ciclón de alto rendimiento 68

Tabla 4.4 Dimensiones fundamentales de las correas trapezoidales 75

Tabla 4.5 Carga útil para una correa trapezoidal con trabajo suave.....75

Tabla 4.6 Valores caloríficos y demandas estequiometricas de oxigeno de los componentes combustibles del gas pobre.....80

Tabla 4.7 Composición del gas procedente de gasificadores comerciales de madera y carbón vegetal.....81

SIMBOLOGÍA

De: Diámetro exterior (m).

A: Área (m^2).

r: Radio (m).

e: Espesor (m).

h: Altura (m).

η: Rendimiento %

P: Potencia (Hp).

L: Longitud (m).

M: Momento flector máximo N / m^2

σ: Esfuerzo máximo $\left({}^{N}/_{cm^2}\right)$.

$\sigma_{adm.flex:}$ Es la tensión admisible a la flexión en (N/cm^2).

v: Coeficiente de soldadura

n: Coeficiente de seguridad.

V: Volumen (m^3).

Hm: altura manométrica (m).

S= Esfuerzo$\left({}^{N}/_{cm^2}\right)$.

F = Deformaciones

Sy = Esfuerzo de cedencia$\left({}^{N}/_{cm^2}\right)$.

Su = Esfuerzo ultimo$\left({}^{N}/_{cm^2}\right)$.

d_t = diámetro de la garganta en la zona de sección transversal mínima(m).

d_n = diámetro de las toberas(m).

n = número de toberas a instalar

PCBg= Poder calorífico bajo de la gasolina (KJ/Kg)

PCBb=Poder calorífico bajo de la biomasa (KJ/Kg)

dn= Diámetro superior del quemador. (m)

dr= Diámetro inferior. (m)

H= Altura de las entradas de aire. (m)

dm= Diámetro interno de las tuberías. (m)

dr´=Diámetro entre las entradas de aire. (m)

F= Fuerza resultante debida a la presión del fluido dentro del recipiente N

p= Presión del fluido dentro del recipiente en lb/pulg2 (PSI o N/m^2)

D= Diámetro del cilindro en (m)

L= Longitud del recipiente (m)

T= Fuerza de tracción longitudinal (N)

πr^2= Área proyectada de la semiesfera en un plano vertical (m^2)

p= Presión del fluido dentro del recipiente (N/m^2)

N_c= número de vueltas eficaces

H = altura del conducto de la entrada (m o pie)

L_b = longitud del cuerpo del ciclón (m o pie)

L_c = longitud (vertical) del cono del ciclón (m o pie).

Δt = tiempo de residencia del gas (s)

R = radio del cuerpo del ciclón (m o pie)

V_i = velocidad *de la entrada* del gas (m/s o ft/s).

σtc = esfuerzo de tracción o compresión sobre la costura de soldadura en (Pa o N/m^2)

F= Fuerza de tracción o compresión en N

L = longitud de una costura en (m)

a = espesor del cordón de soldadura en m, ($3mm \leq a \leq 0.7$ Smín)

Smín = espesor de la plancha más delgada en (mm o m)

σadm = tensión admisible en (Pa o N/m^2)

η_1 = eficiencia térmica del motor con el índice de compresión en situación 1.

η_0 = eficiencia térmica del motor con el índice de compresión en situación 0.

ε_1 = índice de compresión del motor en situación 1.

ε_1 = índice de compresión del motor en situación 0.

k = constante igual a 1, 3 en el caso del gas pobre.

η_m = eficiencia de la gasificación (%) (Mecánica).

H_g = valor calorífico del gas (kJ/m³),

Q_g = flujo en volumen de gas (m³/s).

H_s = valor calorífico inferior del combustible del gasificador.

M_s = consumo de combustible sólido del gasificador (kg/s).

η_{th} = eficiencia de la gasificación (%) (Térmica).

ζ_g = densidad del gas (kg/m³).

C_P = calor específico del gas (kJ/kg°K).

ΔT = diferencia de temperaturas entre el gas en la entrada del quemador y el combustible que entra al gasificador (°K).

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo tiene por finalidad presentar una metodología de selección y cálculo para el diseño mecánico de las principales partes del GENERADOR DE BIOGAS AUTOTÉRMICO. Para lo cual se parte de los principios fundamentales de los gasificadores, estudios anteriormente realizados específicamente sobre gasificadores de tiro invertido, así como también de conocimientos de transferencia de calor, termodinámica, resistencia de materiales, diseño de elementos de máquinas, materiales de construcción mecánica, entre otros.

El sistema consiste en el acoplamiento de un gasificador de residuos orgánicos a un motor de combustión interna, esto nos permitirá delinear las características principales de funcionamiento, como por ejemplo, potencia del motor, rendimiento, velocidades, consumo de biomasa, curva del sistema, entre otras.

PROBLEMÁTICA

ANTECEDENTES:

Los déficits y costos crecientes del abastecimiento de petróleo han impulsado a muchos países a encarar estudios sobre práctica de fuentes de energía que reemplacen los habituales combustibles derivados de sistemas convencionales no renovables cuya extinción está prevista para este siglo. Entre los recursos energéticos renovables, se cuenta con una fuente de energía explotada durante las penurias económicas y energéticas producidas durante y después de la última guerra mundial. Se trata del gas del estiércol, gas de los pantanos o gas de granja, producido por fermentación del estiércol de animales, de la paja y de residuos agrícolas en general. Por su origen biológico se lo conoce mundialmente como biogás, que es una mezcla de gases conteniendo metano (50 a 70%), anhídrido carbónico (30 a 45%), hidrógeno (1 a 3%), oxígeno (0,5 a 1%), gases diversos (1 a 5%) y vestigios de anhídrido sulfuroso (Lockett, 1997). El biogás y el abono residual de la operación, se han convertido en una fuente ideal de energía para las naciones con poblaciones rurales numerosas sin medios económicos y prácticos para disponer de energía convencional. Es así como ha tomado un gran impulso sobre todo en Asia, en países como China y la India, donde ya hay cerca de 500.000 plantas del tipo familiar instaladas y funcionando a pleno **(**Nitsch. y Rettich, 1993).

Por lo tanto se expone la siguiente situación problemática: Es necesario la creación de nuevos sistemas de generación de biogás auto-térmicos para el aprovechamiento de la biomasa.

PROBLEMA GENERAL INVESTIGACIÓN

¿Cómo lograr aprovechar la energía potencial de la biomasa con el empleo de generadores de biogás auto-térmico eficientes y económicos?

PROBLEMAS ESPECÍFICOS DE INVESTIGACIÓN

* Falta de conocimientos de un sistema de generación auto-térmico para la producción de biogás a partir de desechos orgánicos.
* Ausencia de metodología para la adaptación de motores a gasolina, a un sistema de generación de biogás auto-térmico.
* No se han realizado experimentaciones que nos permitan determinar la relación aire combustible para evaluar la eficiencia y determinar el balance energético del sistema de generación de biogás auto-térmico.

OBJETIVO GENERAL

- Diseñar y Construir un sistema para generar biogás proveniente de desechos orgánicos, para la automoción de un motor de combustión interna mediante la implementación de un generador de biogás auto-térmico para el laboratorio de biocombustibles del AEIRNNR.

OBJETIVO ESPECÍFICO

- Investigar sobre sistemas de generación auto-térmicos para Obtener biogás a partir de desechos orgánicos.
- Definir la metodología para la adaptación de motores a gasolina a un sistema de generación de biogás auto-térmico.
- Construir un sistema auto-térmico para realizar experimentaciones que nos permitan determinar la relación aire combustible para evaluar la eficiencia y determinar el balance energético del sistema.

PLANTEAMIENTO DE LA HIPÓTESIS

HIPÓTESIS GENERAL

Con la construcción del sistema de generación de biogás auto-térmico se lograra aprovechar la energía potencial de la biomasa con una eficiencia superior al 60%

HIPÓTESIS ESPECÍFICAS

- Con un adecuado diseño del equipo se logrará la extracción de biogás a partir de desechos orgánicos
- Con esta metodología se lograra la adaptación de motores a gasolina a un sistema de generación de biogás auto-térmico.
- Con la implementación de un equipo de generación de biogás se nos permitirá determinar la relación aire combustible para evaluar la eficiencia y determinar el balance energético del sistema.

CAPITULO I

1. REVISIÓN DE LITERATURA

1.1.BIOMASA

La biomasa es la energía solar convertida por la vegetación en materia orgánica; esa energía la podemos recuperar por combustión directa o transformando la materia orgánica en otros combustibles.

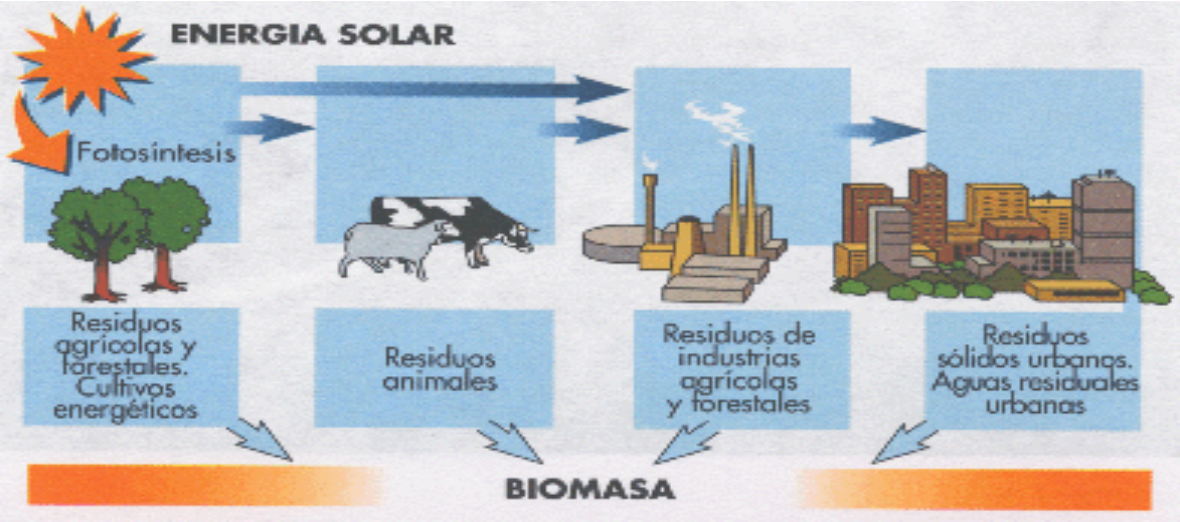


Fig. 1.1 Formas de biomasa

1.1.1 TIPOS DE BIOMASA

- Bosques
- Residuos agrícolas y forestales
- Cultivos energéticos
- Tradicionales
- Acuáticos

1.1.1.1 BOSQUES

La única biomasa realmente explotada en la actualidad para fines energéticos es la de los bosques.

Para cubrir parte de la demanda energética sólo puede constituir una opción razonable en países donde la densidad territorial de dicha demanda es muy baja, así como también la de la población (Tercer mundo).

En España (por lo demás, país deficitario en madera) sólo es razonable contemplar el aprovechamiento energético de los desechos de la corta y saca y de la limpia de las explotaciones forestales (leña, ramaje, follaje, etc.), así como de los residuos de la madera. En este sentido, la oferta energética subyacente a las leñas ha sido evaluada en 2.500.000 Ton.

1.1.1.2 RESIDUOS AGRÍCOLAS Y GANADEROS

Constituyen otra fuente importante de bioenergía, aunque no siempre sea razonable darles este tipo de utilidad.

En España sólo parece recomendable el uso a tal fin de la paja de los cereales en los casos en que el retirarla del campo no afecte apreciablemente a la fertilidad del suelo, y de las deyecciones y camas del ganado, cuando el no utilizarlas sistemáticamente como estiércol no perjudique las productividades agrícolas.

1.1.1.3 CULTIVOS ENERGÉTICOS

Consiste en cultivar vegetales con un mayor aprovechamiento energético. Esta opción no es muy rentable y es muy discutida la conveniencia de los cultivos o plantaciones con fines energéticos, no sólo por su rentabilidad en sí mismos, sino también por la competencia que ejercerían con la producción de alimentos y otros productos necesarios, (madera, etc.). Las dudas aumentan en el caso de las regiones templadas, donde la asimilación fotosintética es inferior a la que se produce en zonas tropicales.

En España se ha estudiado de modo especial la posibilidad de ciertos cultivos energéticos, especialmente sorgo dulce y caña de azúcar, en ciertas regiones de Andalucía donde ya hay una tradición en el cultivo de estas plantas de elevada asimilación fotosintética.

No obstante, el problema de la competencia entre los cultivos clásicos y los cultivos energéticos no se plantearía en el caso de otro tipo de cultivo energético: los cultivos acuáticos. Una planta acuática particularmente interesante desde el punto de vista energético sería el Jacinto de agua, que posee una de las productividades de biomasa más elevadas del reino vegetal (un centenar de toneladas de materia seca por hectárea y por año).

Podría recurrirse también a ciertas algas microscópicas (micrófitos), que tendrían la ventaja de permitir un cultivo continuo. Así, el alga unicelular *Botryococcus braunii, en* relación a su peso produce directamente importantes cantidades de hidrocarburos.

1.1.2 MÉTODOS DE APROVECHAMIENTO DE LA BIOMASA

Distinguimos dos grandes grupos de transformaciones:

Transformaciones termoquímicas:

- Combustión
- Pirolisis

Transformaciones biológicas:

- Fermentación alcohólica
- Fermentación metánica

1.1.2.1 MÉTODOS TERMOQUÍMICOS

Estos métodos se basan en la utilización del calor como fuente de transformación de la biomasa. Están bien adaptados al caso de la biomasa seca, y, en particular, a los de la paja y de la madera.

Distinguimos dos métodos:

- Combustión
- Pirolisis

1.1.2.2 LA COMBUSTIÓN

Lo que comúnmente llamamos quema de la biomasa (o hablando más científicamente la oxidación de ésta por el oxígeno del aire), libera simplemente agua y gas carbónico y calor, que puede servir para la calefacción doméstica o para la producción de calor industrial.

$$\textbf{BIOMASA} + O_2 \longrightarrow CO_2 + H_2O + \textbf{CALOR}$$

1.1.2.3 LA PIRÓLISIS

Combustión incompleta de la biomasa en ausencia de oxigeno, a unos 500 ºC. Se utiliza desde hace mucho tiempo para producir carbón vegetal. Aparte de este, la pirolisis lleva

a la liberación de un gas pobre, mezcla de monóxido y dióxido de carbono, de hidrógeno y de hidrocarburos ligeros. Este gas, de débil poder calórico, puede servir para accionar motores diesel, o para producir electricidad, o para mover vehículos.

$$\textbf{BIOMASA + CALOR} \longrightarrow CO_2 + CO + H_2 + C_XH_Y$$

Una variante de la pirolisis, llamada pirolisis flash, llevada a 1000 ºC en menos de un segundo, tiene la ventaja de asegurar una gasificación casi total de la biomasa.

De todas formas, la gasificación total puede obtenerse mediante una oxidación parcial de los productos no gaseosos de la pirolisis. Las instalaciones en la que se realizan la pirolisis y la gasificación de la biomasa reciben el nombre de gasógenos. El gas pobre producido puede utilizarse directamente como se indica antes, o bien servir la base para la síntesis de un alcohol muy importante, el metanol, que podría sustituir las gasolinas para la alimentación de los motores de explosión (carburol).

1.1.3 BIOGÁS

Es el producto de la transformación de la biomasa, está compuesto de gases como: CH4, CO, H2, C02, N2, el porcentaje de cada uno de ellos varía dependiendo del tipo de residuo a utilizar y el método de extracción o gasificación.

El biogás más común es el que se obtiene por la fermentación anaeróbica (proceso natural que ocurre en forma espontánea en la naturaleza y forma parte del ciclo biológico) de la materia orgánica (biomasa) debido a la acción de cuatro tipos de bacterias, en ausencia de oxígeno, las hidrolíticas, que producen ácido acético, compuestos mono carbonados, ácidos grasos orgánicos y otros compuestos poli carbonados; las acetogénicas, productoras de hidrógeno; las homoacetogénicas, que pueden convertir una cantidad considerable de compuestos multicarbonados o mono carbonados en ácido acético; y las metano génicas, productoras del gas metano, principal componente del biogás. El metano producido por dichas bacterias es el último eslabón en una cadena de microorganismos que degradan material orgánico y devuelven los productos de la descomposición al medio ambiente. El biogás es un poco más liviano que el aire, posee una temperatura inflamación de 700° C y su llama alcanza una temperatura de 870° C.

1.1.3.1 COMPOSICIÓN Y CARACTERISTICAS

La composición de la mezcla está constituida por metano CH_4 en una proporción que oscila entre un 50% a un 70%, monóxido de carbono, conteniendo pequeñas proporciones de otros gases como hidrógeno, nitrógeno y sulfuro de hidrógeno. Sus características han sido resumidas en la Tabla 1.1.

Tabla1.1 Características del biogás

CARACTERISTICAS	CH_4	CO_2	H_2-H_2S	OTROS	BIOGAS 60/40
Proporciones % Volumen	55-70	27-44	1	3	100
Valor Calórico MJ/m^3	35,8	-	10,8	22	21,5
Valor Calórico kCal/m^3	8600	-	2581	5258	5140
Ignición % en aire	5-15	-	-	-	6-12
Temp. ignición en ºC	650-750	-	-	-	650-750
Presión crítica en Mpa	4,7	7,5	1,2	8,9	7,5-8,9
g/l	0,7	1,9	0,08	-	1,2
Densidad relativa	0,55	2,5	0,07	1,2	0,83
Inflamabilidad Vol. en aire	5-15	-	-	-	6-12

1.1.3.2 GAS POBRE

Se lo llama así por una mayor concentración de monóxido de carbono e hidrogeno, y un bajo porcentaje de metano.

La obtención se realiza de acuerdo a los siguientes procesos:

• La biomasa utilizada se calienta (por combustión de una parte de ella) y se pirroliza.

• Oxidación de la biomasa y de productos de la pirolisis de ella.

• Se reducen los gases oxidados (en presencia de altas temperaturas), formando el biogás

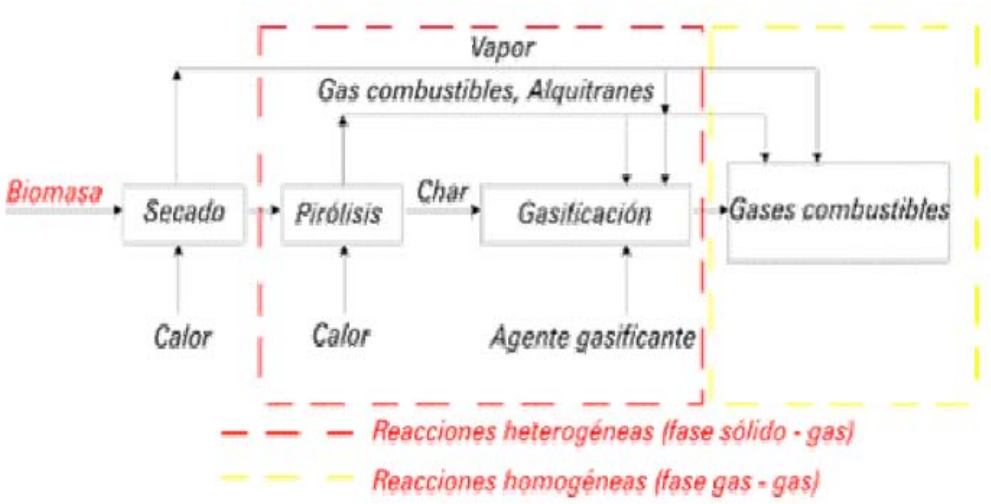
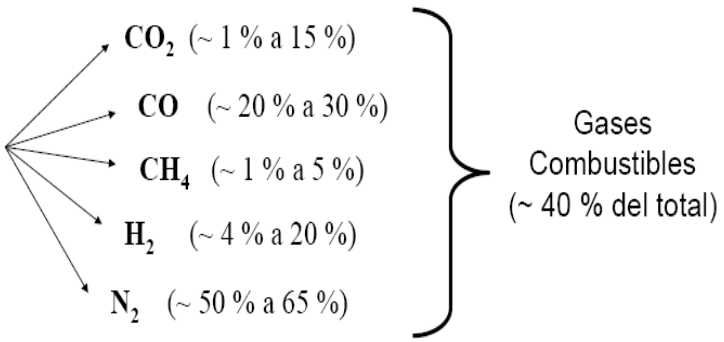


Fig. 1.2 Procesos de obtención del gas pobre

1.1.3.2.1 COMPOSICIÓN

Producto de la gasificación de biomasa vegetal (madera, carbón, residuos agrícolas, etc.). Tabla 1.2

Tabla 1.2 Composición del gas



1.1.3.2.2 UTILIZACIÓN DE GAS POBRE EN MÁQUINAS TÉRMICAS COMBUSTIÓN INTERNA

Motores a chispa ⟶ Gas pobre solamente

Motores a diesel ⟶ Gas pobre + gasoil (5 al 12%)

Requieren tratamiento del gas para eliminar alquitranes, ácidos y polvos, y refrigeración para aumentar el rendimiento volumétrico.

Turbinas de gas ⟶ Biogás solamente (Alta calidad del gas)

COMBUSTIÓN EXTERNA

Motores Stirling ⟶ Gas pobre solamente

1.2 TRANSFERENCIA DE CALOR

La Ingeniería Térmica trata de los procesos de transferencia de calor y la metodología para calcular la velocidad temporal con que éstos se producen y así poder diseñar los componentes y sistemas en los que son de aplicación. La transferencia de calor abarca una amplia gama de fenómenos físicos que hay que comprender antes de proceder a desarrollar la metodología que conduzca al diseño térmico de los sistemas correspondientes.

Algunos ejemplos de diseño pueden ser:

a) Los que requieren disminuir las cantidades de calor transferido mediante un aislante térmico, o amplificarlas mediante aletas u otros sistemas

b) Los que implican procesos de transferencia de calor de un fluido a otro mediante intercambiadores de calor.

c) Los que controlan térmicamente un proceso, manteniendo las temperaturas de funcionamiento de los elementos sensibles al calor dentro de unos márgenes predeterminados, etc.

1.2.1 MODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

1.2.1.1 CONDUCCIÓN

La conducción es el único mecanismo de transmisión del calor posible en los medios sólidos opacos; cuando en estos cuerpos existe un gradiente de temperatura, el calor se transmite de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura, siendo el calor transmitido por conducción Q_k, proporcional al gradiente de temperatura dT/dx, y a la superficie A, a través de la cual se transfiere, es decir:

$$Q_k \cong A\frac{dT}{dx}$$ **Ecuación 1.1**

En donde T es la temperatura y ***x*** la dirección del flujo de calor.

El flujo real de calor depende de la conductividad térmica ***k***, que es una propiedad física del cuerpo, por lo que la ecuación anterior se puede expresar en la forma:

$$Q_k \cong -kA\frac{dT}{dx}$$ **Ecuación 1.2**

En la que si la superficie A de intercambio térmico se expresa en m^2, la temperatura en grados Kelvin, la distancia ***x*** en metros y la transmisión del calor en W, las unidades de ***k*** serán W/m°K.

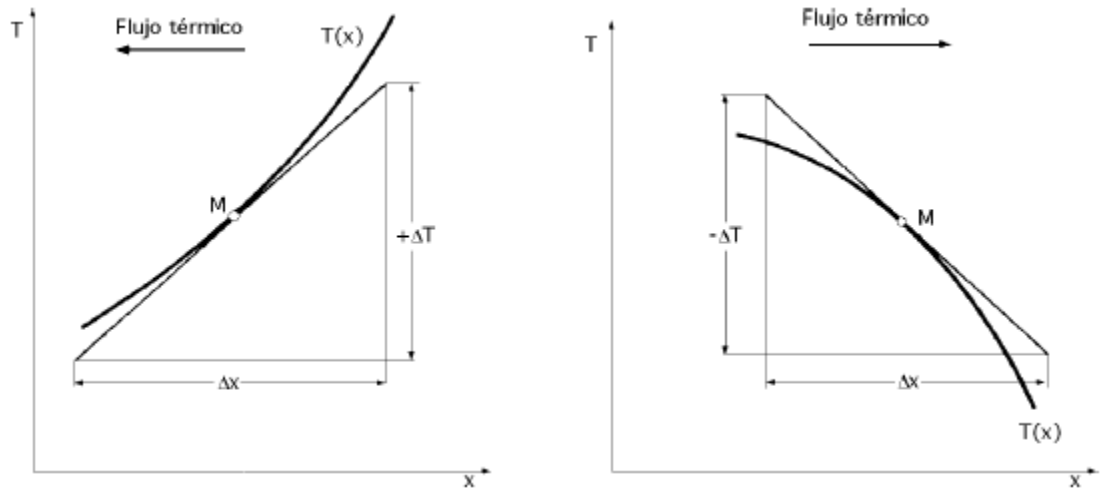


Fig. 1.3 Convenio de signos para la transmisión del calor por conducción

El signo (-) es consecuencia del Segundo Principio de la Termodinámica, según el cual, el calor debe fluir hacia la zona de temperatura más baja. El gradiente de temperaturas es negativo si la temperatura disminuye para valores crecientes de ***x***, por lo que si el calor transferido en la dirección positiva debe ser una magnitud positiva, en el segundo miembro de la ecuación anterior hay que introducir un signo negativo.

1.2.1.2 CONVECCIÓN

La convección es una de las tres formas de transferencia de calor y se caracteriza porque se produce por intermedio de un fluido (gases, líquido) que transporta el calor entre zonas con diferentes temperaturas. La convección se produce únicamente por medio de materiales fluidos. Éstos, al calentarse, aumentan de volumen y, por lo tanto, disminuyen su densidad y ascienden desplazando el fluido que se encuentra en la parte superior y que está a menor temperatura. Lo que se llama convección en sí, es el transporte de calor por medio de las corrientes ascendente y descendente del fluido.

La transferencia de calor implica el transporte de calor en un volumen y la mezcla de elementos macroscópicos de porciones calientes y frías de un gas o un líquido. Se incluye también el intercambio de energía entre una superficie sólida y un fluido o por medio de una bomba, un ventilador u otro dispositivo mecánico (convección mecánica o asistida).

En la transferencia de calor libre o natural en la cual un fluido es más caliente o más frío y en contacto con una superficie sólida, causa una circulación debido a las diferencias de densidades que resultan del gradiente de temperaturas en el fluido.

La transferencia de calor por convección se expresa con la Ley del Enfriamiento de Newton:

$$\frac{dQ}{dt} = hA_s(T_S - T_{inf})$$ **Ecuación 1.3**

Donde h es el coeficiente de convección (ó coeficiente de película), A_s es el área del cuerpo en contacto con el fluido, T_s es la temperatura en la superficie del cuerpo y T_{inf} es la temperatura del fluido lejos del cuerpo.

1.2.1.3 RADIACIÓN

Mientras que la conducción y la convección térmicas tienen lugar sólo a través de un medio material, la radiación térmica puede transportar el calor a través de un fluido o del vacío, en forma de ondas electromagnéticas que se propagan a la velocidad de la luz. Existen muchos fenómenos diferentes de radiación electromagnética pero en Ingeniería Térmica sólo consideraremos la radiación térmica, es decir, aquella que transporta energía en forma de calor.

La energía que abandona una superficie en forma de calor radiante depende de la temperatura absoluta a que se encuentre y de la naturaleza de la superficie.

Un radiador perfecto o cuerpo negro emite una cantidad de energía radiante de su superficie Qr, dada por la ecuación:

$$Q_r = \sigma A T^4 = AE_b$$ **Ecuación 1.4**

en la que Eb es el poder emisivo del radiador, viniendo expresado el calor radiante Qr en W, la temperatura T de la superficie en °K, y la constante dimensional s de Stefan-Boltzman en unidades SI, en la forma:

$$\boldsymbol{\sigma = 5.67x10^{-8}\frac{W}{m^{2^0}K^4}}$$ **Ecuación 1.5**

La ecuación anterior dice que toda superficie negra irradia calor proporcionalmente a la cuarta potencia de su temperatura absoluta. Aunque la emisión es independiente de las condiciones de los alrededores, la evaluación de una transferencia neta de energía radiante requiere una diferencia en la temperatura superficial de dos o más cuerpos entre los cuales tiene lugar el intercambio. Si un cuerpo negro a T1 (ºK) irradia calor a un recinto que le rodea completamente y cuya superficie es también negra a T2 (ºK), es decir, absorbe toda la energía radiante que incide sobre él, la transferencia de energía radiante viene dada por:

$$Q_r = \sigma A_1(T_1^4 - T_2^4)$$ **Ecuación 1.6**

Si los dos cuerpos negros tienen entre sí una determinada relación geométrica, que se determina mediante un factor de forma F, el calor radiante transferido entre ellos es:

$$Q_r = Q_{1\leftrightarrow 2} = \sigma A_1 F_{12}((T_1^4 - T_2^4)$$ **Ecuación 1.7**

1.2.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR

En un proyecto de ingeniería de equipamiento térmico son importantes no sólo las características de eficiencia térmica, sino también las referentes a la economía del sistema más importantes, y que habrá que conjugar adecuadamente.

El papel de los intercambiadores de calor ha adquirido una gran importancia ante la necesidad de ahorrar energía y disponer de equipos óptimos no sólo en función de su análisis térmico y del rendimiento económico de la instalación, sino también en función de otros factores como el aprovechamiento energético del sistema y la disponibilidad y cantidad de energía y de materias primas necesarias para cumplir una determinada función.

1.2.2.1 INTERCAMBIADORES DE FLUJOS CRUZADO

En el enfriamiento o calentamiento de gases es interesante utilizar un intercambiador de calor en flujo cruzado, Fig. 1.4, en el que uno de los fluidos (líquido o gas) circula por el interior de los tubos, mientras que al otro fluido (gaseoso) se le obliga a circular

perpendicularmente al haz de tubos; el flujo del fluido exterior puede realizarse mediante convección forzada o libre; el gas que circula por el exterior de los tubos se considera de tipo de mezcla, mientras que el fluido del interior de los tubos se considera sin mezclar; el flujo del gas exterior es con mezcla porque puede moverse libremente entre los tubos cuando intercambia calor, mientras que el fluido del interior de los tubos está confinado y no puede mezclarse con ningún otro flujo o corriente durante el proceso de intercambio de calor.

En un proyecto de intercambiadores de calor es importante especificar si los fluidos están mezclados o sin mezclar y cuál de los fluidos está mezclado. Es importante también equilibrar los gradientes de temperatura mediante la obtención de coeficientes de transmisión de calor aproximadamente iguales en el interior y en el exterior de los tubos; si esto no se hace así, una de las resistencias térmicas puede ser grande, lo que provocará una caída de temperatura global también grande para una transferencia de calor por unidad de tiempo determinada, lo que exige un equipo mayor, con el consiguiente perjuicio económico.

