

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



**“DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL
DIVISOR DE FLUJO DEL SISTEMA DE COMBUSTIBLES DE LAS
TURBINAS A GAS MS-5000”**

Caso: Planta Luisa Cáceres de Arismendi, SENECA, Estado Nueva Esparta

**TRABAJO DE GRADO PRESENTADO COMO REQUISITO PARCIAL PARA OPTAR AL
TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

JOSÉ DANIEL RODRÍGUEZ CARABALLO

C.I.: 18550958

PUERTO LA CRUZ, AGOSTO DE 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL DIVISOR DE FLUJO
DEL SISTEMA DE COMBUSTIBLES DE LAS TURBINAS A GAS MS-5000”**

Caso: Planta Luisa Cáceres de Arismendi, SENECA, Estado Nueva Esparta

**TRABAJO DE GRADO PRESENTADO COMO REQUISITO PARCIAL PARA OPTAR AL
TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

Prof. Yordy González
Asesor Académico

Ing. Rafael Narváez
Asesor Industrial

PUERTO LA CRUZ, AGOSTO DE 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL DIVISOR DE FLUJO
DEL SISTEMA DE COMBUSTIBLES DE LAS TURBINAS A GAS MS-5000”**
Caso: Planta Luisa Cáceres de Arismendi, SENECA, Estado Nueva Esparta

El Jurado hace constar que asignó a esta Tesis la calificación de:

APROBADO

Prof. Yordy González
Asesor Académico

Prof. Edgar Rodríguez
Jurado

Prof. Lino Camargo
Jurado

PUERTO LA CRUZ, AGOSTO DE 2010

RESOLUCIÓN

“De acuerdo con el **Artículo 41** del Reglamento de Trabajo de Grado de la Universidad de Oriente, los Trabajos son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario”.

DEDICATORIA

A Dios padre celestial, a la milagrosa virgen del Valle, al ángel de mi guarda.

AGRADECIMIENTOS

- ✓ A mis padres Sabas Rodríguez y Danis Caraballo, quienes con su amor, dedicación y cuidado permanente me han guiado por este camino, que me ha permitido alcanzar la primera meta más importante de mi vida.
- ✓ A la Universidad de Oriente por existir, por ser la casa más alta del oriente venezolano y abrigarme en sus aulas para pulir mi formación académica.
- ✓ De manera muy especial a mi profesor asesor Ing. Yordy Gonzales, quien además de ser una excelente persona y destacado profesional, se convirtió en mi guía en la realización de este trabajo de grado, asimismo a todos los profesores en el área de la educación quienes me transmitieron de manera desinteresada los conocimientos necesarios para adquirir esta meta tan deseada.
- ✓ A la empresa SENECA, de manera especial al Ing. Rafael Narváez y a los Técnicos del taller mecánico por su colaboración prestada en la realización de este trabajo.
- ✓ A mis hermanas, Dafnae por ser por ser un ejemplo a seguir y Danissa por su apoyo incondicional, por estar siempre ahí con entusiasmo brindándome su cariño en todo momento, son una motivación en mi vida, las quiero mucho.
- ✓ A mis familiares tíos, tías, primos y primas, que junto a mi comparten y se alegran por este triunfo, de manera especial a mi Tía Ameris y mi Tía Camucha por haberme cuidado en mi estadía en Puerto la Cruz y a mis primos Melo y Nelsito por su apoyo en todo momento.
- ✓ A Daniela Pérez, excelente persona que con su cariño y amor ha llenado de alegría mis días.
- ✓ A mis amigos con quienes he compartido momentos únicos, inolvidables e importantes en mi vida, con ellos el camino se hizo agradable y su

compañía fue un gran apoyo. “QUE LA AMISTAD PERDURE EN EL TIEMPO”.

¡Gracias a todos!

RESUMEN

En el presente trabajo se diseña un banco de pruebas para el divisor de flujo de combustible diesel de las unidades turbogeneradoras MS-5000 de la empresa SENECA, con la finalidad de disminuir los problemas que se generan en el periodo de arranque de las turbinas, como consecuencia de no existir un evaluó previo del funcionamiento de los divisores de flujo que han sido reparados por parte del Departamento de Mantenimiento antes de su instalación en la unidad MS-5000. El correcto funcionamiento de los divisores de flujo se determinará mediante el monitoreo de presión en las diez (10) salidas que tiene el divisor, y la frecuencia de giro del mismo. La etapa de diseño comprende la selección de los componentes del banco de pruebas, determinando su función específica, el dimensionamiento de las tuberías que lo conforman y el diseño de las mismas según el código PDVSA y ASME, la selección y ubicación de la instrumentación a disponer en el banco de pruebas, el diseño de la mesa de trabajo y la simulación de la estructura de la misma. Este trabajo incluye una documentación que consta de cálculos, planos de conjunto, características de los equipos seleccionados y una estimación de costos asociados a la construcción del mismo, factores que le permitirán a la empresa SENECA, una futura construcción del banco.

CONTENIDO

	Pág.
RESOLUCIÓN.....	V
DEDICATORIA.....	VI
AGRADECIMIENTOS.....	VII
RESUMEN.....	IX
CONTENIDO.....	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XVIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XX
NOMENCLATURA.....	XXII
INTRODUCCIÓN.....	24
CAPÍTULO 1.....	26
EL PROBLEMA.....	26
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	26
1.2. OBJETIVOS.....	28
1.2.1. Objetivo general.....	28
1.3.2. Objetivos específicos.....	28
CAPÍTULO 2.....	29
MARCO TEÓRICO.....	29
2.1. ANTECEDENTES.....	29
2.2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	30
2.2.1. Turbinas.....	30
2.2.1.1. Turbinas a Gas.....	31

	Pág.
2.2.1.2. Tipos de turbinas a gas.....	32
2.2.1.3. Ciclo simple de la turbina a gas	34
2.2.2. Fundamentos de Diseño Mecánico	36
2.2.2.1. Esfuerzos.....	36
2.2.2.2. Esfuerzos de diseño	37
2.2.2.3. Factor de seguridad.....	37
2.2.3. Fundamentos de Diseño Hidráulico	38
2.2.3.1. Potencia requerida por la bomba	38
2.2.3.2. Variación de presión en las líneas de tuberías	38
2.2.3.3. Pérdidas primarias y secundarias en tuberías	40
2.2.4. Combustible Diesel	42
2.2.5. Banco de Prueba.....	42
2.2.6. Sistemas de Medición Analógico y Digital.....	43
2.2.6.1. Instrumento analógico.....	43
2.2.6.2. Instrumento digital	45
2.2.6.3. Medidores de caudal	46
2.2.6.3.1. Medidores de caudal Electromagnéticos	47
2.2.6.4. Medidores de presión.....	48
2.2.6.4.1. Transductores capacitivos.....	50
2.2.6.5. Medidores de Velocidad de Giro	51
2.2.6.5.1. Tacómetros	51
2.2.6.5.2. Tacómetros eléctricos	52

	Pág.
2.2.7. Válvulas de control.....	56
2.2.7.1. Válvula de Globo	56
2.2.7.2. Válvula de compuerta	57
2.2.7.3. Válvulas de retención (Check).....	58
2.2.7.4. Válvulas de Alivio	58
2.2.8. Bombas de Engranajes Externos	59
2.2.9. Proceso de Filtración.....	60
2.2.9.1. Variables de filtración.....	61
2.2.9.3. Medios Filtrantes	62
CAPÍTULO 3	64
MARCO METODOLOGICO	64
3.1. TIPO DE INVESTIGACION.....	64
3.1.1. Según la estrategia.....	64
3.1.2. Según su propósito	64
3.1.3. Según el nivel de conocimiento	64
3.2. POBLACION Y MUESTRA	65
3.3. TECNICAS A UTILIZAR	65
3.3.1. Técnicas de recolección de datos	65
3.3.2. Técnicas de análisis de datos.....	66
3.3.3. Técnicas de procesamiento de datos	67
3.4. NORMAS Y REGLAMENTOS	67
3.5. ETAPAS DE LA INVESTIGACION	68

	Pág.
CAPÍTULO 4	70
DESARROLLO DEL PROYECTO.....	70
4.2. Descripción de las Unidades Turbogeneradoras MS-5000, en cuanto a sus características constructivas, técnicas y operativas	70
4.2.1. Centrales Múltiples de energía	70
4.2.2. Principio de funcionamiento de la turbina de gas	72
4.2.3. Elementos principales de la turbina de gas MS-5000	75
4.2.3.1. Compresor.....	75
4.2.3.2. Cámaras de combustión	78
4.2.3.3. Sistema de alimentación del combustible.....	80
4.2.3.4. Turbina.....	89
4.2.3.5. Órganos auxiliares.	92
4.2.3.6. Paquete generador.....	94
4.3. ESPECIFICACIONES DE DISEÑO PARA EL BANCO DE PRUEBAS. ...	95
4.4. DESCRIPCIÓN DE LOS PROCESOS A REALIZAR EN EL BANCO DE PRUEBAS.....	95
4.4.1. Almacenamiento e impulsión del fluido de trabajo.	96
4.4.2. Manejo y control de las líneas de alimentación del divisor de flujo. ...	96
4.4.3. Manejo y pruebas del divisor de flujo.....	96
4.4.4. Descarga del fluido de trabajo.....	96
4.5. CRITERIOS GENERALES DE DISEÑO.....	97
4.6. DESCRIPCIÓN DEL ÁREA DE UBICACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.....	97

	Pág.
4.10.2.2. Válvula de compuerta	111
4.10.2.3. Válvula de globo	112
4.10.2.4. Válvula de alivio de presión	112
4.10.2.5. Filtro.....	113
4.10.2.6. Soportes	113
4.10.2.7. Bridas	113
4.11. SELECCIÓN DE LA BOMBA DEL SISTEMA.....	114
4.11.1. Cálculo de la máxima altura requerida por la bomba de combustible.....	114
4.11.2. Cálculo de la cabeza de succión positiva neta.....	115
4.11.3. Selección de la bomba.....	117
4.11.4. Selección del motor eléctrico de la bomba de suministro de combustible diesel.....	119
4.12. SELECCIÓN DE TUBERÍA MEDIANTE EL CÓDIGO ASME/ANSI (DISEÑO MECÁNICO)	119
4.12.1. Tramo 1	119
4.12.2. Tramo 2	120
4.13. DISEÑO DE LA MESA DE TRABAJO DEL BANCO DE PRUEBAS ..	121
4.13.1. Dimensionamiento de la mesa de trabajo.....	121
4.13.2. Selección de los elementos estructurales de la mesa.....	122
4.13.2.1. Selección de la lámina	122
4.13.2.2. Selección de perfiles estructurales y tubulares	122
4.13.3. Diseño del tanque de almacenamiento.....	123

	Pág.
4.13.3.1. Criterios de diseño.	123
4.13.3.2. Selección del material y espesor de la placa requerida.	123
4.13.4. Determinación de las fuerzas que actúan sobre la mesa	124
4.13.4.1. Fuerza ejercida por el divisor de flujo	124
4.13.4.2. Fuerza ejercida por el volumen de combustible en el tanque	124
4.13.4.3. Fuerza ejercida por la bomba	125
4.13.4.4. Fuerza ejercida por el motor	126
4.13.5. Simulación de la estructura	126
4.14. SELECCIÓN DE LOS INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	131
4.14.1. Sistema de medición de caudal	132
4.14.2. Sistema de medición de presión	133
4.14.3. Sistema de medición de velocidad de giro	134
4.15. PROCEDIMIENTO PARA EVALUAR DIVISOR DE FLUJO EN EL BANCO DE PRUEBAS	135
4.15.1. Procedimiento de arranque del banco de pruebas	135
4.15.2. Procedimiento experimental	136
4.15.3. Procedimiento de parada	136
4.16. Estimación de costos de la construcción del banco de pruebas.	137
CAPITULO 5	140
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	140
5.1. CONCLUSIONES	140
5.2. RECOMENDACIONES	141

	Pág.
BIBLIOGRAFÍA.....	142
APÉNDICE A	145
Imágenes.....	¡Error! Marcador no definido.
APÉNDICE B.....	¡Error! Marcador no definido.
Tablas	¡Error! Marcador no definido.
APÉNDICE C.....	¡Error! Marcador no definido.
Catálogos.....	¡Error! Marcador no definido.
APÉNDICE D	¡Error! Marcador no definido.
Planos	¡Error! Marcador no definido.
PÉNDICE E.....	¡Error! Marcador no definido.
MUESTRA DE CÁLCULO.....	¡Error! Marcador no definido.

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 4.1. Especificaciones técnicas de la central múltiple de energía	72
Tabla 4.2. Condiciones de operación (a 26,7 °C y nivel del mar) de la turbina de ciclo sencillo.....	73
Tabla 4.2 (Continuación). Condiciones de operación (a 26,7 °C y nivel del mar) de la turbina de ciclo sencillo.	¡Error! Marcador no definido.
Tabla 4.3. Características del aceite pesado o combustible Diesel.....	74
Tabla 4.4. Especificaciones técnicas más importantes del divisor empleado en las turbinas a gas MS-5000.....	87
Tabla 4.5. Especificaciones técnicas del generador.....	94
Tabla 4.6. Propiedades de diseño de tuberías acero según el código PDVSA.....	105
Tabla 4.7. Velocidades en los tramos 1, succión de la bomba, A y B	110
Tabla 4.8. Resultados del diseño de los tramos 1, succión de la bomba, A y B	110
Tabla 4.9. Presión de vapor del combustible diesel en función de la temperatura ..	116
Tabla 4.10. Características de la bomba.....	118
Tabla 4.11. Listado de piezas de la mesa del Banco de pruebas.....	131
Tabla 4.12. Precios de materiales y accesorios necesarios para la construcción del banco de pruebas del divisor de flujo precio para la fecha (23/03/2010).	138
Tabla 4.12. (Continuación) Precios de materiales y accesorios necesarios para la construcción del banco de pruebas del divisor de flujo precio para la fecha (23/03/2010).....	139
Tabla B-1. Propiedades del Diesel	¡Error! Marcador no definido.
Tabla B-2. Coeficiente de resistencia para válvulas y accesorios;	¡Error! Marcador no definido.
Tabla B-3. Coeficiente de resistencia para válvulas y accesorios;	¡Error! Marcador no definido.
Tabla B-3. Coeficiente de resistencia para válvulas y accesorios;	¡Error! Marcador no definido.

	Pág.
Tabla B-4. Tabla de bridas de 300lb	¡Error! Marcador no definido.
Tabla B-5. Bridas para válvulas de compuerta	¡Error! Marcador no definido.
Tabla B-6. Bridas para válvulas de retención	¡Error! Marcador no definido.
Tabla B-7. Bridas para válvulas de globo	¡Error! Marcador no definido.
Tabla B-8. Propiedades de los materiales ferrosos	¡Error! Marcador no definido.
Tabla B-9. Resumen del listado de materiales del MINFRA	¡Error! Marcador no definido.
Tabla B-10. Velocidad recomendada y Δp máxima para líquidos en tuberías de acero al carbono.....	¡Error! Marcador no definido.
Tabla 4.2 Valores típicos de ϵ para varios tipos de tubería [Fuente: Shames H. (1995), <i>Mecánica de fluidos</i>].....	¡Error! Marcador no definido.

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 2.1. Representación esquemática de una turbina de gas de ciclo simple.....	34
Figura 2.2. Representación del ciclo simple en el diagrama entrópico.....	35
Figura 2.3. Representación del ciclo simple en el diagrama dinámico.....	36
Figura 2.4. Medidores de caudal Volumétricos más importantes.....	47
Figura 2.5. Continuación Medidores de caudal Volumétricos más importante;	Error! Marcador no defi
Figura 2.6. Medidor de caudal electromagnético.....	48
Figura 2.7. Instrumentos de presión y campo de aplicación.....	49
Figura 2.8. Transductor capacitivo.....	50
Figura 2.9. Tacómetro mecánico.....	52
Figura 2.10. Tacómetro Centrífugo.....	52
Figura 2.11. Tacómetro de corrientes parásitas.....	53
Figura 2.12. Tacómetro de corrientes parásitas.....	53
Figura 2.13. Tacómetro de corrientes parásitas.....	54
Figura 2.14. Tacómetro de Frecuencia.....	55
Figura 2.15. Esquema ilustrativo de los componentes de un Pickup Magnético.....	56
Figura 2.16. Válvulas de globo.....	57
Figura 2.17. Válvula de compuerta.....	58
Figura 2.18. Válvula de desahogo (alivio).....	59
Figura 2.19. Ilustración del principio de funcionamiento de una bomba de engranajes rectos externos.....	60
Figura 4.1. Central múltiple de energía AEG-Kanis protegida con carcasas resistentes a la intemperie. 1) Paquete generador, 2) Grupo de control y motriz.....	71
Figura 4.2. Compresor centrífugo para turbina de gas.....	75
Figura 4.3. (a) Rotor, (b) estator del compresor del flujo axial.....	76

NOMENCLATURA

A	Área
Amp	Amperios
C	Margen por corrosión
c.a.	Corriente alterna
D _{ext}	Diámetro Externo
D _{int}	Diámetro interno
F	Fuerza axial
<i>f</i>	Coefficiente de pérdidas por carga primaria
g	Aceleración de gravedad
H ₂	Hidrógeno
Hb	Incremento de altura proporcionado por bomba
Hp	Caballos de Fuerza
H _z	Hertzios
hb	Pérdidas de carga primaria
hm	Pérdidas secundarias
h _s	Diferencia de elevación desde el nivel del fluido en el depósito hacia la bomba
h _{sp}	Cabeza de presión estática aplicada al fluido
h _{vp}	Presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo
K	Coefficiente de resistencia para válvulas y accesorios
KN	Kilo newton
Kpa	Kilo pascal
Kv	Kilo voltios
Kw	Kilo watts
L	Longitud de tubería
Mw	Mega watts

n	Eficiencia
n_d	Factor de diseño
P	Potencia de la bomba
p	Presión
p_{abs}	Presión absoluta
p_d	Presión de diseño
psi	Libra por pulgada cuadrada
Q	Caudal
Re	Número de Reynolds
R	Resistencia de un material
rpm	Revoluciones por minuto
S	Máxima Resistencia del material
T	Espesor
V	Velocidad
V_r	Volumen del recipiente
W	Peso
Z	altura geodésica
$^{\circ}C$	Grados centígrados
$^{\circ}F$	Grados Fahrenheit
ϵ	Profundidad promedio de las irregularidades del material
π	Constante PI
γ	Peso específico
ρ	Densidad
σ	Esfuerzo
ν	Viscosidad cinemática
$\sum H$	Pérdidas totales del sistema

INTRODUCCIÓN

Por la importancia que tiene el divisor de flujo para el funcionamiento de las unidades turbogeneradoras MS-5000 es preciso disponer de un dispositivo que permita evaluar las condiciones en las que se encuentra antes de instalarlo en la turbina. Por ello surge la necesidad de elaborar un banco de pruebas, donde se pueda evaluar el divisor de flujo, bajo condiciones controladas simulando las existentes en el campo, permitiendo así predecir el desempeño que tendrá una vez instalado en la turbina.

En este trabajo de grado se describen las partes principales de las unidades turbogeneradoras MS-5000, también contiene una descripción detallada del sistema de combustible de la turbina en el cual se encuentra el divisor de flujo. Se establecen las condiciones de operación normal tanto de la turbina como del divisor de flujo. Para la determinación de estas condiciones se consideran las características constructivas y de funcionamiento de la turbina y del sistema del divisor de flujo.

La evaluación de las condiciones de operación y funcionamiento de la turbina y del divisor de flujo, hacen posible seleccionar los procesos que debe realizar el banco de pruebas para evaluar el funcionamiento del divisor de flujo. Estos procesos junto con las especificaciones y criterios de diseño permiten plantear las posibles alternativas para el diseño del banco de pruebas. Se describe la alternativa seleccionada para el diseño del banco de pruebas y se procede con los cálculos necesarios para llevar a cabo este objetivo. Estos cálculos incluyen el diseño hidráulico de las líneas de suministro de diesel y su verificación mediante los códigos PDVSA y ASTM. Se diseña la estructura de la mesa de trabajo del banco de pruebas en base a las normas de ergonomía para garantizar un trabajo cómodo y el tanque de almacenamiento de diesel del banco de pruebas para formar un sistema de lazo cerrado, luego se procede a la simulación de la estructura para verificar que soporte las cargas a las cuales estará sometida. se selecciona la instrumentación a emplear en el banco basado en las características del proceso. Por último se describen los procedimientos que permitan

evaluar el funcionamiento del divisor de flujo en el banco y finalmente se presenta una estimación de los costos asociados a la construcción del banco de pruebas para el año 2010.

CAPÍTULO 1

EL PROBLEMA

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El Sistema Eléctrico del Estado Nueva Esparta, C.A (SENECA), es la empresa de servicios públicos encargada de la generación, transmisión, distribución y comercialización de la energía eléctrica para Margarita y Coche. Su creación data del año 1998, a través de la privatización y transferencia de los activos de la generación, transmisión y distribución de la Compañía Anónima de Administración y Fomento Eléctrico (CADAFE), localizada en el Estado insular Nueva Esparta. Para satisfacer la demanda de energía, SENECA cuenta con dos plantas: Planta Luisa Cáceres de Arismendi (PLCA), ubicada en la Isla de Margarita, sector Macho Muerto, vía la Isleta, que se encarga de abastecer a dicha isla y Planta COCHE que abastece a la Isla de Coche, [1].

La Planta Luisa Cáceres de Arismendi genera el 64 % (233 Mw), del total de la energía eléctrica que consume la Isla de Margarita, un 17 % se recibe a través del cable submarino, proveniente de una subestación ubicada en la localidad de Chacopata y el 19 % restante es suministrado por la Generación Distribuida. En la actualidad la PLCA cuenta con nueve (9) unidades generadoras de las cuales siete (7) unidades son FRAME V de 22 Mw cada una y dos (2) unidades FRAME VI de 35 Mw cada una; pertenecientes al Departamento de Generación de dicha planta. El encargado de mantener la confiabilidad, y disponibilidad de los equipos que operan en la PLCA, es el departamento de mantenimiento mecánico; ubicado en la misma.

Las turbinas de gas empleadas por SENECA, para la generación de energía eléctrica consisten, en una unidad de turbina de gas para servicio pesado, de ciclo simple y eje simple que acciona un generador de energía eléctrica. Estas constan de un divisor de flujo de combustible; cuya función es alimentar de un modo equitativo el combustible a las diez (10) cámaras de combustión de la turbina. Debido al alto

costo del divisor de combustible de las unidades turbo-generadoras en el mercado y el largo tiempo que debe esperar la compañía para recibir el equipo, resulta más rentable para SENECA, realizar la reparación de este componente por medio del departamento de mantenimiento mecánico de la planta, permitiendo así contar con una reserva de estos componentes reparados, para ser utilizados al momento de que falle el que está en operación. Esta situación trae como consecuencia que la confiabilidad de los divisores de flujos disponibles en el taller mecánico dependa directamente de la eficiencia del mantenimiento realizado por los técnicos del departamento de mantenimiento. Los resultados de las intervenciones técnicas son verificados mediante los registros de fallas emitidos por el departamento de mantenimiento mecánico, reflejando que la mayor ocurrencia de fallas de este dispositivo ocurre en la etapa de arranque de la turbina después de su reemplazo.

Por tal motivo, en este trabajo se propone el diseño de un banco de pruebas que permita evaluar el correcto funcionamiento del divisor de flujo mediante el análisis del valor de sus parámetros operacionales, para aumentar la confiabilidad, disponibilidad y efectividad operativa del equipo al momento de ser reemplazado, evitando así la tensión y grandes esfuerzos a los que se somete la turbina por un arranque en falso, producto de la falla del divisor de flujo de combustible. Es importante acotar que por cada intento de arranque al que se somete la turbina, genera una disminución aproximada de treinta (30) horas de vida útil [2]. Para este fin se dispondrán en el banco de pruebas instrumentos de medición que permitan monitorear el valor de los parámetros operacionales del divisor de combustible. Entre los parámetros a medir se encuentran la presión en las diez (10) salidas del divisor, la velocidad de giro del divisor y el flujo de combustible que entra al divisor.

A través de este proyecto se logrará la elaboración de una documentación de ingeniería básica, que permita, la futura construcción del banco de pruebas, incluyendo el diseño de planos, selección de equipos, entre otros).

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. Objetivo general

Diseñar un banco de pruebas para el divisor de flujo del sistema de combustible de las turbinas a gas MS-5000, de la planta Luisa Cáceres de Arismendi, SENECA, con el que se evalúe su funcionamiento.

1.3.2. Objetivos específicos

1. Determinar las condiciones de operación de las unidades turbogeneradores MS-5000.
2. Describir el principio de funcionamiento del divisor de flujo de combustible, para la operación de las turbinas de gas MS-5000.
3. Proponer alternativas para el diseño del banco de pruebas del divisor de flujo de combustible.
4. Seleccionar la alternativa que permita el diseño del banco de pruebas.
5. Realizar el diseño hidráulico y mecánicos del banco de pruebas.
6. Seleccionar la instrumentación a utilizarse en el banco de pruebas.
7. Elaborar procedimientos que permitan la evaluación del divisor de flujo en el banco de pruebas.
8. Realizar la estimación de los costos asociados a la construcción del banco de pruebas.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES

En todo proceso que involucre equipos se encuentra inherente la falla de algún componente que los conforma. Las grandes instituciones y empresas, en respuesta a este problema que afecta su desempeño y a las necesidades de la población, han desarrollado a través de sus departamentos de mantenimiento o investigación, sistemas de reparación, reemplazo y prueba de partes de ensamble con la ayuda de bancos de prueba diseñados especialmente para ello y que permiten saber si el componente funciona correctamente.

En 2003, González, Y, [3], realizó el diseño de un banco multifásico de prueba experimental, para realizar estudios del fenómeno de bombeo, empleando una bomba de disco. En él se diseña hidráulicamente el banco de pruebas, tomando en consideración las condiciones de operación de la bomba, se realiza el diseño mecánico con el que se evalúa el buen comportamiento del sistema de bombeo, se selecciona la instrumentación necesaria y equipos y se elaboraron procedimientos que permitan la operación del banco de pruebas. Este trabajo incluyó una documentación que consta de cálculos tipos, planos de conjunto y características de los equipos seleccionados, para la futura construcción del banco de pruebas y poder así obtener datos del proceso de bombeo multifásico con los cuales se podrán desarrollar modelos matemáticos de este fenómeno.

Este trabajo se utilizó en esta tesis como guía de procedimientos para el diseño hidráulico y mecánico de un banco de pruebas, así como también para la selección de los instrumentos de medición y válvulas más adecuadas en la evaluación del funcionamiento del divisor de flujo.

En 2008, Pérez, V, [4], realizó la propuesta de sustitución de los sistemas de regulación de voltaje para el control de la excitación de las unidades generadoras AEG-KANIS (FRAME V) de la planta Luisa Cáceres de Arismendi. En dicha investigación se describen las unidades generadoras en cuanto a características constructivas, técnicas y operativas más importantes. Así mismo se buscó diagnosticar el desempeño y funcionamiento de los sistemas de excitación para hallar las causas potenciales de fallo. Finalmente se propuso un implemento tecnológico para sustituir los AVR (Sistema de regulación automáticos), donde la realización de un análisis económico permite evidenciar que la adquisición de equipos nuevos no sólo mejorará la calidad del servicio eléctrico, sino que también incrementará los ingresos de la empresa.

Este trabajo, por contener información de la planta donde se genera el problema y de las turbinas que allí se encuentran funcionando sirvió como soporte teórico para describir la unidad turbogeneradora y determinar sus condiciones de operación.

2.2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Con la finalidad de facilitar el entendimiento de los términos manejados en el desarrollo del trabajo, a continuación se muestra una serie de conceptos teóricos.

2.2.1. Turbinas

Las turbinas, son máquinas de fluido, a través de las cuales pasa un fluido en forma continua y este le entrega su energía a través de un rodete con paletas o álabes. Es un motor rotativo que convierte en energía mecánica la energía de una corriente de agua, vapor de agua o gas.

El elemento básico de la turbina es la rueda o rotor, que cuenta con palas, hélices, cuchillas o cubos colocados alrededor de su circunferencia, de tal forma que el fluido en movimiento produce una fuerza tangencial que impulsa la rueda y la hace girar.

Esta energía mecánica se transfiere a través de un eje para proporcionar el movimiento de una máquina, un compresor, un generador eléctrico o una hélice.

Las turbinas constan de una o dos ruedas con paletas, denominadas rotor y estator, siendo la primera la que, impulsada por el fluido, arrastra el eje en el que se obtiene el movimiento de rotación, [2].

2.2.1.1. Turbinas a Gas

Una turbina de gas, es un motor térmico rotativo de flujo continuo que se caracteriza por presentar una baja relación peso potencia y una velocidad de giro muy elevada.

La elevada velocidad de giro, que en función del tamaño puede llegar a alcanzar valores de hasta 40000 revoluciones por minuto, orienta su utilización a una unidad de generación de gases con elevada entalpia que puede utilizarse para propulsión, reacción o puede ser la encargada de accionar una turbina de potencia acoplada a un eje, en la que puede acoplarse cualquier tipo de carga.

De este modo la turbina de gas está formada por dos elementos principales:

- El generador de gases
- La unidad generadora de potencia

El generador de gases está formado a su vez por uno (1) o varios compresores, la cámara de combustión, donde se mezclará el combustible con el aire y donde tendrá lugar la combustión, y finalmente la o las turbinas de expansión de gases, que en este caso sólo obtendrán la potencia necesaria para mover los compresores.

La unidad generadora de potencia es donde se obtendrá la potencia útil de la máquina, dependiendo de la aplicación, será otra turbina de expansión de gases, o bien, una tobera de propulsión.

En la actualidad, la turbina de gas se utiliza ampliamente, pues es capaz de desarrollar muy elevadas potencias con un tamaño y peso contenidos, aunque sin obtenerse rendimientos muy elevados, del orden de 25 % como valores máximos, [5].

2.2.1.2. Tipos de turbinas a gas

Como se mencionó, las turbinas de gas son equipos capaces de transformar la energía química contenida en un combustible en energía mecánica, ya sea para su aprovechamiento energético o como fuerza de impulso de aviones, automóviles o barcos. Pueden clasificarse según el origen de su desarrollo, por el diseño de su cámara de combustión y por su número de ejes, [6].

➤ Turbina de gas aeroderivadas

Proviene del diseño de turbinas para fines aeronáuticos, pero adaptadas a la producción de energía eléctrica en plantas industriales o como microturbinas. Sus principales características son su gran fiabilidad y su alta relación potencia/peso, además cuentan con una gran versatilidad de operación y su arranque no es una operación tan crítica como en otros tipos de turbinas de gas.

Pueden alcanzar potencias de hasta 50 MW, moviendo los gases a una gran velocidad, pero bajo caudal. Su compacto diseño facilita las operaciones de sustitución y mantenimiento, lo que hace viable que se lleven a cabo revisiones completas en menores intervalos de tiempo.

➤ Turbina de gas industrial

La evolución de su diseño se ha orientado siempre a la producción de electricidad, buscándose grandes potencias y largos períodos de operación a máxima carga sin paradas ni arranques continuos.

Su potencia de diseño puede llegar a los 500 MW, moviendo grandes cantidades de aire a bajas velocidades, que pueden aprovecharse en posteriores aplicaciones de cogeneración. Su mantenimiento debe realizarse en el sitio, debido a su gran tamaño y peso, buscándose alargar lo más posible en el tiempo las revisiones completas del equipo.

➤ Turbina de cámara de combustión tipo sil

En estos diseños la cámara aparece dispuesta sobre la parte superior de la turbina. Los inyectores se instalan atravesando el techo superior de la cámara y los gases de escape llegan a la turbina de expansión por una abertura inferior conectada a ésta.

Su diseño no está muy expandido y se restringe a turbinas de hidrógeno (H₂) y otros combustibles experimentales.

➤ Turbina de cámara de combustión anular

En este caso la cámara consiste en un cilindro orientado axialmente, instalado alrededor del eje. Tiene un único tubo de llama y entre quince (15) y veinte (20) inyectores. Consiguen una buena refrigeración de los gases de combustión y bajas pérdidas de carga, aunque su distribución de temperaturas y mezcla combustible/comburente es menos uniforme que en cámaras tuboanulares.

Este diseño se utiliza por los fabricantes Alstom y Siemens, y en general en turbinas aeroderivadas.

➤ Turbina de cámara de combustión tuboanular

Una serie de tubos distribuidos alrededor del eje de forma uniforme conforman este diseño de cámara de combustión. Cada una posee un único inyector y bujía. Tienen mejor resistencia estructural que las anulares, pero menor rendimiento y mayor peso. Además si una de ellas deja de funcionar y no es detectado, pueden producirse grandes diferencias de temperaturas en la estructura. La pieza de transición, que es la que recoge todos los gases de combustión para dirigirlos a la turbina de expansión, es una parte delicada de la instalación.

Esta tecnología es utilizada en sus diseños por Mitsubishi y General Electric.

- *Turbina mono eje*: El compresor, turbina de expansión y generador giran de forma solidaria con un único eje de rotación. La velocidad de giro es en la inmensa mayoría de los casos de 3000 rpm, forzado por la frecuencia que debe

tener el rotor del generador eléctrico al verter a la red general (50 Hz). Es el diseño usual en las grandes turbinas comerciales de generación eléctrica.

- *Turbina multieje:* La turbina de expansión se encuentra dividida en dos (2) secciones, la primera o turbina de alta presión, se encuentra unida al compresor axial al que proporciona la potencia necesaria para su funcionamiento. La segunda sección comparte eje con el generador, aprovechándose la energía transmitida en la generación de electricidad. Esta tecnología es utilizada en aeroderivadas y turbinas de pequeña potencia, y ofrece un mejor comportamiento frente a variaciones de carga.

2.2.1.3. Ciclo simple de la turbina a gas

El ciclo teórico de funcionamiento de la turbina de gas es el ciclo a presión constante, denominado también ciclo Brayton. En la Fig. 2.1 se ha representado esquemáticamente una turbina de gas de ciclo simple y en la Fig. 2.2, su ciclo de funcionamiento en el diagrama entrópico; en ambas figuras, los números se corresponden.

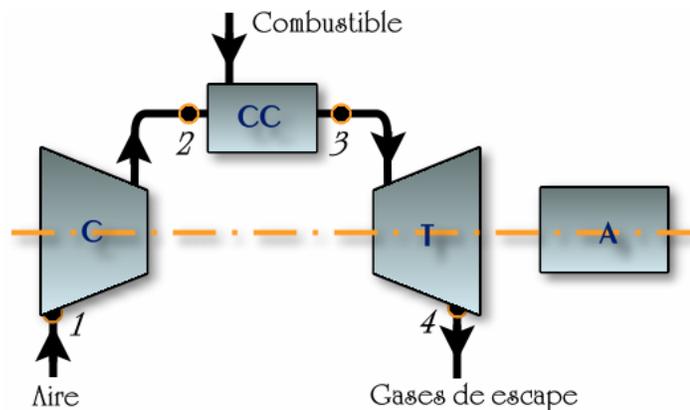


Figura 2.1. Representación esquemática de una turbina de gas de ciclo simple [7].

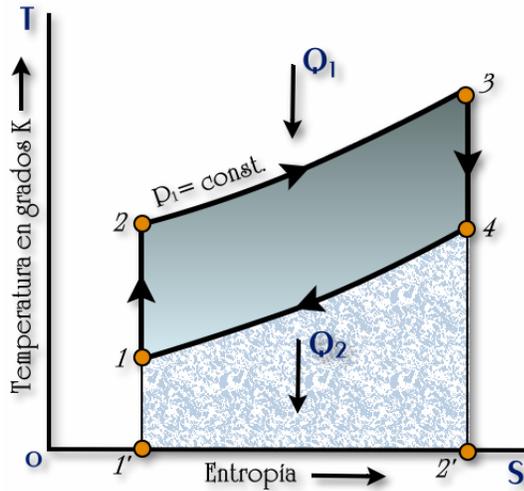


Figura 2.2. Representación del ciclo simple en el diagrama entrópico [7].

El aire entra en el compresor (C) a la presión atmosférica y es comprimido adiabáticamente desde el punto 1 al punto 2 del diagrama. En el punto 2 comienza la combustión, que tiene lugar a presión constante desde el punto 2 al punto 3 del diagrama, con introducción de una cierta cantidad de calor Q_1 , en la cámara de combustión (CC), que produce un aumento en el volumen del fluido. La expansión es adiabática y se produce a través de los conductos de la turbina (T), según la línea adiabática 3-4. En el punto 4, los gases se descargan al exterior o bien, eventualmente refrigerados a presión constante, según la línea 4-1, vuelven al estado inicial para reiniciar el ciclo. Por lo tanto, y de acuerdo con lo dicho, en este diagrama se tiene:

Trabajo de compresión	= $T_2 - T_1$
Calor introducido Q_1	= $T_3 - T_2$
Trabajo de expansión	= $T_3 - T_4$
Calor devuelto Q_2	= $T_4 - T_1$

En el diagrama dinámico mostrado en la Fig. 2.3, se tiene que el trabajo del compresor mostrado en la figura 2.3-A, es la superficie comprendida entre los puntos 1'-1-2-2'. El aire entra a la presión atmosférica (punto 1') y va aumentando de

volumen hasta el punto 1. Aquí sufre una compresión adiabática, según la línea 1-2 y, a partir del punto 2' se expandiona en la cámara de combustión, hasta el punto 1'.

El trabajo total en la turbina está indicado en la Fig. 2.3-B y representado por la superficie comprendida entre 2'-3-4-1'. En 3, es decir, a la entrada de la turbina, el gas se expandiona adiabáticamente hasta 4 (salida de la turbina), [7].

El trabajo útil mostrado en la Fig. 2.3-C será, naturalmente, la diferencia entre el trabajo total y el trabajo necesario para el compresor, es decir, según la figura, la superficie comprendida entre 1-2-3-4. Este trabajo es empleado para mover un generador (A) y producir energía eléctrica.

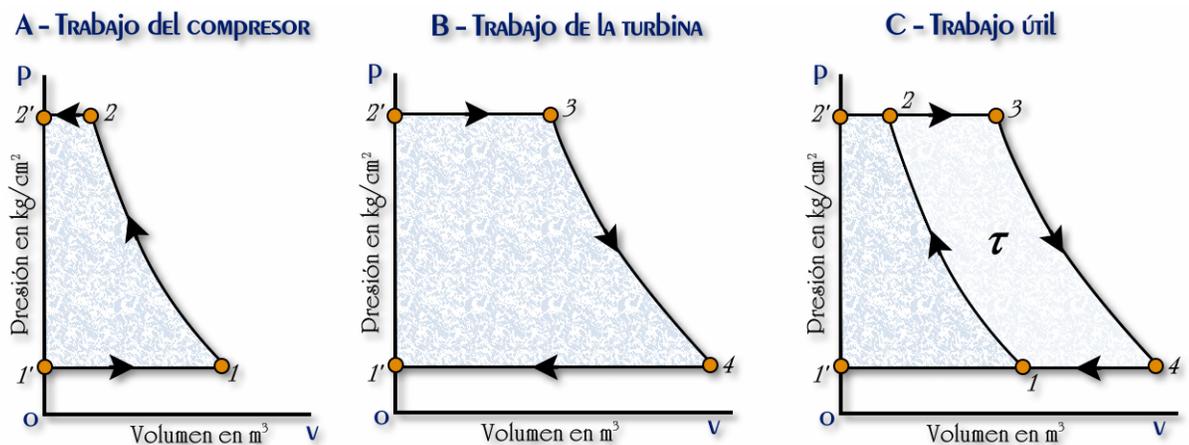


Figura 2.3. Representación del ciclo simple en el diagrama dinámico [7].

2.2.2. Fundamentos de Diseño Mecánico

La siguiente información recoge aspectos de carácter teórico los cuales servirán para el diseño del banco de pruebas del divisor de flujo de combustible.

2.2.2.1. Esfuerzos

Es la fuerza por unidad de área o intensidad de las fuerzas distribuidas sobre una sección dada, se conoce como esfuerzo en dicha sección y se designa por la letra

griega sigma (σ). El esfuerzo en un elemento de la sección transversal de área A sometido a una fuerza axial F, se define dividiendo la magnitud F de la carga sobre el área A, tal como se muestra en Ec. 2.1:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

Donde:

F = Fuerza axial (N)

A = Área (m^2)

2.2.2.2. Esfuerzos de diseño

Si un componente de una máquina va a transmitir con seguridad las cargas que actúan sobre ella, debe establecerse un esfuerzo máximo permisible, el esfuerzo de trabajo o, de preferencia, el esfuerzo de diseño. El esfuerzo de diseño no debe desperdiciar material, pero debe ser lo suficientemente grande para evitar la falla, en caso de que la carga sobrepase los valores esperados, o que otras condiciones inciertas reaccionen en forma desfavorable, ^[8].