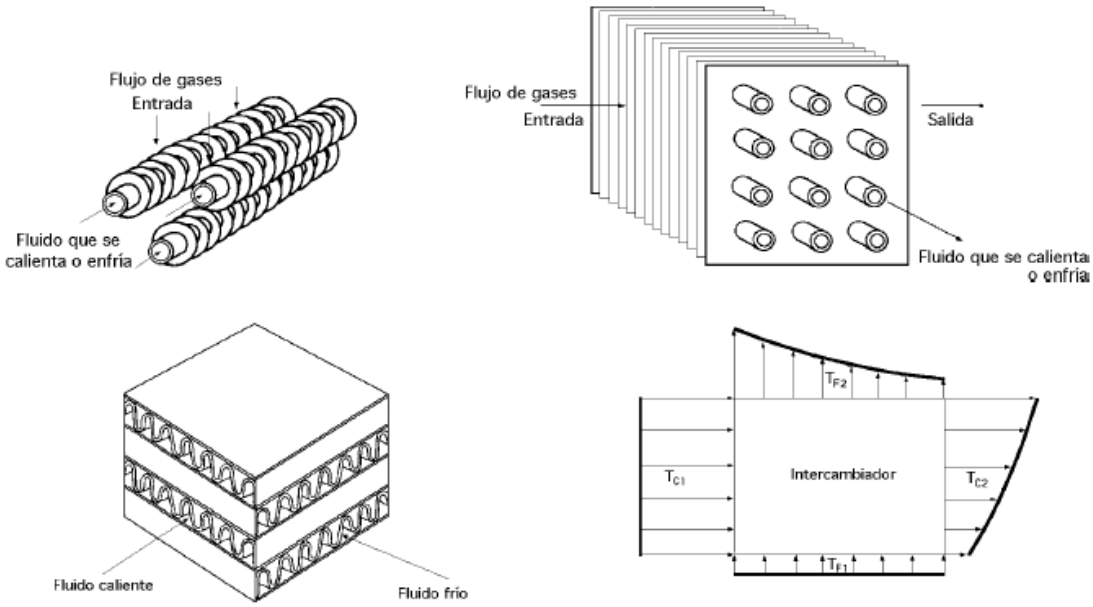


Fig.1.4 Intercambiadores de Flujos Cruzados

1.3 TERMODINÁMICA

1.3.1 RELACION ENTRE LA MATERIA Y LA ENERGIA

Una de las consecuencias de la teoría de relatividad de Einstein es que la materia (o la masa) se puede convertir en energía y la energía en masa, y la relación está dada por la famosa ecuación

$E = mc^2 \quad \Delta E = c^2 \Delta m$ **Ecuación 1.8**

Donde c = 2.9979 x 10^{10} cm/ s = velocidad de la luz. Puesto que c^2 es un número muy grande, la energía, equivalente de una masa en particular también es muy grande; por ejemplo, 1 kg de materia equivale aproximadamente a 20 x 10^{12} kcal pero esto no quiere decir que siempre sería posible convertir una masa particular de una sustancia íntegramente en energía.

También, según la teoría de Einstein, la masa aumenta con la velocidad. Este es el efecto relativista sobre la masa. Sea m_o la llamada *masa en reposo* (con respecto al observador); entonces la masa *m* a una velocidad *v* cualquiera es

$$m = \frac{m_0}{[1-\left(\frac{v}{c}\right)^2]^{1/2}}$$ **Ecuación 1.9**

1.3.2 TRABAJO

La expresión vectorial para el trabajo mecánico de una fuerza, como se enseña en mecánica, es un producto escalar como $dW = F \cdot ds$, válido a lo largo de cualquier trayectoria.

Asimismo, se puede pasar convenientemente a la componente *x* de una fuerza que actúa en una distancia *dx* (con $\Delta y = 0$, $\Delta z = 0$) y escribir $dW = F_x dx$

1.3.3 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

1.3.3.1 EL CICLO DE OTTO.

El ciclo de Otto es el prototipo ideal de los motores de ignición por chispa eléctrica Fig. 1.5. Al igual que en las turbinas de gas y en los motores de reacción, conviene analizar un estándar de aire equivalente, particularmente como una primera aproximación.

En un ciclo Otto ideal de cuatro tiempos no hay caídas de presión como consecuencia de la fricción, de manera que se cancelan las cantidades de trabajo correspondientes a

la admisión (succión) 0-1 y al escape (descarga) 1-0. Durante los procesos isométricos sin flujo, Q = AU (por unidad de masa), independientemente de la sustancia de trabajo. A fin de obtener una conclusión importante, supondremos calores específicos constantes. En el caso del trabajo neto $W = \oint dQ$, la eficiencia térmica $e = \oint dQ/Q_a$ *es:*

$$e = \frac{U_3 - U_2 - (U_4 - U_1)}{U_3 - U_2} = \frac{C_{v23}(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{C_{v23}(T_3 - T_2)}$$ **Ecuación 1.10**

Donde $Q_A = U_3 - U_2$, $Q_R = U_I - U_4$ Para el ciclo O*tto* ideal abierto el trabajo neto es $(U_3 - U_4)_p - (U_2 - U_I)$; $U_I = m_r I$; $U_2 = m_r u_{r2}$ $U_3 = m_p u_{p3}$, y $U_4 = m_p u_{p4}$; el subíndice *r* designa los reactivos, y el subíndice *p*, los productos. Si tenemos a nuestra disposición los valores tabulados de las energías, las primeras formas de las ecuaciones anteriores son las apropiadas. Si se supone que $C_{v23} = C_{v41}$ (son en realidad muy diferentes), los *Cv* se cancelan y obtenemos:

$$e = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$ **Ecuación 1.11**

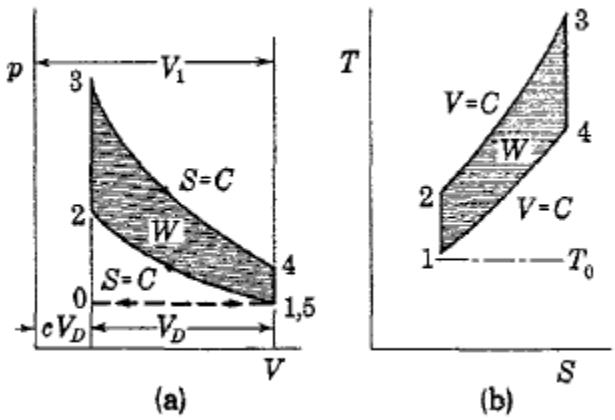


Fig. 1.5 Ciclo de Otto.

El ciclo equivalente ideal es: 1-2, compresión isentrópica; 2-3 adición de calor isométrica; 3-4, expansión isentrópica; y 4-1, cesión isométrica de calor.

Se usa la relación *TV* para un proceso isentrópico, es decir,

$T_4/T_3 = (V_3/V_4)^{k-1}$ y $T_1/T_2 = (V_2/V_1)^{k-1}$ o bien, puesto que $V_3 = V_2$ y $V_4 = V_1$

$$\boldsymbol{T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{K-1} = \frac{T_3}{{r_k}^{k-1}} \; y \; T_1 = T_2 \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{K-1} = \frac{T_2}{{r_k}^{k-1}}}$$ **Ecuación 1.12**

Y donde hemos empleado la relación de compresión *rk* = V_1/ V_2 = V_4/ V_3• Al sustituir estos valores en (a) y simplificar obtenemos:

$$e = 1 - \frac{1}{{r_k}^{k-1}}$$ **Ecuación 1.13**

Para un valor particular de *k* depende únicamente de la relación de compresión *rk*• Debido a esto, el motor de ignición eléctrica ha ido evolucionando hasta alcanzar relaciones de compresión cada vez más altas. La relación de compresión se modifica variando el *volumen de espacio muerto,* que es el volumen del espacio de combustión cuando el pistón está en 1a posición PMS. Generalmente se expresa mediante el coeficiente (o porcentaje) *de espacio muerto* c. De ahí que dicho volumen de espacio muerto es *CVD,* donde *VD* es el volumen de desplazamiento (o embolada). En el caso del ciclo abierto ideal,

$$r^k = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_D + cV_D}{cV_D} = \frac{1+c}{c}$$ **Ecuacion 1.14**

No debemos olvidar que el trabajo también está dado por *§Vdp* o *§p dV;*

$$W = \oint pdv = \frac{p_2V_2 - p_1V_1}{1-K} + \frac{p_4V_4 - p_3V_3}{1-K}$$ **Ecuación 1.15**

Que, con *p V = mRT* y *Cv = R/(k* - 1) = constante, se puede demostrar que equivale a *§dQ*. Como el motor real tiene admisión de aire y combustible, también posee una eficiencia Volumétrica, que se maneja prácticamente como una relación de masas.

1.4 TANQUES DE PRESIÓN

1.4.1. MATERIALES PARA RECIPIENTES A PRESION

1.4.1.1. ESPECIFICACIONES DE LOS ACEROS.

Los aceros al carbón y de baja aleación son usualmente usados donde las condiciones de servicio lo permitan por los bajos costos y la gran utilidad de estos aceros.

Los recipientes a presión pueden ser fabricados de placas de acero conociendo las especificaciones de SAE-7, SAE-113 C y SAE-283 A, B, C, y D, con las siguientes consideraciones:

1.- Los recipientes no contengan líquidos ó gases letales.

2.- La temperatura de operación está entre -20 y 650°F.

3.- El espesor de la placa no exceda de 5/8"

4.- El acero sea manufacturado por horno eléctrico u horno abierto.

5.- El material no sea usado para calderas.

Uno de los aceros más usados en los propósitos generales en la construcción de recipientes a presión es el SAE-283 C.

Estos aceros tienen una buena ductilidad, fusión de soldadura y fácilmente máquinables. Este es también uno de los aceros más económicos apropiados para recipientes a presión; sin embargo, su uso es limitado a recipientes con espesores de placas que no excedan de 5/8" para recipientes con un gran espesor de cascarón y presión de operación moderadas el acero SAE-285 C es muy usado. En el caso de presiones altas o diámetros largos de recipientes, un acero de alta resistencia puede ser usado como el acero SAE-212 B es conveniente para semejantes aplicaciones y requiere un espesor de cascarón de solamente de 79% que el requerido por el SAE-285C. Este acero es también fácilmente fabricado pero es más caro que otros aceros.

El acero SAE-283 no puede ser usado en aplicaciones con temperaturas sobre 650°F; el SAE-285 no puede ser usado en aplicaciones con temperaturas que excedan de 900°F, y el SAE-212 tiene muchos esfuerzos permisibles bajos en las temperaturas más altas, por lo que el acero para temperaturas entre 650 y 1000°F.

El acero SAE-204, el cual contiene 0.4 a 0.6% de molibdeno es satisfactorio y tiene buenas cualidades. Para temperaturas de servicio bajas (-50 a -150°F) un acero niquelado tal como un SAE-203 puede ser usado. Los esfuerzos permisibles para estos aceros no están especificados por temperaturas bajas de -20°F. Normalmente el fabricante hace pruebas de impacto para determinar la aplicación del acero y fracturas a bajas temperaturas.

En la etapa de diseño de recipientes a presión, la selección de los materiales de construcción es de relevante importancia, para lo cual necesitamos definir una secuencia lógica para la selección de estos.

1.4.1.2. CLASES DE MATERIALES.

El código ASME indica la forma de suministro de los materiales más utilizados, lo cual va implícitas en su especificación.

Debido a la existencia de diferentes materiales disponibles en el mercado, en ocasiones no resulta sencilla la tarea de seleccionar el material ya que deben considerarse varios aspectos como costos, disponibilidad de material, requerimientos de procesos y operación, facilidad de formato, etc.

1.4.1.3. PROPIEDADES QUE DEBEN TENER LOS MATERIALES PARA SATISFACER LAS CONDICIONES DE SERVICIO

1.4.1.3.1. PROPIEDADES MECÁNICAS.

Al considerar las propiedades mecánicas del material es deseable que tenga buena resistencia a la tensión, alto nivel de cedencia, alto por cierto de alargamiento y mínima reducción de área. Con estas propiedades principales se establecen los esfuerzos de diseño para el material en cuestión.

1.4.1.3.2. PROPIEDADES FÍSICAS.

En este tipo de propiedades se buscará que el material deseado tenga coeficiente de dilatación térmica.

1.4.1.3.3 PROPIEDADES QUÍMICAS.

La principal propiedad química que debemos considerar en el material que utilizaremos en la fabricación de recipientes a presión es su resistencia a la corrosión. Este factor es de muchísima importancia ya que un material mal seleccionado nos causará muchos problemas, las consecuencias que se derivan de ello son:

a. Reposición del equipo corroído. Un material que no sea resistente al ataque corrosivo puede corroerse en poco tiempo de servicio.
b. Sobre diseño en las dimensiones. Para materiales poco resistentes al ataque corrosivo puede ser necesario dejar un excedente en los espesores dejando margen para la corrosión, esto trae como consecuencia que los equipos resulten más pegados, de tal forma que encarecen el diseño además de no ser siempre la mejor solución.
c. Mantenimiento preventivo. Para proteger los equipos del medio corrosivo es necesario usar pinturas protectoras.
d. Paros debido a la corrosión de equipos. Un recipiente a presión que ha sido atacado por la corrosión necesariamente debe ser retirado de operación, lo cual implica las pérdidas en la producción.
e. Contaminación o pérdida del producto. Cuando los componentes de los recipientes a presión se han llegado a producir perforaciones en las paredes metálicas, los productos de la corrosión contaminan el producto, el cual en algunos casos es corrosivo.

1.4.1.4. SOLDABILIDAD.

Los materiales usados para fabricar recipientes a presión deben tener buenas propiedades de soldabilidad, dado que la mayoría de los componentes son de construcción soldada. Para el caso en que se tengan que soldar materiales diferentes entre él, estos deberán ser compatibles en lo que a soldabilidad se refiere. Un material, cuando más elementos contenga, mayores precauciones deberán tomarse durante los procedimientos de soldadura, de tal manera que se conserven las características que proporcionan los elementos de aleación.

1.4.1.5. EVALUACION DE LOS MATERIALES SUGERIDOS

- Vida estimada de la planta
- Duración estimada del material
- Confiabilidad del material
- Disponibilidad y tiempo de entrega del material
- Costo del material
- Costo de mantenimiento e inspección

1.4.1.6. CRITERIOS DE DISEÑO EN RECIPIENTES

Las unidades de equipo de proceso pueden fallar en servicio por diversas razones. Las consideraciones por tipo de falla que pueda presentarse es uno de los criterios que deben usarse en el diseño de equipo. La falla puede ser el resultado de una deformación plástica excesiva o elástica o por termo fluencia (creep). Como un resultado de tal deformación el equipo puede fallar al no realizar su función específica sin llegar a la ruptura.

Las fallas pueden clasificarse:

- Deformación Elástica excesiva
- Inestabilidad elástica, Inestabilidad plástica, ruptura por fragilidad, Termo fluencia o Corrosión.
- Fatiga
- Esfuerzo Admisible

1.4.1.6.1. LA INESTABILIDAD ELÁSTICA

Es un fenómeno asociado con las estructuras que tienen limitada su rigidez y están sujetas a compresión, flexión, torsión, combinación de tales cargas. La inestabilidad elástica es una condición en la cual la forma de la estructura es alterada como resultado de rigidez insuficiente.

1.4.1.6.2 INESTABILIDAD PLÁSTICA

El criterio de mayor uso para el diseño de equipo es aquel que mantiene los esfuerzos inducidos dentro de la región elástica del material de construcción con el fin de evitar la deformación plástica como resultado de exceder el punto de cedensia.

Sadm = Su; Sadm = Sy

Fs = 4 (ASME)

Para controlar la presión en el recipiente nos ayuda la válvula de alivio.

Paj = Pop + 0.1 Pop = 1.1Po

MAWP = Máxima P de Trabajo Adm. Mop = Max P de Op.

MOP < 10 a 20% de MAWP

S = Esfuerzo

F = Deformaciones

Sy = Esfuerzo de cedencia

Su = Esfuerzo ultimo

1.4.1.6.3. FRAGILIDAD

En los recipientes se producen cambios críticos en las propiedades físicas del material del recipiente durante el servicio; uno de estos con frecuencia encontrado es el hidrogeno el cual bajo la acción de elevada presión y/o elevada temperatura produce dos efectos:

1.- Una difusión es el material produciendo una combinación en su forma molecular dentro del metal de manera que al estar el recipiente sometido a elevadas presiones la superficie se combina ó se producen ampollas.

2.- Una pérdida de carbono, este ataque es ocasionado por la formación de metano resultando en la creación de fisuras con la consecuente pérdida de resistencia y dureza, con lo que se aumenta la ductibilidad del metal, presentándose una falla por fragilidad.

Esto es más frecuente en aceros con mayor nivel de resistencia, lo mismo que con la presencia de boquillas u otras fuentes de concentración de esfuerzos.

Los aceros más usados para este tipo de servicios son los aceros al cromo - molibdeno.

1.4.1.6.4. TERMOFLUENCIA

Nos indica que a temperaturas elevadas la deformación inelástica del material en función del tiempo es definida como la CREEP.

El cromo, molibdeno y el níquel son los elementos adecuados de aleación para servicios de alta temperatura.

1.4.1.6.5. FATIGA

La falla a la fatiga se presenta por la aplicación repetida de pequeñas cargas, las cuales por sí mismas son incapaces de producir deformación plástica que pueda detectarse con el tiempo, estas cargas hacen que se habrá una grieta y que se propague a través de la pieza; ocurre la intensificación de los esfuerzos y por último, resulta una fractura frágil y repentina. Los metales ferrosos y sus aleaciones tienen un valor límite de esfuerzos repentinos, los cuales pueden aplicarse e invertirse para un gran número no definido de ciclos sin que se causen fallas. Este esfuerzo se llama límite de fatiga.

1.4.1.6.6. ESFUERZO ADMISIBLE

El porcentaje de resistencia a la cedencia usado como esfuerzo admisible es controlado por un numero de factores tales como la exactitud con la cual las cargas pueden ser estimadas, la confiabilidad de los esfuerzos calculados para esas cargas, la uniformidad del material, el peligro si la falla ocurre y otras consideraciones como concentración de esfuerzos, impacto, fatiga y corrosión.

CAPITULO II

2. GASIFICADORES

2.1.TEORÍA DE LA GASIFICACIÓN

La materia de un combustible sólido suele componerse de los elementos carbono, hidrógeno y oxigeno. Además, puede haber nitrógeno y azufre pero como sólo están presentes en pequeñas cantidades, no van a ser considerados en el análisis siguiente.

En los tipos de gasificadores aquí considerados el combustible sólido se calienta por combustión de una parte del combustible. Los gases de la combustión se reducen seguidamente pasándolos a través de un lecho de combustible a alta temperatura.

En la combustión completa se obtiene dióxido de carbono, a partir del carbono y agua, del hidrógeno. El oxígeno procedente del combustible se incorpora naturalmente a los productos de la combustión, reduciendo con ello la cantidad necesaria de aire para la combustión.

La oxidación, o combustión, se describe por las siguientes fórmulas de reacción química: Tabla 2.1

Tabla 2.1 Formulas de reacción química

$C + O_2$ CO_2	401,9 kJ/mol H
$N + ½ O_2$ H_2O	241,1 kJ/mol

Estas fórmulas significan que en la combustión de un átomo gramo de carbono, es decir 12,00 g, a dióxido de carbono, se libera una cantidad de calor de 401,9 kJ y que se produce una cantidad de calor de 241,1 kJ en la oxidación de una molécula gramo, es decir, 2,016 g de hidrógeno, a vapor de agua.

En todos los tipos de gasificadores el dióxido de carbono (CO_2) y el vapor de agua (H_2O) se transforman (reducen) al máximo posible en monóxido de carbono, hidrógeno y metano, que son los principales componentes combustibles del gas pobre.

A continuación se dan las reacciones más importantes que tienen lugar en la zona de reducción de un gasificador, entre los diferentes reactivos gaseosos y sólidos. El signo

negativo indica que se genera calor en la reacción y el signo positivo que la reacción requiere calor.

Tabla 2.2 Reacciones en la zona de reducción

a) $C + CO_2$ $2\ CO$	+ 164,9 kJ/kmol
b) $C + H_2O$ $CO + H_2O$	+ 122,6 kJ/kmol
c) $CO + H_2$ $CO + H_2O$	+ 42,3 kJ/kmol
d) $C + 2\ H_2$ CH_4	0
e) $CO + 3\ H_2$ $CH_4 + H_2O$	- 205,9 kJ/kmol

2.2 TIPOS DE GASIFICADORES

2.2.1 GASIFICADOR DE CORRIENTE ASCENDENTE O TIRO DIRECTO

El tipo de gasificador más antiguo y sencillo es el de tiro directo o gasificador ascendente que se presenta esquemáticamente en la Figura 2.1

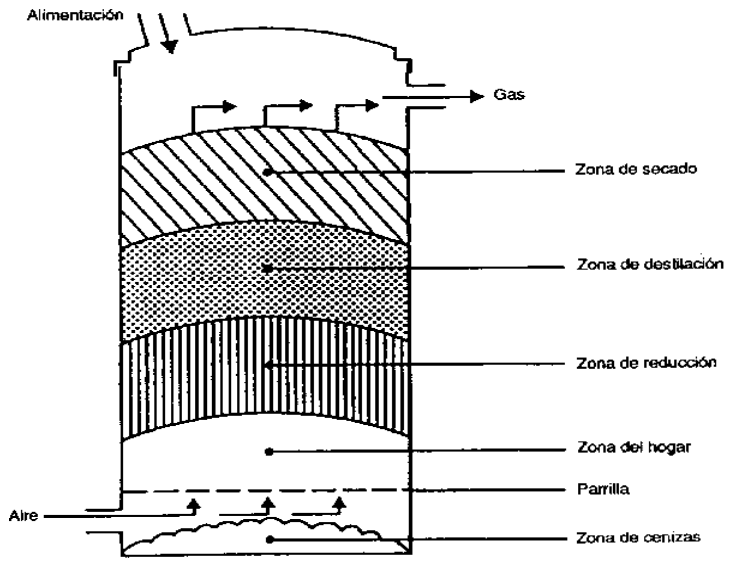


Figura 2.1 Gasificador de corriente ascendente o tiro directo

La toma de aire se encuentra en el fondo y los gases salen por arriba. Cerca de la parrilla, en el fondo, tienen lugar las reacciones de combustión, que van seguidas de

reacciones de reducción algo más arriba, en el gasificador. En la parte alta del gasificador tiene lugar el calentamiento y pirolisis de la carga, como resultado de la transferencia de calor, por convección forzada y radiación, de las zonas inferiores. Los alquitranes y productos volátiles producidos durante este proceso son transportados por la corriente de gas. Se remueven las cenizas del fondo del gasificador.

Las principales ventajas de este tipo de gasificador consisten en su simplicidad, alta proporción de carbón vegetal quemado e intercambio interno de calor que motiva unas bajes temperaturas de salida del gas y alta eficiencia del equipo y también la posibilidad de funcionar con muchos tipos de carga (serrín, cascaras de cereales, etc.).

Los principales inconvenientes provienen de la posibilidad de que se produzcan "chimeneas" en el equipo, lo que puede motivar la salida de oxígeno y situaciones explosivas peligrosas y la necesidad de instalar parrillas de movimiento automático y también problemas relacionados con la eliminación de líquidos condensados que contienen alquitranes, resultantes de las operaciones de depuración del gas. Esto último tiene poca importancia si el gas se emplea para aplicaciones directas del calor, en cuyo caso los alquitranes simplemente se queman.

2.2.2 GASIFICADORES DE CORRIENTE DESCENDENTE O TIRO INVERTIDO

Se ha encontrado una solución al problema del arrastre de alquitrán con la corriente de gas, diseñando gasificadores de tiro invertido o corriente descendente, en los cuales el aire de primera gasificación se introduce en la zona de oxidación del gasificador o por encima de ésta. El gas pobre sale por el fondo del aparato de modo que el combustible y el gas se mueven en la misma dirección, como se muestra esquemáticamente en la Figura 2.2

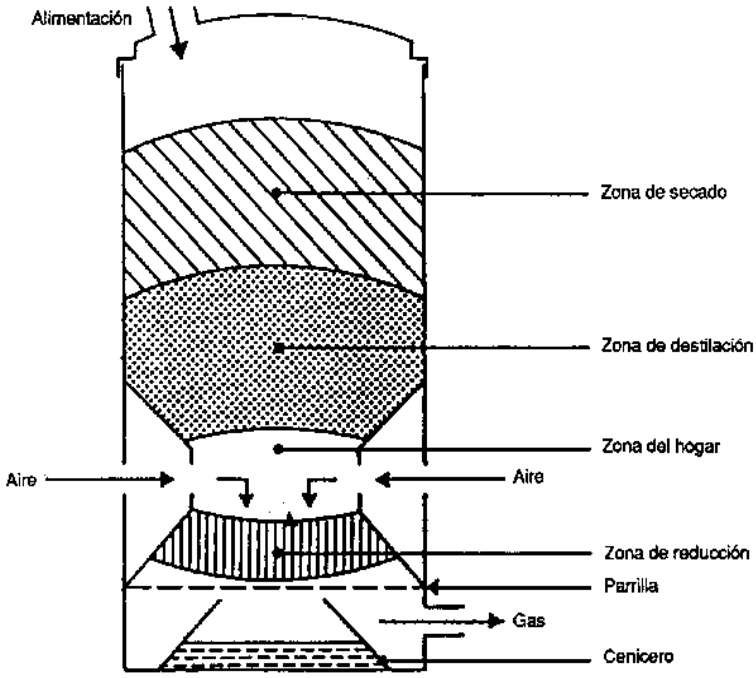


Figura 2.2 Gasificador de corriente descendente o de tiro invertido

En su camino hacia abajo, los productos ácidos y alquitranes de la destilación procedentes del combustible deben pasar a través de un lecho incandescente de carbón vegetal y se transforman por ello en gases permanentes de hidrógeno, dióxido de carbono, monóxido de carbono y metano.

Dependiendo de la temperatura de la zona incandescente y del tiempo de paso de los vapores con alquitrán, se logra una descomposición más o menos completa de los alquitranes.

La principal ventaja de los gasificadores de tipo invertido radica en la posibilidad de producir un gas sin alquitrán apropiado para aplicarlo a motores.

Sin embargo, en la práctica es muy raro lograr un gas libre de alquitranes, en todo el funcionamiento del equipo: se considera normal un índice tres de relación entre los alquitranes existentes y los remanentes al final de la operación; se considera excelente un factor 5 a 6.

Debido al menor contenido de componentes orgánicos en el líquido condensado, los gasificadores de tiro invertido sufren menos objeciones ambientales que los gasificadores de tiro directo.

Un inconveniente importante de los equipos de tiro invertido es la imposibilidad de funcionar con una serie de combustibles no elaborados. En particular, los materiales blandos y de baja densidad ocasionan problemas de circulación y una caída excesiva de presión y, el combustible sólido hay que convertirlo en gránalos o briquetas antes de utilizarlo. Los gasificadores de tiro invertido sufren también los problemas relacionados con los combustibles de alto contenido de cenizas (formación de escoria), en mayor proporción que los gasificadores de tiro directo.

Un pequeño inconveniente del sistema de tiro invertido en comparación con el de tiro directo es su eficiencia algo inferior, debida a la falta de intercambio interno de calor y al menor valor calorífico del gas. Además de esto, la necesidad de mantener unas temperaturas altas uniformes en una sección transversal determinada, hace imposible el uso de los gasificadores de tiro invertido en una serie de potencias superior a los 350 kW (potencia en el eje).

2.2.3 GASIFICADOR DE TIRO TRANSVERSAL

Los gasificadores de tiro transversal, que se ilustran esquemáticamente en la Figura 2.3 son una adaptación para el empleo de carbón vegetal. La gasificación del carbón vegetal produce temperaturas muy elevadas (1500°C y más) en la zona de oxidación que pueden producir problemas en los materiales. En los gasificadores de tiro transversal, el propio combustible (carbón vegetal) sirve de aislamiento contra estas altas temperaturas.

Las ventajas del sistema están en poder funcionar en muy pequeña escala, pudiendo resultar económicamente viables, en ciertas condiciones, instalaciones inferiores a 10 kW (potencia en el eje). La razón está en la gran sencillez del conjunto de depuración del gas (sólo un quemador de ciclón y un filtro caliente) que se puede emplear cuando se utiliza este tipo de gasificador junto con motores pequeños.

Un inconveniente de los gasificadores de tiro transversal es su capacidad mínima de transformación del alquitrán y la necesidad consiguiente de emplear carbón vegetal de alta calidad (bajo contenido de productos volátiles).

Debido a la incertidumbre sobre la calidad del carbón, cierto número de gasificadores de carbón vegetal emplean el sistema de corriente descendente para mantener al menos una capacidad mínima de cracking del alquitrán. Fig. 2.3

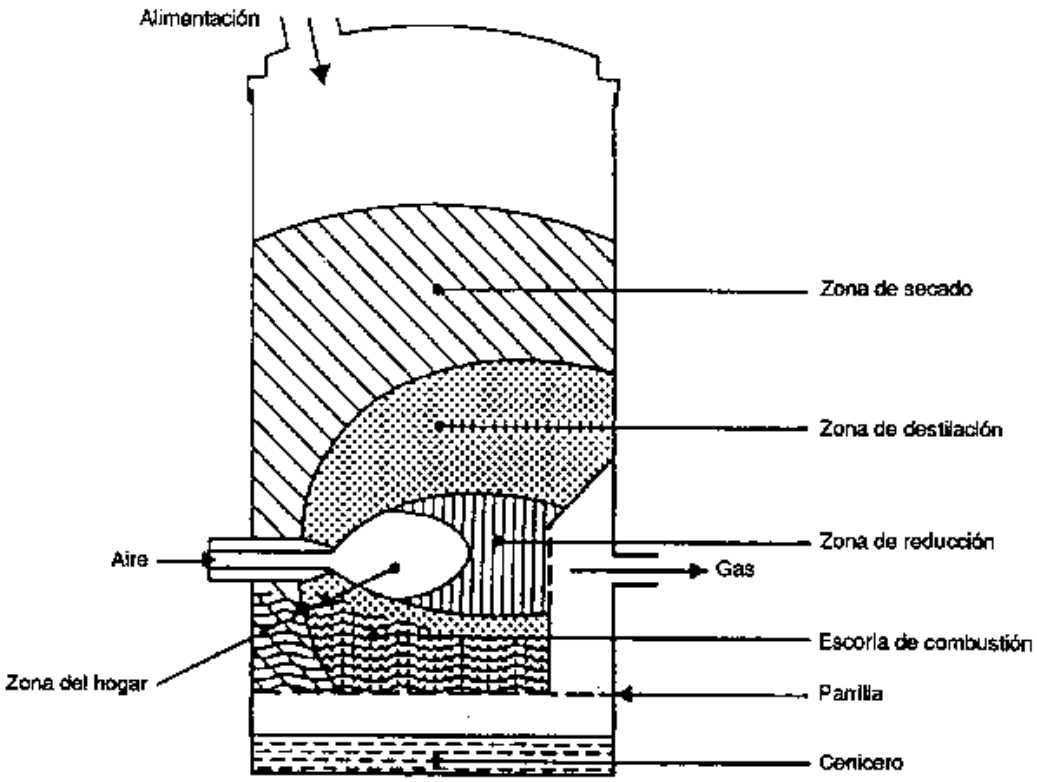


Figura 2.3 Gasificador de tiro transversal

2.2.4 GASIFICADOR DE LECHO FLUIDIZADO

El funcionamiento de los gasificadores de tiro directo y de tiro invertido se ve afectado por las propiedades morfológicas, físicas y químicas del combustible. Los problemas que se encuentran corrientemente son: la falta de tiro en el depósito, la formación de escoria y la excesiva caída de presión en el gasificador.

Un sistema de diseño que pretende eliminar tales dificultades es el gasificador de lecho fluidizado, que se ilustra esquemáticamente en la Figura 2.4

Se sopla aire a través de un lecho de partículas sólidas a velocidad suficiente para mantenerlas en estado de suspensión. Se comienza por calentar externamente el lecho y el material de alimentación se introduce tan pronto como se alcanza una temperatura suficientemente elevada. Las partículas del combustible se introducen por el fondo del reactor, se mezclan muy rápidamente con el material del lecho y se calientan casi instantáneamente alcanzando la temperatura del lecho. Como resultado de este tratamiento, el combustible se piroliza muy rápidamente, dando como resultado una mezcla de componentes, con una cantidad relativamente elevada de materiales gaseosos. En la fase de gas, se produce una nueva gasificación y reacciones de transformación de los alquitranes. La mayoría de los sistemas van equipados con un ciclón interno, a fin de reducir al mínimo el escape de alquitrán por soplado. Las partículas de ceniza se transportan también por la parte superior del reactor, debiendo extraerse de la corriente de gas si este se emplea en aplicaciones para motores.

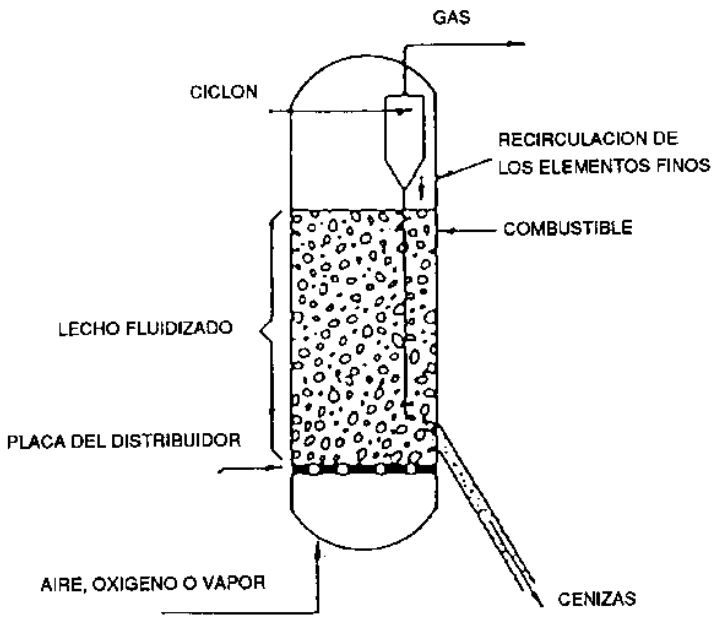


Figura 2.4 Gasificador de lecho fluidizado

Las principales ventajas de los gasificadores de lecho fluidizado, tal como lo indican Van Der Aarsen y otros, proceden de su flexibilidad en cuanto al material de alimentación debida al fácil control de la temperatura que puede mantenerse por debajo del punto de fusión de las cenizas (cáscaras de arroz) y a su capacidad de funcionar con materiales blandos y de grano fino (serrín, etc.) sin necesidad de un proceso previo. Con algunos combustibles de biomasa pueden producirse problemas en cuanto a alimentación, inestabilidad del lecho y entrada de cenizas volantes en los conductos de gas.

Otros inconvenientes del gasificador de lecho fluidizado están en el contenido bastante alto de alquitrán del gas producido (hasta 500 mg/m³ de gas), la combustión incompleta del carbono y lo mal que responde a los cambios de carga.

Debido especialmente al equipo de control necesario para hacer frente a este último inconveniente, no se prevén gasificadores muy pequeños de lecho fluidizado, debiendo establecerse su campo de aplicación, en principio, por encima de los 500 kW (potencia en el eje).

Los gasificadores de lecho fluidizado están actualmente disponibles, con carácter semicomercial, en varios fabricantes de Europa y EE.UU.

2.3 PROCESOS DE LA GASIFICACIÓN

2.3.1 SECCIÓN DEL DEPÓSITO (ZONA DE SECADO)

El combustible sólido se introduce en el gasificador por la parte superior. No es necesario utilizar un equipo complicado de alimentación de combustible porque en este lugar se puede tolerar una pequeña cantidad de escape de aire. Como resultado de la transferencia de calor procedente de las partes inferiores del gasificador se produce un secado del combustible sólido o biomasa, en la sección del depósito.

El vapor de agua circulará hacia abajo y se añadirá al vapor de agua formado en la zona de oxidación. Parte de ella puede reducirse a hidrógeno y el resto acabará como humedad en el gas.

2.3.2 ZONA DE PIROLISIS

A temperaturas superiores a los 250°C, el combustible de biomasa comienza a pirolizarse. Los detalles de estas reacciones de pirolisis no son bien conocidos, pero se puede suponer que las grandes moléculas (como la celulosa, la hemicelulosa y la lignina) se descomponen en moléculas de tamaño medio y carbono durante el calentamiento del material de alimentación. Los productos de la pirolisis caen hacia abajo, a las zonas más calientes del gasificador. Parte de ellos se queman en la zona de oxidación y el resto se descompone en moléculas aún menores de hidrógeno, metano, monóxido de carbono, etano, etileno, etc. si permanecen suficiente tiempo en la zona caliente.

Si el tiempo de estancia en la zona caliente es demasiado corto o la temperatura demasiado baja, las moléculas de tamaño medio pueden escapar y condensarse en forma de alquitranes y aceites, en las partes de menor temperatura del sistema.

2.3.3 ZONA DE OXIDACIÓN

Una zona de combustión (oxidación) se forma en el nivel en que se introduce el oxigeno (aire). Las reacciones con el oxigeno son muy exotérmicas, traduciéndose en una rápida elevación de la temperatura hasta 1 200 a 1 500°C.

Como se mencionó anteriormente, una función importante de la zona de oxidación, aparte de la generación de calor, es transformar y oxidar prácticamente todos los productos condensables procedentes de la zona de pirolisis. A fin de evitar puntos fríos en la zona de oxidación, hay que elegir bien las velocidades de admisión de aire y la geometría del reactor.

Generalmente se emplean dos métodos para obtener una distribución uniforme de la temperatura:

- Reducción de la superficie de la sección transversal a una cierta altura del reactor (concepto "garganta"),

- Distribución de las toberas de entrada de aire a lo largo de la circunferencia de la superficie transversal reducida, o utilización alternativa de una entrada central de aire, con un dispositivo apropiado de pulverización.

2.3.4 ZONA DE REDUCCIÓN

Los productos de reacción de la zona de oxidación (gases calientes y carbón vegetal incandescente) se desplazan en sentido descendente hacia la zona de reducción.

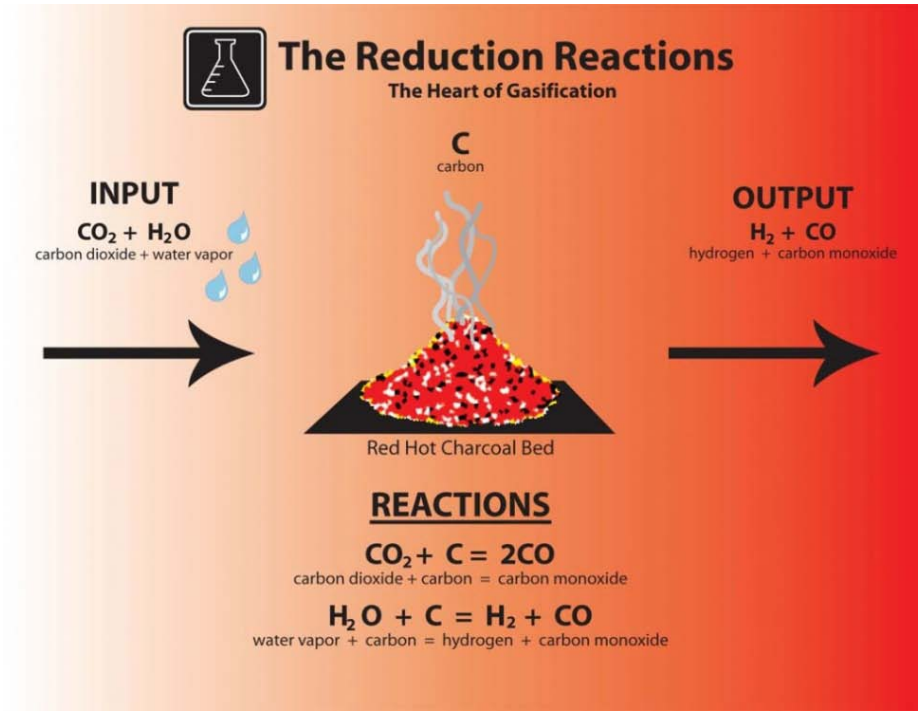


Fig. 2.5 Reacciones químicas en la zona de reducción

En esta zona, el calor sensible de los gases y el carbón vegetal se transforma al máximo posible en energía química del gas pobre.

El producto final de las reacciones químicas que tienen lugar en la zona de reducción es un gas combustible que puede emplearse como combustible en quemadores y después de quitarle el polvo y refrigerarlo, es apropiado para motores de combustión interna.

Las cenizas que resultan de la gasificación de la biomasa deben extraerse de vez en cuando del gasificador. Normalmente se considera necesaria una parrilla móvil en la parte inferior del equipo. Esto permite batir el lecho de carbón vegetal, en la zona de reducción, ayudando de este modo a evitar los bloqueos que pueden motivar la obstrucción de la corriente de gas

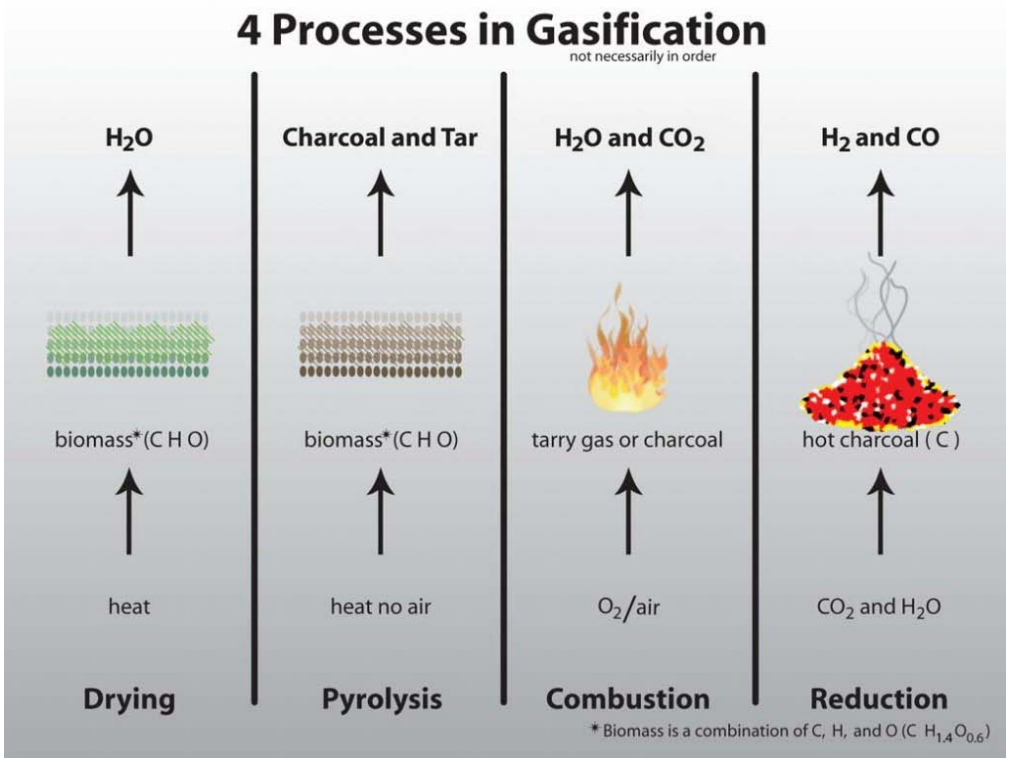


Fig. 2.6 Procesos de gasificación

2.4 NORMAS DE DISEÑO PARA GASIFICADORES DE TIRO INVERTIDO

El dimensionamiento del gasificador Imbert está estrechamente relacionado con el concepto de "carga del hogar". La carga del hogar B_g se define como la cantidad de gas pobre reducida a condiciones normales (p, T), dividida por el área de la superficie de la "garganta" en la circunferencia mínima, y se suele expresar en m³/cm²/h. Por otra parte, la carga del hogar puede expresarse como la cantidad de combustible seco consumido, dividida por el área de la superficie del estrechamiento más angosto (B_s), en cuyo caso, la carga del hogar se expresa en kg/cm²/h. Como un kilogramo de combustible seco, en circunstancias normales, produce alrededor de 2,5 m³ de gas pobre, la relación en B_g y B_s viene dada por:

$$B_g = 2{,}5\ B_s \qquad \textbf{Ecuación 2.1}$$

De acuerdo con la información dada, B_g puede alcanzar un valor máximo próximo a unos 0,9 (B_s = 0,36) en funcionamiento continuo en buenos gasificadores de tipo

"Imbert". Valores superiores de B_g dan lugar a unas caídas extremas de presión en la zona de reducción del equipo.

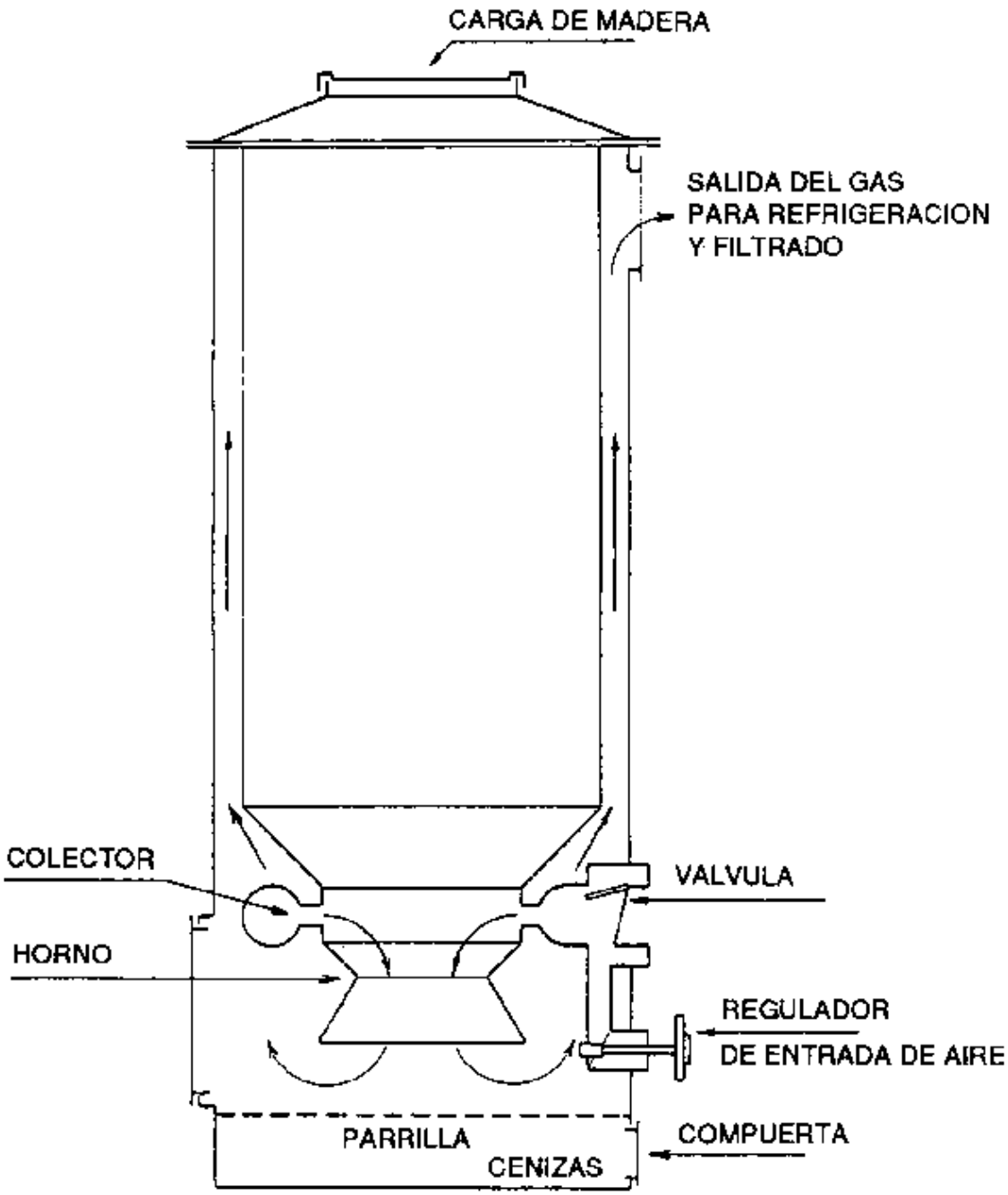


Figura 2.7 Esquema de un gasificador de tipo invertido

Los valores mínimos de B_g dependen fundamentalmente del termo aislamiento de la zona caliente. Por debajo de una cierta carga del hogar la temperatura en la zona caliente se reduce tanto que resulta inevitable la producción de alquitrán.

Los generadores normales de tipo "Imbert" presentan valores mínimos de B_g, del orden de 0,30 a 0,35, lo que se traduce en índices de reducción de potencia, con un factor de 2,5 a 3. Los gasógenos modernos están mejor aislados y pueden funcionar sin alquitranes con valores de B_g de 0,15 a 0,18.

El diseño de un gasificador de tiro invertido se reduce en la actualidad a calcular la cantidad máxima de gas necesaria. Esto se hace fácilmente teniendo en cuenta el volumen del cilindro y el número de revoluciones y también la eficiencia volumétrica de un motor de combustión interna acoplado al sistema. Partiendo de esta cantidad de gas y también del valor máximo de B_g (0,9) se puede calcular la superficie del estrechamiento mínimo y el diámetro de la garganta.

La Academia Sueca de Ciencias Técnicas presenta también datos empíricos respecto a la altura de las toberas sobre el estrechamiento mínimo, el diámetro del anillo de abertura de las toberas y también las toberas apropiadas para distintas capacidades.

En las Figuras de 2.8 y 2.9 se reproducen estos datos y también en el Tabla 2.3

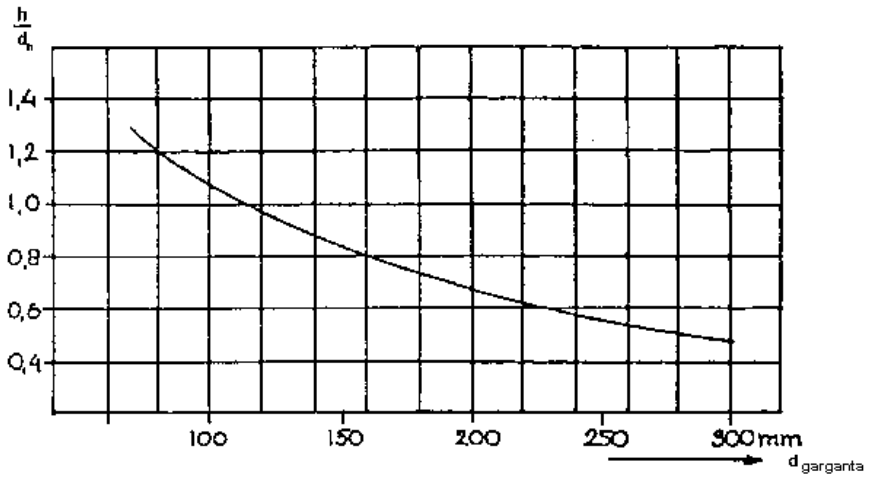


Figura 2.8 Altura del plano de las toberas sobre el estrechamiento del hogar, para diversos tamaños de generador

Tabla 2.3 Toberas apropiadas para gasógenos de madera que funcionan con motores de cuatro tiempos

d_t mm	**d_n mm**	**n**
70	10,5	3
80	9	5
90	10	5
100	11	5
120	12,7	5
130	13,5	5
150	15	5
170	14,3	7
190	16	7
220	18	7
270	22	7
300	24	7

d_t = diámetro de la garganta en la zona de sección transversal mínima

d_n = diámetro de las toberas

n = número de toberas a instalar

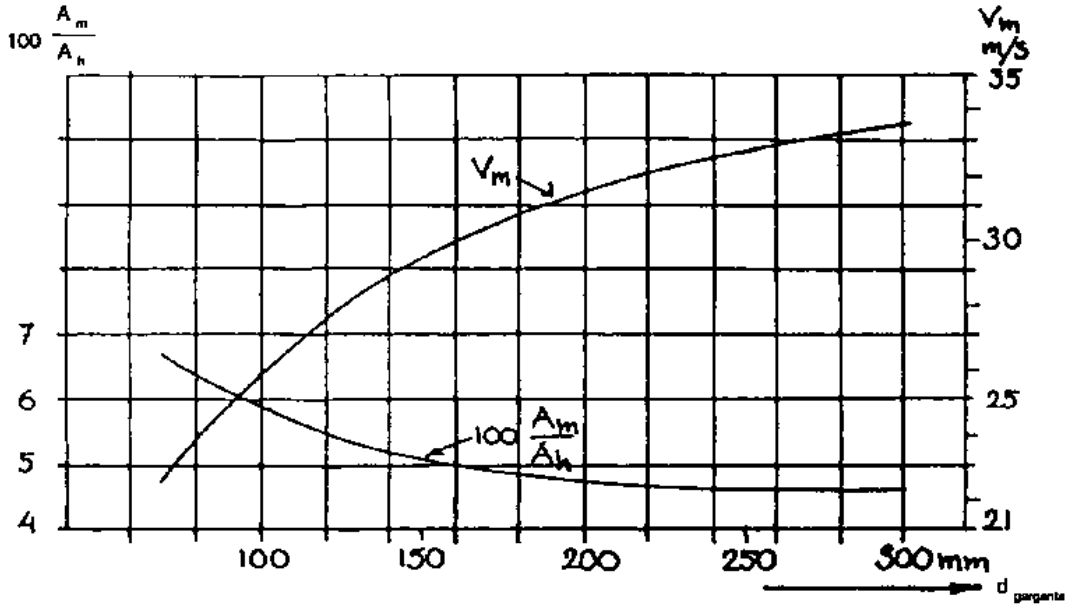


Figura 2.9 Gráfico de toberas apropiadas para el funcionamiento de motores de cuatro tiempos con varios cilindros

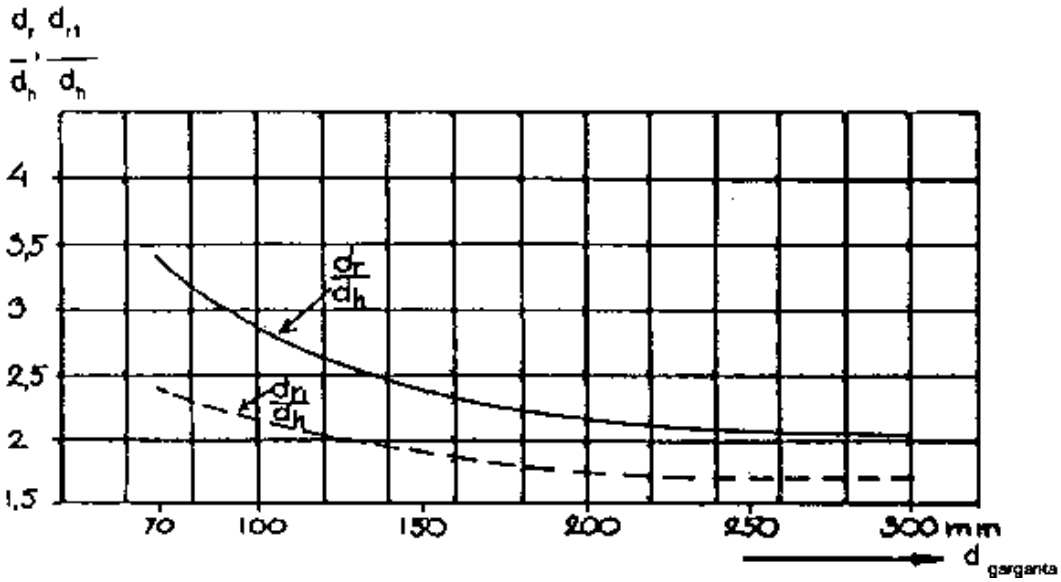


Figura 2.10 Diámetro del anillo de las toberas y apertura de éstas, en relación con el estrechamiento del hogar y en función del diámetro del hogar, para diversos modelos de generadores

Venselaar compara las características de diseño de una serie de gasificadores que se podían obtener comercialmente durante la Segunda Guerra Mundial. Hace una distinción entre los diseños "sin garganta", de "una sola garganta" y de "doble garganta" (tipo Imbert) (véase la Figura 2.11). Llega a la conclusión de que los tres tipos difieren sobre todo en la carga máxima admisible del hogar, dando valores de B_s máximo de 0,03, 0,11 y 0,4 respectivamente para los gasificadores "sin garganta", "de una sola garganta" y "de garganta doble".

De esta comparación se obtienen otras conclusiones:

- Las velocidades de entrada de aire por las toberas debe ser del orden de 30 a 35 m/s;

- La inclinación de la garganta debe estar entre los 45° y 60°;

- El diámetro del hogar a la altura de la entrada de aire debe ser 10 cm mayor que el diámetro de la garganta en el caso del modelo de garganta simple y unos 20 cm mayor que el diámetro del estrechamiento, máximo en el caso del modelo "de doble garganta";

- La altura de la zona de reducción debe ser superior a 20 cm (la altura media de la zona de reducción para los gasificadores analizados era de 32 cm);

- La altura del plano de las toberas de entrada de aire debe ser de 10 cm sobre el estrechamiento máximo.

En lo que se refiere a los gasificadores de "doble garganta" o de "tipo Imbert", son bastante concordantes las normas de diseño presentadas por los autores.

Debe destacarse que las anteriores normas empíricas de diseño están basadas en experiencias con gasógenos alimentados con tacos de madera cuyo tamaño varía entre 3 a 5 x 6 a 8 cm.

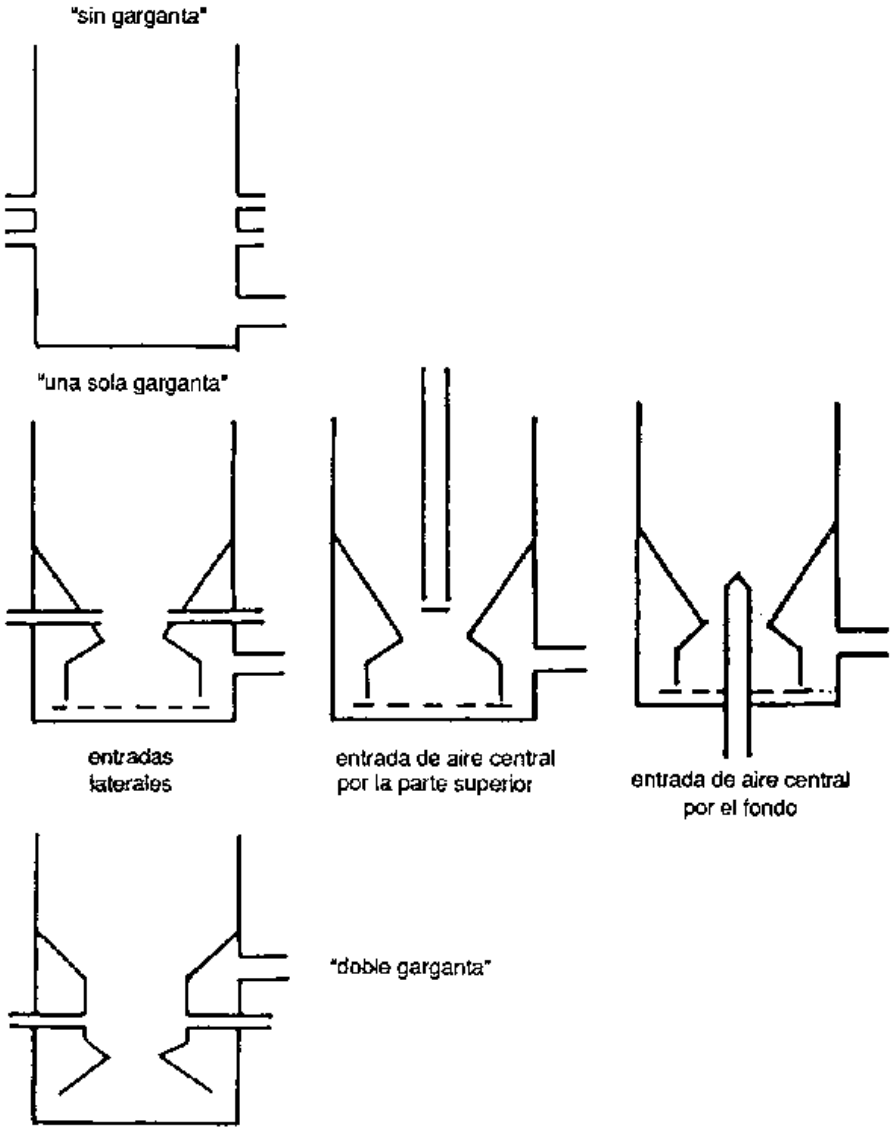


Figura 2.11 Clasificación de los gasificadores de tiro invertido, según Venselaar

Groeneveld hace un enfoque más teórico, subrayando la importancia del tamaño del combustible. Propone que el factor determinante de la carga máxima de cualquier gasificador es el tiempo de permanencia del combustible en la zona de pirolisis. Si este tiempo es demasiado corto, la penetración del calor en una partícula dada de combustible es insuficiente para ocasionar una desvolatilización completa. En consecuencia, tendrá lugar una producción adicional de elementos volátiles en la zona de reducción, lo que ocasiona el desarrollo de alquitranes y su arrastre por el gas producido.

Groeneveld considera que el tiempo necesario para una desvolatilización completa es igual o mayor que el tiempo de calentamiento de Fourier. Haciendo algunas hipótesis sobre la extensión y geometría de la zona de pirolisis, se puede calcular la carga máxima del gasificador, independientemente del tamaño de las partículas del combustible.

Comparando los cálculos de Groeneveld con las cargas máximas del gasificador realmente medidas, las cargas calculadas parecen ser demasiado elevadas, con un factor de 1,5 a 2. Las razones de esta discrepancia no están totalmente claras. Venselaar propone un espacio de tiempo entre el calentamiento completo y la desvolatilización completa. Por otra parte, probablemente hay que tener en cuenta la influencia de la distribución del tamaño de las partículas sobre los resultados de los cálculos de la carga máxima.