2.2.2.3. Factor de seguridad

Un enfoque general para el método de esfuerzo y resistencia es el *método del factor de seguridad*, un procedimiento tan antiguo como el propio diseño de ingeniería y, por tanto, con frecuencia se le llama *método clásico de diseño*. Un *factor de seguridad para diseño* η_d , o bien n , algunas veces denominado *factor de diseño*, se define por la Ec. 2.2:

$$\eta_d = \frac{R}{\sigma} \quad (2.2)$$

Donde:

R = Resistencia (Pa)

σ = Esfuerzo (Pa)

2.2.3. Fundamentos de Diseño Hidráulico

Cuando se selecciona una bomba o motor para una aplicación se debe tener en cuenta: el flujo, desplazamiento volumétrico, velocidad, torque y presión, además de las ineficiencias que deben ser incluidas. Los siguientes lineamientos y cálculos pueden ser utilizados en todo sistema de bombeo rotativo.

2.2.3.1. Potencia requerida por la bomba

La potencia de la bomba para un sistema hidráulico podrá calcularse por la Ec 2.3:

$$P = \frac{Q \cdot H \cdot \gamma}{n} \quad (2.3)$$

Donde:

P = Potencia de la bomba (W).

Q = Caudal (m³/s).

γ = Peso específico de la sustancia (N/m³).

n = Eficiencia

H = Altura de bombeo.

2.2.3.2. Variación de presión en las líneas de tuberías

Para determinar la variación de la presión en las líneas de tuberías se hace necesaria la ecuación de Bernoulli.

Para flujo incompresible, se demuestra matemáticamente que para que la ecuación de Bernoulli se cumpla entre dos (2) puntos cualesquiera, nos situamos en una misma línea de corriente de un tubo de corriente imaginario, además de ser fluido ideal es

menester que el fluido sea irrotacional. Sin considerar el esfuerzo viscoso, se obtiene la Ec.2.4:

$$\frac{p_1}{\rho} + g * Z_1 + \frac{V_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + g * Z_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (2.4)$$

Donde:

p = Presión en los puntos 1 y 2 (Kpa).

ρ = Densidad del fluido (KN/m³).

g = Aceleración de gravedad (m/s²).

V = Velocidad e los puntos 1 y 2 (m/s).

Z = Altura geodésica (m).

Para considerar las pérdidas de energía mecánica debido a los esfuerzos viscosos (fricción en las paredes de la tubería y pérdidas en las válvulas y accesorios), y considerando flujo unidimensional, se agrega la pérdida de altura al miembro derecho de la Ec.2.5:

$$\frac{p_1}{\rho} + g * Z_1 + \frac{V_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + g * Z_2 + \frac{V_2^2}{2} + \sum H \quad (2.5)$$

Donde:

$$\sum H = \frac{\Delta p}{\rho}$$

$$\Delta p = p_2 - p_1$$

Si se le suministra energía al sistema con una bomba (Hb), es decir, si la corriente atraviesa la bomba y experimenta un incremento de energía, la altura aportada se coloca en el miembro izquierdo de la Ec.2.6:

$$\frac{p_1}{\rho} + g * Z_1 + \frac{V_1^2}{2} + Hb = \frac{p_2}{\rho} + g * Z_2 + \frac{V_2^2}{2} + \sum H \quad (2.6)$$

2.2.3.3. Pérdidas primarias y secundarias en tuberías

Las pérdidas de carga en las tuberías son de dos clases: primarias y secundarias.

Las pérdidas primarias, son las pérdidas de superficie en el contacto del fluido con la tubería, rozamiento de unas capas de fluido con otras o de las partículas de fluido entre sí. Tienen lugar en flujo uniforme por tanto principalmente en los tramos de tubería uniforme de sección constante, [2].

A fines del siglo pasado experimentos realizados con tuberías de agua de diámetro constante demostraron que la pérdida de carga era directamente proporcional al cuadrado de la velocidad media en la tubería y a la longitud de la tubería e inversamente proporcional al diámetro de la misma. La ecuación fundamental que expresa lo anterior es la de Darcy Weisbach (Ec. 2.7):

$$h_p = f \frac{L * V^2}{D * 2 * g} \quad (2.7)$$

Donde:

h_p = Pérdidas de carga primaria (m)

f = Coeficiente de pérdidas de carga primaria

L = Longitud de la tubería (m)

D = Diámetro de la tubería (m)

V = Velocidad media del flujo (m/s)

La fórmula usada para calcular el factor de fricción depende de la magnitud del número de Reynolds. En tuberías si el número de Reynolds es menor a 2000, el flujo es laminar y la Ec. 2.8 es utilizada para calcular el factor de fricción.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.8)$$

Donde:

f = Factor de fricción.

Re = Número de Reynolds

Para régimen turbulento ($Re > 2000$) existe un sin fin de ecuaciones que definen el factor de fricción, pero modernamente a partir del 1940, se ha venido usando cada vez más un ábaco llamado Diagrama de Moody. Este resuelve todos los problemas de pérdidas de carga primaria en tuberías con cualquier diámetro, material y caudal; y también para calcular el coeficiente f , el cual luego se lleva a la ecuación Darcy-Weisbach.

Las pérdidas secundarias, son las pérdidas de energía que tienen lugar en las transiciones, codos, válvulas y toda clase de accesorios en tuberías. Existen varios métodos para el cálculo de las pérdidas secundarias, de manera general se pueden expresar bajo la Ec. 2.9:

$$hm = K \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (2.9)$$

Donde:

hm = Pérdidas de carga secundaria (m)

K = Coeficiente adimensional de pérdidas de carga menor

V = Velocidad media en la tubería (m/s)

Los valores de coeficiente K , dependen de tipo de accesorio, del número de Reynolds de la rugosidad y de la configuración de la corriente antes del accesorio.

2.2.4. Combustible Diesel

El diesel es un derivado del petróleo, también denominado gasoil, es un líquido de color blancuzco o verdoso y de densidad sobre 850 kg/m^3 , compuesto fundamentalmente por parafinas y utilizado principalmente como combustible en motores diesel y en calefacción [9].

2.2.5. Banco de Prueba

Un banco de pruebas es un equipo que permite hacer evaluaciones previas de las condiciones de un componente de un ensamble, mediante la reproducción de una manera controlada de las condiciones en la que operara dicho componente en el ensamble. Los bancos de pruebas y control pueden ser automatizados mediante un controlador lógico programable como elemento de control o, actualmente, mediante una computadora personal.

En la actualidad existen modernos bancos de pruebas diseñados para realizar verificaciones de funcionamiento de diversos componentes, tales como actuadores, válvulas, múltiples, bombas, mangueras y componente asociados.

Una vez reparado el equipo ó sistema, se pasa a la prueba de banco donde se controlan todos los parámetros que garantizan un correcto funcionamiento. Con lo que se simula el comportamiento del equipo en condiciones normales de operación y se procede a la evaluación. Finalizada la prueba, se compara el patrón con el valor registrado y se determina la operatividad del equipo [3].

2.2.6. Sistemas de Medición Analógico y Digital

Desde un punto de vista de utilización en la rama de mediciones en ingeniería, se puede realizar una división general entre *instrumentos de índice o analógicos* e *instrumentos numéricos o digitales*:

- Un aparato analógico involucra un proceso analógico, es decir, ante una señal de entrada cuya variación sea continua, proporciona una salida también continua, la cual puede tomar cualquiera de los valores entre los límites especificados.
- Un aparato digital involucra, a partir de alguna etapa, un proceso digital es decir, ante una señal de entrada cuya variación sea continua, proporciona una salida un número finito o discreto de valores.

Se puede realizar una separación más efectiva entre lo que se entiende por analógico y por digital, citando lo definido por las normas internacionales IEC 51/87-88 e IEC485/74-3 que se refieren a los aparatos analógicos y digitales respectivamente:

- Aparato analógico es aquel en el cual la indicación se obtiene a partir de una posición de un índice, material o no, sobre una referencia adecuada
- Aparato digital es aquel en el cual la indicación aparece en forma numérica

2.2.6.1. Instrumento analógico

Ampliando la descripción del proceso de medida, en un instrumento analógico la magnitud a medir, por ejemplo la intensidad de una corriente eléctrica, se convierte en otra magnitud más directamente perceptible a los sentidos como es el desplazamiento de un índice sobre una escala; esto permite al observador seguir en forma continua las variaciones del valor mensurado; cuando el operador lee el instrumento, convierte la indicación analógica en un valor numérico con la ayuda de la escala. Como utiliza la energía creada por la magnitud a medir convirtiéndola en

una deflexión que le es proporcional, este dispositivo es un conversor electromecánico de medición

Los instrumentos analógicos son diseñados con una parte fija y otra móvil que tiene un sólo grado de libertad. Por razones de orden práctico se adopta la rotación pura (el movimiento de traslación se reserva generalmente a los instrumentos absolutos). La aplicación de estos instrumentos es muy variadas por eso a continuación se muestran las ventajas y desventajas de estos instrumentos [10].

Ventajas

- a) Bajo Costo.
- b) En algunos casos no requieren de energía de alimentación.
- c) No requieren gran sofisticación.
- d) Presentan con facilidad las variaciones cualitativas de los parámetros para visualizar rápidamente si el valor aumenta o disminuye.
- e) Es sencillo adaptarlos a diferentes tipos de escalas no lineales.

Desventajas

- a) Tienen poca resolución, típicamente no proporcionan más de tres (3) cifras.
- b) El error de paralaje limita la exactitud a $\pm 0,5 \%$ a plena escala en el mejor de los casos.
- c) Las lecturas se presentan a errores graves cuando el instrumento tiene varias escalas.
- d) La rapidez de lectura es baja, típicamente una (1) lectura por segundo.
- e) No pueden emplearse como parte de un sistema de procesamiento de datos de tipo digital.

2.2.6.2. Instrumento digital

En el instrumento digital o numérico el proceso de la medición proporciona una información discontinua expresada por un número de varias cifras. La escala clásica de indicación continua, es reemplazada por la escala numérica de indicación discontinua, en la cual las cifras alineadas a leer indican directamente el valor numérico del valor medido; la indicación numérica se presenta a lo largo del tiempo con un ritmo predeterminado

En general los instrumentos digitales poseen características de entrada superiores a los analógicos, impedancia de entrada muy elevada en los circuitos de voltaje (superior a $2M\Omega$), un consumo de energía mucho menor y una mayor exactitud; pueden incorporar selección automática de escala, e indicación de polaridad, lo que salvaguarda al instrumento y mejora la fiabilidad de la medida. Entre las ventajas y desventajas de estos instrumentos tenemos:

Ventajas

- a) Tienen alta resolución alcanzando en algunos casos más de nueve (9) cifras en lecturas de frecuencia y una exactitud de $\pm 0,002 \%$ en mediciones de voltajes.
- b) No están sujetos al error de paralaje.
- c) Pueden eliminar la posibilidad de errores por confusión de escalas.
- d) Tienen una rapidez de lectura que puede superar las 1000 lecturas por segundo.
- e) Puede entregar información digital para procesamiento inmediato en computadora.

Desventajas

- a) El costo es elevado.
- b) Son complejos en su construcción.
- c) Las escalas no lineales son difíciles de introducir.

d) En todos los casos requieren de fuente de alimentación.

2.2.6.3. Medidores de caudal

Los fluidos están presentes en la mayoría de los procesos industriales, ya sea porque intervienen en forma directa en el proceso de producción o porque pertenecen a los circuitos secundarios necesarios. Sea por la razón que sea, los fluidos están ahí y, por tanto, hay que controlarlos, para lo que es necesario saber en todo momento cuáles son las principales características de los fluidos, que pueden variar mucho de una aplicación a otra. En el mercado existe una gran variedad de medidores, tanto desde el punto de vista de tamaños y rangos de operación como de principios de funcionamiento. Esto es debido a que se intenta conseguir la máxima precisión para la mayor cantidad de aplicaciones. Entre los transductores más importantes figuran los mostrados en la Fig 2.4 y 2.5 [11]:

	<i>Sistema</i>	<i>Elemento</i>	<i>Transmisor</i>
<i>Medidores volumétricos</i>	<i>Presión diferencial</i>	Placa-orificio Tobera Tubo Venturi Tubo Pitot Tubo Annubar	conectados a tubo U o a elemento de fuelle o de diafragma Equilibrio de fuerzas Silicio difundido
	<i>Área variable</i>	Rotámetro	Equilibrio de movimientos Potenciométrico Puente de impedancias
	<i>Velocidad</i>	Vertedero con flotador en canales abiertos Turbina Sondas ultrasónicas	Potenciométrico Piezoeléctrico
	<i>Fuerza</i>	Placa de impacto	Equilibrio de fuerzas Galgas extensométricas
	<i>Tensión inducida</i>	Medidor magnético	Convertidor potenciométrico

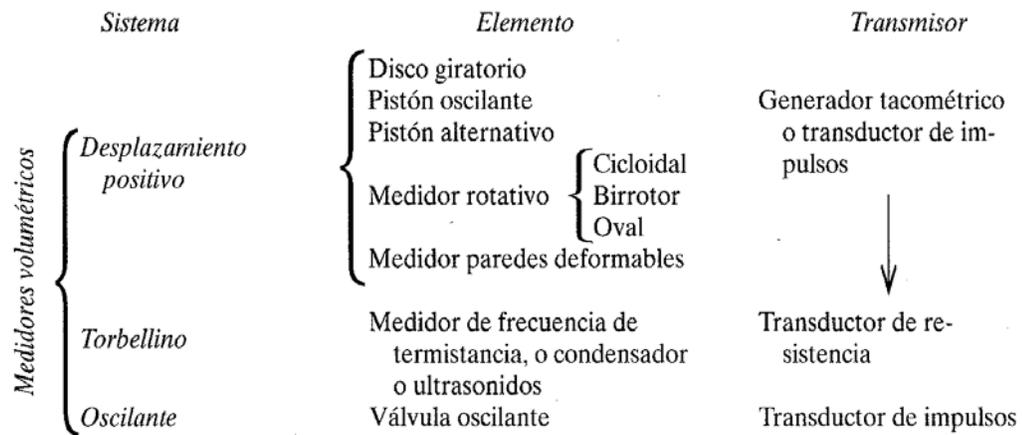


Figura 2.4. Medidores de caudal Volumétricos más importantes [Fuente: Creus A. (1998),Instrumentación Industrial]

2.2.6.3.1. Medidores de caudal Electromagnéticos

Su principio de medida está basado en la Leyde Faraday, la cual expresa que al pasar un fluido conductor a través de un campo magnético, se produce una fuerza electromagnética (F.E.M.), directamente proporcional a la velocidad del mismo, de donde se puede deducir también el caudal.

Está formado por un tubo, revestido interiormente con material aislante. Sobre dos puntos diametralmente opuestos de la superficie interna se colocan dos electrodos metálicos, entre los cuales se genera la señal eléctrica de medida. En la parte externa se colocan los dispositivos para generar el campo magnético, y todo se recubre de una protección externa, con diversos grados de seguridad.

El flujo completamente sin obstrucciones es una de las ventajas de este medidor. El fluido debe ser ligeramente conductor debido a que el medidor opera bajo el principio de que cuando un conductor en movimiento corta un campo magnético, se induce un voltaje.

Los componentes principales incluyen un tubo con un material no conductor, dos (2) bobinas electromagnéticas y dos (2) electrodos, alejados uno del otro, montados a 180° en la pared del tubo. Los electrodos detectan el voltaje generado en el fluido.

Puesto que el voltaje generado es directamente proporcional a la velocidad del fluido, una mayor velocidad de flujo genera un voltaje mayor. Su salida es completamente independiente de la temperatura, viscosidad, gravedad específica o turbulencia. Los tamaños existentes en el mercado van desde cinco (5) milímetros hasta varios metros de diámetro. La Fig. 2.6 muestra un medidor de flujo electromagnético convencional instalado en la tubería.



Figura 2.6. Medidor de caudal electromagnético [10]

2.2.6.4. Medidores de presión

El control de la presión en los procesos industriales de condiciones de operación seguras. Cualquier recipiente o tubería posee cierta presión máxima de operación y de seguridad, variando este, de acuerdo con el material y la construcción. Las presiones excesivas no solo pueden provocar la destrucción del equipo, si no también puede provocar la destrucción del equipo adyacente y ponen al personal en situaciones peligrosas, particularmente cuando están implícitas, fluidos inflamables o corrosivos.

Para tales aplicaciones, las lecturas absolutas de gran precisión con frecuencia son tan importantes como lo es la seguridad extrema. Existen en la actualidad gran cantidad de medidores de presión, el tipo de medidor a utilizar va a depender de la aplicación en la que se requiera. En la Fig 2.7. se muestra un gráfico con los principales medidores de presión y su campo de aplicación [11].

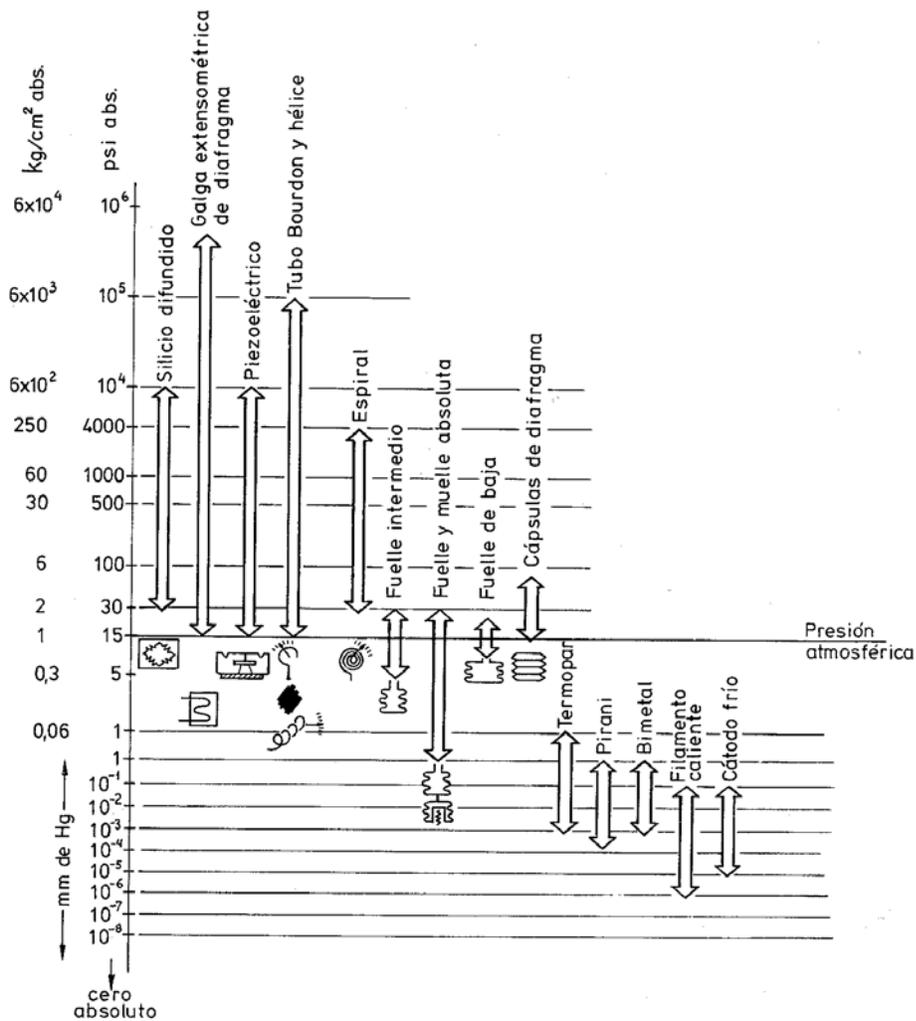


Figura 2.7. Instrumentos de presión y campo de aplicación [11].