2.5 DEPURACIÓN DEL BIOGÁS PRODUCIDO

El funcionamiento sin contratiempos de un motor de combustión interna que utiliza gas pobre como combustible, exige un gas bastante limpio.

Como se ha mencionado los gasificadores de tiro invertido bien diseñados, pueden cumplir los criterios de limpieza, al menos para una variedad bastante amplia de capacidades (es decir, del 20% al 100% de carga completa). Los gasificadores de tiro directo en aplicaciones para motores tienen que estar dotados de equipos de separación de alquitranes, voluminosos y caros. Sin embargo, es posible obtener gas de gasificadores de tiro directo con ciertas especificaciones según informa Leuchs. Se están desarrollando actualmente métodos para reformar el gas en una zona de altas temperaturas (gasificación secundaria) a fin de quemar o craquear los alquitranes.

Cuando se emplean combustibles apropiados, el gasificador y el depurador están bien diseñados y funciona el gasificador por encima de su capacidad mínima, la contaminación del gas por alquitrán no representa un problema importante.

La refrigeración del gas sirve sobre todo para aumentar la densidad del gas con el fin de que entre el máximo de gas combustible en el cilindro del motor, en cada carrera del pistón. Una reducción del 10 por ciento de la temperatura del gas aumenta la producción

máxima del motor casi en un dos por ciento. La refrigeración contribuye también a la depuración del gas y permite evitar la condensación de la humedad del gas después de mezclarse con el aire y antes de entrar en el motor.

2.5.1 CICLÓN

2.5.1.1 INTRODUCCIÓN

Los separadores ciclónicos se han utilizado en los Estados Unidos por cerca de 100 años, y siguen siendo usados en los más extensamente posible de todos los dispositivos industriales. Las razones principales del uso extenso de ciclones son que son económicos, ellos no tienen ninguna pieza móvil, y pueden ser construidas para soportar condiciones de funcionamiento ásperas. Típicamente, un gas de partículas entra tangencial cerca de la tapa del ciclón, según lo demostrado esquemáticamente. El flujo del gas es forzado en un espiral hacia abajo. Otro tipo de ciclón (un ciclón paleta-axial) emplea una entrada axial con las paletas que dan vuelta fijas para alcanzar un flujo que tuerce en espiral. La fuerza y la inercia centrífuga causan el movimiento de las partículas hacia fuera, chocan con la pared externa, y después resbalan hacia abajo y al fondo del dispositivo. Cerca del fondo del ciclón, el gas invierte su espiral y se mueve hacia arriba en un espiral interno más pequeño. El gas limpiado sale de la tapa a través de un vortex-buscador, el tubo, y las partículas salen del fondo del ciclón a través de una pipa sellada por una válvula de aleta por resorte o una válvula rotatoria.

Los ciclones por sí mismos no son generalmente adecuados para resolver regulaciones rigurosas de la contaminación atmosférica, sino que responden a un propósito importante. Su coste de capital bajo y su operación sin necesidad de mantenimiento los hacen ideales para el uso como pre- limpiadores para dispositivos finales más costosos del control tales como baghouses o precipitators electrostáticos. Además del uso para el trabajo del control de la contaminación, los ciclones se utilizan extensivamente en industrias de proceso; por ejemplo, se utilizan para recuperar y reciclar ciertos catalizadores en refinerías del petróleo y para recuperar el café liofilizado en plantas de la transformación de los alimentos.

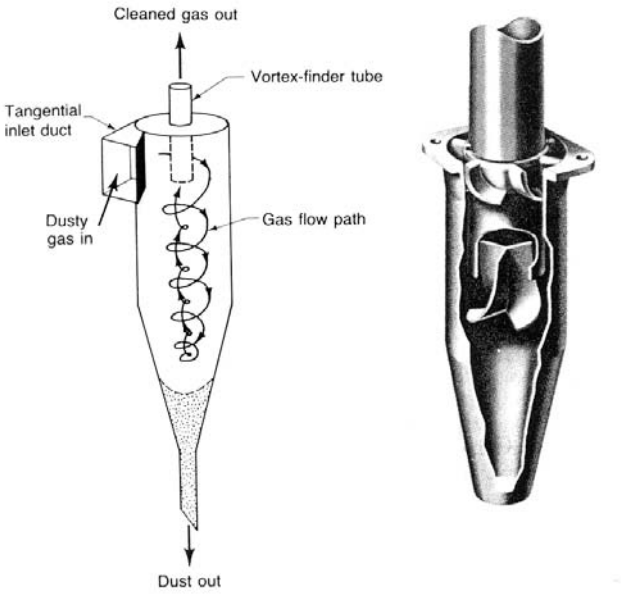


Fig. 2.12 Esquema del Ciclón

En el pasado, los ciclones se han mirado a menudo como colectores de baja-eficacia. Sin embargo, la eficacia varía grandemente con tamaño de partícula y con diseño del ciclón. Durante la última década, el trabajo de diseño avanzado, ha mejorado grandemente el funcionamiento del ciclón. ¿La literatura actual de algunos de los fabricantes del ciclón anuncia que tienen eficiencias mayores al de 98% para las partículas menores a 5 micrones, y otros que alcancen rutinariamente eficiencias del 90% para las partículas de 15 a 20 micrones.

De general, los gastos de explotación aumentan con eficiencia (sobre todo debido a las gotas de presión más altas requeridas), y tres categorías de ciclones están disponibles: eficiencia, convencionales altos, y alto rendimiento de procesamiento. Las curvas generalizadas de la eficiencia para estos tres tipos de ciclones se detallan en la Fig. 2.13.

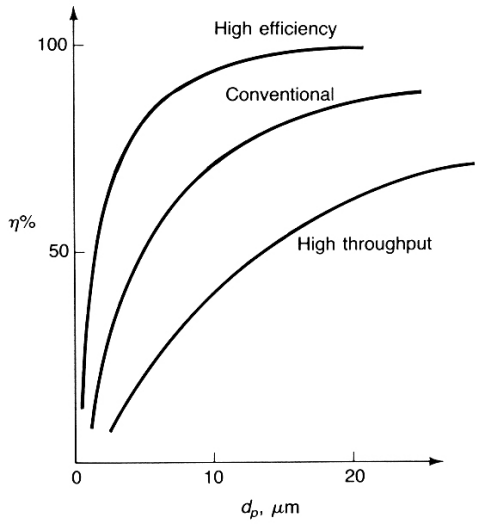


Fig. 2.13 Eficiencia del ciclón

Nota: La eficacia contra tamaño curva las actuales amplias generalizaciones, relaciones no exactas.

Las ventajas de ciclones son:

1. Coste de capital bajo
2. Capacidad de funcionar en las altas temperaturas
3. Requisitos de mantenimiento bajos porque no hay piezas móviles.

Las desventajas de ciclones son:

1. Bajos rendimientos (especialmente para las partículas muy pequeñas)
2. Altos gastos de explotación (debido a la energía requerida para superar gota de presión).

2.5.2 RADIADOR

Un radiador es un intercambiador de calor, un dispositivo sin partes móviles ni llamas, destinado al aporte de calor de algún elemento o estancia. Forma parte de las instalaciones centralizadas de calefacción. Cuando el dispositivo tiene la función contraria se denomina disipador.

El nombre de radiador proviene de que al principio, cuando se inventó, se suponía que el calor se intercambiaba por radiación pero, dada la escasa superficie que presenta, solamente en pocos casos esto es cierto, cuando su temperatura superficial supera los 70 ºC. La mayoría del tiempo (con los sistemas normales de regulación) no se llega a esa temperatura y la mayor parte del calor se intercambia por convección.

La emisión (o disipación) de calor de un radiador, depende de la diferencia de temperaturas entre su superficie y el ambiente que lo rodea y de la cantidad de superficie en contacto con ese ambiente. Fig.2.14 A mayor superficie de intercambio y mayor diferencia de temperatura, mayor es el intercambio.

Fig. 2.14 Radiadores

2.5.3 FILTRO

La filtración es un proceso en el cual las partículas sólidas que se encuentran en un fluido líquido o gaseoso se separan mediante un medio filtrante, o filtro, que permite el paso del fluido a su través, pero retiene las partículas sólidas. Unas veces, interesa recoger el fluido; otras, las partículas sólidas y, en algunos casos, ambas cosas.

Como medios filtrantes, para temperaturas menores de 100º C, se emplean fieltros de algodón o lana; ciertas fibras sintéticas hasta los 150º C; vidrio y amianto o sus mezclas hasta 350º C. Para temperaturas muy altas se usan mallas metálicas, elementos porosos cerámicos, de acero inoxidable.

Fig. 2.15 Tipos de filtros

CAPITULO III

3 DESCRIPCIÓN DEL GENERADOR DE BIOGÁS AUTO TÉRMICO

3.1 INTRODUCCIÓN

Los sistemas de gasificación se vienen usando hace muchos años. Ellos han demostrado ser una buena alternativa para resolver los problemas energéticos en comunidades aisladas.

En este trabajo se estudia un sistema de gasificación asociado a un motor de combustión interna. El diseño de este sistema se consideraron tanto los aspectos técnicos como económicos para la aplicación en comunidades rurales aisladas donde el acceso a combustibles no es económicamente viable desde el punto de vista social. Al mismo tiempo fueron determinados las contribuciones y beneficios económicos y sociales que traería la implantación de esta tecnología.

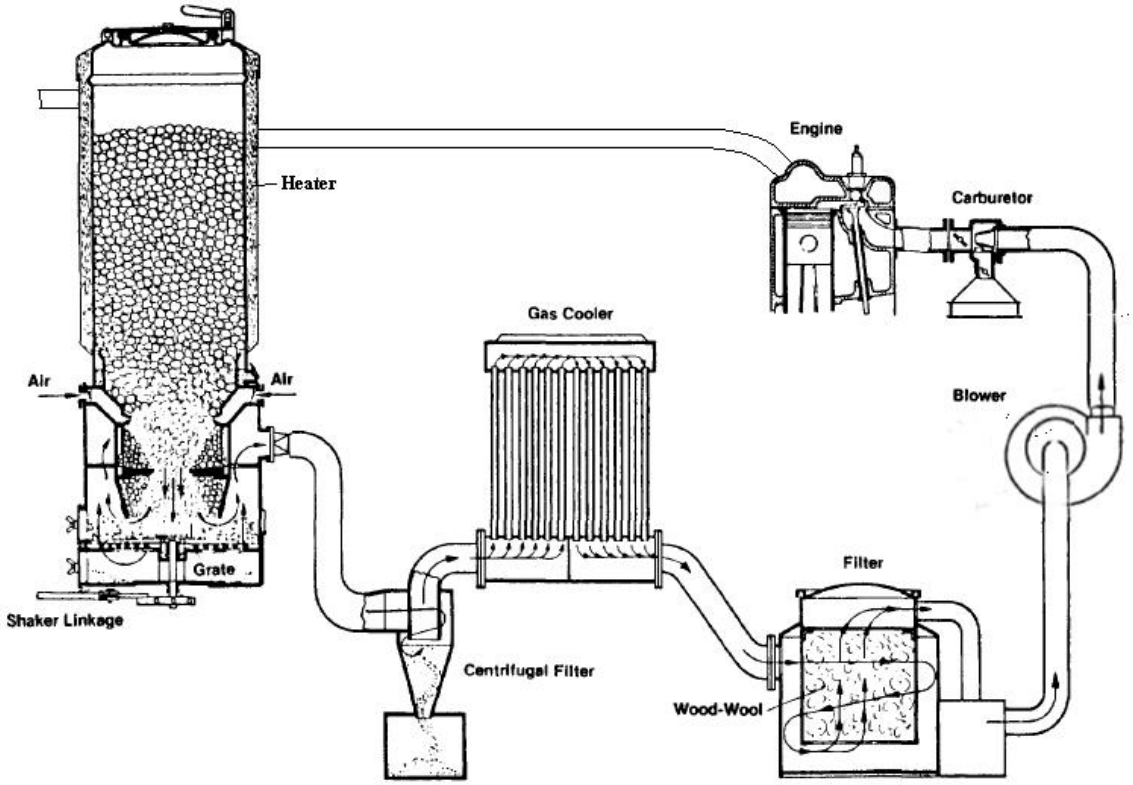


Fig.3.1 Sistema de gasificación

3.2 COMPONENTES DEL GENERADOR DE BIOGÁS AUTOTERMICO

3.2.1 GASIFICADOR

3.2.1.1 DEPÓSITO DE BIOMASA

El depósito tiene la finalidad de almacenar el combustible sólido, el mismo que entra en la cámara de combustión por caída natural, el flujo del combustible está determinado por la demanda del motor, a mayor aceleración mayor será el consumo.

Tendrá una capacidad de almacenamiento de 1m³ de biomasa, dispondrá de una tapa de fácil remoción para recargar el depósito. Una pequeña válvula de aire en la tapa permitirá que la biomasa descienda con facilidad hacia el quemador.

Para mejorar la gasificación de la biomasa, en la zona intermedia del depósito donde se produce la pirolisis se instalara un intercambiador de calor, el mismo que utiliza los gases de escape del motor como medio calefactor. Fig.3.2

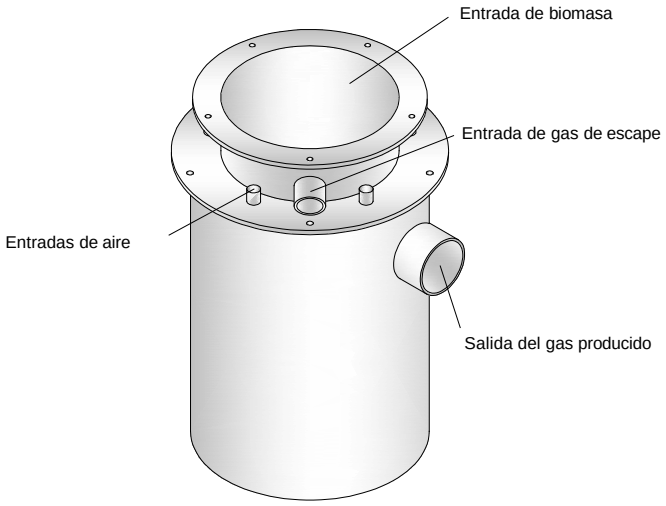


Fig. 3.2 Gasificador

3.2.1.2 QUEMADOR

Su función consiste en transformar el combustible sólido en gaseoso, esto se da por una transformación termoquímica, que inicia en la parte superior del quemador donde se quema con el aire produciendo dióxido de carbono mas vapor de agua y alquitrán, luego al descender los gases en la parte inferior cónica, se reducen por efecto de la alta temperatura, produciendo monóxido de carbono mas hidrogeno. Fig. 3.3

El quemador debe cumplir con ciertas condiciones:

- Ser resistente a altas temperatura
- Su geometría permitirá la producción de los gases con bajo porcentaje de alquitrán.

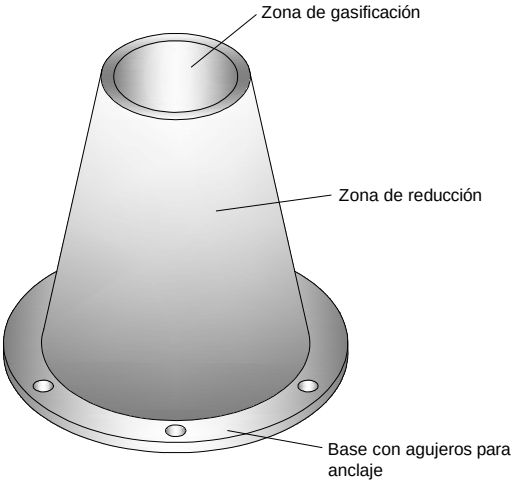


Fig. 3.3 Quemador productor de gas combustible

3.2.1.3 PARRILLA

Su función consiste en recoger las cenizas producidas en el quemador y almacenarlas en el depósito. Además sirve como un medio de retención de los productos que están en proceso de combustión.

La parrilla debe resistir altas temperaturas y permitir un fácil flujo de las cenizas hacia el depósito.

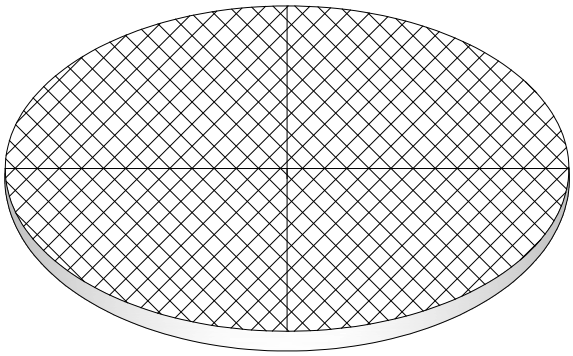


Fig. 3.4 Parrilla

3.2.1.4 ENTRADAS DE AIRE.

Las entradas de aire tienen como finalidad proveer del aire requerido en la combustión de la biomasa, el número de estas y el diámetro se determina según el tamaño del gasificador y el requerimiento del motor.

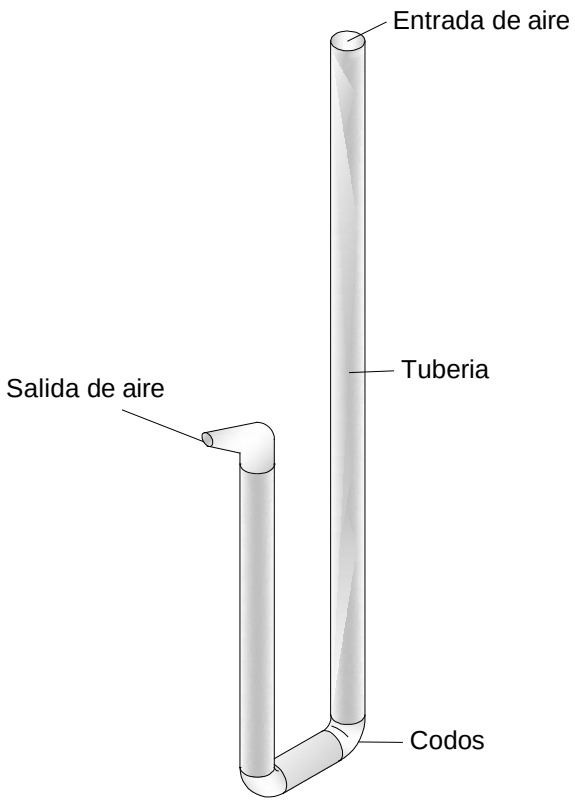


Fig. 3.5 Entrada de aire

3.2.2 CICLÓN

Este dispositivo permite depurar el gas producido, por medio de una entrada y descenso del gas en forma helicoidal, hace que las partículas de polvo y alquitrán se adhieran en las paredes y luego caigan al depósito ubicado en la parte inferior.

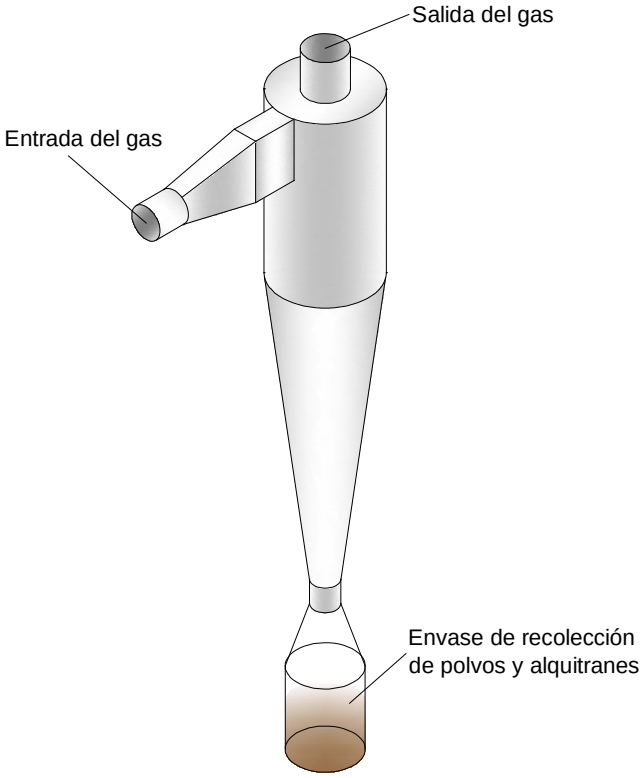


Fig. 3.6 Ciclón

3.2.3 RADIADOR

El radiador está diseñado para disminuir la temperatura del gas lo máximo posible, con el fin de obtener un gas lo más denso posible, ya que con un gas más denso en la combustión del motor, generara más potencia y mejorara el rendimiento del sistema.

3.2.4 FILTRO

El filtro será el encargado de depurar el gas, reteniendo pequeñas partículas de polvo y alquitranes que pueden ser retenidos en los dispositivos de enfriamiento. De esta manera protegemos al motor de estas sustancias que son perjudiciales para la vida útil del motor.

3.2.5 SOPLADOR

El funcionamiento de todo el sistema de gasificación requiere un soplador para generar la presión necesaria para hacer circular los gases, desde la entrada al gasificador hasta la entrada al motor.

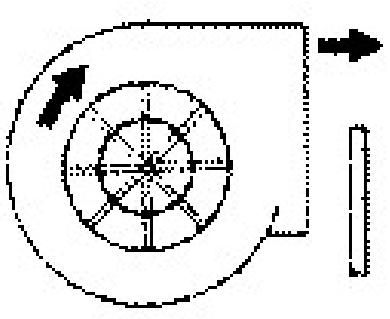


Fig. 3.7 Soplador

3.2.6 MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

El motor es el elemento que genera la potencia útil del sistema, además genera la succión necesaria para el funcionamiento del sistema de gasificación, de esta manera producir el gas combustible para su propio funcionamiento.

Se utilizara un motor estacionario HONDA, *GX160*, 5.5hp, (ver anexo 6)

Tendrá adaptado un mezclador aire-combustible, que se encuentra instalado en la entrada de aire del motor. Este mezclador cuenta con dos válvulas manuales que permitirán obtener una proporción correcta de aire-biogás.

El encendido del motor se realizara con gasolina, por lo que se necesita generar succión para el funcionamiento del gasificador, inmediatamente se cierra el paso de gasolina y se abre la válvula de biogás.

3.2.7 CALENTADOR DE BIOMASA

Se aprovecha la gran cantidad de calor que transportan los gases de escape, producto de la combustión del motor, para calentar la biomasa en la zona de secado, de esta manera se mejora la gasificación, mejorando el rendimiento del sistema.

CAPITULO IV

4 FUNDAMENTACIÓN MATEMÁTICA PARA EL DISEÑO DEL GENERADOR DE BIOGÁS AUTO TÉRMICO

4.1 DISEÑO MECÁNICO DEL GASIFICADOR

Para el diseño del gasificador se considerara la demanda de combustible del motor, que es de 230gr/hp-hr.

Según (Horta N, y Silva Lora, 2003) se determino la composición aproximada de los gases producidos utilizando aire como agente de gasificación:

N2 = 52%, CO = 16,3%, CO2 = 13,5%, H_2 = 12,5%, CH4 = 4,4%, HC = 1,2%

Con esta composición se determinó el PCB.

$PCBg=0.116*CO + 0.358*CH_4 +0.108*H_2 +0.59*C_2H_4 + 0.637*C_2H_6$ **Ecuación 4.1**

Tabla 4.1 Poder calorífico

	Gasolina	Biomasa	Gas pobre
PCB (Kj/Kg)	48 412,22	11 755,822	4286,63
ρ (Kg/m³)	0,72 - 0,76	550	1,234
PM(kJ/Nm³)³	-	-	1,162

Donde:

PCBg= Poder calorífico bajo de la gasolina

PCBb=Poder calorífico bajo de la biomasa

Consumo de madera necesario para igualar el poder calórico de la masa de gasolina.

Consumo de gasolina = 1.54 Kg/h

Energía obtenida = PCBg * Consumo de gasolina **Ecuación 4.2**

Consumo de biomasa = energía obtenida / PCBb **Ecuación 4.3**

4.1.1 CÁLCULO DEL QUEMADOR

Para el cálculo del quemador nos remitimos a la ecuación, donde:

$$Bg = \frac{Q}{S}$$ **Ecuación 4.4**

Bg = Carga del hogar

Q = Consumo de gas del motor

S = Área del diámetro mínimo del quemador

Para determinar el consumo de gas del motor utilizamos el coeficiente estequiométrico 1.1: 1.0 y la eficiencia volumétrica f, que para una tubuladura de entrada de aire bien diseñada y limpia, puede considerarse que f es 0,8.

Q = 0.4762*Ce * f **Ecuación 4.5**

Donde:

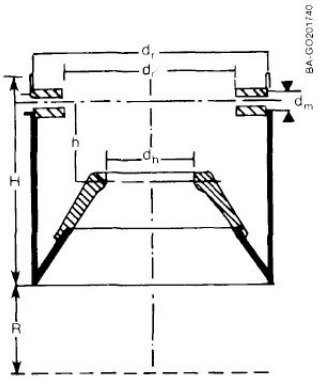
Q = Consumo de gas del motor

Ce = consumo de mezcla estequiométrica del motor

Tabla 4.2 Dimensiones del gasificador

d_r/d_h	d_h mm	d_r mm	$d_{r'}$ mm	h mm	H mm	R mm	A No.	d_m mm	$\frac{A_m \times 100}{A_h}$	$\frac{d_r}{d_h}$	$\frac{h}{d_h}$	Range of Gas Output max. Nm^3/h	Range of Gas Output min. Nm^3/h	Maximum Wood Consumption kg/h	Air Blast Velocity Vm m/s
268/60	60	268	150	80	256	100	5	7.5	7.8	4.5	1.33	30	4	14	22.4
268/80	80	268	176	95	256	100	5	9.0	6.4	3.3	1.19	44	5	21	23.0
268/100	100	268	202	100	256	100	5	10.5	5.5	2.7	1.00	63	8	30	24.2
268/120	120	268	216	110	256	100	5	12.0	5.0	2.2	0.92	90	12	42	26.0
300/100	100	300	208	100	275	115	5	10.5	5.5	3.0	1.00	77	10	36	29.4
300/115	115	300	228	105	275	115	5	11.5	5.0	2.6	0.92	95	12	45	30.3
300/130	130	300	248	110	275	115	5	12.5	4.6	2.3	0.85	115	15	55	31.5
300/150	150	300	258	120	275	115	5	14.0	4.4	2.0	0.80	140	18	67	30.0
400/130	130	400	258	110	370	155	7	10.5	4.6	3.1	0.85	120	17	57	32.6
400/150	135	400	258	120	370	155	7	12.0	4.5	2.7	0.80	150	21	71	32.6
400/175	175	400	308	130	370	155	7	13.5	4.2	2.3	0.74	190	26	90	31.4
400/200	200	400	318	145	370	153	7	16.0	3.9	2.0	0.73	230	33	110	31.2

Variables not given in figure are defined as follows:
d_m = inner diameter of the tuyere.
A_m = sum of cross sectional areas of the air jet openings in the tuyeres.
A_h = cross sectional area of the throat.
A = number of tuyeres.
Source: Kaupp 1984a, Table 5; Fig. 75.



Para realizar el dimensionamiento de todo el sistema de gasificación y partiendo de las medidas del quemador ya calculado nos remitimos a los valores de la tabla 4.2, De donde:

dn= Diámetro superior del quemador.

dr= Diámetro inferior.

H= Altura de las entradas de aire.

dm= Diámetro interno de las tuberías.

dr´=Diámetro entre las entradas de aire.

4.1.2 DIMENSIONAMIENTO DEL DEPÓSITO DE BIOMASA.

El volumen del depósito está determinado por el consumo de biomasa (Ecuación 4.1) en un periodo de trabajo de n horas, y esta dado por:

Vt= m/∂ **Ecuación 4.4**

$$Vt = \frac{\pi dr^2}{4} x\ Hd$$ **Ecuación 4.5**

Donde:

V_t = Volumen del tanque

d_r = Diámetro

H_d = Altura

4.1.2.1 CALCULO DEL INTERCAMBIADOR DE GASES DE ESCAPE

Una de las primeras cuestiones a realizar en el análisis térmico de un intercambiador de calor de carcasa y tubos consiste en evaluar el coeficiente de transferencia térmica global entre las dos corrientes fluidas. Sabemos que el coeficiente de transferencia térmica global entre un fluido caliente a temperatura T_C y otro frío a temperatura T_F separados por una pared plana se define mediante la ecuación:

$$q = UA(T_C - T_F)$$ **Ecuación 4.6**

$$UA = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=3} R_i} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cA}} + \frac{L}{KA} + \frac{1}{h_F A}}$$ **Ecuación 4.7**

En el caso de un intercambiador de calor formado por dos tubos concéntricos, Fig. 4.1 el área de la superficie de intercambio térmico es:

$$Interior: A_i = 2\pi r_i L$$

$$Exterior: A_e = 2\pi r_e L$$ **Ecuación 4.8**

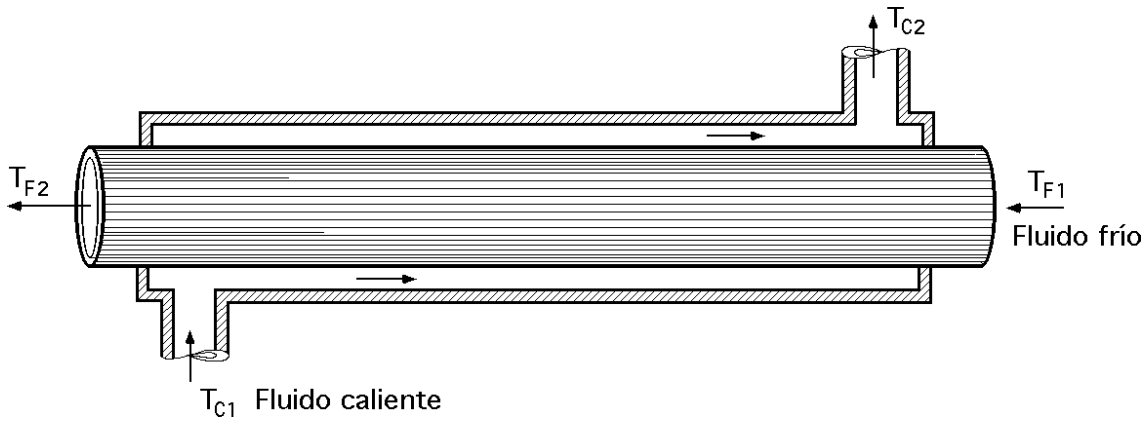


Fig4.1 Intercambiador simple de tubos concéntricos

De forma que, en general:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{ciAi}} + \frac{ln\frac{r_e}{r_i}}{2\pi Kl} + \frac{1}{h_{Fe}Ae}}$$ **Ecuación 4.9**

4.1.3 DEDUCCIÓN DE LAS ECUACIONES QUE NOS PERMITEN CALCULAR EL ESFUERZO EN EL GASIFICADOR PARA OBTENER EL ESPESOR DE LA CHAPA.