2.2.6.4.1. Transductores capacitivos

Se basan en la variación de capacidad que se produce en un condensador al desplazarse una de sus placas por la aplicación de presión (Fig. 2.8). La placa móvil tiene forma de diafragma y se encuentra situada entre dos placas fijas. De este modo se tienen dos condensadores uno de capacidad fija o de referencia y el otro de capacidad variable, que pueden compararse en circuitos oscilantes o bien en circuitos de puente de Wheatstone alimentados con corriente alterna.

Los transductores capacitivos se caracterizan por su pequeño tamaño y su construcción robusta, tienen un pequeño desplazamiento volumétrico y son adecuados para medidas estáticas y dinámicas. Su señal de salida es débil por lo que precisan de amplificadores con el riesgo de introducir errores en la medición. Son sensibles a las variaciones de temperatura y a las aceleraciones transversales y precisan de un ajuste de los circuitos oscilantes y de los puentes de c.a. a los que están acoplados.

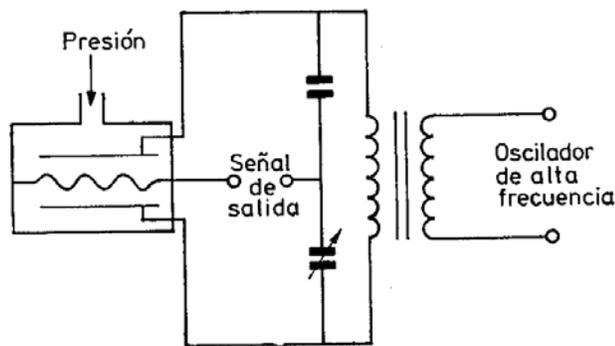


Figura 2.8. Transductor capacitivo [11].

Su intervalo de medida es relativamente amplio, entre 0,05 - 5 a 0,5 - 600 bar y su precisión es del orden de $\pm 0,2$ a $+ 0,5$ %.

2.2.6.5. Medidores de Velocidad de Giro

La medición de la velocidad en la industria se efectúa de dos formas: con tacómetros mecánicos y con tacómetros eléctricos. Los primeros detectan el número de vueltas del eje de la máquina por medios exclusivamente mecánicos pudiendo incorporar o no la medición conjunta del tiempo para determinar el número de revoluciones por minuto (r.p.m.), mientras que los segundos captan la velocidad por sistemas eléctricos.

Para usos industriales se suelen utilizar los tacómetros eléctricos porque permiten la transformación directa de la señal para alimentar los instrumentos registradores o controladores de panel. Un caso de aplicación típica lo constituye la medida de la velocidad de giro del eje de una turbina en una central de energía [11].

2.2.6.5.1. Tacómetros

➤ Tacómetro mecánico

Es el más utilizado, es el típico contador de revoluciones empleado para medir localmente la velocidad de rotación de toda clase de máquinas o dispositivos giratorios. Este contador (Fig. 2.9.) consiste básicamente en un eje elástico terminado en punta que se apoya sobre el centro de la pieza giratoria. El eje elástico al girar mueve a través de un tren de engranajes dos diales calibrados concéntricos. Cada división del dial exterior representa una vuelta del eje giratorio mientras que en el dial interior una división da una revolución del dial exterior; conocido el tiempo de trabajo del contador, medido mediante un cronómetro, es fácil calcular la velocidad media en r.p.m.

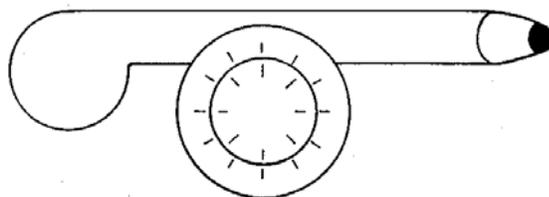


Figura 2.9. Tacómetro mecánico [11].

➤ **Tacómetros centrífugos**

Se basan en el volante centrífugo clásico empleado inicialmente en las calderas de vapor. Dos (2) pesos rotativos articulados a un eje giratorio aumentan su radio de giro debido a la fuerza centrífuga y comprimen un resorte. La medida de la compresión del resorte leída en una escala representa la velocidad de giro del eje. La velocidad límite que pueden medir estos instrumentos es de más de 40.000 r.p.m., con una precisión de $\pm 1 \%$. Estos aparatos pueden disponer de transmisión hidráulica o neumática (ver Fig. 2.10.).

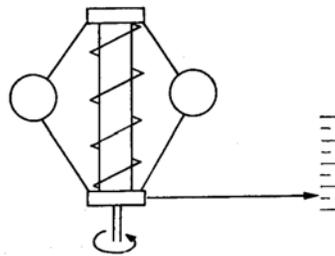


Figura 2.10. Tacómetro Centrífugo [11].

2.2.6.5.2. Tacómetros eléctricos

Los tacómetros eléctricos emplean un transductor que produce una señal analógica o digital como conversión de la velocidad de giro del eje de la máquina. Existen varios tipos de tacómetros según los transductores:

➤ **Tacómetro de corrientes parásitas**

En el que el eje de la máquina hace girar un imán dentro de una copa de aluminio. El giro del imán induce corrientes parásitas en el aluminio que crean un par resistente proporcional a la velocidad. Un resorte frena el cabezal del aluminio quedando éste en una posición que se señala en un dial. De este modo funciona el tacómetro eléctrico empleado en el automóvil; en aviación la máquina hace girar el imán

permanente a través de un grupo generador-motor síncronos, mientras que en las máquinas de ferrocarril se utiliza un rotor que produce un campo magnético giratorio. En otro sistema empleado en la industria el par resistente del cilindro de aluminio se aplica a un sistema neumático de equilibrio de fuerzas. El campo de medida es de 0 - 15000 revoluciones por minuto (ver Fig. 2.11).

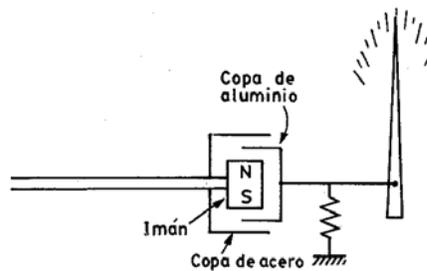


Figura 2.11. Tacómetro de corrientes parásitas [11].

➤ **Tacómetro de corriente alterna**

Consiste en un estator bobinado multipolar en el que el rotor dotado de imán permanente induce una corriente alterna. Un voltímetro señala la corriente inducida y por lo tanto el giro en r.p.m. del eje de la máquina. En la Fig. 2.12. puede verse este tipo de tacómetro.

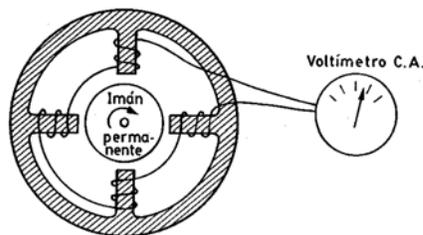


Figura 2.12. Tacómetro de corrientes parásitas [11].

➤ **Tacómetro de corriente continua o dínamo tacométrica**

Consiste en un estator de imán permanente y un rotor con un entrehierro uniforme. La tensión continua recogida en las escobillas del rotor es proporcional a la velocidad en

r.p.m. de la máquina. Esta tensión puede leerse en un voltímetro indicador o bien alimentar un instrumento potenciométrico a través de una resistencia divisora de tensión (ver Fig. 2.13).

La precisión en la medida alcanza $\pm 0,5 \%$ para velocidades que llegan hasta las 6000 r.p.m.

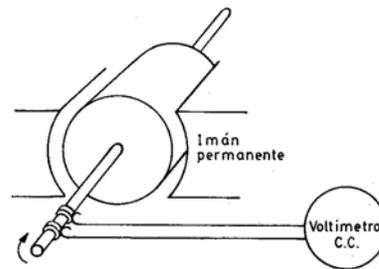


Figura 2.13. Tacómetro de corrientes parásitas [11]

➤ Tacómetro de frecuencia o frecuencímetro

Mide la frecuencia de la señal de corriente alterna (c.a.) captada por transductores del tipo electromagnético, capacitivo u óptico que dan impulsos cuyo número es proporcional a la velocidad de giro de la máquina. El transductor no tiene contacto mecánico con el eje rotativo. La medida de la frecuencia puede pasarse a un contador electrónico basado en la medida de las revoluciones por unidad de tiempo.

Otro modelo de tacómetro de frecuencia mide ópticamente la velocidad. Dispone de un disco opaco perforado periféricamente y acoplado al eje cuya velocidad desea medirse, de una fuente de luz y de una fotocélula. Esta genera una frecuencia dependiente de los impulsos luminosos que pasan a través del disco, es decir, es función de la velocidad (ver Fig. 2.14).

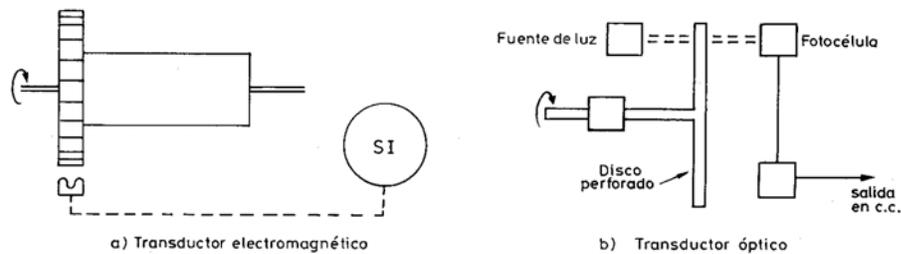


Figura 2.14. Tacómetro de Frecuencia [11].

-Sensores de pickup magnéticos

Los sensores de pickup magnético son dispositivos de gran rendimiento que consisten en un imán permanente alrededor del cual están dispuestas una bobina y una caja cerrada herméticamente que se encuentra cerca de la rueda dentada de sesenta (60) dientes, en los extremos del divisor de flujo (ver Fig 2.15). Su principio de medición se basa en un cambio de inductancia debido a la cercanía de un objeto metálico. Si se coloca el núcleo del sensor en proximidad de un material ferromagnético, se produce un cambio en la posición de las líneas de flujo del imán permanente. En condiciones estáticas, no hay movimiento en las líneas de flujo y, por consiguiente, no se induce corriente en la bobina. Sin embargo, cuando un objeto ferromagnético ingresa en el campo del imán o lo abandona, el cambio que resulta en las líneas de flujo induce un impulso de corriente, cuya amplitud y forma son proporcionales a la velocidad de cambio del flujo.

La tensión que se mide sobre la bobina varía como función de la velocidad a la que se introduce el material ferromagnético en el campo del imán. La polaridad de la tensión depende de que el objeto esté ingresando en el campo o abandonándolo [12] .

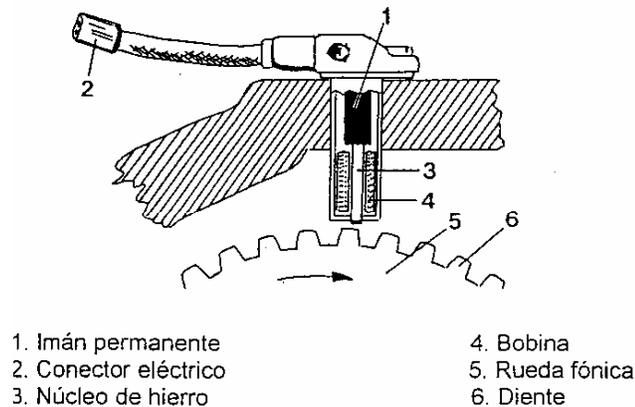


Figura 2.15. Esquema ilustrativo de los componentes de un Pickup Magnético [12].

2.2.7. Válvulas de control

Las válvulas son unos de los instrumentos de control más esenciales en la industria. Debido a su diseño y materiales, las válvulas pueden abrir y cerrar, conectar y desconectar, regular, modular o aislar una enorme serie de líquidos y gases, desde los más simples hasta los más corrosivos o tóxicos. Sus tamaños van desde una fracción de pulgada hasta 30 ft (9 m) o más de diámetro. Pueden trabajar con presiones que van desde el vacío hasta más de 20000 psi (140 Mpa) y temperaturas desde las criogénicas hasta 1500 °F (815 °C). En algunas instalaciones se requiere un sellado absoluto; en otras, las fugas o escurrimientos no tienen importancia.

El cuerpo de la válvula contiene en su interior el obturador y los asientos y está provisto de rosca o de bridas para conectar la válvula a la tubería. El obturador es quien realiza la función de control de paso del fluido y puede actuar en la dirección de su propio eje o bien tener un movimiento rotativo, [11].

2.2.7.1. Válvula de Globo

Puede verse en la Fig. 2.16 *a*, *b* y *c*, siendo de simple asiento, de doble asiento y de obturador equilibrado respectivamente. Las válvulas de simple asiento precisan de un

actuador de mayor tamaño para que el obturador cierre en contra de la presión diferencial del proceso. Por lo tanto, se emplean cuando la presión del fluido es baja y se precisa que las fugas en posición de cierre sean mínimas. El cierre estanco se logra con obturadores provistos de una arandela de teflón. En la válvula de doble asiento o de obturador equilibrado la fuerza de desequilibrio desarrollada por la presión diferencial a través del obturador es menor que en la válvula de simple asiento. Por este motivo se emplea en válvulas de gran tamaño o bien cuando deba trabajarse con una alta presión diferencial. En posición de cierre las fugas son mayores que en una válvula de simple asiento.

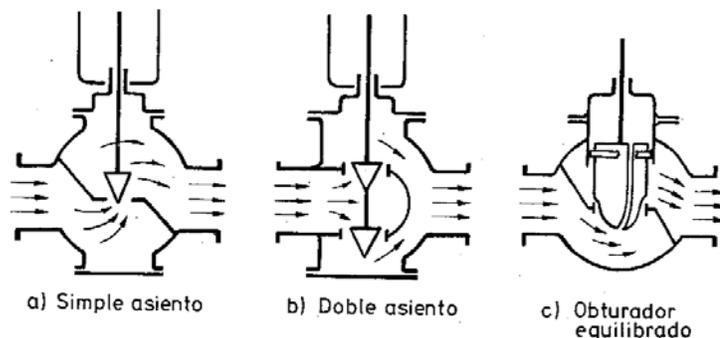


Figura 2.16. Válvulas de globo [11]

Como dato orientativo puede señalarse que según el código ANSI B 16.104-1976, las fugas admisibles son de 0,1 % del caudal máximo en la válvula de simple asiento y de 0,5 % en la válvula de doble asiento. Asimismo, las válvulas con obturador dotado de anillo de teflón para cierre hermético admiten un caudal de fuga de 1 a 40 burbujas de aire por minuto.

2.2.7.2. Válvula de compuerta

Esta válvula efectúa su cierre con un disco vertical plano, o de forma especial, y que se mueve verticalmente al flujo del fluido. Por su disposición es adecuada

generalmente para control todo-nada, ya que en posiciones intermedias tiende a bloquearse. Tiene la ventaja de presentar muy poca resistencia al flujo de fluido cuando está en posición de apertura total (Fig. 2.17).

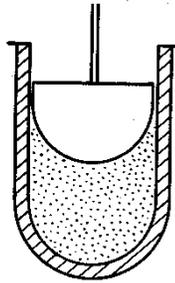


Figura 2.17. Válvula de compuerta [11].

2.2.7.3. Válvulas de retención (Check)

Son válvulas de accionamiento automático, funcionan sin controles externos y dependen para su funcionamiento de sentido de circulación, se utilizan en combinación con válvulas de control de circulación, la selección de la válvula, con frecuencia, se hace sobre la base de las condiciones para seleccionar la válvula de control de circulación. La válvula de retención está destinada a impedir una inversión de la circulación de fluido. La circulación del líquido en el sentido deseado abre la válvula; al invertirse la circulación, se cierra.

2.2.7.4. Válvulas de Alivio

Son válvulas de accionamiento automático, funcionan sin controles externos y dependen para su funcionamiento de las presiones en el sistema de tubería. Están diseñadas para liberar fluido cuando la presión interna supera el umbral establecido. El uso principal de esta válvula es para servicio no comprimible y se abre con lentitud conforme aumenta la presión, para regularla (ver Fig. 2.18).

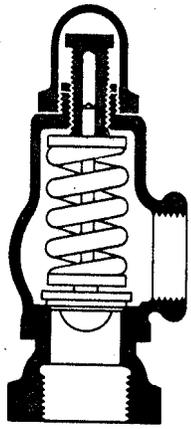


Figura 2.18. Válvula de desahogo (alivio) [11].

2.2.8. Bombas de Engranajes Externos

Este tipo de bomba produce caudal al transportar el fluido entre los dientes de dos (2) engranajes acoplados girando en sentidos opuestos dentro de una carcasa. Cualquier líquido que rellene el espacio existente entre los dientes del engranaje y la carcasa debe seguir junto con los dientes cuando gire el engranaje. Cuando los dientes del engranaje engranan con los dientes del otro engranaje, el espacio existente entre los dientes prácticamente desaparece, y el líquido atrapado sale despedido de la bomba. A medida que el engranaje gira y los dientes se desenganchan, volverá a aparecer espacio en el lado de aspiración de la bomba, volviendo a admitir nuevas cantidades de líquido y transportándolo alrededor de la carcasa de la bomba. A medida que el líquido se aleja del lado de aspiración, se crea una presión más baja, que atrae más líquido a través de la línea de aspiración (ver Fig. 2.19.), [13].

Ilustración:

1: Aspiración

2: Descarga



Figura 2.19. Ilustración del principio de funcionamiento de una bomba de engranajes rectos externos [13].

2.2.9. Proceso de Filtración

La filtración es una técnica, proceso tecnológico u operación unitaria de separación, por la cual se hace pasar una mezcla de sólidos y fluidos, gas o líquido, a través de un medio poroso o medio filtrante que puede formar parte de un dispositivo denominado filtro, donde se retiene de la mayor parte del o de los componentes sólidos de la mezcla.

Las aplicaciones de los procesos de filtración son muy extensas, encontrándose en muchos ámbitos de la actividad humana, tanto en la vida doméstica como de la industria general, donde son particularmente importantes aquellos procesos industriales que requieren de las técnicas de ingeniería química.

La filtración se ha desarrollado tradicionalmente desde un estado de arte práctico, recibiendo una mayor atención teórica desde el siglo XX. La clasificación de los procesos de filtración y los equipos es diversa y en general, las categorías de clasificación no se excluyen unas de otras.

La variedad de dispositivos de filtración o filtros es tan extensa como las variedades de materiales porosos disponibles como medios filtrantes y las condiciones particulares de cada aplicación: desde sencillos dispositivos, como los filtros domésticos de café o los embudos de filtración para separaciones de laboratorio, hasta grandes sistemas complejos de elevada automatización como los empleados en las industrias petroquímicas y de refino para la recuperación de catalizadores de alto valor, o los sistemas de tratamiento de agua potable.

2.2.9.1. Variables de filtración

- *Presión*

En la mayoría de los casos, la compresibilidad de la torta de filtración se encuentra entre valores de 0,1 y 0,8 de manera que la mayor parte del aumento de la pérdida de carga del fluido es consecuencia del medio filtrante. En general, si el aumento de presión conlleva un aumento significativo del caudal o velocidad de filtración, es un indicio de la formación de una torta granulada. En cambio, para las tortas espesas o muy finas, un aumento de la presión de bombeo no resulta en un aumento significativo del caudal de filtrado. En otros casos, la torta se caracteriza por una presión crítica por encima de la cual, la velocidad de filtración incluso disminuye. En la práctica, se prefiere operar a una velocidad constante, empezando a baja presión, aunque por el empleo generalizado de sistemas de bombeo centrífugos, las condiciones habituales son de presión y caudal variables.

- *Torta de filtración*

La teoría señala que, considerando aparte las características del medio filtrante, el caudal promedio es inversamente proporcional a la cantidad de la torta y directamente proporcional al cuadrado del área filtrante. Como resultado de estas dos variables conjuntas, para una misma cantidad de fluido a filtrar se observará que su caudal es inversamente proporcional al cuadrado del espesor de la torta al final del proceso. Esta observación conlleva que la máxima productividad se alcanza teóricamente con aquellas tortas de espesor muy fino cuya resistencia supera a la del medio mismo filtrante. Sin embargo, otros factores como el tiempo para regenerar la torta, su dificultad de descarga y el coste de una superficie filtrante más amplia explica que en la práctica se prefiera trabajar en condiciones de tortas espesas.