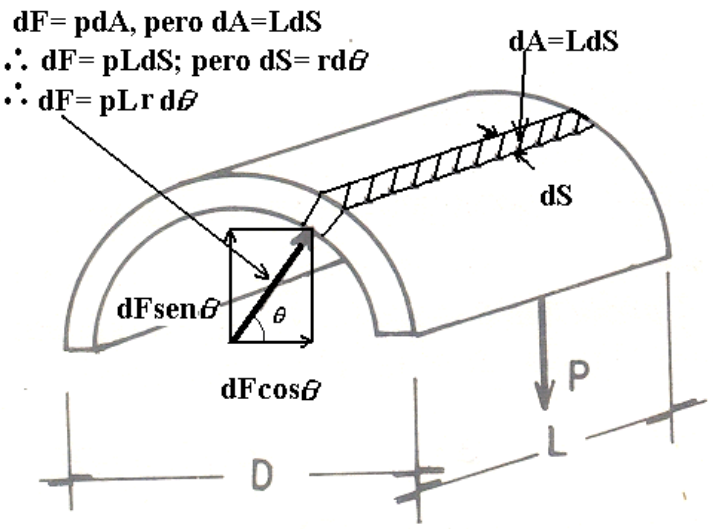


Fig. 4.2 Espesor de chapa

Cortemos una sección de longitud L

- De la figura se observa que las dF cos Θ se anulan
- También se observa que la dF sen Θ se suman, la suma de estas componentes verticales será

$$F = \int_0^{\theta=\pi} dF sen\theta = \int_0^{\pi} pLrsen\theta d\theta$$

$$F = pLr\left[-\cos\theta\right]_0^{\pi} = pLr\left[-\cos\pi - \cos 0\right]$$

$$F = pLr\left[+1-(-1)\right]$$

$$F = 2pLr$$

O sea:

$$F = p\ L\ D$$ **Ecuación 4.10**

En ésta ecuación:

F= Fuerza resultante debida a la presión del fluido dentro del recipiente

p= Presión del fluido dentro del recipiente en lb/pulg2

D= Diámetro del cilindro en pulgadas.

L= Longitud del recipiente

En esta ecuación se observa que LD es el área proyectada en el plano horizontal de la media caña. Por lo tanto la fuerza resultante es igual a la presión por el área proyectada. Ahora para encontrar P (fuerza en el aro)

$$P = \frac{F}{2}$$, pero F = pDL

Por lo tanto:

$$P = \frac{pDL}{2}$$

$$P = prL$$ **Ecuación 4.11**

Para encontrar S_{T1} (esfuerzo de tensión en el aro)

$$S_{T1} = \frac{P}{Área}$$

En que:

Área = Área espesor de la pared en el aro =tL

Y como P=p r L, tenemos

$S_{T1} = \frac{prL}{tL}$, por lo tanto:

$$S_{T1} = \frac{pr}{t}$$ **Ecuación 4.12**

4.1.3.1 CÁLCULO DEL ESFUERZO LONGITUDINAL S_{T2}

- La fuerza de tracción T o fuerza longitudinal será

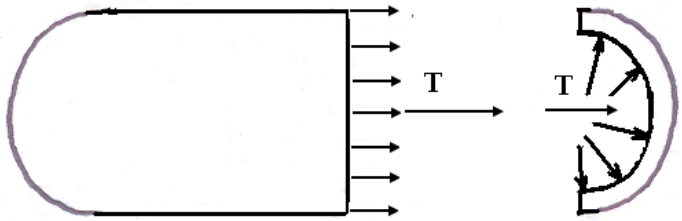


Fig. 4.3 Esfuerzo longitudinal

$T = \pi r^2 p$ (1) **Ecuación 4.13**

En donde

T = Fuerza de tracción longitudinal

πr^2 = Área proyectada de la semiesfera en un plano vertical

p = Presión del fluido dentro del recipiente

También:

$T = S_{T2} 2\pi rt$ (.2), en que $2\pi rt$ = Área del espesor en la pared del anillo

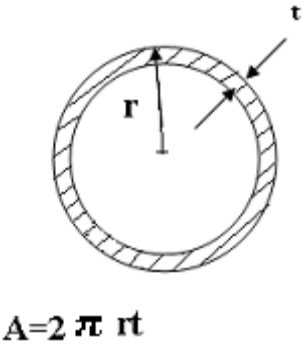


Fig. 4.4 Sección de la tubería

Igualando 1) con 2) tenemos:

$S_{T2}\ 2\pi rt = \pi r^2 p$

$S_{T2}\ 2t = pr$

$$S_{T2} = \frac{pr}{2t}$$

Ecuación 4.14

Este es el esfuerzo longitudinal

Observamos que ST1= 2ST2

Por lo que para seleccionar el acero del recipiente necesitaremos el mayor esfuerzo, o sea ST1

4.2 UNIONES SOLDADAS

Para determinar el esfuerzo que soporta el cordón de soldadura se utiliza la siguiente expresión:

Tracción o compresión $\sigma_{tc} = \frac{F}{\Sigma a * L} \leq \sigma_{ad}$

Ecuación 4.15

σtc = esfuerzo de tracción o compresión sobre la costura de soldadura en Pa

F = fuerza de tracción o compresión en N

L = longitud de una costura en m

a = espesor del cordón de soldadura en m, (3mm ≤ a ≤ 0.7 Smín)

Smín = espesor de la plancha más delgada en mm

σadm = tensión admisible en Pa

El esfuerzo admisible se lo consigue reduciendo el esfuerzo límite de fatiga a la tracción obtenida del material empleado

El esfuerzo admisible se lo calcula mediante la siguiente expresión:

$$\sigma ad := \frac{\sigma al \cdot b1 \cdot b2}{\nu}$$

Ecuación 4.16

Donde:

σal = esfuerzo límite de fatiga en Pa

b1 = factor reductor de esfuerzos por concentración de tensiones (función del tipo de unión y tipo de carga)

b2 = factor reductor de esfuerzos por la calidad de soldadura

- Calidad I: b2 = 1 (cordón verificado al 100%, excelente realización, máximas exigencias técnicas)
- Calidad II: b2 = 0.8 (cordón no verificado, realización y exigencias técnicas normales)
- Calidad III: b2 = 0.5 (cordón no verificado, de baja calidad, sin mayores exigencias técnicas)

ν = factor de seguridad, se elige en función de la posibilidad de conocer las cargas con exactitud y de la frecuencia de ocurrencia de la carga máxima

- 100% : ν = 2.5
- 50% : ν = 2
- 25% : ν = 1.5

CÁLCULO DEL CICLÓN

Para dimensionar el ciclón nos remitimos a la Tabla 4.3 y Fig. 4.2 Como parámetro para seleccionar el tamaño correcto.

Tabla 4.3 Ciclón de alto rendimiento

	Tipo Del Ciclón					
	Eficacia Alta		Convencional		Alto Rendimiento de procesamiento	
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
Diámetro Del Cuerpo, *D/D*	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Altura de la entrada, *H/D*	0,5	0,44	0,5	0,5	0,75	0,8
Anchura de la entrada, *W/D*	0,2	0,21	0,25	0,25	0,375	0,35
Diámetro de la salida del gas, D_e/D	0,5	0,4	0,5	0,5	0,75	0,75
Longitud del buscador del vórtice, *S/D*	0,5	0,5	0,625	0,6	0,875	0,85
Longitud del cuerpo, L_b/D	1,5	1,4	2,0	1,75	1,5	1,7
Longitud del cono, L_c/D	2,5	2,5	2,0	2,0	2,5	2,0
Diámetro del enchufe del polvo, D_d/D	0,375	0,4	0,25	0,4	0,375	0,4

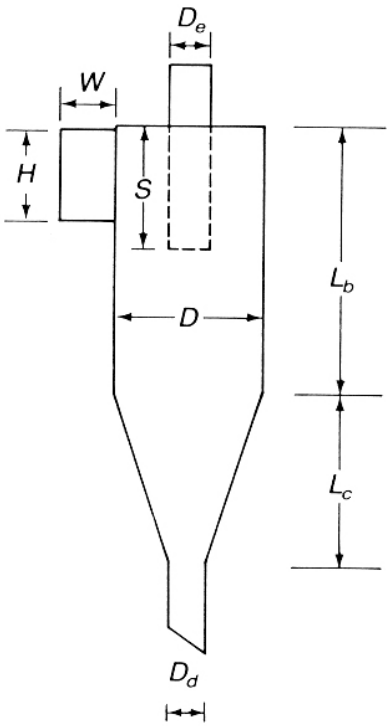


Fig. 4.5 Dimensionamiento del Ciclón

Un modelo muy simple se puede utilizar para determinar los efectos del diseño y de la operación del ciclón. En este modelo, el gas hace girar con un número de revoluciones N_e en el vórtice externo. El valor de N_e puede ser aproximado o cerca

$$N_e = \frac{1}{H}\left[L_b + \frac{L_c}{2}\right]$$ **Ecuación 4.17**

Donde:
N_e = número de vueltas eficaces
H = altura del conducto de la entrada (m o pie)
L_b = longitud del cuerpo del ciclón (m o pie)
L_c = longitud (vertical) del cono del ciclón (m o pie).

El tiempo de residencia del gas adentro él vórtice externo está

$$\Delta t = \frac{2\pi R N_e}{V_i}$$ **Ecuación 4.18**

Donde:
Δt = tiempo de residencia del gas (s)
R = radio del cuerpo del ciclón (m o pie)

V_i = velocidad *de la entrada* del gas (m/s o ft/s).

La distancia radial máxima a la que viaja cualquier partícula es la anchura del conducto W de la entrada. La fuerza centrífuga acelera rápidamente a la partícula a su velocidad terminal en la dirección (radial) exterior, con la fuerza de fricción de oposición igualando la fuerza centrífuga. La velocidad terminal que apenas permitirá que una partícula sea recogida en tiempo Δt es

$$V_t = \frac{W}{\Delta t}$$ **Ecuación 4.19**

Donde:

V_t = velocidad terminal de la partícula en la dirección radial (m/s o ft/s).

4.3 CÁLCULO DEL RADIADOR

Los intercambiadores de calor que se utilizan en aplicaciones en que el flujo de gas se realiza con mezcla a la entrada y a la salida, siendo la relación: área de transferencia de calor/volumen total del orden de 700 m2/m3, se consideran como intercambiadores compactos. El coeficiente de transmisión de calor es relativamente bajo, y tanto el peso como el tamaño son pequeños, existiendo una amplia gama de configuraciones y formas para las que se han determinado experimentalmente tanto los coeficientes de transferencia de calor, como las pérdidas de carga, como se muestra en los gráficos de las Figura 4.6; el número de Re es de la forma:

$Re = G^* d_H/h$ **Ecuación 4.20**

Siendo: G* la velocidad másica por unidad de superficie de en el núcleo, de la forma

$(G^* = \frac{\rho * Uf}{\sigma})$ kg/m^{2}seg **Ecuación 4.21**

Con ρ densidad en kg/m^3 y U_f velocidad del gas en m/s.

$G = G^* A_{min}$ **Ecuación 4.22**

De donde:

G= gasto másico

G*= velocidad másica por unidad de superficie

A_{min} = área mínima

El diámetro hidráulico d_H viene definido para cada configuración por la expresión:

$d_H = 4\ L\ A_{mín}/A$ **Ecuación 4.23**

En la que A es la superficie total de intercambio térmico y el producto L A_{min} se puede considerar como el volumen mínimo del flujo másico, siendo L la longitud del flujo del intercambiador.

4.3.1 SELECCIÓN DE LA SUPERFICIE FRONTAL

Si se propone una ecuación aproximada para la velocidad en el núcleo, y no se tienen en cuenta la caída de presión por aceleración, ni las pérdidas de carga a la entrada y a la salida, y considerando la eficiencia de las aletas del 100%, la ecuación de la pérdida de carga en el intercambiador anteriormente definida queda en la forma:

$$U^2{}_{ent} = \frac{8\sigma^2 \Delta PSt}{p(NTU)_{ent}\lambda}$$ **Ecuación 4.24**

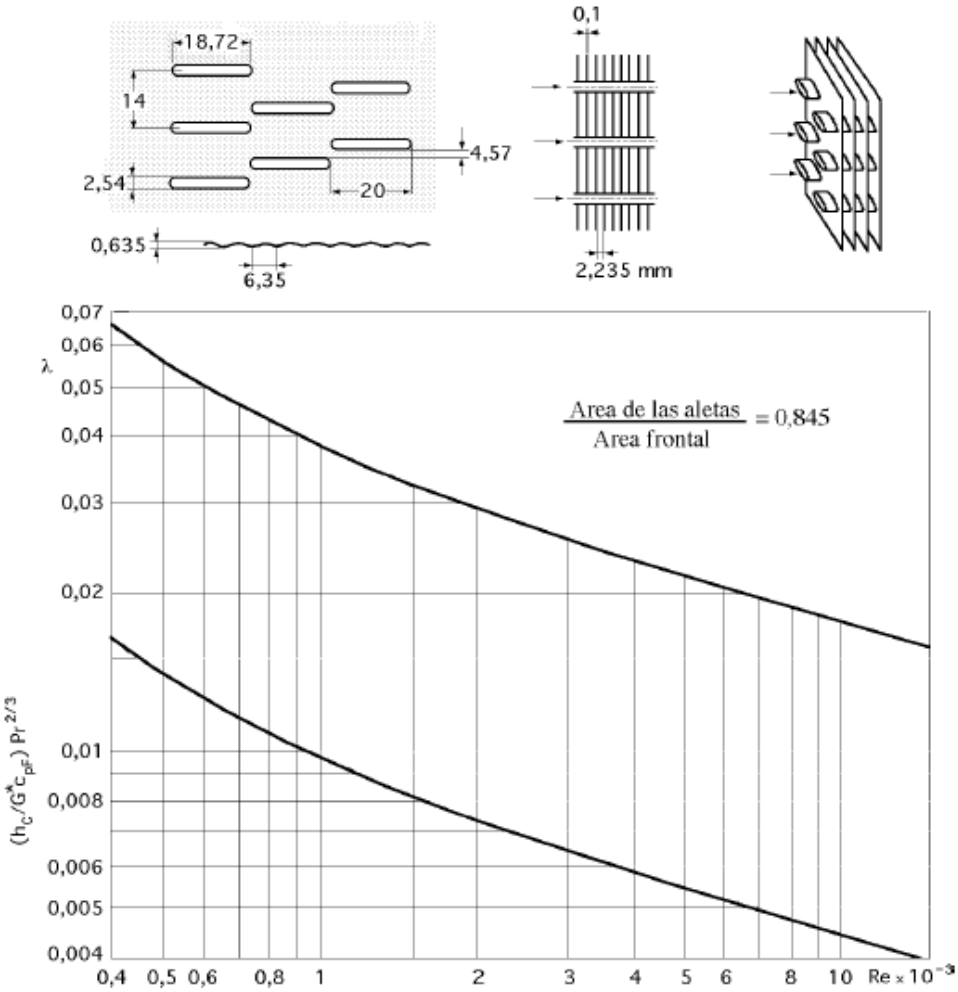
Siendo:

$$(NTU)_{ent} = St\frac{A}{A_{mínimo}}$$ **Ecuación 4.25**

$$\Delta P = \frac{G^{*2}}{2p_{ent}}\left\{(1+\sigma^2)\left(\frac{p_{ent}}{p_{sal}}-1\right) + \lambda\frac{A}{A_{min}}\frac{p_{ent}}{p_m}\right\}$$ **Ecuación 4.26**

Conocido el valor de la velocidad de entrada U_{ent} la superficie frontal es:

$$\boldsymbol{A_{frontal} = \frac{G}{\rho_{ent}{}^{*}u_{ent}}}$$ **Ecuación 4.27**



Diámetro hidráulico: $d_H = 0{,}351$ cm ; $\sigma = \dfrac{\text{Área de paso mínima de flujo}}{\text{Área frontal}} = 0{,}78$

$$\frac{\text{Area total de transferencia térmica}}{\text{Volumen total}} = 886\ m^2/m^3$$

Fig. 4.6 Factor de fricción λ y de convección h_C para flujos cruzados, en tubos aplanados con aletas de placa

4.4 CÁLCULO DEL SOPLADOR

La presión total *PT* proporcionada por el ventilador equivale a la ganancia de energía mecánica específica a través de la máquina, es decir, se obtiene como diferencia entre la suma de la presiones estática y dinámica a la salida del ventilador y la misma suma a la entrada.

La presión estática *PS* se lee en un manómetro diferencial en U en mm de columna de agua, debiendo realizarse la oportuna conversión a las unidades del SI [Pa].

La presión dinámica *Pd* se calcula como:

$$P_d = \frac{\rho V^2}{2}$$ **Ecuación 4-28**

Siendo ρ la densidad del aire y *v* la velocidad media en el conducto, obtenida a partir del caudal y de la sección:

$$\boldsymbol{v = \frac{4Q}{\pi D^2}}$$ **Ecuación 4-29**

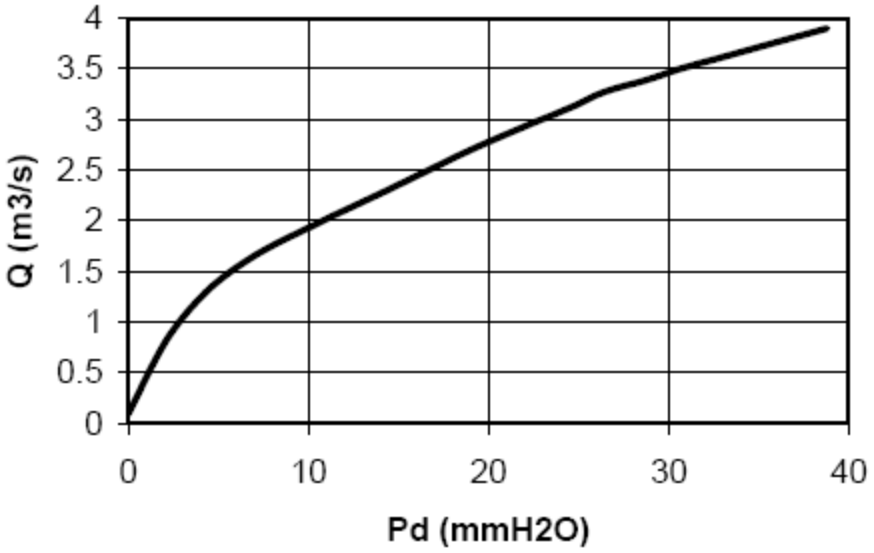


Fig.4.7 *Relación entre la presión dinámica en el eje del conducto y el caudal*

La densidad se calcula a partir de la ecuación de los gases perfectos, midiéndose previamente la presión y temperatura atmosféricas.

$$\boldsymbol{p = \frac{P_{at}}{RT_{at}}}$$ **Ecuación 4-30**

Para la estimación de las pérdidas de carga entre la salida del ventilador y la posición de medida de presión se admitirá una dependencia proporcional respecto a la energía cinética del flujo promedio, mediante la expresión:

$$\boldsymbol{\Delta P_c = \xi \frac{pV^2}{2}}$$ **Ecuación 4-31**

donde ξ es un coeficiente a dimensional de pérdidas de carga, que está en función del número de Reynolds y que según la norma British Standard mencionada se obtiene a partir de la correlación empírica:

$$\xi = 0.015 + 1.26Re^{-0.3} + 0.95Re^{-0.12}$$ **Ecuación 4-32**

El número de Reynolds puede calcularse mediante la siguiente expresión, dondeν es la viscosidad cinemática

$$Re = \frac{VD}{v}$$ **Ecuación 4-33**

La presión total se obtendrá entonces, reuniendo toda la información anterior:

$$P_T = P_S + (1 + \xi)\frac{pV^2}{2}$$ **Ecuación 4-34**

Potencia del soplador es igual a:

$$Pot = Q \,.\, Pt \,.\, g \ (W)$$ **Ecuación 4.35**

Donde:

Q= Caudal m^3/s

Pt= altura en mmcda

g= aceleración de la gravedad m/s^2

4.5 CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN POR CORREA

4.5.1 ELECCIÓN DEL TIPO DE CORREA

El tipo de correa se escoge en función de la magnitud del momento torsional (M_{tor}) que se transmite por la polea menor. (Ver Tabla 4.4)

El cálculo preliminar del diámetro mínimo de la polea menor para correas trapezoidales; se determina por la siguiente ecuación:

$$D_1 = a\sqrt[b]{M_{t1}}$$ **Ecuación 4.36**

Si $M_t \leq 250$ N.m:

$$D_1 \geq 65\sqrt[3]{M_{t1}};[mm]$$ **Ecuación 4.37**

Si $M_t \geq 250$ N.m:

$$D_1 \geq 45\sqrt{M_{t1}};[mm]$$ **Ecuación 4.38**

Para la determinación del tipo de correa y sus características fundamentales en función del diámetro mínimo de la polea menor para correas trapezoidales, se debe observar las Tablas 4.4 y 4.5. El diámetro escogido en la tabla no debe ser inferior que el diámetro mínimo calculado

Tabla 4.4 Dimensiones fundamentales de las correas trapezoidales

Tipo de correa	Designación de la sección	b_p; mm	b_o; mm	h; mm	y_o; mm	F; cm^2	Longitud máximas normalizada (mm)	$D_{mín}$ mm	Momento máximo a emplear; Kgf.m
Trapezoidal	O	8,5	10	6	2,1	0,47	400-2500	63	< 2,5
	A	11	13	8	2,8	0,81	560-4000	90	1,1 ÷ 7
	B	14	17	10,5	4,1	1,38	800-6300	125	4 ÷ 19
	C	19	22	13,5	4,8	2,30	1800-10600	200	11 ÷ 55
	D	27	32	19	6,9	4,76	3150-15000	315	45 ÷ 200
	E	32	38	23,5	8,3	6,92	4500-18000	500	110 ÷ 450
	F	42	50	30	11,0	11,7	6300-1800	800	> 220

Observaciones:
Longitudes normalizadas, en mm:
400, 425, 450, 475, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3750, 4000, 4250, 4550...
El número admisible de correas[Z] es de 6.
La velocidad periférica máxima: 25 m/s.

Tabla 4.5 Carga útil para una correa trapezoidal con trabajo suave

Sección de la correa.	Diámetros mínimos calculado de la polea menor: mm	Tensión inicial σ_o, kgf/cm^2		
		12	14	16
		Carga admisible útil P_o, kgf.		
O	63	6,3	7,0	7,8
	71	7,1	7,8	8,5
	80	7,5	8,4	8,9
	90 y mayores.	8,0	8,9	9,4

A	90	10,9	12,1	13,5
	100	12,2	13,5	14,6
	112	13,0	14,5	15.4
	125 y mayores.	14,4	15,9	17,2
B	125	18,6	20,7	23,0
	140	20,8	23,0	24,8
	160	23,4	26,1	27,6
	180 y mayores	25,2	28,2	30,9
C	200	34,7	38,4	41,4
	225	38,9	43,5	46,0
	250	41,9	47,0	51,5
	280 y mayores	44,1	50,6	54,0
D	315	76,2	84,9	90,5
	355	84,9	93,5	101,3
	400	86,8	97,2	106,6
	450 y mayores	92	104,7	112,0
E	500	117	131	138
	530	123	135	147
	560	126	141	155
	630 y mayores	133	152	162
F	800	198	221	234
	900	213	239	239
	1000 y mayores	224	258	258

El diámetro de la polea mayor se determina por:

$D_2 = D_1 \cdot i \cdot (1 - s)$; mm **Ecuación 4.39**

Donde:

i = Es la relación de transmisión.

s = Es el coeficiente de deslizamiento

El deslizamiento relativo de la correa puede expresarse por la siguiente expresión:

$$s = \frac{T_1 - T_2}{E - F}$$ **Ecuación 4.40**

Donde:

T_1.- Tensión en el ramal 1 (conductor)

T_2.- Tensión en el ramal 2 (conducido)

E.- Módulo de elasticidad de la correa

F.- Área de la correa

Para los cálculos pueden ser recomendados los valores de deslizamiento relativo:

Correas trapeciales de tejido cord.....0,02

Correas trapeciales de cordón cord.....0,01

Correas cauchotadas, textiles, sintéticas…...0,01

Correas de cuero……...…….0,015

4.5.2 CÁLCULO DE LA DISTANCIA ENTRE CENTROS

La distancia mínima entre los ejes de las transmisiones por correas trapezoidales se determina por:

$$a_{mím} = 0.55(D_1 + D_2) + \delta$$ **Ecuación 4.41**

Donde:

δ.- Es la altura de la sección transversal de la correa.

La distancia máxima se obtiene mediante la expresión:

$$a_{máx} = 2(D_1 + D_2)$$ **Ecuación 4.42**

4.5.3 CALCULAR LA LONGITUD DE LA CORREA

La longitud de la correa, sin tener en cuenta su flecha ni deformación inicial, se calcula como:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$$ **Ecuación 4.43**

El valor obtenido por el cálculo debe ser normalizado. (Ver Tabla 4.4)

Luego se debe precisar la distancia interaxial por la expresión:

$$a = A + \sqrt{A^2 - B}$$ **Ecuación 4.44**

Donde: $A = \frac{L}{4} - 0.3925(D_1 + D_2)$ $B = \frac{(D_1+D_2)^2}{8}$ **Ecuación 4.45**

4.5.4 CÁLCULO DE LA FRECUENCIA DE FLEXIONES

$$\boldsymbol{f = \frac{V * Z_p}{L}}$$

Ecuación 4.46

Donde:

V = Es la velocidad lineal de la correa

L.- Longitud de la correa en metros

Zp.- Número de poleas

$$V = \frac{\pi D_1 n_1}{60000}\left[\frac{m}{s}\right]$$

Ecuación 4.47

Debido al deslizamiento inevitable, la velocidad circunferencial V_2 en la polea conducida es menor que la velocidad v1 en la polea conductora

$$V_2 = (1 - s)V_1$$

Ecuación 4.48

Si el número de flexiones:

- f ≤ 2 todo esta OK
- S1 f= 2÷3 el calentamiento influye en la longevidad de la correa
- Si f ≥ 10 entonces la correa tendrá poca longevidad y deben realizarse acciones constructivas o de diseño (reducir tensión inicial, aumentar los diámetros de las poleas o la longitud de la correa) para aumentar su durabilidad o cambiar el tipo de correa

4.6 POTENCIA DEL MOTOR UTILIZANDO BIOGÁS

La potencia de un motor que funciona con biogás vendrá determinada por los mismos factores que en el caso de los motores que funcionan con combustibles líquidos, es decir:

- El valor calorífico de la mezcla combustible de biogás y aire que entra en el motor en cada golpe de combustión;

- La cantidad de mezcla combustible que entra en el motor durante cada golpe de combustión;

- La eficiencia con que el motor transforma la energía térmica de la mezcla combustible en energía mecánica (potencia en el eje);

- El número de golpes de combustión (número de revoluciones por minuto: rpm).

La adaptación de un motor para funcionar con biogás o con doble combustible lleva generalmente a una reducción de la potencia. A continuación se analizan las razones así como las posibilidades de reducir al mínimo la pérdida de potencia.

4.6.1 VALOR CALORÍFICO DE LA MEZCLA

El valor calorífico del gas pobre depende de las cantidades relativas de los diferentes componentes combustibles: monóxido de carbono, hidrógeno y metano.

El valor calorífico de estos tres gases se presenta en la tabla 4.6

Sin embargo, a fin de conseguir la combustión, el gas pobre tiene que mezclarse con una cantidad apropiada de aire. La mezcla combustible tendrá un menor valor calorífico, por unidad de volumen, que el gas pobre solo.

Las cantidades de oxigeno necesarias para una combustión completa (combustión estequiométrica) de cada uno de los componentes del combustible, se presentan también en la tabla 4.6

Tabla 4.6 Valores caloríficos y demandas estequiometricas de oxigeno de los componentes combustibles del gas pobre.

Gas	Valor calorífico efectivo kJ/mol	Valor kJ/m³ 1/	Demanda estequiométrica de oxígeno (m³/m³)
monóxido de carbono	283 660	12 655	0,5
Hidrógeno	241 300	10 770	0,5
Metano	801 505	35 825	2,0

Si no se especifica lo contrario en toda la publicación el volumen del gas se da en m³ en estado normal.

El valor calorífico de tal mezcla estequiométrica puede calcularse mediante la fórmula siguiente:

$$H_{ig} = \frac{12680V_{CO}+10800V_{H2}+35900V_{CH4}}{1+2.38V_{CO}+2.38V_{H2}+9.52V_{CH4}}$$ **Ecuación 4.49**

Donde:

H_{ig} es el valor calorífico de una mezcla estequiometria de gas pobre y aire en kJ/m³.

V_{CO} fracción de volumen de monóxido de carbono en el gas (antes de mezclarlo con aire)

V_{H2} fracción de volumen de hidrógeno en el gas (antes de mezclarlo con aire).

V_{CH4} fracción de volumen de metano en el gas (antes de mezclarlo con aire).

Los valores caloríficos del gas pobre y de las mezclas con aire son alrededor de 2 500 kJ/m³. Cuando se compara este valor con el valor calorífico de una mezcla estequiométrica de gasolina y aire (alrededor de 3 800 kJ/m³), resulta evidente la diferencia de potencia de salida entre un motor determinado alimentado con gasolina y con gas pobre. Puede esperarse una pérdida de potencia de alrededor del 35% como resultado del menor valor calorífico de la mezcla de gas pobre y aire.

Tabla 4.7 Composición del gas procedente de gasificadores comerciales de madera y carbón vegetal

Componente	Gas de Madera (% vol.)	Gas de Carbón vegetal (% vol.)
Nitrógeno	50 - 54	55 – 65
Monóxido de carbono	17 - 22	28 – 32
Dióxido de carbono	9 – 15	1 – 3
Hidrógeno	12 - 20	4 – 10
Metano	2 – 3	0 – 2
Valor calorífico del gas kJ/m³	5 000 - 5 900	4 500 - 5 600

4.6.2 EFICIENCIA DEL MOTOR

La eficiencia con que un motor puede transformar la energía térmica del combustible en potencia mecánica (eje) depende en primer lugar del índice de compresión del motor.

La influencia del incremento del índice de compresión de un motor se puede calcular mediante la siguiente fórmula.

$$\eta_1 - \eta_0 = \varepsilon_1^{1-K} - \varepsilon_0^{1-K}$$ **Ecuación 4.50**

En la cual:

η_1 = eficiencia térmica del motor con el índice de compresión en situación 1.

η_0 = eficiencia térmica del motor con el índice de compresión en situación 0.

ε_1 = índice de compresión del motor en situación 1.

ε_0 = índice de compresión del motor en situación 0.

k = constante igual a 1, 3 en el caso del biogás.

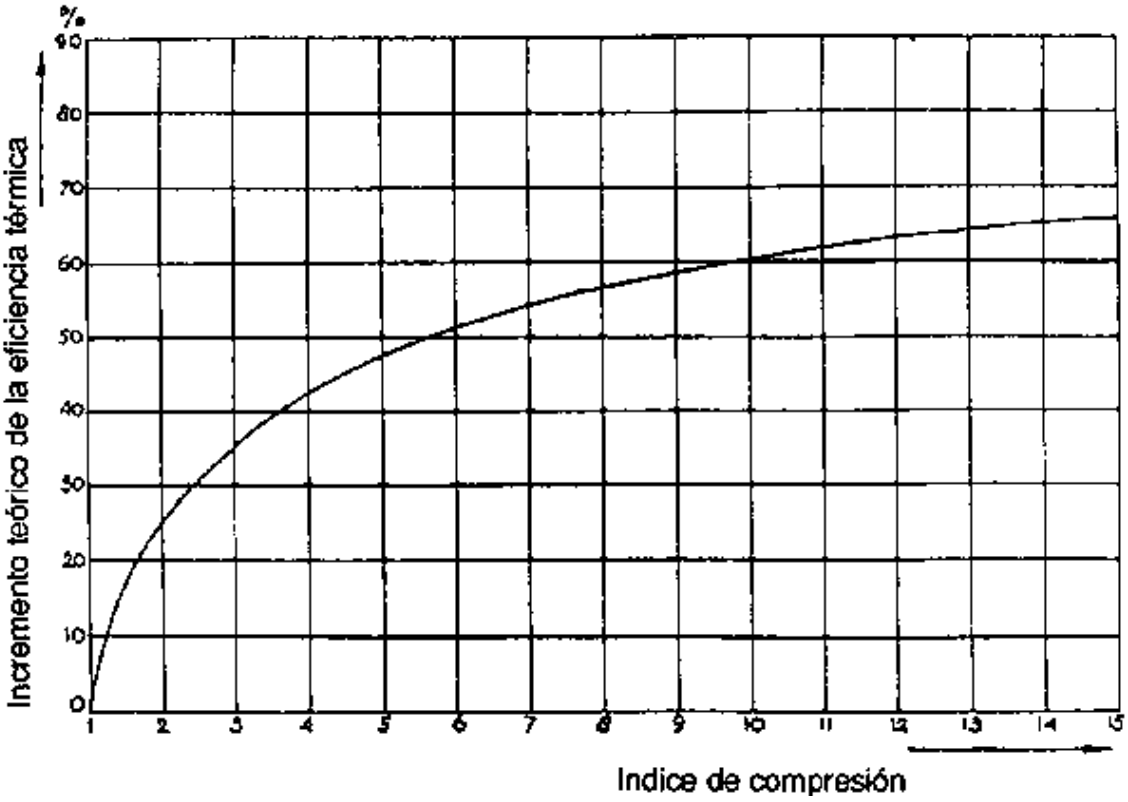


Fig. 4.8 Relación entre el índice de compresión y la eficiencia térmica de un motor

4.7.3 POTENCIA DEL MOTOR UTILIZANDO BIOGÁS

$P = P_m * \eta_1/100$ **Ecuación 4.51**

De donde:

P_m = Potencia del motor utilizando gasolina

4.7 EFICIENCIA DEL GASIFICADOR

Un factor importante que determina el funcionamiento técnico real y la viabilidad económica de utilizar un sistema de gasificador, es la eficiencia de la gasificación.

Una definición apropiada de la eficiencia de la gasificación si se emplea el gas para aplicaciones de motores es:

$$\eta_m = \frac{H_g * Q_g}{H_s * M_s} * 100\ (\%)$$ **Ecuación 4.52**

Donde:

η_m = eficiencia de la gasificación (%) (Mecánica).

H_g = valor calorífico del gas (kJ/m³),

Q_g = flujo en volumen de gas (m³/s).

H_s = valor calorífico inferior del combustible del gasificador.

M_s = consumo de combustible sólido del gasificador (kg/s).

Si se emplea el gas para combustión directa, la eficiencia de la gasificación se define de la forma siguiente:

$$\eta_m = \frac{(H_g * Q_g) + (Q_g * \zeta_g * C_p * \Delta t)}{H_s * M_s} * 100\ (\%)$$ **Ecuación 4.53**

En la cual:

η_{th} = eficiencia de la gasificación (%) (Térmica).

ζ_g = densidad del gas (kg/m³).

C_P = calor específico del gas (kJ/kg°K).

ΔT = diferencia de temperaturas entre el gas en la entrada del quemador y el combustible que entra al gasificador (°K).

Dependiendo del tipo y diseño del gasificador y también de las características del combustible n_m puede variar entre el 60 y el 85%. En el caso de aplicaciones térmicas, el valor de n_{th} puede llegar al 93%.

CAPITULO V

MATERIALES Y MÉTODOS

5 EVALUACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN

5.1.1 CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL GENERADOR DE BIOGÁS AUTO TÉRMICO

El generador de biogás auto térmico consta de las siguientes partes o accesorios:

- Gasificador
- Ciclón
- Radiador
- Filtro
- Motor
- Chasis

La propuesta alternativa que planteamos es el de diseñar y construir un generador de biogás auto térmico para el aprovechamiento de la biomasa.

Las unidades instaladas son: Gasificador, calentador de gases de escape, ciclón, radiador, filtro, motor, manómetro de vacío.

Cada uno de estos accesorios reúne las particularidades idóneas para en conjunto armar un equipo eficiente; que permita establecer modos de funcionamiento y sobre todas las características de trabajo en este tipo de sistemas.

Se entrega como un trabajo eminentemente técnico y para beneficios de estudiantes y docentes de la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja

5.2 CÁLCULOS MATEMÁTICOS DE DISEÑO DEL EQUIPO

La realización del diseño y cálculo de las partes principales del equipo son de gran importancia, porque allí se determinara los parámetros de resistencia y dimensiones. “Para tal efecto nos hemos remitido a las investigaciones realizadas por grupos de

ingenieros investigadores de países desarrollados, que han ideado sistemas de gasificación ante la gran demanda de energía y combustibles".

5.2.1 CÁLCULO DEL GASIFICADOR

De acuerdo a los análisis realizados con anterioridad el consumo de biomasa es el siguiente:

De acuerdo a la tabla 4.1 y ecuación 4.2 y ecuación 4.3

PCBg= 48412.22KJ/Kg

Energía obtenida = PCBg * Consumo de gasolina

Energía obtenida= 48 412.22KJ/Kg * 1.54Kg/h

Energía obtenida= 74 574.81KJ/h

Consumo de biomasa= energía obtenida / PCBb

Consumo de biomasa= $\frac{74\ 574.81\text{KJ/h}}{11755.822KJ/Kg}$= 6.34 Kg/h

5.2.2 CÁLCULO DEL QUEMADOR

Partiendo de la ecuación 4.5.

Q = 0.4762*Ce * f

Q = 0.4762 * 1.12m^3 /min*0.8

Q = 0.4267 m^3 /min

Calculamos el área mínima del quemador de la ecuación 4.4(sección 2.4):

$$Bg = \frac{Q}{s}$$

$$s = \frac{Q}{Bg}$$

$$s = \frac{25.602m3/hr}{\frac{0.9m3}{cm2}*hr}$$

S = 28.45 cm^2

Entonces d_h será:

$$d_h = \sqrt{\frac{4*S}{л}}$$

$$d_h = \sqrt{\frac{4*28.45cm2}{л}}$$

d_h = 6 cm

Según la tabla 4.2 teniendo el d_h calculado, las dimensiones del quemador son las siguientes:

dh= 60mm

dr= 268mm

H= 256mm

dm= 7.5mm

dr´=150mm

5.2.3 DIMENSIONAMIENTO DEL DEPÓSITO DE BIOMASA

La densidad promedio de la biomasa como el aserrín es de 200Kg/m^3

Según la ecuación 4.4

Vt= m/∂ = 12.68Kg/200Kg/m^3 = 0.063m^3

De la ecuación 4.5

$$Vt = \frac{\pi dr^2}{4} x\ Hd$$

$$Hd = \frac{4xVt}{\pi dr^2} = 1.14m$$

5.2.4 CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE GASES DE ESCAPE

La cantidad de calor que entregan los gases de escape al gasificador se determina según la ecuación 4.6

$$q = UA(T_C - T_F)$$

Calculamos UA de la ecuación 4.9

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{ciAi}} + \frac{ln\frac{r_e}{r_i}}{2\pi Kl} + \frac{1}{h_{Fe}Ae}}$$

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{556W/m2ºC*0.00035m2} + \frac{\ln\left(\frac{0.0127m}{0.0105m}\right)}{2\pi\frac{204.031W}{mºc}*3m} + \frac{1}{\frac{65W}{m2ºc}*0.00051m2}}$$

UA= 0.02832W/ºC

q= UA (T_c-T_f)

q=0.02832W/ºC (300ºC-60ºC)

q=6.796W

q= 5.85kcal/h

5.2.5 CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS EN EL GASIFICADOR PARA LA SELECCIÓN DEL ACERO Y EL ESPESOR.

Calculamos la fuerza resultante debida a la presión del fluido dentro del recipiente, de la ecuación 4.10

F = p L D

F = 9.81N/cm^2 * 114 cm * 28.60 cm

F = 31984.5 N

P = F/2

P = 15992.3 N

Pero F= p DL

Presión en el aro de la ecuación 4.11

P= p r L

P = 9.81 N/cm^2 * 14.3 cm * 114 cm

P = 15992.3N

De la ecuación 4.12 calculamos el esfuerzo de tensión en el aro, tomamos 1mm de espesor para efectos de cálculo.

$$S_{T1} = \frac{pr}{t}$$

$$S_{T1} = \frac{9.81\frac{N}{cm2} * 14.3\ cm}{0.1\ cm}$$

S_{T1} = 1402.83N/cm^2

Calculo del esfuerzo longitudinal, se lo realiza:

La fuerza de tracción T de la ecuación 4.13

T= $\pi r^2 p$

$T = \pi * (14.3\ cm)^2 * 9.81\ N/cm^2$

$T = 6302\ N$

De la ecuación 4.14

$S_{T2} = \frac{T}{2\pi rt}$

$S_{T2} = \frac{6302\ N}{2\pi * 14.3\ cm * 0.1\ cm}$

$S_{T2} = 7.017 MPa$

Observamos que:

ST1 = 2ST2

$1402.83\ N/cm^2 = 2(701.78\ N/cm^2)$

$1402.83\ N/cm^2 = 1402.83\ N/cm^2$

Por lo que para seleccionar el acero del recipiente necesitaremos el mayor esfuerzo, o sea ST1

$S_{T1} = 1402.83\ N/m^2$

$S_{T1} = 14.02 MPa$

Del anexo 2, la resistencia última del acero ASTM A36 es de 248 MPa. Y la obtenida del cálculo es de 14.02 MPa

Utilizamos un coeficiente de seguridad = 2, tomando en cuenta las condiciones de trabajo como: la corrosión, la temperatura y otros factores producidos por el biogás.

5.2.6 CÁLCULO DE UNIONES SOLDADAS

Para determinar el esfuerzo que soporta el cordón de soldadura en el gasificador se utilizará la siguiente expresión:

$$\text{Tracción o compresión} \quad \sigma_{tc} = \frac{F}{\Sigma a * L} \leq \sigma_{ad}$$

De la ecuación 4.15

$$\sigma_{tc} = \frac{F}{a.l}$$

$$\sigma_{tc} = \frac{372370.28*N}{0.003m*\ 0.898*m}$$

$\sigma_{\mathbf{tc}}$ = 138.22 * 10^6 MPa

De la ecuación 4.16 (ver anexo 2) determinamos el esfuerzo admisible

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma al*b1*b2}{\nu}$$

$$\sigma_{ad} = \frac{413E+6*Pa*1*0.8}{2}$$

σ_{ad} = 165.2 * 10^6 MPa

Se verifica que:

$\sigma_{\mathbf{tc}} \leq \sigma_{\mathbf{ad}}$

Por tanto será suficiente un cordón de soldadura de 0.003m

5.2.7 CÁLCULO DEL CICLÓN

Las dimensiones del ciclón las tómanos de la tabla 4.3 Tomando en cuenta un tipo de ciclón de alto rendimiento de procesamiento.

D=0.304m

H=0.22m

W=0.11m

D_e=0.22m

S=0.26m

L_b=0.45m

L_c=0.76m

D_d=0.11m

Los parámetros de trabajo del ciclón se calculan a continuación:

De la ecuación 4.17

$$N_e = \frac{1}{H}\left[L_b + \frac{L_c}{2}\right]$$

$N_e = \frac{1}{0.22m}(0.45m + \frac{0.76m}{2})$

N_e=3.77

De la ecuación 4.18

$$\Delta t = \frac{2\pi R N_e}{V_i}$$

$\Delta t = \frac{2\pi * 0.15m * 3.77}{30m/s}$ = 0.12s

Tomando la ecuación 4.19

$$V_t = \frac{W}{\Delta t}$$

$V_t = \frac{0.11m}{0.12s}$ = 0.92m/s

5.2.8 CÁLCULO DEL RADIADOR

Para la selección del radiador calculamos la superficie frontal del mismo.

De acuerdo a la ecuación 4.21

$G^* = \frac{\rho * Uf}{\sigma}$

$$G^*=\frac{\frac{0.56\,Kg}{m3}*15m/s}{0.78}$$

$G^*=10.78\ kg/m^2seg$

De acuerdo a la ecuación 4.20

$Re = G^*\ d_H/\eta$

$$Re=\frac{10.78\frac{kg}{m2s}*0.00351m}{29.6e-6\frac{Kg}{ms}}=1278.3$$

De la ecuación 4.25

$$(NTU)_{ent} = St\frac{A}{A_{mínimo}}$$

$(NTU)_{ent} = 0.052*\ 762.82=39.67$

De la ecuación 4.26

$$\Delta P = \frac{G^{*2}}{2p_{ent}}\left\{(1+\sigma^2)\left(\frac{p_{ent}}{p_{sal}}-1\right)+\ \lambda\frac{A}{A_{min}}\frac{p_{ent}}{p_m}\right\}$$

$$\Delta P = \frac{\left(10.78\frac{kg}{m2seg}\right)2}{2*\frac{0.62Kg}{m3}}((1+0.61)(0.54-1)+0.009*991.67*0.70)$$

$\Delta P = 516.05\ Kg/m\ seg^2$

De la ecuación 4.24

$$U^2{}_{ent} = \frac{8\sigma^2\Delta PSt}{p(NTU)_{ent}\lambda}$$

$$u^2{}_{ent} =\frac{8*0.78*516.05Kg/ms2*0.052}{\frac{0.62\,kg}{m3}*39.67*0.009}$$

$u_{ent} =24.29m/s$

De la ecuación 4.22

$G=G*A_{min}$

$G=10.78Kg/m^2s*0.117m^2$

G=1.26Kg/s

De la ecuación 4.27

$$\boldsymbol{A_{frontal} = \frac{G}{\rho_{ent} * u_{ent}}}$$

$A_{frontal}=\frac{1.26Kg/s}{\frac{0.62Kg}{m3}*24.29m/s}$

$A_{frontal}=0.084m^2 * 3$

$A_{frontal}= 0.25\ m^2$

5.2.9 CÁLCULO DEL SOPLADOR

Para la selección del soplador calculamos la presión requerida por el sistema:

De la ecuación 4-29:

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$V= \frac{4*0.015m^3/s}{JI+ (0.12m)^2}$

V= 1.3 m/s

De la ecuación 4-28:

$$P_d = \frac{\rho V^2}{2}$$

$$Pd = \frac{1.234\frac{Kg}{m_3} \times \left(\frac{1.3m}{s}\right)2}{2}$$

P_d= 1.043 Pa

De la ecuación 4-33:

$$Re = \frac{VD}{v}$$

$$Re = \frac{1.3\ m/s * 0.12m}{8.9 * e - 6m2/s}$$

$$Re = 17528.1$$

De la ecuación 4-32:

$$\xi = 0.015 + 1.26Re^{-0.3} + 0.95Re^{-0.12}$$

$$\xi = 0.015 + 1.26*(17528.1)^{-0.3} + 0.95*(17528.1)^{-0.12}$$

$$\xi = 0.015 + 0.0671 + 0.294$$

$$\xi = 0.376$$

De la ecuación 4-31:

$$\Delta P_c = \xi \frac{pV^2}{2}$$

$$\Delta P = 0.376 \frac{1.234 \frac{Kg}{m3} * \left(\frac{1.3m}{s}\right)2}{2}$$

$$\Delta P = 0.3921 Pa$$

De la ecuación 4-34:

$$P_t = P_s + (1 + \xi) \frac{\rho v^2}{2}$$

$$P_t = 13328.56Pa + (1+0.376) \frac{1.234 Kg/m3 * \left(\frac{1.3m}{s}\right)2}{2}$$

$$Pt = 13330Pa$$

De la ecuación 4.35

$$Pot = Q \,.\, Pt \,.\, g\ (W)$$

$$Pot = 0.015m^3/s*1359.16mmcda*9.81m/s^2$$

$$Pot = 0.2\ KW$$

5.2.10 CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN POR CORREA

Se comienza por determinar el momento torsional en el eje del soplador

F=P/V

F= [200(N*m)/s]/37.7m/s

F= 5.31N

M_t=F*d

M_t=0.32N*m

Según la ecuación 4.37

$$D_1 \geq 65\sqrt[3]{M_{t1}};[mm]$$

$D_1 \geq 65\ \sqrt[3]{0.32}$

$D_1 \geq 44.5$mm

El diámetro de la polea mayor se determina según la ecuación 4.39

$$D_2 = D_1 \cdot i \cdot (1-s)$$

D_2= 44.5mm*2.5*(1-0.02)

D_2= 109.025mm

De la ecuación 4.41

$$a_{mín} = 0{,}55 \cdot (D_1 + D_2) + \delta$$

$a_{mín}$=0.55*(44.5mm+109.025mm)+8mm

$a_{mín}$= 92.44mm

De la ecuación 4.42

$$a_{máx} = 2 \cdot (D_1 + D_2)$$

$a_{máx}$= 2*(44.5mm+109.025mm)

$a_{máx}$= 307.05mm

De la ecuación 4.43

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$$

L=2*307.05mm+[π/2(44.5mm+109.025mm)]+[$(D2-D1)^2$/4*307.05mm]

L= 858.65mm

De la ecuación 4.47

$$V = \frac{\pi . D_1 . n_1}{60000}[m/s]$$

V= [π*44.5mm*2400rev/min]/60000

V= 5.59m/s

De la ecuación 4.46

$$f = \frac{V \times Z_p}{L}$$

f= [5.59m/s*2]/0.858m

f=13.03

5.3 CÁLCULO DEL PERFIL A USAR EN EL CHASIS

5.3.1 Cálculos de reacciones, fuerzas cortantes y momento flector

ΣMA= 0

400N*0.2m + 88N*0.9m + 147N*1.6m – RB*1.8m = 0

$$RB = \frac{80Nm + 79.2Nm + 235.2\ Nm}{1.8m}$$

RB= 219.11N

ΣFy= 0

-219.11N + 400N + 88N + 147N – RA = 0

RA = 415.98N

CORTANTE 1 Y MOMENTO FLECTOR 1

ΣFy= 0 -415.89N – V_1 = 0 V_1 = -415.89N

ΣM_1= 0 -415.89N*0m + M_1 = 0 M_1 = 0Nm

CORTANTE 2 Y MOMENTO FLECTOR 2

$+\downarrow \Sigma Fy = 0$ $\quad -415.89N - V_2 = 0$ $\quad V_2 = -415.89N$

$\circlearrowleft + \Sigma M_2 = 0$ $\quad -415.89N*0.2m + M_2 = 0$ $\quad M_2 = -831.96Nm$

CORTANTE 3 Y MOMENTO FLECTOR 3

$+\downarrow \Sigma Fy = 0$ $\quad -415.89N + 400N - V_3 = 0$ $\quad V_3 = -15.89N$

$\circlearrowleft + \Sigma M_3 = 0$ $\quad -415.89N*0.2m + M_3 = 0$ $\quad M_3 = -831.96Nm$

CORTANTE 4 Y MOMENTO FLECTOR 4

$+\downarrow \Sigma Fy = 0$ $\quad -415.89N + 400N - V_4 = 0$ $\quad V_4 = -15.89N$

$\circlearrowleft + \Sigma M_4 = 0$ $\quad -415.89N*0.9m - 400N*0.7m + M_4 = 0$ $\quad M_4 = -94.38Nm$

CORTANTE 5 Y MOMENTO FLECTOR 5

$+\downarrow \Sigma Fy = 0$ $\quad -415.89N + 400N + 88N - V_5 = 0$ $\quad V_5 = -72.02N$

$\circlearrowleft + \Sigma M_5 = 0$ $\quad -415.89N*0.9m - 400N*0.7m + M_4 = 0$ $\quad M_5 = -94.38Nm$

CORTANTE 6 Y MOMENTO FLECTOR 6

$+\downarrow \Sigma Fy = 0$ $\quad V_6 + 147N - 219.11N = 0$ $\quad V_6 = -72.02N$

$\circlearrowleft + \Sigma M_6 = 0$ $\quad M_6 - 219.11N*0.2m = 0$ $\quad M_6 = -438.22Nm$

CORTANTE 7 Y MOMENTO FLECTOR 7

$+\downarrow \Sigma Fy = 0$ $\quad -415.89N + 400N + 88N + 147N - V_7 = 0$ $\quad V_7 = 219.02N$

$\circlearrowleft + \Sigma M_7 = 0$ $\quad M_7 - 219.11N*0.2m = 0$ $\quad M_7 = -438.22Nm$

CORTANTE 8 Y MOMENTO FLECTOR 8

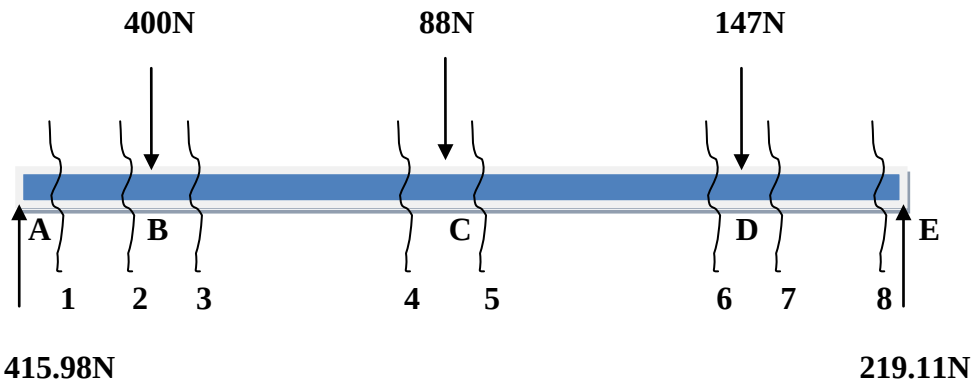
$+\downarrow \Sigma Fy = 0$ $\quad -415.89N + 400N + 88N + 147N - V_8 = 0$ $\quad V_8 = 219.02N$

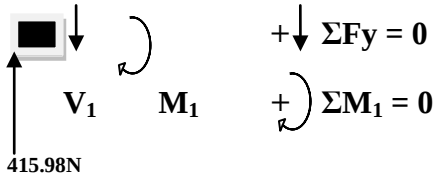
$\circlearrowleft + \Sigma M_8 = 0$ $\quad M_7 - 219.11N*0m = 0$ $\quad M_8 = 0Nm$

Esfuerzo Normal Máximo ocurre en B, donde | M | es máximo.

$| M | = | M_B | = 831.96$ Nm

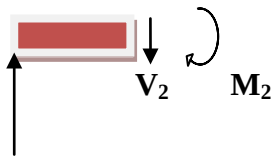
5.5.2 DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR





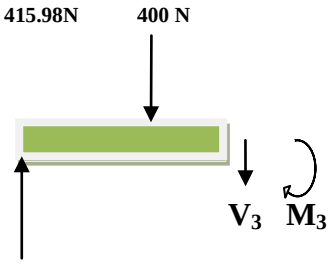
$+\downarrow \Sigma Fy = 0$

$+ \circlearrowleft \Sigma M_1 = 0$



$+\downarrow \Sigma Fy = 0$

$+ \circlearrowleft \Sigma M_2 = 0$



$+\downarrow \Sigma Fy = 0$

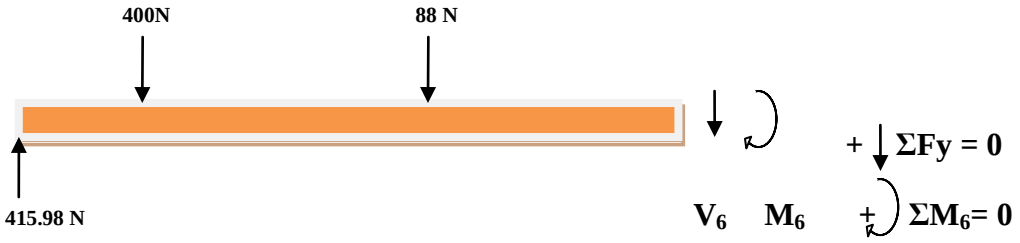
$+ \circlearrowleft \Sigma M_3 = 0$

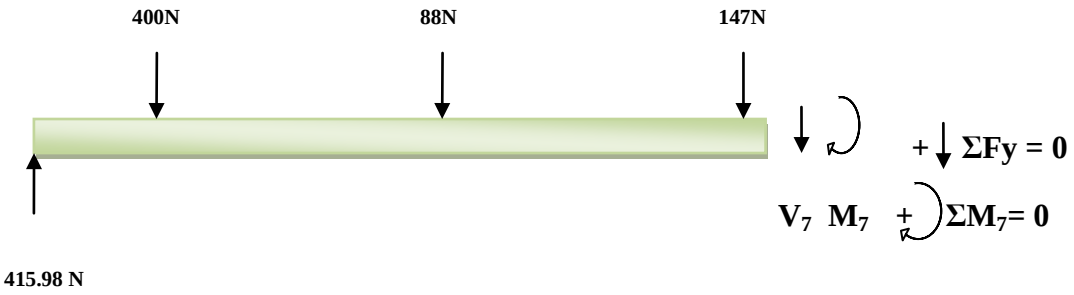
$+\downarrow \Sigma Fy = 0$

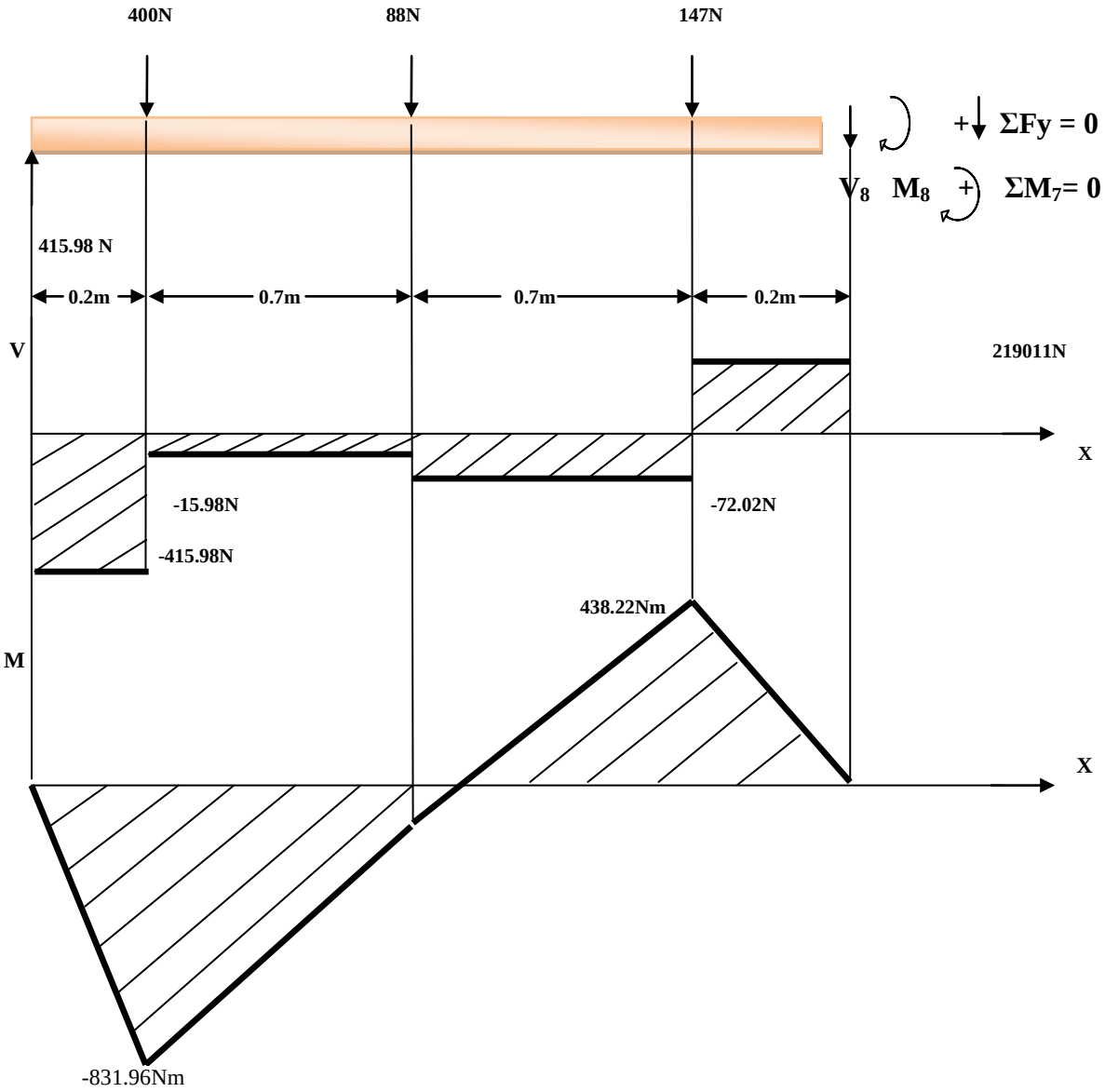
$+ \circlearrowleft \Sigma M_4 = 0$

$+\downarrow \Sigma Fy = 0$

$+ \circlearrowleft \Sigma M_5 = 0$


400N
88 N
415.98 N
+ ΣFy = 0
V6 M6
+ ΣM6= 0


400N
88N
147N
+ ΣFy = 0
V7 M7
+ ΣM7= 0
415.98 N


400N
88N
147N
+ ΣFy = 0
V8 M8
+ ΣM7= 0
415.98 N
0.2m
0.7m
0.7m
0.2m
V
219011N
X
-15.98N
-72.02N
-415.98N
438.22Nm
M
X
-831.96Nm

5.3.2 CÁLCULO PARA LA SECCIÒN DEL PERFIL C

Esfuerzo admisible del material y momento flector máximo (ver anexo 2)

$[\sigma]$ = 3.44 x 10^8 Pa Mf = 831.96 Nm

Para poder calcular el perfil en C se bebe cumplir la siguiente condición de resistencia:

$$\sigma = \frac{Mf}{Wx} \leq [\sigma]$$

$$\sigma = \frac{831.96\ Nm}{0.0000049\ m^3}$$

σ = 1.69 x 10^8 Pa

1.69 x 10^8 Pa ≤ 3.44 x 10^8 Pa

Por lo tanto se utilizara un perfil C de 60 x 30 x 2

CAPITULO VI

6 RESULTADOS

A continuación se exponen los cálculos matemáticos que validan el proceso investigativo de ésta tesis:

6.1 POTENCIA DEL MOTOR UTILIZANDO GAS POBRE

6.1.1 VALOR CALORÍFICO DE LA MEZCLA

De la ecuación 4.49 y según (Anexo 4) obtenemos el valor promedio del gas producido.

$$H_{ig} = \frac{12680V_{CO} + 10800V_{H2} + 35900V_{CH4}}{1 + 2.38V_{CO} + 2.38V_{H2} + 9.52V_{CH4}}$$

$$H_{ig} = \frac{(12680*32)+(10800*25.6)+(35900*3.12)}{1+(2.38*32)+(2.38*25.6)+(9.52*3.2)}$$

H_{ig}= 4729.22 kJ/m^3

6.1.2 EFICIENCIA DEL MOTOR

De la ecuación 4.50 calculamos la eficiencia del motor operando con gas pobre.