- *Viscosidad y temperatura*

El efecto de la viscosidad es como lo indican las ecuaciones de velocidad; la velocidad de flujo de filtrado en cualquier instante es inversamente proporcional a viscosidad de filtrado.

El efecto de la temperatura sobre la velocidad de filtración de sólidos incompresibles es evidente, sobre todo, mediante su efecto sobre la viscosidad.

- *Tamaño de partículas y concentración*

El efecto del tamaño de las partículas sobre la resistencia de la torta y la tela es muy notable. Incluso los cambios pequeños en el cambio de partículas afectan al coeficiente en la ecuación para la resistencia de la torta, y los cambios mayores afectan la compresibilidad.

2.2.9.3. Medios Filtrantes

El medio filtrante en un filtro es el mecanismo físico utilizado para controlar la contaminación. La naturaleza del medio filtrante y la configuración del filtro se utilizan para determinar la eficiencia del filtro en la remoción de partículas, su capacidad de alojar contaminantes y la caída de presión o la resistencia al flujo a través del filtro.

El medio filtrante es el elemento fundamental para la práctica de la filtración y su elección es habitualmente la consideración más importante para garantizar el funcionamiento del proceso.

En general, entre los principales criterios de selección del material de medio filtrante se pueden destacar:

1. Compatibilidad y resistencia química con la mezcla
2. Permeabilidad al fluido y resistencia a las presiones de filtración
3. Capacidad en la retención de sólidos
4. Adaptación al equipo de filtración y mantenimiento
5. Relación vida útil y coste

La variedad de tipos de medios porosos utilizados como medios filtrantes es muy diversa, en forma de telas y fibras tejidas, fieltros y fibras no tejidas, sólidos porosos o perforados, membranas poliméricas o sólidos particulados, a lo que se suma la gran variedad de materiales: fibras naturales, fibras sintéticas, materiales metálicos, materiales cerámicos y polímeros [14].

CAPÍTULO 3

MARCO METODOLOGICO

3.1. TIPO DE INVESTIGACION

3.1.1. Según la estrategia

En el proyecto se combinaron dos tipos de investigación, por estas razones se realizó una investigación mixta.

- **Investigación documental:** Esta investigación estuvo fundamentada en consultas de documentos bibliográficos, catálogos, códigos, manuales de operación, descripción de los equipos, consultas de metodologías de diseño y criterios de diversos autores.

- **Investigación de campo:** se logró obtener información de las condiciones de operación de las unidades MS-5000, la cual facilitó el alcance de los objetivos planteados en la investigación.

3.1.2. Según su propósito

Según las distintas características que presenta esta investigación, es considerada un *proyecto factible*, ya que ofrece una propuesta viable del diseño de un banco de pruebas que permita evaluar el funcionamiento de los divisores de flujo antes de ser instalados en las unidades MS-5000 ubicadas en la Planta Luisa Cáceres de Arismendi.

3.1.3. Según el nivel de conocimiento

La investigación fue clasificada como *descriptiva* según el nivel de conocimientos, ya que mediante el diagnóstico directo de los sistemas de las unidades MS-5000, se

consiguió establecer las características de los procesos a realizar en el banco de pruebas.

3.2. POBLACION Y MUESTRA

La población está representada por los siete (7) divisores de flujo de las unidades turbogeneradoras modelo (MS-5000) estudiadas, que forman parte del parque turbogenerador de la Planta Luisa Cáceres de Arismendi, las cuales poseen divisores de flujo marca ROPER. La población también está formada por todo el personal vinculado al proceso de operación, inspección y mantenimiento de los divisores de flujo.

Como los siete (7) divisores de flujo se tomaron en cuenta para este estudio, no se aplicó muestreo.

3.3. TECNICAS A UTILIZAR

3.3.1. Técnicas de recolección de datos

✓ **Observación Libre Directa.**

Permitió visualizar y captar mediante la vista, cualquier hecho, fenómeno o situación que se produjo en las unidades MS-5000, en función de los objetivos de investigación preestablecidos.

✓ **Encuesta.**

Permitió obtener información suministrada por el personal técnico de la planta o cualquier otro operador, en relación al tema en estudio.

✓ **Encuesta Oral.**

Se fundamentó en un interrogatorio “cara a cara” o por vía telefónica, en el cual se hicieron preguntas concisas para obtener respuesta sobre algún punto específico.

✓ **Revisión bibliográfica, documental y técnica.**

Permitió adquirir información detallada sobre el sistema de combustible de las unidades MS-5000 y de los criterios de diseño de tuberías y elementos mecánicos, mediante la utilización de diferentes herramientas, tales como: Internet, libros, manuales, diccionario, códigos, entre otros.

3.3.2. Técnicas de análisis de datos

✓ **Análisis del sistema hidráulico usando ecuaciones empíricas**

Se emplearan ecuaciones empíricas existentes, que describan el comportamiento de fluidos en tuberías, para hacer los cálculos del diseño de las líneas de manejo de combustible del banco de pruebas y validar este diseño mediante la comparación con los códigos de mayor aplicación en la empresa SENECA.

✓ **Análisis de esfuerzo usando Software de simulación de ingeniería**

Solidworks es un programa de diseño asistido por computador para modelado mecánico que corre bajo el sistema operativo Microsoft Windows y es desarrollado en la actualidad por Solidworks Corp. Es un modelador de sólidos paramétrico, que usa el kernel de modelado geométrico Parasolid. El programa permite modelar piezas y conjuntos al igual que extrae de ellos tanto planos como otro tipo de información necesaria para la producción. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El software Solidworks, permite realizar el análisis de esfuerzo, fatiga, deformación, entre otros, a elementos sometidos a cargas basando dicho análisis en herramientas como elemento finito y mallado

computarizado. Esta herramienta se empleo para calcular los esfuerzos en la mesa de trabajo y verificar que resiste los esfuerzos a los cuales estará sometida.

✓ **Evaluación económica**

Para la evaluación económica nos basaremos en el análisis del valor presente neto, donde estimaran los costos asociados a la construcción del banco de pruebas y se le aplicara la tasa de inflación correspondiente.

3.3.3. Técnicas de procesamiento de datos

✓ **Manejo de programas computacionales**

Estos elementos además de agilizar los cálculos, el procesamiento de los datos y el estudio de los esfuerzos en la estructura del banco de pruebas, fueron útiles a la hora de presentar los resultados en forma más ordenada. En esta investigación se utilizó: Microsoft Word, Microsoft Excel, Microsoft Power Point y el software comercial SOLIDWORCKS 2008.

✓ **Técnica de redacción**

Para la redacción del trabajo de grado, se seguirán las normas establecidas en el “Manual para la Presentación del Proyecto y de la Tesis de Pregrado en Ingeniería”.

3.4. NORMAS Y REGLAMENTOS

Las normas utilizadas para la elaboración de este proyecto fueron las siguientes:

- ✓ PDVSA (1994). Norma PDVSA N° L-TO. 1.5, Venezuela, *manual de ingeniería de diseño*, Vol. 13-III

- ✓ ANSI B31.4-2007. Sistemas de Transporte por Ductos de Hidrocarburos Líquidos y Otros Líquidos
- ✓ ANSI B16.10-2007. Cara a Cara y Dimensiones de extremo a extremo de las válvulas

3.5. ETAPAS DE LA INVESTIGACION

El desarrollo del proyecto se dividió en las siguientes etapas:

ETAPA 1 *Revisión Bibliográfica.*

Se procedió a la búsqueda de información pertinente para el desarrollo del proyecto.

ETAPA 2 *Estudio Detallado.*

Se describieron las unidades generadores MS-5000 de la Planta Luisa Cáceres de Arismendi en cuanto a sus características constructivas, técnicas y operativas más importantes. Se estudio principio de funcionamiento del divisor de flujo y describieron sus especificaciones técnicas.

ETAPA 3 *Alternativas de Diseño*

Se establecieron los requerimientos y criterios generales para el diseño del banco de pruebas y en base a estos se plantearon alternativas que permitieran su diseño.

ETAPA 4 *Diseño Hidráulico y Mecánico del banco de pruebas*

En base al análisis de las alternativas planteadas se concreto un diseño que las satisficiera y se procedió al diseño de las tuberías del

banco de prueba en base a lo establecido por el código PDVSA y el Mott, Mecánica de fluidos aplicada. Este diseño se verifico mediante lo establecido en el código ANSI B31.4-2007. Se diseña la estructura de la mesa de trabajo del banco de pruebas en base a las normas de ergonomía para garantizar un trabajo cómodo y el tanque de almacenamiento de diesel del banco de pruebas para formar un sistema de lazo cerrado, luego se procede a la simulación de la estructura para verificar que soporte las cargas a las cuales estará sometida

ETAPA 5 *Selección de la instrumentación.*

Se selecciono la instrumentación más adecuada al proceso descrito en el banco de pruebas, considerando las condiciones de operación rango de presiones tipo de medición a la que estarán sometidos y la facilidad de adquisición por parte de la empresa.

ETAPA 6 *Operación del banco de pruebas y estimación de costos.*

Se describen los procesos necesarios para un ensayo satisfactorios de los divisores de flujo en el banco de pruebas y se presenta la estimación de los costos asociados a la construcción del banco de pruebas considerando la inflación en los materiales de construcción.

ETAPA 7 *Redacción del trabajo.*

Revisión, transcripción e impresión del trabajo.

CAPÍTULO 4

DESARROLLO DEL PROYECTO

4.2. DESCRIPCIÓN DE LAS UNIDADES TURBOGENERADORAS MS-5000, EN CUANTO A SUS CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS, TÉCNICAS Y OPERATIVAS

4.2.1. Centrales Múltiples de energía

La unidad turbogeneradora MS-5000, es una instalación productora de energía compacta y fiable, diseñada para una larga vida útil y de fácil mantenimiento. Es una instalación completamente integrada que consiste en tres (3) subgrupos funcionales y demás equipos y accesorios necesarios. Los tres (3) componente principales de la instalación son el grupo de control, el grupo motriz y el grupo generador.

A continuación se señalan los principales elementos constructivos de la central múltiple de energía:

- ✓ *El grupo de control:* incluye todos los equipos necesarios para efectuar las funciones normales de control y de indicación, y se encuentra alojado en línea con el grupo motriz.
- ✓ *El grupo motriz:* consiste en dos compartimientos, en los cuales están alojados los grupos auxiliares o asociados y la sección de turbina. Tanto la sección de turbina como los grupos asociados están montados sobre una base común. El compartimiento de los grupos asociados está situado delante de la entrada de la turbina y contiene los grupos mecánicos auxiliares necesarios para que la central sea una instalación productora de energía de autosustentable. El grupo de los sistemas asociados está formado por el sistema de aceite de lubricación, suministro hidráulico, aceite de control, trinquete hidráulico, agua de enfriamiento, arranque, aire de enfriamiento y sellado, combustible líquido, ventilación y sistema de protección contra incendios. El

- ✓ compartimiento de turbina está conformado por la sección del compresor, las cámaras de combustión y la turbina.
- ✓ *El paquete generador*: tiene la misma disposición general que el grupo motriz y en el mismo van alojados el generador principal, el engranaje reductor y el sistema de aire de refrigeración del generador. Puertas normalizadas al lado de la carcasa dan acceso para fines de mantenimiento y de inspección.

Todos estos grupos están alojados en carcasas resistentes a la intemperie tal como se muestra en la Fig. 4.1. Estas carcasas están diseñadas para simplificar el mantenimiento y para asegurar una instalación térmica y acústica apropiada. También van incluidos el alumbrado y la calefacción necesarios para las carcasas, [4].



Figura 4.1. Central múltiple de energía AEG-Kanis protegida con carcasas resistentes a la intemperie. 1) Paquete generador, 2) Grupo de control y motriz.

Las especificaciones técnicas de este conjunto se muestran en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1. Especificaciones técnicas de la central múltiple de energía [16]

Potencia indicada de la turbina	22000 Kw
Velocidad de la turbina	5100 r.p.m.
Velocidad del generador	3600 r.p.m.
Potencia aparente del generador	32000 KVA
Tensión del generador	13,8 Kv
Potencia de la excitatriz	125 Kw
Potencia del motor de arranque	500 Hp

Esta tabla permite establecer la capacidad de generación de este tipo de unidades y la importancia que tiene cada una de ellas en el total de generación de la planta.

4.2.2. Principio de funcionamiento de la turbina de gas

El rotor (compresor/turbina) es inicialmente puesto en rotación por medio de un dispositivo de arranque (en este caso se utiliza un motor Diesel). El aire atmosférico aspirado por el *compresor* alimenta la *cámara de combustión* a una presión que varía entre ocho (8) y nueve (9) atmósferas. En la cámara de combustión se inyecta el combustible de forma continua por medio de una bomba. Una chispa de alto voltaje enciende la mezcla de combustible y de aire. Una vez encendida, la combustión permanece continua a *presión constante*, con temperaturas que alcanzan de 650 °C a 750 °C mientras se introduce combustible en la cámara de combustión. Los productos de la combustión (gases de alta presión y de alta temperatura), se expanden a través de la turbina y son enviados a la atmósfera. Al pasar los gases calientes a través de la turbina, la turbina comienza a girar y, por consiguiente, entra en rotación el compresor siendo transmitido por éste un momento de giro a los accesorios

accionados y a la carga accionada. El rotor en las turbinas de gas gira en el sentido contrario de las agujas del reloj visto desde el extremo de entrada, [15].

En la Tabla 4.2, se muestran las condiciones de operación normal de la unidad turbogeneradora MS-5000, estas condiciones fueron determinadas mediante el análisis de los catálogos de funcionamiento de las turbinas, [15][16] y de entrevistas no estructurada al personal del Departamento de Operaciones de la Planta Luisa Cáceres de Arismendi; este departamento es el encargado del constante monitoreo del funcionamiento de las unidades turbogeneradoras.

Tabla 4.2. Condiciones de operación (a 26,7 °C y nivel del mar) de la turbina de ciclo sencillo [15 y 16].

Temperatura nominal de los gases a la entrada de la turbina	780 °C
Temperatura aproximada de los gases de escape	490 °C
Flujo de masa del compresor	19 kg/seg.
Relación de compresión	4,8 : 1
Velocidad nominal de la turbina de fuerza	7000 r.p.m.
Velocidad aproximada del compresor	8200 r.p.m.
Potencia efectiva a plena carga	2665 CV
Flujo de combustible de la turbina	0,0027 m ³ /seg
Presión de apertura de la válvula de alivio de los inyectores	1250 Kpa
Velocidad de Giro del divisor de Flujo	3420 r.p.m.

Las turbinas están construidas de materiales resistentes a altas temperaturas, tales como aceros resistentes constituidos por aleaciones de níquel, cromo y cobalto. Las

turbinas de gas admiten toda clase de combustible; algunos de ellos se describen a continuación:

Gas natural. Es un combustible muy bien adaptado a las turbinas de gas. La única condición impuesta es que sea limpio.

Petróleo bruto. En la mayoría de los casos, constituye un combustible muy favorable, que puede utilizarse sin recalentamiento ni tratamiento previo. Sin embargo, como su composición varía mucho según los lugares de extracción, en cada caso hay que determinar las posibilidades de utilización por medio de análisis adecuados.

Gas de altos hornos. Como la cantidad de polvo de este combustible es, en general, muy elevada, se hace necesario instalar un filtro particularmente eficaz antes de su entrada en el compresor.

Aceite pesado. Es un combustible muy conveniente siempre que su cantidad de cenizas sea pequeña.

Para fines de funcionamiento de todas las unidades generadoras de la Planta Luisa Cáceres de Arismendi, resulta más económico el empleo de *aceite pesado*, también llamado combustible diesel. La Tabla 4.3 expresa las características más importantes de éste combustible.

Tabla 4.3. Características del aceite pesado o combustible Diesel [16].

Peso específico	0,87 Kg/litro
Viscosidad Engler a 20 °C	1,60
Punto de inflamación	68 °C
Punto de combustión	100 °C
Potencia calorífica	10.000 Kgcal/Kg
Punto de solidificación	- 8 °C

3.2.3. Elementos principales de la turbina de gas MS-5000

Los órganos más importantes que constituyen la turbina de gas General Electric MS 5000, [16]:

- Compresor.
- Cámara de combustión.
- Sistema de alimentación del combustible.
- Turbina.
- Sección de escape.
- Órganos auxiliares.
- Paquete generador

4.2.3.1. Compresor.

El compresor empleado es de tipo *axial*. Está constituido por dos elementos principales: el rotor (G) y el difusor (D) mostrados en la Fig. 4.2. El aire entra por A y es acelerado en los conductores comprendidos entre las paletas del rotor; en el difusor, la energía cinética que lleva el aire se transforma gradualmente en energía de presión. El grupo rotor-difusor constituye uno de los saltos o escalones del compresor.

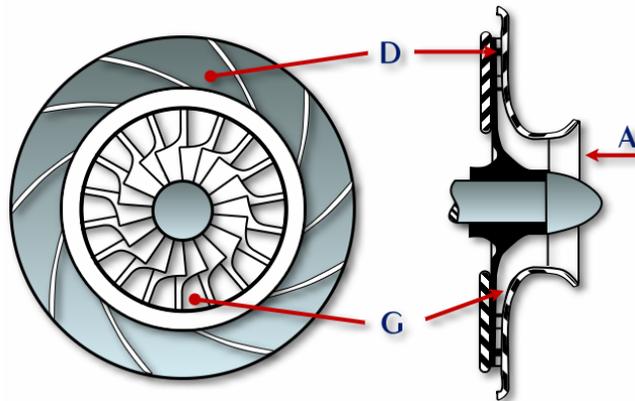


Figura 4.2. Compresor centrífugo para turbina de gas [15].

Tanto el rotor como el difusor están constituidos por una corona de paletas radiales con perfil de ala denominados álabes. Los álabes del rotor están fijados a un disco o tambor rotativo, mientras que los del difusor están fijos a la cubierta exterior (ver Fig. 4.3). Los álabes del estator y del rotor del compresor tienen forma aerodinámica y han sido diseñados para comprimir aire eficientemente a altas velocidades. Los álabes están sujetos a sus ruedas por una disposición de cola de milano, [12].



(a)



(b)

Figura 4.3. (a) Rotor, (b) estator del compresor del flujo axial.

Tal como se muestra en la Fig. 4.4, El compresor se divide en tres etapas o carcavas principales: carcava de admisión, carcava del compresor y carcava de descarga.

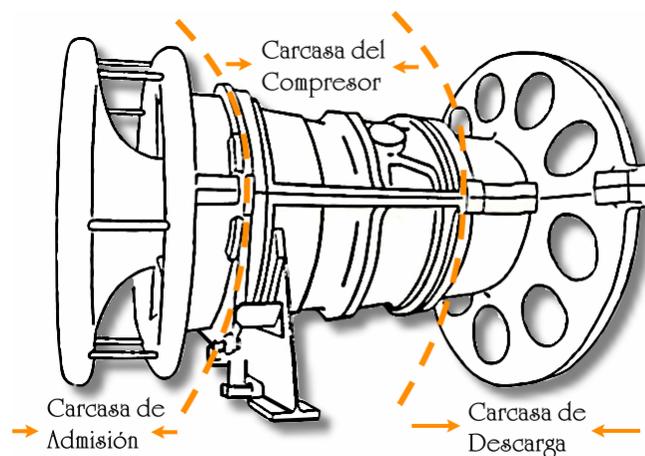


Figura 4.4. Carcavas del compresor [15].

✓ Carcasa de admisión.

La carcasa de admisión está situada en el extremo delantero de la turbina de gas. Su función principal es dirigir el aire en flujo uniforme hacia el compresor. En el extremo trasero de esta carcasa se encuentran situados álabes guía de entrada variable que regulan la entrada de aire al compresor y cuyo movimiento es producido por un cilindro hidráulico conectado al anillo de control de los álabes que hace girar los piñones de engranaje individuales montados en el extremo de cada álabes.

✓ Carcasa del compresor.

En la sección delantera de la carcasa del compresor se encuentran los álabes del estator para los escalones 0 hasta 3. El aire de salida del cuarto escalón del rotor (entre el tercero y el cuarto escalón del estator) puede ser evacuado a través de cuatro aberturas situadas en la sección posterior de la carcasa del compresor. En la sección posterior de la carcasa del compresor se encuentran los álabes del estator para los escalones 4 hasta 9. El aire de salida del décimo escalón del rotor (entre el noveno y el décimo escalón del estator) puede ser evacuado a través de cuatro aberturas situadas en alineación radial con las aberturas empleadas para la extracción del aire del cuarto escalón. En esta parte del compresor se transfieren las cargas estructurales desde la carcasa adyacente hasta el soporte delantero que está empernado y encabillado a la brida delantera de la carcasa del compresor.