De la Fig. 4.8 obtenemos la eficiencia térmica del motor con el índice de compresión en situación cero que en nuestro caso es igual a 11.

$$\eta_1 - \eta_0 = \varepsilon_1^{1-K} - \varepsilon_0^{1-K}$$

$$\eta_1 = (\varepsilon_1^{1-k} - \varepsilon_0^{1-k}) + \eta_0$$

$$\eta_1 = (1^{1-1.3} - 11^{1-1.3}) + 62$$

η_1= 64.05%

Potencia del motor utilizando biogás de la ecuación 4.51

$P = P_m * \eta_1/100$

P = 4.8hp*0.64

P = 3.07hp

6.2 EFICIENCIA DEL GASIFICADOR

De la ecuación 4.52

$$_m = \frac{H_g * Q_g}{H_s * M_s} * 100\ (\%)$$

$$\eta_m = \frac{\frac{4279.22KJ}{m3} * 0.0103m3/s}{\frac{29260KJ}{Kg} * 0.001761KJ/s} * 100$$

η_m = 85.54%

Si se emplea el gas para combustión directa, la eficiencia de la gasificación se la obtiene de la ecuación 4.53

$$_m = \frac{(H_g * Q_g) + (Q_g * \varsigma_g * C_p * \Delta t)}{H_s * M_s} * 100\ (\%)$$

$$\eta_{th} = \frac{\left(\frac{4279.22KJ}{m3} * \frac{0.0103m3}{s}\right) + \left(\frac{0.0103m3}{s} * \frac{0.5785Kg}{m3} * \frac{1.0877KJ}{Kg}{}^{o}C * 300^{o}C\right)}{\frac{29260KJ}{Kg} * 0.001761KJ/s} * 100$$

η_{th} = 89.26 %

6.3 CURVA DE POTENCIA VS VELOCIDAD DEL MOTOR

En el siguiente grafico se muestra como la potencia del motor incrementa conforme aumenta los rpm del motor utilizando gasolina y gas pobre.

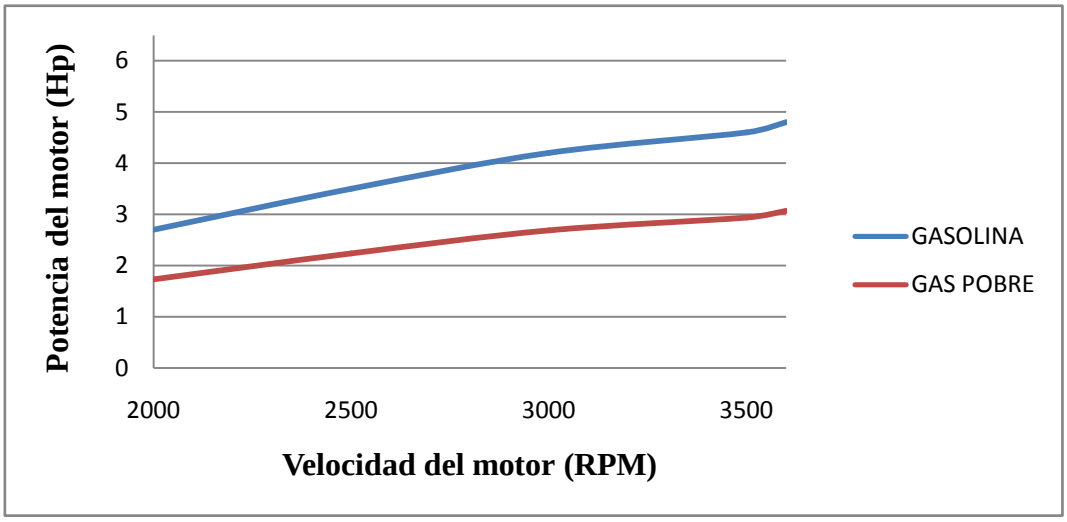


Fig. 6.1 Curva de potencia vs velocidad del motor

6.4 CURVA DE MASA VS TIEMPO

En la siguiente figura se puede comparar el consumo de combustible necesario para el funcionamiento del motor por unidad de tiempo

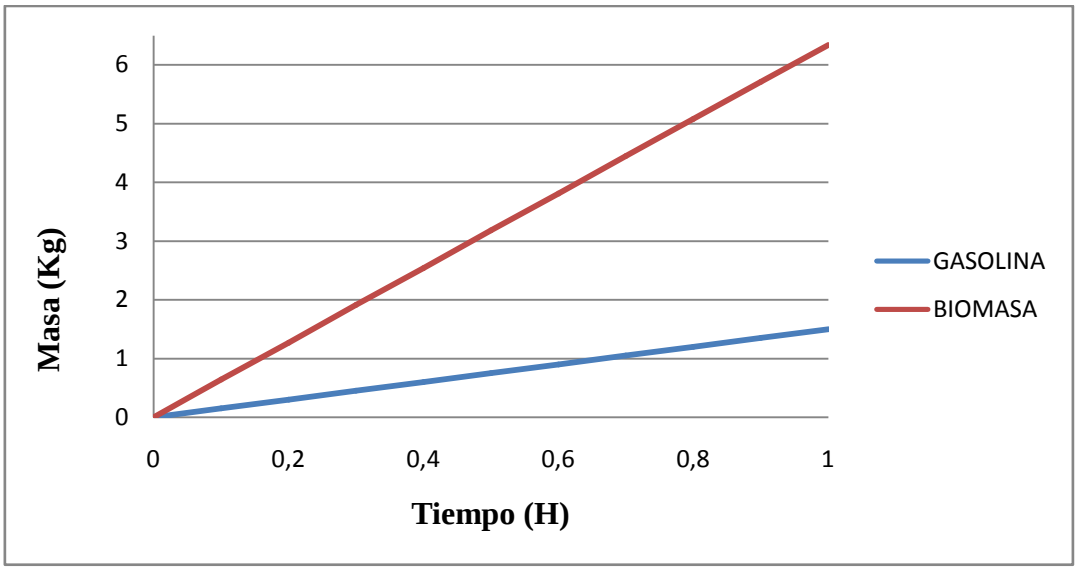


Fig. 6.2 Curva de masa vs tiempo

6.5 CURVA DE CAPACIDAD CALORÍFICA VS CONSUMO

En la siguiente figura nos sirve para determinar el consumo de combustible requerido para generar 4.8hp a 3600rpm, utilizando la capacidad calorífica de cada uno de los combustibles tanto fósiles y biomasa (Anexo 4).

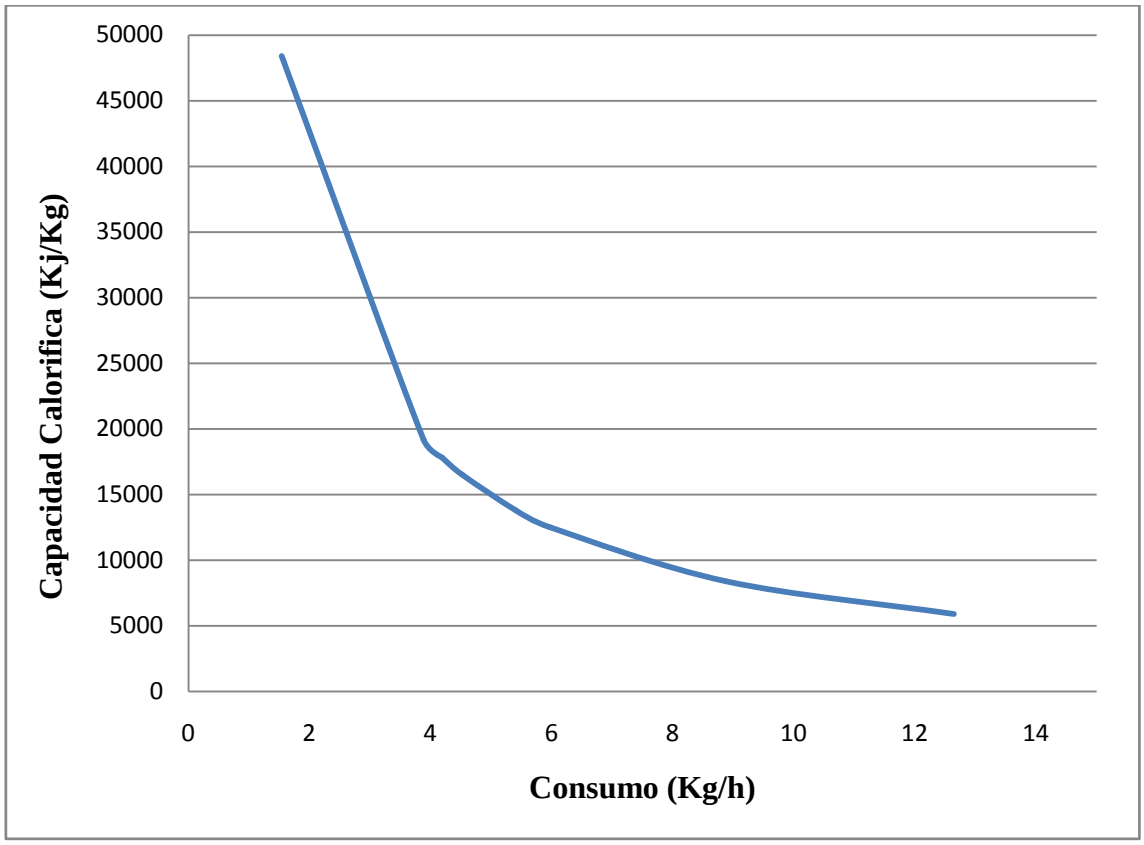


Fig. 6.3 Curva de capacidad calorífica vs consumo a 3600rpm

DISCUSIÓN

De los cálculos matemáticos efectuados para validar la propuesta alternativa podemos aseverar que son aplicables al tipo de diseño y construcción de un generador de biogás auto-térmico propuesto. Considerando los resultados se estableció un diseño óptimo en cuanto a validez y confiabilidad de trabajo del equipo.

Los datos matemáticos expuestos en el acápite anterior expresan cuales son las deducciones referentes al rendimiento del motor, mismo que como observamos en el gráfico adjunto varia directamente con la potencia y estas a su vez con la velocidad del motor; llegando a la conclusión que mientras más revoluciones se logre imprimir en el motor mas rendimiento podremos obtener. Sin embargo al variar éstos parámetros es necesario hacer una nueva estimación en el consumo y descarga del equipo.

En cuanto a la potencia del motor, podremos manifestar que está dentro de los parámetros en lo tiene que ver a otro tipo de equipos destinados a estas características de trabajo. Y finalmente el rendimiento del motor que como observamos es muy aceptable, su valor fluctúa en el 65% trabajando con biogás frente al 85% que proporciona la gasolina.

VALORACIÓN ECONÓMICA Y AMBIENTAL

5.4 VALORACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA Y AMBIENTAL

5.4.1 VALORACIÓN TÉCNICO -ECONÓMICA

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	P. UNIDAD	P. TOTAL
Motor Honda 5HP	u	1	200,0	200,0
Soplador	u	1	37	37,0
Discos	u	2	5,0	10,0
Ejes	u	2	10,0	20,0
Silicón	u	2	3,50	7,0
Filtro	u	2	10,0	20,0
Pernos	u	30	0,25	7,50
Tuercas	u	50	0,10	5,0
Arandelas	u	30	0,10	3,0
Rodamientos	u	2	10,0	20,0
Poleas	u	2	10,0	20,0
Bandas	u	1	4,0	4,0
Llave de paso	u	3	5,0	15,0
Tubería	u	6m	2,0	12,0
Manguera anillada	u	1	10,0	10,0
Manómetro	u	1	5,0	5,0
Abrazadera	u	8	1,0	8,0

Accesorios	u	20	2,0	40,0
Manómetros de vacio	u	1	25,0	25,0
Perfil correa de 60x20x10	U	1	15,0	15,0
Papel Victoria	U	1	10,0	10,0
Acabados	U	1	50,0	50,0
Ensamblaje	U	1	50,0	50,0
			SUBTOTAL	601,50

Gasto en mano de obra

Categoría	Cantidad	Tiempo de Operación (h)	Tarifa Salarial $/h (USD)	Importe USD
Tornero	1	5	10,0	50,00
Taladrador	1	4	5,00	20,00
Soldador de autógena	1	3	15,00	45,00
Soldadora MIG	1	5	20,00	100,00
Soldador	1	10	12.75	127,50
			SUBTOTAL	342,50

Gasto en diseño e investigación

Denominación	Tarifa ($/h)	Cantidad	Tiempo (h)	Importe
Internet	1,00		100	100,00
Copias	0,01	1000		10,00
Diseño	5	40		200
			SUBTOTAL	310,00

Gasto de energía eléctrica en la construcción del equipo

Equipo	Potencia Instalada (Kw)	Tarifa Eléctrica $/Kwh (USD)	Tiempo de operación (h)	Importe USD
Taladro	0,75	0,12	15	1,35
Amoladora	1,1	0,12	10	1,32
Soldadora	5,2	0,12	15	9,36
			SUBTOTAL	12,03

Gastos totales para la construcción del generador de BIOGÁS AUTOTÉRMICO

Costos de la inversión	**Gastos USD**
Gasto de materiales	601,50
Gasto de mano de obra	342,50
Gasto en investigación	310,00
Gasto en energía eléctrica	12,03
TOTAL	**1266,03**

5.4.2 VALORACIÓN AMBIENTAL

Durante la gasificación de la madera o residuos agrícolas, se producen cenizas (en el gasificador y en la sección de depuración) y líquido condensado (principalmente agua), este último puede estar contaminado por resinas fenólicas y alquitrán.

Las cenizas no constituyen un riesgo ambiental y pueden eliminarse de forma normal. Para el líquido condensado que contiene alquitrán la situación es diferente y su eliminación en gran número de gasificadores puede tener efectos ambientales perturbadores. No se dispone de datos definitivos sobre biodegradación de los componentes fenólicos y los alquitranes de los líquidos condensados, siendo necesario estudiar cuidadosamente su eliminación.

Las propiedades de las emisiones de escape de los motores que funcionan con gas pobre se consideran generalmente aceptables, comparables a la de los motores a gasolina.

CONCLUSIONES

- Se diseño y se construyo un generador de biogás auto térmico, de tal forma que los estudiantes y docentes de la carrera de Ing. Electromecánica puedan realizar prácticas del tema y de esta forma afianzar los conocimientos teóricos recibidos.

- De la diversidad de alternativas planteadas para el diseño, se selecciono aquella que cumplió las mejores condiciones en cuanto a rentabilidad, factibilidad técnica, disponibilidad de partes y repuestos en el mercado, y sobre todo, calidad y eficiencia.

- Con este tipo de equipamiento se puede aprovechar la biomasa que está siendo desechada tanto en la industria maderera como en la agrícola, de esta manera aportamos al desarrollo de la región sur del país.

- Hemos logrado una buena asimilación de conocimientos tanto técnicos como teóricos, que nos permiten consolidar los ya adquiridos en las aulas Universitarias; dicho aporte será de vital importancia al momento de ejercer la profesión.

RECOMENDACIONES

- Para el buen funcionamiento de la máquina, se debe cumplir a cabalidad lo estipulado en las normas de mantenimiento y guía del usuario.

- Es importante que la Universidad a través de sus distintos departamentos haga la divulgación y socialización a los sectores en donde se pueda implementar esta máquina, ya que de esta manera se contribuirá a aprovechar de una mejor manera la biomasa que hoy en día no está siendo aprovechada.

- Es indispensable realizar un estudio de la zona donde exista la necesidad de implantar este sistema de gasificación, para luego realizar el diseño y construcción del mismo en base a la formulación matemática planteada en este documento.

- Este sistema de aprovechamiento de la biomasa se encuentra en una etapa de desarrollo por lo que se sugiere seguir investigando para mejorar su eficiencia y posteriormente utilizarlo en diferentes tipos de motores y automóviles.

BIBLIOGRAFÍA

LIBROS

- BOHMAN, Iván. Índice Catalogo de Aceros
- DECKER, Kart – Heinz. Elementos de Máquinas; 1980
- FERDINAND P. BEER; E. RUSSELL JHONSTON, JR; JHON T. DEWOLF. Mecánica de Materiales, 3ra. Edición Abril 2004.
- FEDERAL EMERGENCY MANAGEMENT AGENCY. Construction of a Simplified Wood Gas Generator for Fueling Internal Combustion Engines in a Petroleum Emergency, July 1989
- HADZICH, Miguel. Diseño mecánico.
- J.P. HOLMAN. Transferencia de Calor, novena reimpresión, México 1998.
- JOSEPH E. BOWLES. Diseño de acero estructural, 1980.
- MECHANICAL WOOD PRODUCTS BRANCH. Wood Gas as Engine Fuel, 1986
- NEKRASOV, S.V. Hidráulica 1982
- PEDRO FERNÁNDEZ DÍEZ. Ingeniería Térmica y de Fluidos, 2000
- SHIGLEY. Diseño en Ingeniería Mecánica; 1983
- SOLAR TECHNICAL INFORMATION PROGRAM. Handbook of Biomass Downdraft Gasifier Engine Systems, March 1988.
- TECHNISCHE UNIVERSITEIT EINDHOVEN. Modeling for control of a biomass gasifier, 20th January 2005
- VIRGIL MORING FAIRES. Termodinámica, 5ª. Edición en Ingles 1970

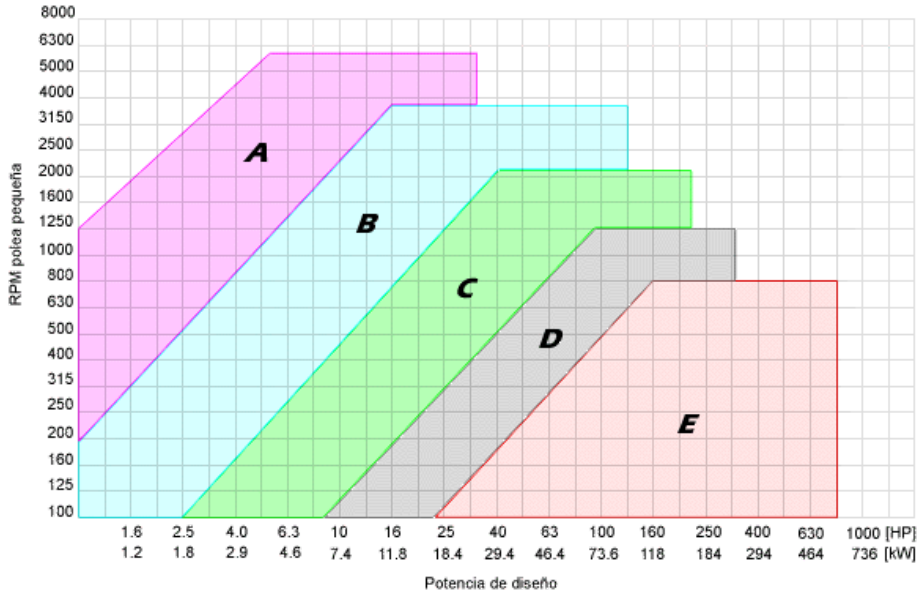
SITIOS WEB

- www.fao.org/docrep/t0512s/t0512s04.htm
- www.fi.uba.ar/materias/6756/Gas%20pobre
- www.monografias.com/trabajos66/residuos-solidos
- www.practicalaction.org
- www.telecable.es/personales/albatros1/calor/index.html

ANEXOS

ANEXOS 1

GRÁFICO DE SELECCIÓN DEL PERFIL Y TIPOS DE CORREA.



Sección	W	Ip	To	Lp (mm)	Diámetro mínimo de la polea motriz (mm)
Z	10	8,5	6	400-2500	63
A	13	11	8	560-4000	90
B	17	14	10,5	800-6300	125
C	22	19	13,5	1800-10000	200
D	32	27	19	3150-14000	315
E	38	32	23,6	4500-18000	500
F	50	42	30	6300-18000	800

Longitudes de correa normalizadas, en mm: 400, 425, 450, 475, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3750, 4000, 4250, 4550...

Serie de las poleas normalizadas, en mm: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800,900

ÁREA DE LAS SECCIONES TRANSVERSALES DE ALGUNOS PERFILES DE CORREA.

Perfil	Z	A	B	C	D	SPZ	SPA	SPB	SPC	3V	5V	8V
A (mm^2)	50	80	140	230	480	70	94	160	278	70	160	382

Coeficiente de la condición de trabajo (Cp)

Tipo de servicio	Condiciones de trabajo	Motor eléctrico	Motor de explosión	
			N>4	N<4
Ligero	Servicio intermitente-funcionamiento<6 horas, ninguna punta de carga	1	1,1	1,2
Normal	Funcionamiento de 6+16 horas día-puntas de carga o puesta en marcha<150% del trabajo plena carga.	1,2	1,3	1,4
Pesado	Puntas de carga o puesta en marcha<250% del trabajo a plena carga-servicio continuo 16+24 horas día.	1,4	1,5	1,6
Muy pesado	Puntas de carga>250 del trabajo a plena carga, funcionamiento continuo	1,8	1,9	2

COEFICIENTE QUE TOMA EN CUENTA EL ALARGAMIENTO DE LA BANDA (C_L).

L_p	Z	A	B		
400	0,88				
500	0,90				
600	0,92	0,80			
700	0,94	0,82			
800	0,96	0,84			
900	0,98	0,87	0,80		
1000	1,00	0,90	0,84		
1100	1,01	0,91	0,88		
1250	1,02	0,92	0,90		
1300	1,03	0,93	0,91	0,81	
1400		0,94	0,92	0,82	
1500		0,95	0,93	0,83	
1600		0,96	0,94	0,84	
1700		0,98	0,95	0,85	
1800		1,00	0,96	0,86	
1900		1,00	0,97	0,87	
2000		1,00	0,98	0,88	
2100		1,02	0,99	0,89	
2200		1,04	1,00	0,90	
2300		1,06	1,00	0,91	
2400		1,08	1,00	0,92	
2500		1,09	1,01	0,93	
2600		1,10	1,02	0,94	
2700		1,10	1,03	0,95	
2800		1,11	1,05	0,96	
2900		1,11	1,07	0,97	
3000		1,11	1,08	0,98	0,82
3200		1,12	1,09	0,99	0,83
3400		1,12	1,10	1,00	0,84
3600		1,12	1,11	1,00	0,85
3800			1,12	1,00	0,87
4000			1,13	1,01	0,89
4200			1,14	1,02	0,91
4400			1,15	1,03	0,93
4600			1,16	1,04	0,95
4800			1,17	1,05	0,97
5000			1,18	1,07	0,99
5500			1,19	1,09	1,00
6000			1,20	1,11	1,00
6500			1,21	1,13	1,00
7000			1,22	1,15	1,02

COEFICIENTE QUE TOMA EN CUENTA EL ÁNGULO DE ABRAZAMIENTO ($C_{A)}$.

Angulo abrazado sobre la polea menor (α)	**180**	**170**	**160**	**150**	**140**	**130**	**120**	**100**	**90**
C_α	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,73	0,63

SECCIÓN DE LA BANDA (θ).

Sección de la banda	**Z**	**A**	**B**	**C**	**D**	**E**	**F**
θ	0,06	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9	1,5

CONSTANTES PARA EJES DE TRANSMISIÓN SEGÚN EL CÓDIGO ASME.

Naturaleza de la carga	**Valores para**	
	Cm	**Ct**
Ejes fijos		
Carga aplicada gradualmente	1,0	1,0
Carga aplicada repentinamente	1,5 - 2,0	1,5 - 2,0
Ejes giratorios		
Cargas constante o aplicada gradualmente	1,5	1,0
Cargas aplicadas bruscamente, solamente pequeños impactos	1,5 - 2,0	1,0 - 1,5
Cargas aplicadas bruscamente, grandes impactos	2,0 - 3,0	1,5 - 3,0

ANEXO 2

EJES NORMALIZADOS

mm	Aprox. Pulgadas	Peso Aproximado. Kg/m
10	3/8	0,6
12,7	1/2	1,0
14	9/16	1,2
15	19/32	1,4
16	5/8	1,6
18	23/32	2,0
20	25/32	2,5
22	7/8	3,0
25,4	1	4,0
28	$1\ ^{1}/_{32}$	4,1
30	$1\ ^{3}/_{16}$	5,5
32	$1\ ^{1}/_{4}$	6,3
35	$1\ ^{3}/_{8}$	7,5
38	$1\ ^{1}/_{2}$	8,9
40	$1\ ^{21}/_{32}$	10,8
45	$1\ ^{3}/_{4}$	12,4
50	$1\ ^{31}/_{32}$	15,3
50,8	2	15,8
55	$2\ ^{5}/_{32}$	18,5
60	$2\ ^{3}/_{8}$	22,1
63,5	$2\ ^{1}/_{2}$	23,6
70	$2\ ^{3}/_{4}$	30,0
76,2	3	35,8
80	$3\ ^{5}/_{32}$	39,2
85	$3\ ^{11}/_{32}$	44,3
90	$3\ ^{17}/_{32}$	49,7
95	$3\ ^{3}/_{4}$	55,6
102	4	63,5
108	$4\ ^{1}/_{4}$	71,6
115	$4\ ^{1}/_{2}$	81,5
120	$4\ ^{3}/_{4}$	88,3
127	5	99,4
135	$5\ ^{3}/_{8}$	112,3
140	$5\ ^{1}/_{2}$	120,1
151	$5\ ^{7}/_{8}$	137,9
153	6	144,2
160	$6\ ^{1}/_{4}$	156,9
170	$6\ ^{11}/_{16}$	177,2
180	$7\ ^{1}/_{8}$	198,6
200	$7\ ^{7}/_{8}$	245,2
203	8	251,5
225	$8\ ^{13}/_{16}$	311,9
250	$9\ ^{7}/_{8}$	383,1

TIPOS DE CARGAS PARA PERFILES DE ACERO LAMINADO

CARGAS PARA PERFILES DE ACERO LAMINADO					
	Tipo de acero (representación simbólica)	**σ elástica** Kg./cm.^{2}	**σ rotura** Kg./cm.^{2}	**σ admisible** Kg./cm.^{2}	
				Máxima	Mínima
Acero suave	A36	2400	4100	1640	1455
	A42	2600	4600	1780	1575
Acero duro	A52	3600	5700	1465	2180

ACERO AISI-SAE 1018 (UNS G10180)

1. Descripción: este acero de bajo - medio carbono tiene buena soldabilidad y ligeramente mejor maquinabilidad que los aceros con grados menores de carbono. Se presenta en condición de calibrado (acabado en frío). Debido a su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para componentes de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A 108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 126 HB (71 HRb)
Esfuerzo de fluencia 370 MPa (53700 PSI)
Esfuerzo máximo 440 MPa (63800 PSI)
Elongación máxima 15% (en 50 mm)
Reducción de área 40%
Modulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)
Maquinabilidad 76% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm3 (0.284 lb/in3)

5. Propiedades químicas: 0.15 – 0.20 % C
0.60 – 0.90 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: se utiliza en operaciones de deformación plástica como remachado y extrusión. Se utiliza también en componentes de maquinaria debido a su facilidad para conformarlo y soldarlo. Piezas típicas son los pines, cuñas, remaches, rodillos, piñones, pasadores, tornillos y aplicaciones de lámina

DETERMINACIÓN DE MOMENTOS Y MÓDULOS DEL PERFIL POR MEDIO DE SOFWARE

Chapa a utilizar: N°14

Dimensiones Alma [A] (en mm): 60

Dimensiones Ala [B] (en mm): 30

Dimensiones Diente [C] (en mm): 10

Calcular

Perfil elegido

Características de la chapa seleccionada:

Espesor (en mm):	2.00
Peso por metro cuadrado (en Kg):	15.84

Momentos y propiedades resistentes:

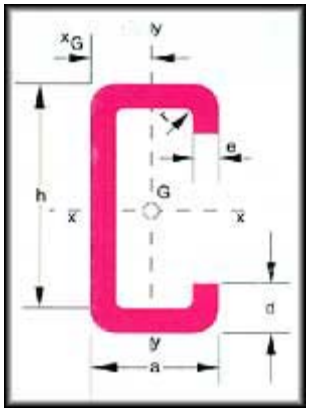
Jx	momento de inercia s/X	14.6	cm^4
Wx	módulo resistente s/X	4.9	cm^3
Jy	momento de inercia s/Y	3.5	cm^4
Wy	módulo resistente s/Y	1.8	cm^3

No se consideran radios de plegado (Rp = 0).