✓ Carcasa de descarga.

La carcasa de descarga del compresor es la última porción de la sección del compresor. En esta parte se encuentran los álabes del estator para los escalones 10 hasta el 16, además de los escalones 1 y 2 del álabes directriz de salida. La función principal de la carcasa de descarga es contener las últimas etapas del compresor, formar las paredes interiores y exteriores del difusor del compresor, juntar los estatores de la turbina y del compresor y por último, sostener las cámaras de combustión exteriores. Una parte radialmente ensanchada (mamparo) de esta sección

facilita la superficie de montaje para las cámaras de combustión. Diez (10) puntales de soporte en forma de pala están fijados a igual distancia de la superficie posterior del mamparo y con ángulo hacia el interior para apoyar la caja interior (cuerpo interior). El espacio entre la parte delantera del cuerpo interior y la camisa exterior de la sección de descarga forma un camino anular de aire por el cual pasa el aire de alta presión para entrar en la sección de combustión. Esta superficie está diseñada para desacelerar el flujo de aire y para aumentar la presión estática del suministro de aire de combustión.

Antes de fluir el aire de descarga del compresor a la cámara de combustión, tiene que pasar primero alrededor de las piezas de transición que constituyen la unión del paso de gas caliente entre las cámaras de combustión y la tobera del primer escalón. De este modo resulta el intercambio de calor, la refrigeración de las piezas de transición y el precalentamiento del aire de combustión [16].

4.2.3.2. Cámaras de combustión

Las *cámaras de combustión* son de tipo *simple anular* de construcción horizontal, es decir, van ubicadas alrededor de la turbina. Tal como se muestra en la Fig. 4.5, están numeradas en sentido contrario a las agujas del reloj, comenzando desde la parte superior de la máquina (de 1 hasta 10).

El flujo de aire de alta presión del compresor es descargado al espacio anular creado por el extremo posterior de la carcasa de descarga, por el bastidor y por la sección posterior de la carcasa de la turbina. Hasta ese punto, el flujo de aire estuvo orientado en una dirección posterior; ahora el flujo de aire se invierte. El aire entra en las cámaras de combustión y fluye hacia adelante entrando en el forro o camisa de los combustores a través de agujeros que existen en la pared de la camisa. Una parte del aire llega a la parte superior de la cámara de combustión y entra en la tapa de la camisa y en la tobera del turbulador. El flujo de aire, a través de las cámaras de combustión, tiene tres funciones; oxidar el combustible, enfriar los elementos de

metal y regular los productos de combustión extremadamente calientes a la temperatura de entrada de la turbina deseada.

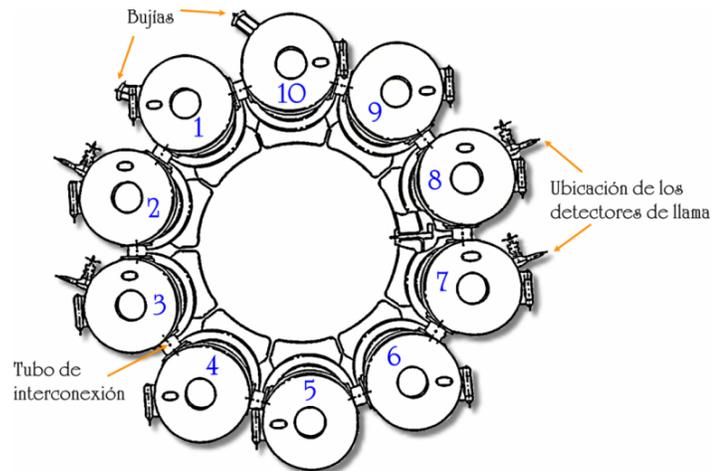


Figura 4.5. Cámaras de combustión [12].

Cada cámara de combustión está equipada con una tobera de combustible que emite el monto medido del combustible requerido al forro de combustión. La tobera de combustible distribuye el combustible a la zona de reacción de filtro de combustión, de forma tal que favorezca una combustión uniforme, rápida y completa.

La combustión del combustible y de la mezcla de aire es iniciada por bujías de encendido del tipo de electrodo retráctil. Las bujías de encendido instaladas en dos de las cámaras de combustión reciben su energía de los transformadores de ignición. Las diez (10) cámaras de combustión están conectadas entre sí por medio de tubos de fuego cruzado, mediante los cuales las llamas pueden propagarse desde los tubos encendidos que contienen bujías hasta las cámaras que están sin encender.

Las cámaras de combustión con el sistema turbulador están diseñadas para eliminar la combustión de aire de humo de escape durante el funcionamiento de la turbina de gas después de la secuencia de arranque. La combustión primaria fina seguida por una imbibición térmica, asegura que todo el hollín sea quemado durante la combus-

ción. El sistema turbulador logra esto aerodinámicamente estabilizando la zona de combustión fina por un torbellino producido por una tobera de aire que rodea la tobera de combustible. La dilución de los productos de combustión a la temperatura de aire de turbina es retrasada para permitir el consumo de cualquier hollín que no haya sido quemado en la zona de combustión. El quemado de este hollín se obtiene al no inyectar aire en la camisa hasta que el aire llegue al extremo inferior de la cámara de combustión.

Normalmente, en la primera mitad de la cámara de combustión se encuentra un inyector que introduce el combustible diesel a presión, pulverizado o en forma de gas. La cámara está constituida en forma de anillo, con una doble envoltura. La inyección de combustible se realiza a contracorriente; la admisión de los gases de combustión en la turbina, se efectúa lateralmente.

En la Fig 4.6 se muestra una imagen de las cámaras de combustión de turbinas MS-5000 empleadas en la Planta Luisa Cáceres de Arismendi



Figura 4.6. Sistema de combustión de las turbinas.

4.2.3.3. Sistema de alimentación del combustible

Para el caso de la turbinas usadas en planta que funcionan con combustible líquido, este sistema bombeará el combustible desde el sistema de suministro de combustible,

y una vez filtrado, suministrará un flujo igual a cada una de las diez (10) cámaras de combustión. El flujo de combustible deberá tener el volumen y la presión adecuados para la realización de todas las funciones de puesta en marcha, aceleración y carga de la turbina de gas, [12].

El sistema de combustible diesel está conformado por:

- a. Suministro de combustible diesel
- b. Válvula de detención del combustible diesel
- c. Bomba de combustible diesel
- d. Conjunto de la válvula de derivación del combustible
- e. Filtro de combustible de alta presión
- f. Divisor de flujo
- g. Conjuntos de boquillas de combustible
- h. Válvulas de purga de arranque falso y cámara de escape

a) Suministro de combustible diesel

El combustible diesel a baja presión procedente del sistema de envío del combustible es filtrado por el filtro de combustible de baja presión (primario) antes de pasar por la válvula de detención del combustible VS 1 accionada por solenoide y entrar en la bomba de combustible. El colador de baja presión se encuentra instalado sobre la base de accesorios y está formado por una criba metálica perforada que filtra los contaminantes centrífugos, lo que permite el suministro de combustible limpio al sistema de la turbina, impidiendo el paso de los contaminantes que puedan existir en el sistema y el deterioro o la interrupción del correcto funcionamiento de la válvula de detención del combustible y la bomba de combustible.

Estos componentes están dispuestos en la turbina tal como se muestran en la Fig. 4.7, los símbolos de cada uno y su función será descrita en las secciones siguientes.

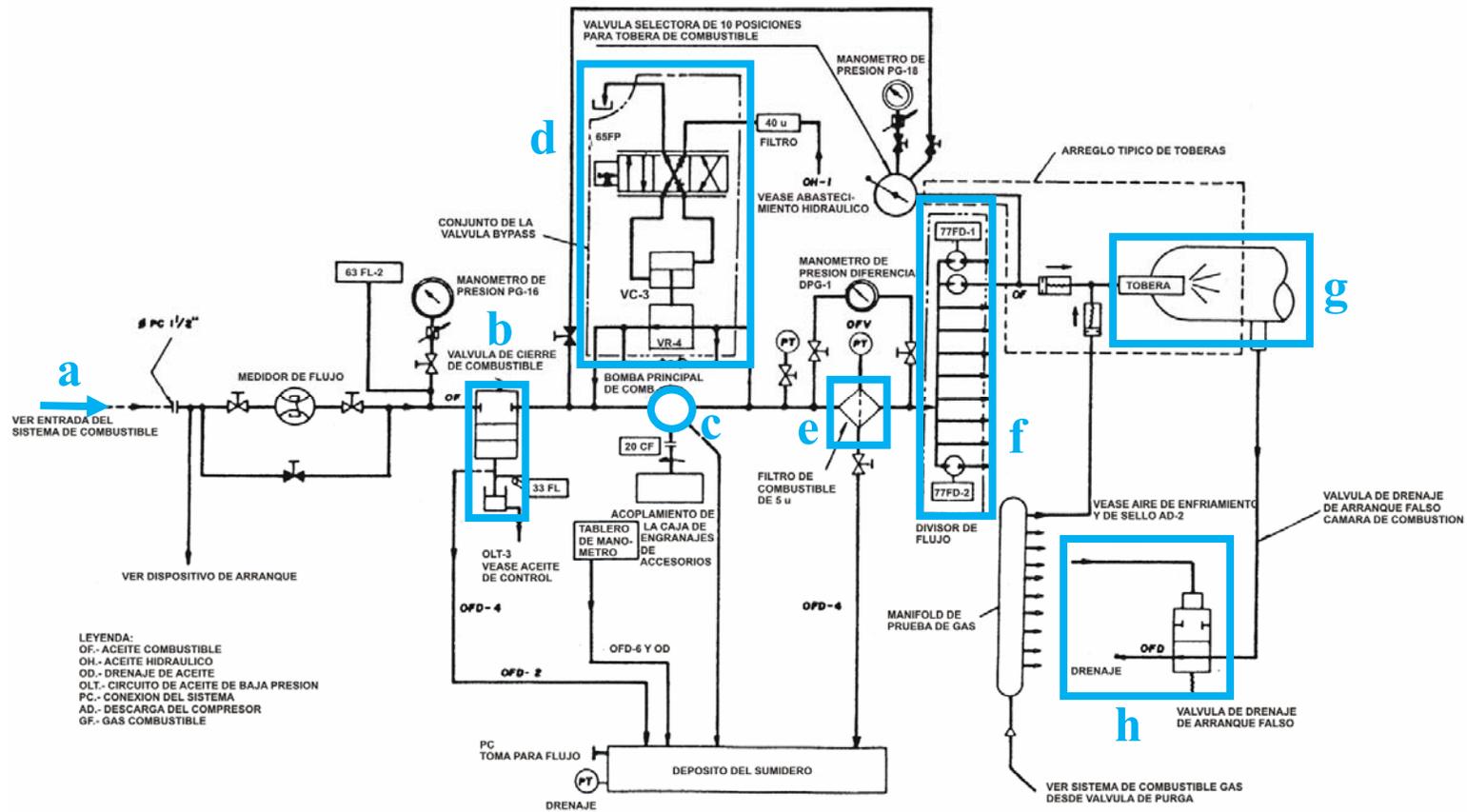


Figura 4.7. Esquema del sistema de combustible líquido [12]

b) Válvula de detención del combustible diesel

La válvula de detención del combustible VS 1, es una válvula de emergencia accionada por el sistema de protección que cierra el suministro de combustible a la turbina durante el apagado normal o de emergencia. Se trata de una válvula especial de dos posiciones (abierta y cerrada) que posee accionamiento hidráulico con un disco Vénturi y un asiento de válvula. Cuando la turbina se apaga en la secuencia normal o debido a una emergencia, la válvula de detención del combustible diesel se cierra completamente en un tiempo total de 0,5 segundos.

c) Bomba de combustible diesel

La bomba de combustible diesel PF 1, es una bomba de engranajes de desplazamiento fijo accionada por la caja de engranajes de accesorios de la turbina de gas y con un tamaño suficiente para proporcionar un exceso de combustible. Esta bomba es accionada por un acoplamiento rígido.

El presostato 63 FL-2 de la tubería situada por delante de la bomba mide la presión del combustible líquido y desactiva el solenoide del embrague en caso de que la presión del combustible descienda por debajo de un nivel de seguridad, protegiendo así la bomba de los posibles daños producidos por la formación de cavidades cuando se trabaja con una baja presión de entrada. Si la presión del combustible diesel desciende por debajo de un valor predeterminado, la señal del presostato 63 FLS-2 emitirá una alarma y desconectará la turbina, todo ello al cabo de unos 2 segundos de duración de la baja presión. Una conexión rápida con una válvula de retención permite leer la presión con ayuda de un manómetro diferencial. El interruptor de fin de carrera 33 FL-1 está situado en la posición de la válvula de detención del aceite combustible VS 1.

d) Conjunto de la válvula de derivación del combustible

El flujo a alta presión procedente de la bomba es modulado por el conjunto de la válvula de derivación servo controlada VC 3. Los componentes de este conjunto son

la servoválvula electrohidráulica 65 FP del cuerpo de la válvula de derivación, el cilindro hidráulico y la válvula de alivio VR 4. Esta válvula de derivación está conectada entre los lados de entrada y descarga de la bomba de combustible diesel, además es la encargada de medir el caudal del combustible que se dirige a la turbina mediante la extracción del exceso de combustible suministrado por la bomba y su devolución a la entrada de la misma.

La servoválvula 65 FP controla el recorrido de la válvula de derivación según los requisitos necesarios y el flujo de combustible detectado. Si el combustible necesario es superior al flujo real, la válvula de derivación se cerrará para aumentar el flujo neto de combustible que llega a la turbina. La válvula de alivio de presión VR 4, instalada en el conjunto de la válvula de derivación del combustible diesel, también se encuentra conectada mediante tuberías a los lados de descarga y de entrada de la bomba de combustible. Su función es proteger la bomba de combustible de los posibles daños producidos por un exceso de presión.

e) Filtro de combustible de alta presión

El combustible diesel a la presión de descarga de la bomba atraviesa el filtro de combustible de alta presión (secundario) FF2-1 en su paso desde la bomba de combustible hacia el divisor de flujo.

Este filtro ayuda a la retención de los contaminantes, como los residuos del tubo, e impide su entrada en el divisor de flujo. La filtración se realiza por medio de un elemento sintético de cinco (5) micras.

La presión diferencial del filtro se controla por medio del presostato 63 LF-3. Si la presión se eleva por encima de un valor determinado debido al ensuciamiento del filtro, el presostato 63 LF-3 emitirá una alarma.

f) Divisor de flujo

Un divisor de flujo rotativo, es un elemento formado por dos o más secciones ensambladas de forma modular y provista de un juego de engranajes interconectados mediante un eje que los obliga a girar a la misma velocidad, lo cual garantiza una división igual de los caudales. El funcionamiento es automático por acción del flujo de combustible diesel a través del divisor de flujo (ver Fig. 4.8).



Figura 4.8. Vista frontal del divisor de flujo.

✓ Principio de funcionamiento

El principio de funcionamiento es inverso al de una bomba de engranes externos. El divisor de Flujo recibe su la potencia del flujo de un fluido a presión que alimenta en paralelo los elementos articulado que lo constituyen, [17]. La velocidad de los elementos bombecedores del divisor de flujo es igual ya que estos se encuentran interconectados entre sí; lo cual permite que el caudal que circula por cada elemento bombecedor sea igual. La velocidad de giro es directamente proporcional al flujo del combustible que atraviesa el divisor de flujo

✓ Función de divisor de flujo

La finalidad del divisor de flujo es distribuir en la misma cantidad el combustible diesel a las diez (10) boquillas la turbina (ver Fig. 4.9). El combustible diesel entra al

divisor por un puerto ubicado en la parte central del mismo, este es distribuido por un múltiple interno hasta la entrada de cada elemento de bomba. Allí, el combustible diesel es distribuido con precisión a través de los diez (10) puertos de salida que posee el divisor de flujo a la correspondiente boquilla de combustible de la turbina, [16].



Figura 4.9. Vista posterior del divisor de flujo instalado en la turbina de gas.

✓ Elementos constitutivos del divisor de flujo

Cada uno de los elementos de la bomba consta de dos engranajes del mismo tamaño que giran en una caja de reducidas dimensiones (ver Fig. 4.10). Los engranajes y ejes impulsores están interconectados por medio de acoples ranurados. Además en los extremos de cada eje impulsor se encuentra una rueda dentada contenida dentro de los platos del revestimiento



Figura 4.10. Vista de los elementos bombecedores del divisor de flujo.

El divisor de flujo lleva instalado dos (2) conjuntos de captación magnética, que producen una señal de retroalimentación a una frecuencia proporcional al flujo suministrado a las cámaras de combustión.

Los conjuntos de captación magnética están situados a cada extremo de la unidad en los platos del revestimiento.

El sensor de captación está formado por un imán permanente, rodeado por una bobina en una caja metálica herméticamente cerrada con rosca externa. La caja lleva una tuerca de bloqueo para fijar la distancia entre el captador y los elementos del engranaje del divisor de flujo. Las líneas de captación herméticamente cerradas tienen la longitud suficiente para llegar a la caja de empalmes.

El flujo magnético de los captadores cambia en función de la distancia entre el extremo captador y la superficie del elemento del engranaje, creando una tensión alterna de la captación magnética cuando el elemento del engranaje pasa por debajo del extremo captador, [15].

En la Tabla 4.4 se muestran las especificaciones técnicas del divisor de flujo, tomadas del INSTRUCTIONS OPERATION Y MAINTENANCE THE GAS TURBINE, VOL 23, HITACHI, (1982).

Tabla 4.4. Especificaciones técnicas más importantes del divisor empleado en las turbinas a gas MS-5000 [15]

Número de elementos:	Diez (10) bombas de engranajes
Potencia nominal:	12,87 l/min (3,4 gal/.min)
Rango de velocidad operacional	50 - 4000 rpm brevemente hasta 5000 rpm
Rango de presión operacionales	De 7 a 84 Bar
Peso	86 Kg
Diferencia de presión	345 Kpa en el divisor de flujo (entrada hasta salida)

Tabla 4.4. (Continuación)Especificaciones técnicas más importantes del divisor empleado en las turbinas a gas MS-5000 [15]

Indicador de velocidad	Dos (2) sistemas por divisor de flujo, compuestos de una rueda dentada cada uno, emitiendo 60 impulsos por revolución en un transmisor de impulsos magnéticos
Admisión de líquido de trabajo	Fuel-oil, crudo-aceites, aceites, residuales pesados. No es adecuado para su uso con naphta.
Filtración requiere del trabajo líquido	Por medio de filtro de papel de grado 5 micras de granulometría
Cambio de temperatura admitido	+ 5 °C a + 140 °C en 30 segundos
Temperatura exterior admitida.	- 18 °C a + 65 °C

g) Conjuntos de boquillas de combustible

Las válvulas de retención, con un colador integral, situadas una en cada tubería de entrada por delante de las boquillas de combustible, impiden que el combustible diesel siga circulando cuando se emite una señal de detención. De esta forma se consigue un cierre limpio del flujo que llega a las boquillas.

h) Válvulas de purga de arranque falso y cámara de escape

En caso de fallo en la puesta en marcha, el aceite combustible acumulado es purgado a través de las válvulas de purga de arranque falso VA 17-1 y VA 17-5 a un múltiple especial de vaciado. Estas válvulas, normalmente abiertas, se cierran al acelerarse la turbina durante la puesta en marcha. La presión del aire procedente de la descarga del compresor de flujo axial de la unidad se utiliza para accionar estas válvulas. Durante la secuencia de apagado de la turbina, las válvulas se abren al disminuir la velocidad del compresor (se reduce la presión de descarga del compresor). La válvula VA 17-1

purga el exceso de combustible de las cámaras de combustión, mientras que la válvula 17-5 purga la cámara de escape.

4.2.3.4. Turbina.

En la sección de turbina son transformados los gases de alta temperatura de la sección de combustión en caballos de vapor en el eje. La potencia necesaria para accionar el conjunto de carga y el compresor es suministrada por el rotor de la turbina de dos escalones y de tipo axial. El primer escalón (rodete de alta presión) y el segundo escalón (rodete de baja presión), están unidos por pernos para formar una sola unidad, a través de la cual las toberas del primer y segundo escalón dirigen el flujo de los gases de combustión. Estos componentes con las juntas de aire y los deflectores correspondientes están dispuestos dentro de la carcasa de la turbina.

Como se muestra en la Fig. 4.11, la turbina está constituida por un *estator* y un *rotor* provistos respectivamente de *paletas* o *alabes distribuidores* o *directrices* *D* y de *paletas* o *alabes motrices* *G*. Los gases calientes entran en *D* con cierta velocidad, y salen desviados con una velocidad mucho más alta. La energía cinética así obtenida y la que se obtiene al chocar los gases contra las paletas del rotor, es cedida bajo forma de energía mecánica al mismo rotor.

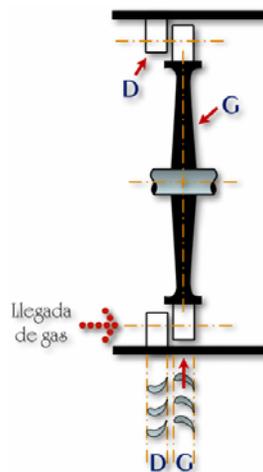


Figura 4.11. Turbina axial para turbina de gas [12].

✓ Tobera del primer escalón.

El grupo de la tobera del primer escalón consiste en compartimientos en forma de aleta entre una pared lateral interior y exterior (ver Fig. 4.12). El grupo de la tobera es dividido en segmentos con los segmentos fijados en un grupo de anillo de retención apoyado en la carcasa de la turbina por medio de un anillo de fijación o sujeción.

El anillo de tobera y los compartimientos son refrigerados por el aire de descarga del compresor que es soplado desde el espacio de transición de la cámara de combustión. Los compartimientos de la tobera son huecos con orificios de salida taladrados en el borde posterior para fines de refrigeración. El aire de refrigeración circula a través de las paredes laterales del anillo de retención a los compartimientos huecos de la tobera y de los orificios de salida al camino de gas.



Figura 4.12. Toberas de la primera etapa.

✓ Tobera del segundo escalón y diafragma.

La Tobera del segundo escalón y el grupo de diafragma están dispuestos entre los rodetes de turbina del primer y segundo escalón. Están sujetos por un dispositivo de sujeción en la carcasa de la turbina. Esta disposición tiene compartimientos en forma de aleta entre la pared lateral interior y exterior que dirigen el flujo de gas a los álabes de la turbina del segundo escalón. Tubos de aislamiento se instalan en los orificios

taladrados de los compartimientos para reducir a un mínimo el cambio de calor entre los compartimientos de la tobera y el flujo de aire a los espacios del rodete de la turbina.

El grupo de diafragma se extiende interiormente desde el grupo de la tobera hasta el rotor de la turbina y divide el espacio entre los dos rodetes en zonas de turbina de alta y de baja presión. El grupo de diafragma contiene los deflectores de aire de refrigeración del rodete y el anillo de empaquetadura que asegura la junta interior entre los espacios de rodete del primer y segundo escalón (ver Fig. 4.13).



Figura 4.13. Toberas de la Segunda Etapa.

✓ Sección de escape.

Los gases de combustión de la turbina de gas son descargados al compartimiento de escape donde son difundidos y evacuados a través de una chimenea a la atmósfera o a otro equipo accesorio que depende de la aplicación de la turbina de gas (ver Fig 4.14). El compartimiento de escape es unido por pernos al extremo posterior del compartimiento de la turbina y es montado sobre el extremo posterior de la base de turbina. El compartimiento revestido de material aislante del sonido contiene el armazón de escape, el difusor de gas y los alabes de giro.



Figura 4.14. Chimenea de gases de escape de la turbina.

4.2.3.5. Órganos auxiliares.

Los principales órganos auxiliares de la turbina de gas son:

- Motor de arranque.
- Encendedor.

El *motor de arranque* debe imprimir al rotor del compresor mediante engranajes de arranque (engranajes multiplicadores que convierten la velocidad del motor de arranque en la velocidad de arranque de la turbina), una velocidad de rotación correspondiente a una suficiente relación de compresión. Luego un acoplamiento de desembrague, desacopla automáticamente el motor y los engranajes de arranque cuando la turbina alcanza el 60 % de su velocidad de régimen. En ese punto, el motor retorna a la velocidad de marcha en vacío para un ciclo de enfriamiento temporizado y luego se des-energiza. El sistema de arranque empleado para las unidades MS-5000, es un motor Diesel Detroit 500 HP tal como se muestra en la Fig. 4.15. Se trata de un motor de doce (12) cilindros y de dos (2) tiempos con una velocidad de 2300 r.p.m. El motor toma aire del compartimiento de accesorios a través de dos filtros a las entradas del motor. Las cajas de entrada están dotadas de válvulas solenoides para admitir o parar el flujo de aire al motor. Los gases de escape se envían a la chimenea de escape de la turbina. Se prevén salidas para evacuar la condensación de los gases de escape de la turbina, con el fin de evitar la inyección de agua en el motor.

El depósito de combustible diesel está incorporado en la base de la turbina, de modo que el motor puede funcionar sin estar en funcionamiento el sistema de suministro de aceite. Una bomba elevadora accionada por uno de los cigüeñales bombea combustible desde el depósito en la base de la turbina hasta un pequeño recipiente montado al lado del motor. El dispositivo de sobrecarga hace volver el exceso de combustible al depósito. La bomba principal de combustible toma el combustible del recipiente a través de un colador y lo bombea a través de un filtro a los de combustible. Los inyectores de combustible toman el combustible de los cabezales en la cantidad necesaria y el caudal sobrante (empleado para enfriar los inyectores) vuelve al recipiente.

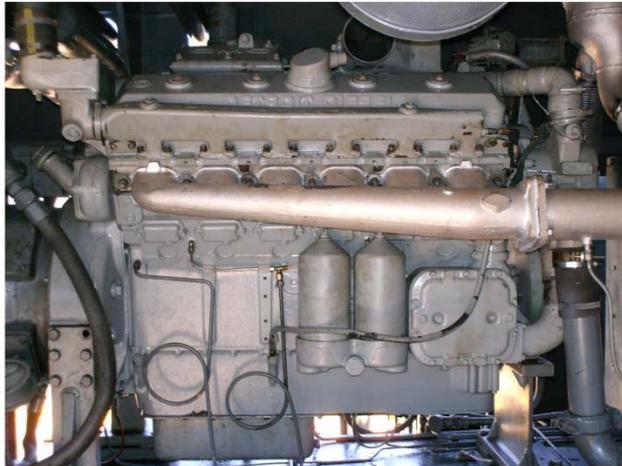


Figura 4.15. Motor Diesel Detroit usado en la central múltiple MS-5000.

El motor es refrigerado por el sistema de agua. La bomba sobre el motor bombea agua a través de los refrigeradores de aceite y de la camisa de agua a las cajas del termóstato. Hasta que el motor llega a la temperatura normal de funcionamiento, los termóstatos hacen pasar el agua a través de una línea de recirculación a la entrada de la bomba.

Por otro lado, el *encendedor* es un órgano situado en el interior de la cámara de combustión que sirve para encender la llama durante el proceso de arranque.

4.2.3.6. Paquete generador

El generador utilizado en las unidades turbogeneradoras MS-5000 es de tipo trifásico síncrono y básicamente transforma la energía mecánica entregada por la turbina de gas a través de engranajes de reducción (convierten la velocidad de 5100 r.p.m. de la turbina en la velocidad de 3600 r.p.m. del generador) en eléctrica.

El generador se encuentra protegido con una carcasa resistente para brindarle protección contra contactos rotatorios o partes en movimiento, posibles ingresos de agua y cuerpos extraños, y para facilitar el proceso de entrada y salida del aire refrigerado reduciendo al mismo tiempo los ruidos ocasionados por el aire en circulación y los proveniente de las elevadas velocidades periféricas del inductor.

Las especificaciones técnicas más importantes del generador son las mostradas en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5. Especificaciones técnicas del generador. [16]

Capacidad	32000 Kva
Potencia de salida	22000 Kw
Numero de revoluciones por minuto	3600 r.p.m
Factor de potencia	0,8
Número de polos	2
Número de fases	3φ
Frecuencia de operación	60 Hz
Voltaje de generación	13800 V
Amperes de trabajo	1339 Amp
Tipo de conexión	Estrella

La refrigeración necesaria para disipar las pérdidas, fluye en el alternador desde su parte posterior a través de tubos de ventilación, y deja salir su calor a través de las aberturas correspondientes en los lados superiores y posteriores del mismo. El aire caliente sale del alternador a través de los orificios y las ranuras adyacentes para la salida de aire, [18].

4.3. ESPECIFICACIONES DE DISEÑO PARA EL BANCO DE PRUEBAS.

El diseño del banco de pruebas de acuerdo con las exigencias de la empresa cumplirá las siguientes especificaciones:

- Aprovechar el espacio físico de las instalaciones del taller mecánico del departamento de mantenimiento de la PLCA.
- Ser lo más compacto posible.
- Permitir la fácil instalación de los divisores de flujo a evaluar en el banco de pruebas.
- Condiciones de operación severa.
- Determinar la presión en las diez (10) salidas del divisor de flujo.
- Determinar la velocidad de giro del divisor de flujo.
- Los componentes del banco de prueba deben soportar los efectos corrosivos del diesel.

4.4. DESCRIPCIÓN DE LOS PROCESOS A REALIZAR EN EL BANCO DE PRUEBAS

La descripción de las unidades turbogeneradoras MS-5000 permitió conocer en detalle el funcionamiento de los divisores de flujos, y hacer las siguientes consideraciones para el diseño del banco de pruebas:

4.4.1. Almacenamiento e impulsión del fluido de trabajo.

El banco dispondrá de un recipiente de almacenamiento de combustible, que permitirá el continuo suministro de fluido a una bomba, la cual alimentará al divisor de flujo.

4.4.2. Manejo y control de las líneas de alimentación del divisor de flujo.

- El banco tendrá un sistema de tuberías que permitirá el transporte y manejo del fluido de trabajo.
- Se permitirá la medición del caudal y presión en esta línea para controlar estos parámetros antes de que el fluido entre al divisor de flujo.
- A la succión de la bomba se dispondrá un sistema de filtrado para garantizar un tamaño de partículas adecuadas en el fluido para la operación del divisor de flujo.

4.4.3. Manejo y pruebas del divisor de flujo.

En esta etapa se encuentra el elemento a estudiar que es el divisor de flujo, en el se dispondrá la instrumentación necesaria para obtener los dos parámetros fundamentales que verifican su correcto funcionamiento, los cuales son la velocidad de giro y la presión en las diez (10) boquillas de salida.

4.4.4. Descarga del fluido de trabajo.

- En la descarga de cada salida del divisor de flujo se dispondrá un sistema similar al que se encuentra en la turbina que permite el paso de fluido solo a una determinada presión.
- Seguidamente se dispondrá un sistema que permita recolectar el fluido proveniente de las diez (10) salidas del divisor de flujo, y transportarlo de regreso al tanque de almacenamiento, para así generar un circuito cerrado.

4.5. CRITERIOS GENERALES DE DISEÑO.

- El diseño de las estructuras y equipos se regirá por los criterios establecidos por los códigos de mayor aplicación en la empresa SENECA (PDVSA, ASME, ASTM, entre otras) conjuntamente con los fundamentos teóricos de la Ingeniería Mecánica.
- Se dará uso a las instalaciones del taller mecánico de la PLCA.
- Se buscará la economía al momento de seleccionar los materiales de construcción.
- Seleccionarse los instrumentos con la precisión y exactitud adecuada para el fin deseado.
- Dejar la posibilidad de modificar el banco de pruebas para adaptarlo a otro tipo de divisores de flujo.
- Fácil ejecución, montaje y manejo del mismo.

4.6. DESCRIPCIÓN DEL ÁREA DE UBICACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.

El banco de pruebas del divisor de flujo se diseñará para estar ubicado en el taller Mecánico de la Planta Luisa Cáceres de Arismendi (Ver apéndice D planos D-1 y D-2).

El taller mecánico cuenta con dos plantas, la planta baja tiene un área de 80 m² y la planta alta pose un área de 20 m², la infraestructura del taller se emplea para realizar trabajos de mantenimiento imposibles de realizar en campo, también sirve de espacio de descanso y aseo de los técnicos de mantenimiento. En el taller también se encuentra una serie de maquinaria y herramientas requeridas para el mantenimiento de las turbinas.

4.6.1. Infraestructura

- Área de oficinas de 20 m² (4 cubículos).
- Área de descanso de 7,5 m².
- Área de aseo de 8 m².
- Superficie techada de 80 m².
- Sistema de drenaje
- Zona de estacionamiento para dos (2) vehículos.

4.7. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS DEL DIVISOR DE FLUJO.

Debido a que este es un banco de pruebas para verificar el funcionamiento de un determinado divisor de flujo, se fijará un rango de pruebas limitado que permita evaluar el funcionamiento de dicho equipo de la forma más adecuada posible.

4.7.1. Fluido de trabajo

- Líquido de trabajo: Combustible Diesel
- Rango de presiones de trabajo: Desde 0 hasta 1628,70 Kpa; siendo esta la presión entregada por la bomba de combustible.
- Rango de caudal de trabajo: Desde 0 hasta 0,0027 m³/seg, tomado de la tabla 3.4; siendo este el caudal de funcionamiento del divisor de flujo.

4.7.2. Rango de potencia de trabajo de la bomba.

- 4,7 Kw, tomado del catalogo de la bomba.

4.7.3. Rango de velocidad de giro del divisor de flujo.

De 0 hasta 3420 r.p.m., tomado de la Tabla 4.2; siendo esta la velocidad de giro a condiciones normales de funcionamiento del divisor de flujo en la turbina

4.7.4. Tamaño de partícula en el fluido.

- Cinco (5) micrones, tomado de la Tabla 4.4, ya que este es el particulado requerido por el fabricante para el correcto funcionamiento del divisor.

4.8. ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Basado en los criterios, parámetros y características de los procesos en este banco, se plantean alternativas para el diseño del mismo.

1. Ubicación y distribución física del banco en las instalaciones disponibles.

Existen en la PLCA gran cantidad de espacios disponibles para la ubicación del banco de pruebas, aun así se optó por ubicar el banco de pruebas en el taller mecánico de la PLCA, esta decisión se basó en que este es el espacio destinado por la gerencia de la planta para la ubicación de los equipos y herramientas empleados por los técnicos, para el mantenimiento de los componentes mecánicos de las turbinas. Además consta de un sistema de suministro de agua, sistema de drenaje, tomas de electricidad, requerimientos fundamentales para la operación del banco de pruebas.

2. Medidores

Existen disponibles en el mercado instrumentos de medición analógicos y digitales. Debido a que para la prueba de los divisores de flujo no es necesario el almacenamiento de las variables operacionales, se optó por sistemas analógicos, que a su vez resultan más económicos y en algunos casos no requieren de energía

de alimentación. Estos sistemas son fáciles de usar por el personal de la planta, por cuanto están familiarizados con este tipo de tecnología. Por otra parte, a pesar de ser analógicos, las mediciones con indicación directas son muy exactas y precisas.

Para la medición de la velocidad de giro del divisor de flujo, este consta de dos (2) elementos de captación magnética conocidos como pickup magnéticos, que producen una señal de retroalimentación del flujo proporcional a la velocidad de giro del divisor.

3. *Válvulas*

Respecto a este punto se decidió implementar válvulas de tipo manual en el sistema, ya que además de ser prácticas y económicas, el proceso en el banco de pruebas es sencillo y la ubicación de las válvulas es de fácil acceso al operador, además el tiempo empleado para ensayar el divisor de flujo es corto y el proceso es monitoreado en todo momento, por lo que no se hace necesario emplear un sistema automático de control.

4. *Materiales de construcción*

Hoy en día se encuentra una serie de materiales que permiten la construcción del banco de pruebas, a pesar de la variedad se decidió utilizar acero al carbono, dada la facilidad de obtención del mismo en el mercado nacional, así como su manejo, cualidades constructivas y bajo costo, ventajas que lo hacen mejor opción que otros materiales.

Para las tuberías se utilizará acero comercial A53, este es el mismo material que poseen las tuberías del divisor de flujo en la turbina y es el recomendado por el fabricante para el mismo. Para las demás estructuras (planchas, ángulos, entre otros), se empleara acero AISI 1020 por recomendación de la empresa SENECA.

Respecto al sistema de conexiones entre las tuberías se plantea como posibles alternativas uniones bridadas, roscadas y soldadas. Se decidió emplear los tres (3)

sistemas, de acuerdo a los requisitos establecidos por el código ANSI B16.10-1973, para su uso.

5. *Sistema de filtrado*

Para el banco de pruebas se seleccionó un sistema de filtrado mecánico, con cartuchos filtrante de papel plisado. Por recomendación del fabricante del divisor de flujo.

4.9. DESCRIPCIÓN DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

Una vez estudiadas y analizadas distintas alternativas se concreta un diseño (ver Fig 4.16), el cual permite cumplir con las características y requerimientos expuestos previamente en la evaluación de las unidades turbogeneradoras MS-5000.

El sistema de almacenamiento de combustible diesel del banco de pruebas estará formado por un tanque de almacenamiento atmosférico cerrado. Este tanque se colocará como base del circuito de lazo cerrado del banco de pruebas.

Como sistema de manejo de combustible diesel se dispondrá una bomba de engranaje. La succión de la bomba cuenta: con una válvula de corte de flujo (L-01) y el sistema de filtrado (filtro). A la descarga de la bomba se colocará una derivación (bypass) como sistema de seguridad y control; para desviar el flujo al tanque de alimentación y poder controlar el fluido suministrado por la bomba por medio de su respectiva válvula de regulación (VG-01) y válvula check (VR-01) para evitar el contra flujo. Seguido del bypass se ubicará una válvula de regulación (VG-02) para futuros mantenimientos de la bomba y también regular el caudal en esta línea.

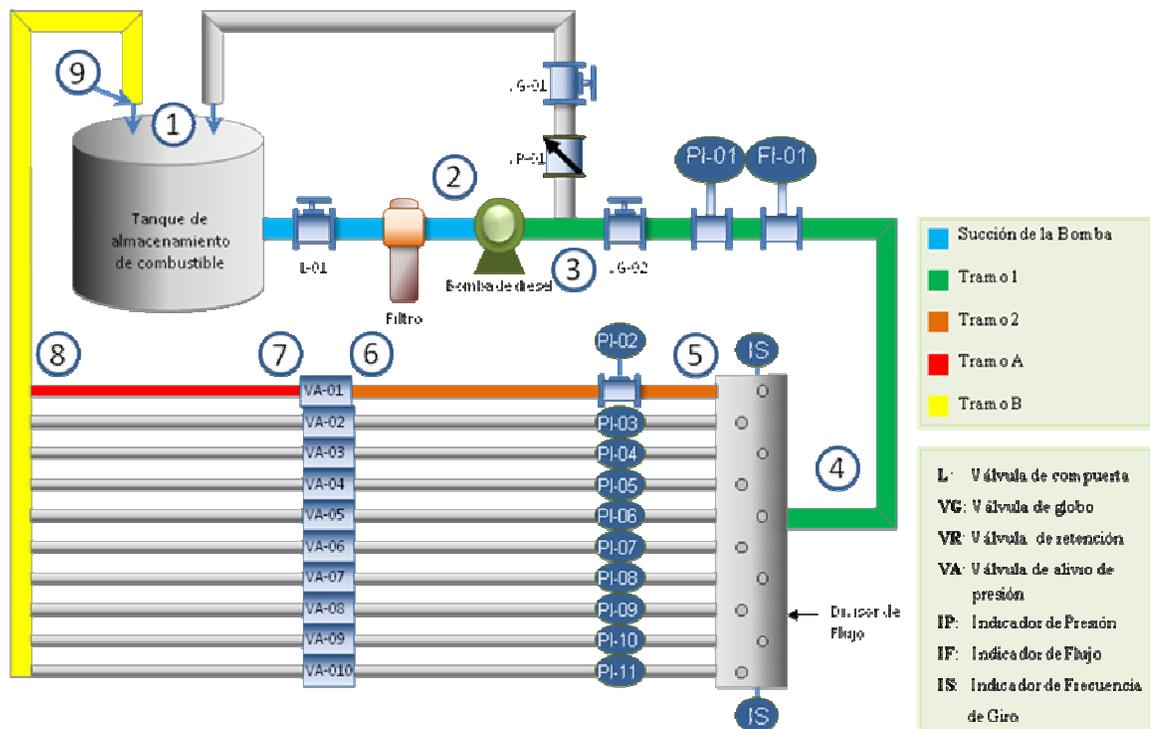


Figura 4.16. Esquema del banco de prueba

La línea de descarga de la bomba cuenta con instrumentos de medición que permitan medir el caudal (FI-01) y la presión (PI-01) en la misma para verificar el valor de estas variables a la entrada del divisor de flujo.