Sección y Peso:

F	sección	2.64	cm^3
P	peso / metro	2.06	kg/m

CARACTERISTICAS PERFIL C



Código	Dimensiones				Sección	Peso	Valores estáticos relativos a los ejes XX-YY						
Lampro	h mm	a mm	d mm	e=r mm	F cm2	g kg/m	Jx cm4	Wx cm3	Ix cm	Xg cm	Jy cm4	Wy cm3	Iy cm
5014	50	25	10	2,0	2,14	1,68	7,92	3,17	1,93	0,93	1,78	1,13	0,91
5013			10	2,5	2,59	2,03	9,30	3,72	1,89	0,92	2,03	1,29	0,89
5011	60	30	10	2,0	2,54	1,99	13,96	4,65	2,35	1,06	3,00	1,55	1,09
5010			10	2,5	3,09	2,42	16,57	5,52	2,32	1,05	3,47	1,78	1,06
5009		40	15	2,5	3,76	2,95	20,90	6,97	2,36	1,63	8,33	3,51	1,49
5008			15	3,2	4,77	3,74	25,81	8,60	2,33	1,63	10,09	4,26	1,46
5016	80	50	15	1,6	3,19	2,50	33,95	8,49	3,26	1,89	11,46	3,78	1,90
5020			15	2,0	3,94	3,09	41,33	10,33	3,24	1,89	13,82	4,59	1,87
5025			20	2,5	5,09	4,00	51,22	12,80	3,17	2,03	18,62	6,54	1,91
5032			20	3,2	6,37	5,00	62,55	15,64	3,13	2,03	22,42	7,98	1,88
5116	100	50	15	1,6	3,51	2,76	56,70	11,34	4,02	1,73	12,41	3,89	1,88
5120			15	2,0	4,34	3,41	69,23	13,85	3,99	1,72	14,98	4,71	1,86
5125			20	2,5	5,59	4,39	86,63	17,33	3,94	1,86	20,28	6,73	1,90
5132			20	3,2	7,01	5,50	106,42	21,28	3,90	1,86	24,46	7,79	1,87
5216	120	50	15	1,6	3,83	3,01	86,47	14,41	4,75	1,59	13,21	3,97	1,86
5220			15	2,0	4,74	3,72	105,80	17,63	4,72	1,59	15,95	4,82	1,83
5225			20	2,5	6,09	4,78	133,20	22,20	4,68	1,72	21,66	6,86	1,88
5232			20	2,5	7,65	6,00	164,20	27,37	4,63	1,72	26,15	8,38	1,85

PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS ACEROS

MATERIAL		Peso Específico gr/cm^3	Resist. Ultimo o Tensión σ_R Kg/mm^2	PUNTO DE FLUENCIA		
NOMBRE	CARACTERÍSTICAS			Tensión σ Kg/mm^2	Comp τ Kg/mm^2	Torsión σ Kg/mm^2
Fundición de Acero 0.20%C (SAE 0022)	Recocido					
Fundición de Acero 0.30%C (SAE 0030)	Recocido	7.72	42.0	17.5	23.1	10.5
Fundición de Acero 0.40%C (SAE 0040)	Recocido	7.72	50.4	21.0	27.3	11.9
Aleación Acero al Carbono (SAE 080, ASTM	Normalizado	7.72	56.0	22.4	30.2	14.0
A-142)	Estirado a 1400ºF	7.72	63.0	42.0	42.0	25.2
Acero inoxidable: C-030; Cr-0.12; N-1	Estirado a 800ºF	7.73	63.0	38.5	38.5	23.1
	Templado y revenido a 1750	7.73	113.0	91.0	91.0	56.0
Acero inoxidable: C-030; Mn-40;S1-025;Cr-	ºF	7.80	73.6	42.0	42.0	25.0
12; N-0.50	No Endurecible	7.78	67.2	33.7	33.7	21.0
Acero inoxidable (SAE 30905)	Laminado en Caliente	7.78	37.8	21.7	21.7	14.0
Acero al carbono (SAE 1010)	Laminado en Caliente	7.78	43.6	24.5	24.5	15.4
Acero al carbono (SAE 1020)	Blando	7.78	52.5	29.4	29.6	18.2
Acero al carbono (SAE 1030)	Recocido	7.73	63.0	35.0	35.0	14.0
Acero al carbono (SAE 1040)	Recocido	7.78	66.5	36.4	35.4	24.5
Acero al carbono (SAE 1050)	Recocido	7.73	84.0	42.0	42.0	25.2
Acero al carbono (SAE 1035)	Estirado a 900 ºF	7.78	105.0	56.0	56.0	35.0
		7.78	43.4	23.8	23.8	15.6
Acero al carbono (SAE 1120)	Recocido	7.78	49.0	31.5	31.5	18.9
Acero al Níquel (SAE 2320)	Estirado a 1000º F	7.78	84.0	56.0	56.0	35.0
	Recocido	7.78	66.5	38.5	38.5	22.4
Acero al Níquel (SAE 2340)	Estirado a 1000º F	7.78	84.0	66.5	70.0	42.0
	No tratado	7.78	59.5	42.0	42.0	25.2
Acero al Cromo-Níquel (SAE 3140)	Estirado a 1030º F	7.78	108.5	56.5	70.0	29.8
	No tratado	7.78	77.0	56.0	55.0	33.7
Acero al Cromo-Níquel (SAE 3240)	Estirado a 1000º F	7.78	112.0	94.0	98.0	50.4
	Templado en Est. A 800º F	7.78	140.0	119.0	133.0	70.0
Acero al Cromo-Vanadio (SAE E150)	Templado en Acero	7.78	112.0	91.0	91.0	56.0
Acero al Cromo-Níquel-Vanadio	Templado y estirado a 1000º	7.70	87.5	63.0	84.6	33.5
Acero Aleado con Nitrógeno	F	7.67	32.9	18.2	18.8	11.2
Hierro Forjado (A 41-30)	Doble refinado	7.80	31.8	17.5	17.5	10.5
Hierro Puro: 99.94% Fe	Laminado en caliente					

ANEXO 3

CARACTERÍSTICAS DE ELECTRODOS 7018

B - 10

Color de Revestimiento : Gris	Identificación : Punta Blanca

Norma : AWS E 7018

Análisis del Metal Depositado

C	0.06%	Mn	1.0%	Si	0.65%	S	0.010%

Caracteristicas : Electrodo con revestimiento de bajo hidrógeno, con polvo de hierro. Indicado para la soldadura de aceros de alta resistencia a la tracción (55 Kg/mm2 Máx) así como para aceros de construcción. Su arco es sumamente estable, poco chisporroteo y para mejores resultados úsese arco corto. Se recomienda mantener un arco corto para garantizar buenos resultados en inspecciones radiográficas. Para trabajos de alta responsabilidad es necesario secarlos a 350°C durante una hora.

Aprobación : AMERICAN BUREAU OF SHIPPING

Propiedades Mecánicas

Resistencia a la Tracción	Alargamiento	Resistencia al Impacto
55 - 57 Kg/mm2 78.000 á 80.000 lbs/pulg2	Lo = 5d 30 - 33 %	CHARPY-V Kgm , 18 - 20 (+20° C)

Posiciones de Soldar : Plana, horizontal, sobrecabeza, vertical ascendente, vertical descendente

Corriente y

Para corriente contínua o alterna - Electrodo al polo positivo		
Ø mm	Ø Pulg.	Amperaje
3.25	1/8	100-140
4.00	5//32	140-190
5.00	3/16	190-230

Aplicaciones :

- Para aceros de mediano y bajo carbono, baja aleación
- Para aceros laminados en frío, por sus características de resistencia a la deformación a altas temperaturas, su fácil manejo y óptimo rendimiento, es especialmente adecuado.
- Para soldadura de tuberías de vapor.
- Calderas de alta presión, tanques.
- Piezas para maquinaria pesada.
- Construcciones metálicas en obra.
- Reparaciones Navales.

IMPORTANTE : Los electrodos húmedos o con manchas de grasa, deben destruirse.

LARGO : 350 mm. **PESO POR CAJA :** 20 Kg./44 lbs.

CARACTERISTICAS DEL SW 630

ELECTRODOS PARA SOLDAR ACEROS AL CARBONO

IDENTIFICACIÓN : WEST ARCO E6013
CLASIFICACIÓN : AWS E6013
ESPECIFICACIÓN : AWS A5.1, NTC 2191, ASME SFA5.1
APROBADO : ABS (Grado 1)

CARACTERÍSTICAS SOBRESALIENTES

El revestimiento es a base de rutilo y potasio, lo cual le da muy buena estabilidad, inclusive al trabajar con corriente alterna en quipos de bajo voltaje de circuito abierto.

APLICACIONES TÍPICAS

Carrocerías, muebles metálicos, ductos de aire acondicionado, rejas, ventanas y ornamentación en general. Puede usarse en tanques y estructuras teniendo en cuenta las limitaciones establecidas en los códigos de construcción aplicables.

RECOMENDACIONES PARA SU APLICACIÓN

Se utiliza en corriente alterna o continua, polaridad negativa (-) o positiva (+). Lleve el arco corto y una velocidad de avance adecuada el tipo de junta y al diámetro que emplee. Al soldar en filete horizontal mantega el electrodo con un ángulo de elevación de 50 a 70º con relación a la platina inferior y una inclinación de 10 a 20º en la dirección de avance. Entre mas delgada la platina y mayor corriente, se debe usar un ángulo de elevación mayor para evitar recalentamiento de la platina vertical.

PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS DEL METAL DEPOSITADO

Resistencia a la tracción:	42 - 52Kg/mm^2 (60 - 74 Ksi)
Limite de fluencia:	34 - 45Kg/mm^2 (48 - 65 Ksi)
Elongación:	22 - 29%
Resistencia al impacto Charpy en V a 20ºC: 50 - 110 joules.	

NOTA: Ensayos realizados según AWS A5.1

DIMENSIÓN	AMPERAJES RECOMENDADOS
2.4 X 300 mm (3/32")	50 - 90 A
2.4 X 350 mm (3/32")	50 - 90 A
3.2 X 350 mm (1/8")	80 - 120 A
4.0 X 350 mm (5/32")	110 - 160 A
4.8 X 450 mm (3/16")	130 - 210 A
6.4 X 450 mm (1/4")	200 - 300 A

EMPAQUE: Caja de 20 Kg peso neto.
Ver recomendaciones de almacenamiento al final del catálogo.

ELECTRODO CONTINUOS PARA ACEROS AL CARBONO Y DE BAJA ALEACIÓN

IDENTIFICACIÓN : WEST ARCO WA 70S-6
CLASIFICACIÓN : AWS ER70S-6
ESPECIFICACIÓN : AWS A5.18, NTC 2632, ASME SFA5.18

DESCRIPCIÓN

Este producto es un alambre para aplicación por proceso TIG, que cumple los requisitos de la clasificación ER70S-6, de la norma AWS A5.18 y se emplea para la soldadura de aceros al carbono de resistencia a la tensión hasta 70.000 psi. Se utiliza con Argón como gas de protección se emplea principalmente para uniones en lamina delgada o para pases de raíz.

PROPIEDADES MECÁNICAS DEL DEPÓSITO

Resistencia a la última tracción:	70 Ksi mínimo
Limite de fluencia:	58 Ksi mínimo
Elongación:	22% mínimo
Reducción al impacto	27J mínimo a -29º C.

COMPOSICIÓN QUÍMICA DEL ALAMBRE

Carbono	0.06 - 0.15%	Manganeso	1.40 - 1.85%
Silicio	0.80 - 1.15%	Fósforo	0.025% máx.
Azufre	0.035% máx.	Cobre	0.50 % máx.

DIMENSIÓNES

2.4 X 900 mm (3/32” x 36”)
3.2 X 900 mm (1/8” X 36”)

EMPAQUE: Caja de 25 Kg peso neto

Nota: Para diámetros diferentes a 3.2mm. se fabrica bajo pedido.

ANEXO 4

PODER CALORÍFICO DE MADERAS Y RESIDUOS AGRÍCOLAS

COMBUSTIBLE	PODER C. MEDIO kJ/kg
Bagazo húmedo	10500
Bagazo seco	19200
Cáscara de cacahuete	17800
Cascarilla de arroz	13800
Celulosa	16500
Corteza escurrida	5900
Cosetas de caña	4600
Madera seca	19000
Madera verde (*)	14400
Paja seca de trigo	12500
Paja seca de cebada	13400
Serrín húmedo	8400
Viruta seca	13400
P. C. SUPERIOR kJ/kg	
Cáscara de almendras	36800
Cáscara de nueces	32000
Cáscara de arroz	15300
Cáscara de pipa de girasol	17500
Cáscara de trigo	15800
Corteza de pino	20400
Corcho	20930
Orujillo de aceituna	17900
Orujo de uva	19126
Papel	17500
Jara (8% humedad)	18900 (P.C.I.)

El poder calorífico de la madera verde disminuye según aumenta la humedad de la misma. En la tabla 3.1b se da el coeficiente por el que hay que multiplicar su poder calorífico para obtener el poder calorífico real.

COEFICIENTES DE LA MADERA HÚMEDA

MADERA	**COEF.**	*MADERA*	**COEF.**
Alamo negro	0´55	Haya	0´62
Castaño	0´48	Olivo	0´88
Chopo	0´30	Pino marítimo	0´58
Encina	0´68	Pino silvestre	0´49
Enebro	0´50	Roble	0´68

PODER CALORIFICO DEL CARBÓN Y OTROS COMBUSTIBLES SOLIDOS

Combustible	**Densidad media** kg/m^3	**PCI** kJ/kg	**PCS** kJ/kg	**Combustible**	**PCI** kJ/kg	**PCS** kJ/kg
Turba	360	21300	22500	*Aglomerados de carbón*	31300	35600
Lignito	1050	28400	29600	Carbón de madera	31400	33700
Hulla	1350	30600	31400	Coque	29300	33700
Antracita	875	34300	34700	Coque de petróleo	34100	36500

PODER CALORIFICO DE COMBUSTIBLES LIQUIDOS

Combustible	**PCI kJ/kg**	**PCS kJ/kg**	**Combustible**	**PCI kJ/kg**	**PCS kJ/kg**
Aceite de esquistos	------	38830	*Fuel-oil nº1*	40600	42695
Alcohol	23860	26750	Fuel-oil nº2	39765	41860

comercial					
Alquitrán de hulla	------	37025	Gasóleo[1)]	42275	43115
Alquitrán de madera	36420	-----	Gasolina[2)]	43950	46885
Etanol puro[4)]	26790	29720	**Petróleo bruto**	40895	47970
Metanol[4)]	19250	-----	Queroseno[3)]	43400	46500

GENERACIÓN DE RESIDUOS DE DIVERSOS CULTIVOS

CULTIVOS	RESIDUOS	CULTIVOS	RESIDUOS
Cereales en grano	(t/t)	Cultivos frutales	(t/ha)
Trigo	1´20	Cítricos	2´00
Cebada	1´35	Frutales de pepita	3´50
Avena	1´35	Frutales de hueso	2´00
Maíz	2´00	Frutos secos	1´50
Arroz	1´50	Olivo	1´70
Sorgo	1´70	Vid	3´50
Cultivos industriales		(t/t)	
Caña de azúcar		2´00	
Girasol		2´00	
Algodón		1´50	

PODER CALORÍFICO MEDIO DE ALGUNOS RESIDUOS PROCEDENTES DE CULTIVOS.

Observaciones		
RESIDUO	**P.C.M.** 10^7 **kcal/t**	10^7 kcal ≈ 1 tep (tonelada equivalente de petróleo)
Cañote de maíz	0.365	El cañote y el zuro (corazón de la mazorca después de desgranada) se recogen juntos.
Zuro del maíz	0.388	
Cañote y cabezuela del maíz	0.29	
Ramón del olivar	0.43	Se produce a razón de unas 0´25 t/ha, pero el 40% son hojas que pueden secarse. El resto, denominado vareta, es lo que se suele aprovechar.
Sarmiento de la vid	0.28	Se genera a razón de 0´7 t/ha El PCS puede llegar a 0´456 tep/t
Residuos del tomate industrial	0.51	
Cañote del girasol	0.335	

PODER CALORÍFICO DE COMBUSTIBLES PROCEDENTES DE LA TRANSFORMACIÓN DE RESIDUOS.

COMBUSTIBLE	**Densidad (kg/m^3)**	**PCI**	**PCS**
Aceite de colza	921 (15 ºC) 909 (35 ºC)	8811 kcal/kg	9389 kcal/kg
Aceite de cardo (cynara)	924	----	33000 kJ/kg
Aceite de girasol	925	----	37100 kJ/kg
Briqueta de polvo de lijado de tapón de corcho aglomerado	1037	----	29807 kJ/kg
Briqueta de polvo de corte de barras de corcho aglomerado	756	----	28761 kJ/kg

ANEXO 5

PROPIEDADES TERMICAS

MONOXIDO DE CARBONO

Temperatura °K	Densidad ρ (Kg/m^3)	Calor específico c_p kJ/Kg°C	Visc. dinám. $\eta.10^6$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu.10^6$ (m^2/seg)	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha.10^4$ (m^2/seg)	N° de Prandtl Pr
220	1,5536	1,0429	13,83	8,90	0,01900	0,1176	0,758
250	1,3649	1,0425	15,40	11,28	0,02144	0,1506	0,750
300	1,1388	1,0421	17,84	15,67	0,02525	0,2128	0,737
350	0,9742	1,0434	20,09	20,62	0,02883	0,2836	0,728
400	0,8536	1,0484	22,19	25,99	0,03226	0,3605	0,722
450	0,7585	1,0551	24,18	31,88	0,04360	0,4439	0,718
500	0,6822	1,0635	26,06	38,19	0,03863	0,5324	0,718
550	0,6202	1,0756	27,89	44,97	0,04162	0,6240	0,721
600	0,5685	1,0877	29,60	52,06	0,04446	0,7190	0,724

HIDROGENO

Temperatura °K	Densidad ρ (Kg/m^3)	Calor específico c_p kJ/Kg°C	Visc. dinám. $\eta.10^6$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu.10^6$ (m^2/seg)	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha.10^4$ (m^2/seg)	N° de Prandtl Pr
30	0,84722	10,84	1,606	1,895	0,0228	0,0249	0,759
50	0,50955	10,501	2,516	4,88	0,0362	0,0676	0,721
100	0,24572	11,229	4,212	17,14	0,0665	0,2408	0,712
150	0,16371	12,602	5,595	34,18	0,0981	0,475	0,718
200	0,12270	13,54	6,813	55,53	0,1282	0,772	0,719
250	0,09819	14,059	7,919	80,64	0,1561	1,13	0,713
300	0,08185	14,314	8,963	109,5	0,182	1,554	0,706
350	0,07016	14,436	9,954	141,9	0,206	2,031	0,697
400	0,06135	14,491	10,864	177,1	0,228	2,568	0,69
450	0,05462	14,499	11,779	215,6	0,251	1,164	0,682
500	0,04918	14,507	12,636	257,0	0,272	3,817	0,675
550	0,04469	14,532	13,475	301,6	0,292	4,516	0,668
600	0,04085	14,537	14,285	349,7	0,315	5,306	0,664
700	0,03492	14,574	15,89	455,1	0,351	6,903	0,659
800	0,03060	14,675	17,40	569	0,384	8,563	0,664
900	0,02723	14,821	18,78	690	0,412	10,217	0,676
1000	0,02451	14,968	20,16	822	0,440	11,997	0,686
1100	0,02227	15,165	21,46	965	0,464	13,726	0,703
1200	0,02050	15,366	22,75	1107	0,488	15,484	0,715
1300	0,01890	15,575	24,08	1273	0,512	17,394	0,733
1333	0,01842	15,638	24,44	1328	0,519	18,013	0,736

ANEXO 6

GX 160 / 5.5 HP

Código GX160

GX 160 / 5.5 HP

Motor estacionario de 5.5 HP, con sistema OHV (válvulas a la cabeza), de eje horizontal con arranque manual y alerta de aceite que hace detener el equipo en caso de bajo nivel de aceite. Por sus características este motor puede ser aplicado en compresores de aire, generadores y bombas, hidrolavadoras, cortadoras de césped, kartings, equipo para agricultura, martillos, sierras para concreto, etc.

Ficha Técnica

- ***Tipo de motor*** *4 tiempos, OHV, refrigerado por aire*
- ***Diámetro x carrera*** *68 x 45 mm*
- ***Cilindrada (cm3)*** *163*
- ***Relación de compresión*** *8,5:1*
- ***Máxima potencia de salida (HP/RPM)*** *5,5 HP a 3600 RPM*
- ***Par máximo (kg-m/RPM)*** *1,1*
- ***Sistema de encendido*** *Transistorizado*
- ***Sistema de arranque*** *Manual*
- ***Filtro de aire*** *Doble*
- ***Capacidad de tanque de combustible (L.)*** *3,1 Lts Nafta*
- ***Consumo específico de combustible (g/HP-hr)****230*
- ***Capacidad de aceite (L.)*** *0,6 Lts*
- ***Largo x ancho x alto (mm)*** *312 x 362 x 335*
- ***Peso en seco (kg)*** *15 kg*

ANEXO 7

GUÍA DEL USUARIO

SISTEMA DE GASIFICACIÓN (GENERADOR DE BIOGAS)

Por favor lea este Manual cuidadosamente antes de utilizar la unidad

CONTENIDO

PRECAUCIONES DE SEGURIDAD…….....…....3
NOMBRES DE LAS PARTES……..……...…..6
OPERACIÓN DEL SISTEMA DE GASIFICACIÓN.……..…...7
MANTENIMIENTO……...…...8
RESOLUCIÓN DE PROBLEMAS……..….9
MONTAJE DEL GENERADOR DE BIOGAS……...……11

Lea este Manual.
En este manual usted encontrara consejos útiles sobre cómo usar y mantener su sistema de generación de biogás. Con un poco de cuidado preventivo de su parte puede evitar perder tiempo y dinero para prolongar la vida útil de su sistema. Encontrara muchas respuestas a problemas comunes en la tabla de Resolución de Problemas. Si se revisa primero la Tabla de Resolución de Problemas, quizás no tenga que solicitar servicio técnico.

⚠ PRECAUCIÓN

- Póngase en contacto con un técnico o constructor de la misma para la reparación o mantenimiento de este sistema.
- Póngase en contacto con el instalador para instalar esta unidad.
- Este aparato no debería ser utilizado por niños o personas débiles sin supervisión.
- La instalación deberá ser realizada de acuerdo con las reglamentaciones locales y solo por personal técnico autorizado.

PRECAUCIONES DE SEGURIDAD

Cumpla con las siguientes instrucciones para evitar lesiones al usuario u otras personas y daños a la propiedad.

El funcionamiento incorrecto por desconocer las instrucciones puede causar lesiones, daños. La gravedad está clasificada de acuerdo con los siguientes requerimientos:

⚠ **WARNING** Advertencia: este símbolo indica la posibilidad de muerte o lesión seria

⚠ **CAUTION** Precaución: Este símbolo indica la posibilidad de lesión o daño serio a la propiedad

- Asegúrese de leer las ADVERTENCIAS que figuran a continuación antes de instalar el sistema de generación de biogás
- Asegúrese de tener en cuenta las precauciones especificadas aquí ya que ellas incluyen ítems importantes relacionados con la seguridad.
- Luego de leer estas instrucciones asegúrese de conservarlas en un lugar seguro para futuras referencias.

⚠ ADVERTENCIA

No instale el equipo usted mismo.

- La instalación incorrecta de la unidad puede causar lesiones por caída de la unidad. Asegure el sistema en un lugar que pueda soportar el peso de la misma.
- Si se instala la unidad en un lugar que no sea lo suficientemente resistente la misma podría caer causando lesiones.

- No introduzca ningún artefacto en el generador de biogás. Podría resultar lesionado. Esto podría dañar al equipo.
- No coloque objetos en el quemador de la unidad.
  Existe el peligro de resultar lesionado.
  Podría dañar al equipo.
- No toque tuberías, ciclón, cuando esté trabajando
  Podría resultar lesionado.
  Podría ocasionar una falla o quemadura en el equipo.
- Cierre la llave de paso del biogás que va al mechero al momento de que baya a trabajar el motor.
- No opere el sistema de generación de biogás si falta algún perno o accesorio a la instalación.

Antes de Poner en Funcionamiento

1. Póngase en contacto con un técnico instalador para su instalación.
2. Observe que todas las partes del sistema estén en el lugar determinado.
3. Asegúrese que el generador contenga biomasa suficiente para la producción de biogás
4. Tenga en cuenta que la temperatura del sistema es alta.

Uso

1. No comparta el sistema de alimentación con otros aparatos.
2. No utilice mangueras finas para el sistema de conducción del biogás.
3. Debido a la posible falta de biomasa para la generación de biogás, revise que el depósito este con suficiente cantidad de la misma
4. El mechero puede ser utilizado como llama para otra alternativa

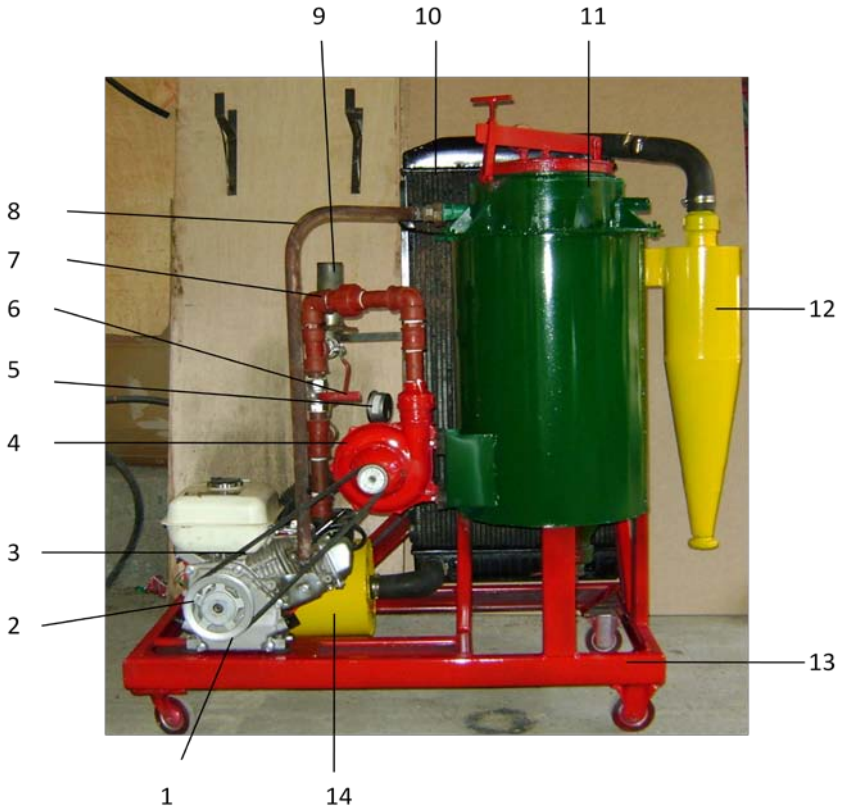
Limpieza y mantenimiento

1. Cuando retire la ceniza manipule las piezas de metal del equipo con cuidado. Podría lesionarse cuando manipule el metal caliente.
2. No limpie el interior del generador cuando este generando biogás. La exposición de calor podría causar daño a la persona o lesión grave.

Servicio

Por reparación y mantenimiento póngase en contacto con personal autorizado.

NOMBRE DE LAS PARTES



1. Motor de combustión interna
2. Poleas
3. Banda
4. Soplador
5. Vacuómetro
6. Válvulas de paso
7. Tubería de conducción del biogás
8. Tubería de gases de escape
9. Mechero
10. Radiador
11. Gasificador
12. Ciclón
13. Chasis
14. Filtro

OPERACIÓN DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE BIOGÁS

Los siguientes pasos son importantes para instalar por primera vez su sistema de Generación de biogás.

1. Coloque carbón en el quemador hasta que se encienda en su totalidad. Luego puede proceder a colocar la biomasa a ser utilizada y esperar unos cinco minutos para tener un gas optimo para la automoción del motor.
2. Colocar un filtro después del radiador, esto permitirá retener impurezas que puedan dañar el sistema.

Para logra un óptimo desempeño, tenga en cuenta lo siguiente:

- Ajuste adecuadamente las entradas de aire y biogás para la automoción del motor.
- No coloque ningún objeto cerca de la entrada de biogás para la automoción del motor, ya que podría reducir la eficiencia del sistema y podría causar que el equipo deje de funcionar.
- Limpie cada que va a utilizar el generador de biogás, de otra manera el desempeño podría verse reducido.

MANTENIMIENTO

ADVERTENCIA

Antes de limpiar el equipo de generación de biogás, asegure de que el quemador está completamente apagado.

PRECAUCIÓN

- Utilice el material adecuado para la limpieza del quemador, parrilla y carburador
- En el caso de cambiar la banda del succionador de biogás, hágalo con una nueva no utilice las desechadas de otros equipos.
- El filtro que se coloca debe ser limpiado cada semana, de no ser así reducirá la eficiencia del sistema.

Mantenimiento

Si no piensa hacer funcionar la unidad durante un periodo prolongado de tiempo, realice lo siguiente:

1. Limpie el gasificador, para que este no se corroa con la humedad.
2. Con un paño o con exposición al sol procure eliminar toda la humedad del equipo.
3. Coloque un fondo como protector (puede ser aceite) para evitar la corrosión de las partes del equipo.

RESOLUCIÓN DE PROBLEMAS

Problema	Causas ó Posibles Fallas	Solución
El generador no produce biogás	• Se acabo la biomasa • Esta obstruido el filtro	• Revisar el depósito de biomasa. • Limpiar el filtro de todas las obstrucciones.
La máquina funciona pero no enciende la llama		• Verifique que las tuberías de succión y descarga no estén obstruidas. • Hay pocas revoluciones en el eje del succionador. • Revisar que la biomasa no contenga mucha humedad
El soplador esta defectuoso.	• La banda se ha aflojado. • Avanzado estado de deterioro de la banda.	• Ajustar los pernos que sirven de templadores a la banda. • Remplazar la banda por una nueva.
Exagerada vibración de la máquina.	• El equipo está sentado en una superficie irregular.	• Coloque el equipo en una sitio firme.
Si el problema no se ha solucionado, por favor póngase en contacto con su constructor o en su defecto puede pedir asesoramiento en el taller Mecánico de la Universidad Nacional de Loja. Asegúrese de informarles en forma detallada de los problemas y el modelo de la unidad.		

Notas: No intente reparar la unidad usted mismo
Siempre consulte con su proveedor autorizado

AVISO: No realice la instalación del sistema de generación de biogás sin tener presente personal capacitado que guíe la instalación, porque podrían generarse daños o mal funcionamiento en el equipo.

MONTAJE DEL GENERADOR DE BIOGAS

1. Unión de los anillos para los cilindros para el gasificador

2. Montaje del cilindro interno del gasificador.

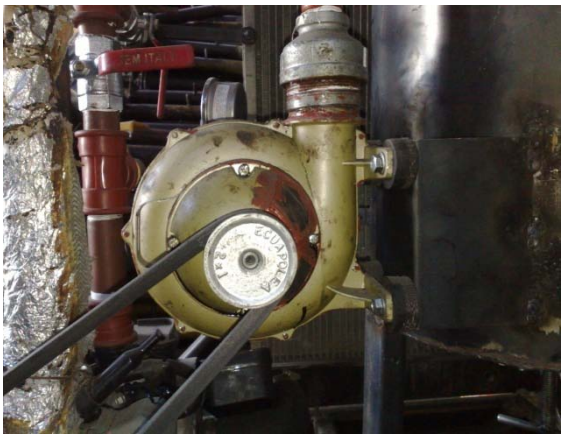
3. Montaje del quemador y tubos para entradas de aire.

4. Montaje del ciclón y parrilla en el gasificador de tiro invertido.

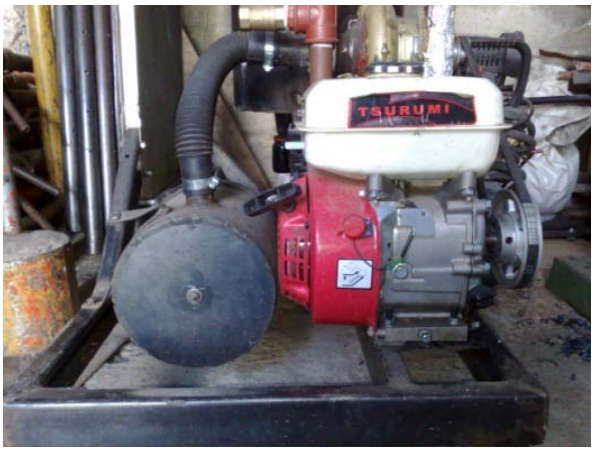
5. Unión de la parrilla y desfoga de cenizas, mediante pernos y tapa roscada.

6. Unión del depósito para recoger alquitrán con el ciclón.

7. Montaje del soplador en las bases mediante pernos Allen.



8. Instalación del motor sobre la estructura base.



9. Empotramiento de las poleas tanto conductora como conducida en sus respectivos ejes y colocación de la banda.

10. Montaje completo del generador de biogás autotérmico.