Seguidamente se encuentra el divisor de flujo, este contiene dos (2) pickup magnético (IS), colocados en sus extremos para medir la velocidad de giro. A la descarga del divisor se encuentran las diez (10) derivaciones, en cada una de ellas se dispone de un medidor de presión (PI-02 al PI-11) para monitorear esta variable en las salidas del divisor. Además se colocará una válvula de alivio de presión (VA-01 a VA-10) en cada salida del divisor; estas válvulas estarán calibradas a una presión de apertura de 1250 Kpa para simular la presión requerida en cada una de estas líneas

para abrir los inyectores de la turbina. Por último estas diez (10) derivaciones descargarán a una sola tubería que retornará al tanque de almacenamiento.

4.10. DISEÑO DE TUBERÍAS Y SELECCIÓN DE ACCESORIOS (DISEÑO HIDRÁULICO)

En esta sección se diseñan las tuberías de transporte de combustible diesel del banco de pruebas, en base a los parámetros establecidos en el código PDVSA y ASME y la selección de los accesorios necesarios para el funcionamiento del sistema.

4.10.1. Diseño de las líneas de manejo de combustible diesel.

Las tuberías a diseñar en el banco de pruebas se separan en 4 tramos (ver Fig 4.16), para facilitar el cálculo en ellas y porque en algunos tramos no se maneja el mismo caudal.

El método utilizado para el diseño de las tuberías consiste en la determinación del diámetro de la misma a partir de un diámetro supuesto, y con este diámetro se verificará si cumple o no la velocidad código PDVSA y la caída de presión con lo establecido por le Mott, Mecánica de fluidos aplicada.

4.10.1.1. Tuberías de descarga del divisor de flujo (tramo 2)

Los criterios para el diseño son los siguientes:

- Presión: Para el diseño se tomará como base la presión de apertura de la válvula de alivio, la cual será de 1250 Kpa. Esta presión es la requerida en la turbina para abrir las válvulas de alivio de los inyectores (ver Tabla 3.2).
- Caudal: El caudal que circula por estas líneas es el que resulta de la división del caudal total que maneja el divisor de flujo, el cual es de $0,00027 \text{ m}^3/\text{s}$ (Q_2), este es igual para las diez (10) salidas del divisor.

4.10.1.2. Diseño de tubería del tramo 2

Para el diseño de este tramo se supone un diámetro comercial de 0,5 pulgadas igual al que poseen las descargas del divisor en la turbina. Con este diámetro se entra a la Tabla 4.6, y para un calibre de 40 se toman las propiedades de la tubería.

Así se tiene:

Tramo 2

Calibre 40

$D_{nom} = 0,5$ pulg

$D_{int} = 0,0158m$ (0,622 pulg)

$t = 0,00277m$ (0,109 pulg)

$A = 0,000196m^2$ (0,304 pulg²)

Una vez seleccionada la tubería se procede a calcular la velocidad y caída de presión en este tramo, para verificar que cumplan con lo que establece el código PDVSA.

4.10.1.2.1. Cálculo de la velocidad de flujo (Tramo 2)

Para calcular la velocidad se empleará la ecuación de continuidad expresada por la Ec. 4.6

$$V = \frac{Q}{A} \quad (4.1)$$

Donde:

$Q_2 =$ Caudal del tramo 2 (0,00027 m³/s)

$A =$ Área de flujo (0,000196 m²)

Sustituyendo se tiene:

$$V_2 = 1,37 \text{ m/s}$$

Este valor está dentro del rango establecido en el código PDVSA [19] (ver apéndice B Tabla B-10).

Tabla 4.6. Propiedades de diseño de tuberías acero según el código PDVSA

Tamaño nominal de tubería y diámetro externo pulgadas	Número de calibre y/o peso	Espesor de pared Pulg t	Diámetro interno Pulg d	Quinta potencia de D.I miles Pulg ⁵ d ⁵	Áreas y pesos					
					Área de superficie del tubo		Sección Transversal		Peso de	
					Externa Pie ² por Pie A _o	Interna Pie ² por Pie A _i	Área Metálica Pulg ² A	Área de flujo Pulg ² A _f	Tubería Lb. por Pie W	Agua Lb. por Pie W _w
1 1/4 D = 1,660	SS	0,065	1,330	8,384	0,435	0,401	0,326	1,839	1,108	0,796
	10S	0,109	1,442	6,235	0,434	0,378	0,531	1,633	1,805	0,707
	40 ST 40S	0,140	1,380	5,005	0,434	0,361	0,668	1,496	2,273	0,648
	80 XS 80S	0,191	1,278	3,409	0,434	0,334	0,881	1,283	2,997	0,555
	160 XX	0,250 0,382	1,160 0,896	2,100 0,577	0,434 0,434	0,304 0,234	1,107 1,534	1,057 0,630	3,765 5,215	0,458 0,273
1/8 D = 0,405	10S	0,049	0,307	0,00273	0,106	0,060	0,055	0,074	0,186	0,032
	40 ST 40S	0,068	0,269	0,00141	0,106	0,070	0,072	0,057	0,245	0,025
	80 XS 80S	0,095	0,215	0,00046	0,106	0,056	0,092	0,036	0,314	0,016
1/4 D = 0,540	10S	0,065	0,410	0,01159	0,141	0,107	0,097	0,132	0,330	0,057
	40 ST 40S	0,088	0,364	0,00639	0,141	0,095	0,125	0,104	0,425	0,045
	80 XS 80S	0,119	0,302	0,00251	0,141	0,079	0,157	0,072	0,535	0,031
3/8 D = 0,675	10S	0,065	0,545	0,04808	0,177	0,143	0,124	0,233	0,423	0,101
	40 ST 40S	0,091	0,493	0,02912	0,177	0,129	0,167	0,191	0,568	0,083
	80 XS 80S	0,126	0,423	0,01354	0,177	0,111	0,217	0,140	0,739	0,061
1/2 D = 0,840	10S	0,083	0,674	0,13909	0,220	0,176	0,197	0,357	0,671	0,154
	40 ST 40S	0,109	0,622	0,09310	0,220	0,163	0,250	0,304	0,851	0,132
	80 XS 80S	0,147	0,546	0,04852	0,220	0,143	0,320	0,234	1,088	0,101
	160	0,187	0,466	0,02196	0,220	0,122	0,384	0,171	1,304	0,074
	XX	0,294	0,252	0,00102	0,220	0,066	0,504	0,050	1,715	0,022

4.10.1.2.2. Cálculo de la caída de presión en el tramo 2

Para el cálculo de la caída de presión se aplicará la ecuación de Bernoulli entre los puntos 5 y 6 representados en la Fig 4.16, la cual viene expresada por la Ec.4.2:

$$P_5 - P_6 = \gamma * (Z_6 - Z_5 + \sum H_2) \quad (4.2)$$

Donde:

Z_5 = Altura a la salida del divisor de flujo (0 m) (tomando este punto como referencia) (ver apéndice D, plano D-6)

Z_6 = Altura geodésica en la válvula de retención (0,133 m) en relación con Z_5

p_5 = Presión a la salida del divisor de flujo (Kpa)

p_6 = Presión en la válvula de retención (1250 Kpa)

γ = Peso específico del diesel (8,526 KN/m³)

ΣH_2 = Pérdidas totales del tramo 2 (primarias y secundarias)

Para calcular esta caída de presión es necesario determinar los siguientes parámetros:

✓ **Cálculo del número de Reynolds (Tramo 2)**

El Reynolds se calculará mediante la Ec. 4.3

$$Re_2 = \frac{V_2 D_2}{\vartheta} \quad (4.3)$$

Donde:

V_2 = Velocidad del flujo en el tramo de tubería (1,37 m/s)

D_2 = Diámetro de la tubería del tramo 2 (0,0158 m)

ϑ = Viscosidad Cinemática (0,00001216 m²/s) (ver tabla 3.3)

Así se tiene:

$$Re_2 = 1789,296$$

Este Reynolds es menor a 2000 ($Re < 2000$), por lo tanto se considera un flujo laminar.

✓ **Cálculo del coeficiente de pérdidas primarias (Tramo 2)**

Como se trata de un flujo laminar, las características de rugosidad de las paredes de la tubería no afectan el coeficiente de fricción, de forma que este factor solo depende del Reynolds y viene dado por la ecuación de Poiseuille Ec. 4.4.:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (4.4)$$

Por consiguiente mediante la ecuación de Poiseuille (Ec.4.4) con el Reynolds se tiene que $f_2 = 0,0357$.

✓ **Pérdidas totales en el tramo 2**

El cálculo de pérdidas, consiste en utilizar la ecuación de Darcy Weisbach e incluir los efectos de pérdidas menores:

$$\Sigma H = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{V^2}{2 * g} \right) + K \left(\frac{V^2}{2 * g} \right) \quad (4.5)$$

Ajustando la Ec. 4.5, al sistema hidráulico propuesto en este trabajo, se tiene:

$$\Sigma H = f_2 \left(\frac{L_2}{D_2} \right) \left(\frac{V_2^2}{2 * g} \right) + K_2 \left(\frac{V_2^2}{2 * g} \right) \quad (4.6)$$

Donde:

ΣH = Suma total de pérdidas primarias y secundarias (m)

f_2 = Coeficiente de pérdidas de carga primaria para el tramo 2 (0,0375)

K_2 = Coeficiente de resistencia para válvulas y accesorios en el tramo 2

L_2 = Longitud del tramo 2 (0,304 m) (Ver apéndice D, plano D-5)

V_2 = Velocidad tramo 2 (1,37 m/seg)

D_2 = Diámetro interno tramo 2 (0,0158 m)

g = Aceleración de la gravedad (9,8 m/s²)

Los valores de K para las válvulas y accesorios se encuentran en el apéndice B.

Tramo 2:

- 1 codo de 90° radio largo: $1 * K_c = 1 * 30f_2 = 30f_2$

$$K_{2total} = 30f_2$$

Sustituyendo en la Ec. 4.6, se tiene que las pérdidas totales de energía son:

$$\Sigma H = 0,1704 \text{ m}$$

Sustituyendo este valor en la Ec. 4.2, se tiene:

$$p_5 - p_6 = 2,59 \text{ Kpa}$$

Finalmente despejando p_5 de la ecuación 4.2, se tiene:

$$p_5 = 1252,59 \text{ Kpa}$$

Debido a que la caída de presión entre el sistema p_5 y p_6 es menor al 10% de la máxima presión del mismo (p_5), el diseño de este tramo se considera adecuado y el diámetro escogido es aceptable según mott, mecánica de fluidos aplicada[21].

4.10.1.2. Cálculo de la presión en la entrada del divisor de flujo

La entrada al divisor de flujo está representada en la Fig 4.16 por el punto número cuatro (4). La caída de presión en este punto vienen dado por la caída de presión originada por el divisor de flujo se tiene Ec. 4.7:

$$p_4 = p_5 + \Delta p_{DF} \quad (4.7)$$

Donde:

p_5 = Presión en el punto 5 (1252,59 Kpa)

Δp_{DF} = La caída de presión causada por el divisor de flujo (345 Kpa) (tomado de la Tabla 3.4)

Sustituyendo se tiene:

$$p_4 = 1597,59 \text{ Kpa}$$

4.10.1.3. Diseño de los tramos de tubería 1, succión de la bomba, A y B

Debido a que el procedimiento para el diseño de estos tramos de tubería es el mismo que el descrito en la sección 4.10.1 para el tramo 2, se colocaran los resultados directamente (ver Tabla 4.7 y 4.8) y la muestra de cálculos en el Apéndice E.

Tabla 4.7. Velocidades en los tramos 1, succión de la bomba, A y B

Tramos	Velocidad (m/s)	Velocidad Max (m/s)
1	2,8	3
Succión	2,8	3
A	1,37	3
B	2,8	3

Tabla 4.8. Resultados del diseño de los tramos 1, succión de la bomba, A y B

Tramos	Reynolds	Factor de fricción	Perdidas Totales (m)	P _{inicio} (Kpa)	P _{final} (Kpa)	ΔP (Kpa)	10% P _{Max} (Kpa)
1	8077,39	0,03483	2,789	1730,02	1698,91	31,11	173
Succión	8077,39	0,03483	1,321	101,32	91,85	9,47	10,13
A	1789,29	0,03576	0,0359	1351,32	1351,01	0,307	135,13
B	8077,39	0,03483	3,9	1351,01	1320,58	30,43	135,10

4.10.2. Selección de válvulas y accesorios.

A continuación se especifican las válvulas y accesorios a utilizar en el banco de pruebas.

4.10.2.1. Válvula de retención (check)

Es un dispositivo destinado a mantener el flujo en una sola dirección. Los objetivos de su colocación en la impulsión son:

- Preservar las bombas de sobrepresiones por golpe de ariete.
- Impedir contraflujo que se puedan producir.

El diámetro y presión de operación de la válvula de retención está determinada por el diámetro de tubería y la máxima presión de trabajo en ella.

Tendrá las siguientes especificaciones (Ver apéndice B tabla B-6):

Diámetro nominal: 1^{1/4} pulg.

Final de la válvula: Brida ANSI 300

Rango se presión: 0-300 Psi

Material: Acero al carbono – ASTM A105

Accionamiento: Automática

4.10.2.2. Válvula de compuerta.

Es un tipo de válvula de cierre de baja resistencia al flujo, el cual es muy utilizado en la tubería de succión de bombas. Su función será interrumpir el flujo de combustible diesel que suministra el tanque de almacenamiento hacia la bomba para permitir darle servicio o reemplazarla.

La válvula que se dispondrá en el banco será de tipo manual. El diámetro y la presión de operación de la válvula están determinados por el diámetro de la tubería y la máxima presión de trabajo de la misma.

Tendrá las siguientes especificaciones (Ver apéndice B tabla B-5):

Diámetro nominal: 1^{1/4} pulg.

Final de la válvula: Brida ANSI 300

Rango se presión: 0-300 Psi

Material: Acero al carbono ASTM A105

Accionamiento: Manual

4.10.2.3. Válvula de globo

Es un tipo de válvula de cierre de alta resistencia al flujo, el cual es muy utilizado en la tubería de descarga de bombas. Su función será interrumpir la corriente de combustible diesel que suministra la bomba.

Este tipo de válvula permite un estrangulamiento parejo de la descarga, produciendo un aumento de la carga del sistema, lo cual causa que la entrega de fluido disminuya. Este comportamiento las hace idóneas para regular flujo.

Es una válvula de accionamiento manual. El diámetro y la presión de operación de la válvula de globo están determinados por el diámetro de la tubería y la máxima presión de trabajo de la misma.

Tendrá las siguientes especificaciones (Ver apéndice B tabla B-6):

Diámetro nominal: 1^{1/4} pulg.

Final de la válvula: Brida ANSI 300

Rango de presión: 0-330 Psi

Material: Acero al carbono – ASTM A105

Accionamiento: Manual.

4.10.2.4. Válvula de alivio de presión

A la descarga del divisor de flujo, se instalara una válvula de alivio de presión con objeto de simular el sistema del divisor de flujo en la turbina, esta válvula abrirá cuando la presión sea igual a 181,3 Psi.

La válvula utilizada en este sistema será de tipo tapón, con ajuste de presión de tornillo y resorte, por exigencias de la empresa. El diámetro y la presión de operación de la válvula de alivio están determinados por el diámetro de la tubería y la máxima presión de trabajo de la misma.

Tendrá las siguientes especificaciones:

Diámetro nominal: ½ pulg.

Final de la válvula: Brida ANSI 300

Ajuste de presión: Tornillo y resorte

Rango de presión: 0-330 Psi

Material: Acero al carbono – ASTM A105

Accionamiento: Manual.

Presión de calibración: 1250 Kpa

4.10.2.5. Filtro

A la succión de la bomba se dispondrá de un sistema de filtrado para garantizar un tamaño de partículas en el fluido de trabajo no mayor a cinco (5) micras, este tamaño es requerido por el fabricante para garantizar el correcto funcionamiento de la bomba de engranajes y del divisor de flujo.

El filtro seleccionado es de tipo mecánico con cartucho filtrante de papel plisado, a continuación se muestran sus especificaciones (Ver apéndice C catalogo C-2):

Marca: Hilco

Modelo: Safegard PL Beta₅ media 12

Rango de presión: 0-100 Psi

Caída de presión: 0,8 Psi

4.10.2.6. Soportes

Los soportes seleccionados en cualquier caso deben ser lo más simple posibles (tipo abrazadera) y debe permitir el libre movimiento a la tubería para evitar transmisión de vibraciones y para dar lugar a los pequeños movimientos de dilatación y contracción.

4.10.2.7. Bridas

Son elementos de fabricación forjadas que se emplean para unir tuberías con válvulas, equipos, etc.; con el fin de facilitar el montaje y desmontaje. Van siempre unidas

mediante pernos y acompañadas por empaaduras entre las caras de contacto para asegurar una hermeticidad que evite fugas del fluido transportado.

Las bridas utilizadas en el banco de pruebas serán de acero forjado al carbono ANSI 300 y de características adecuadas a la soldadura de tubos de acero del tipo ASTM A-53. Las características se aprecian en el apéndice B tabla B-4. Todos los tornillos y tuercas a utilizar para la conexión de al bridas serán de acero al carbono con rosca normal y cabeza hexagonal.

4.11. SELECCIÓN DE LA BOMBA DEL SISTEMA.

Esta sección contiene la selección de la bomba del sistema divisor de flujo, basándose en la evaluación de factores técnicos y económicos en función de las características de la aplicación y posibilidades del comprador.

Entre los factores técnicos considerados están: la presión de succión y descarga, caudal, lugar de instalación, tipo de aplicación y entre los factores económicos se tiene: costos de instalación y costo de operación.

4.11.1. Cálculo de la máxima altura requerida por la bomba de combustible.

Para calcular la altura de carga de la bomba se aplica Bernoulli entre la succión y la descarga de la bomba, representados en la Fig 4.16 por los puntos 2 y 3 respectivamente. De tal forma la expresión queda expresada por la Ec. 4.18.

$$Hb = \frac{P_3 - P_2}{\gamma} \quad (4.18)$$

Donde:

Hb = Incremento de altura proporcionado por la bomba (m)

P_3 = Presión de descarga de la bomba (1628,70 Kpa)

p_2 = Presión de succión de la bomba (-9,47 Kpa)

γ = Peso específico del combustible diesel (8,526 KN/m³)

Sustituyendo en E.c. 4.18, se tiene:

$$Hb = 191,64 \text{ m}$$

4.11.2. Cálculo de la cabeza de succión positiva neta.

El sistema de succión debe ser capaz de permitir a la entrada de la bomba un flujo parejo de líquido a una presión suficientemente alta para evitar la formación de burbujas en el fluido. Esto se logra teniendo una cabeza de succión positiva neta (NPSH) suficientemente alta, es decir el NPSH disponible debe ser mayor al NPSH requerido por la bomba. Esto se expresa como:

$$NPSH = h_{sp} \pm h_s - \sum H - h_{vp} \quad (4.20)$$

Donde:

h_{sp} = Cabeza de presión estática aplicada al fluido (m).

h_s = Diferencia de elevación desde el nivel del fluido en el depósito hacia la bomba (m).

$\sum H_s$ = Pérdidas en la tubería de succión (m).

h_{vp} = Altura de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo (m).

Se sabe que:

$$h_{sp} = \frac{p_{abs}}{\gamma} = \frac{101,3 \text{ kpa}}{8,526 \text{ KN/m}^3} = 11,881 \text{ m}$$

Ahora, basados en el nivel del fluido dentro del tanque (ver apéndice C Plano D-5):

$$h_s = 0,706 \text{ m}$$

De la muestra de cálculo (Apéndice E), se toma el valor de las pérdidas en la succión de la bomba por lo tanto:

$$\Sigma H = 1,3211 \text{ m}$$

Por último de la Tabla 4.9, se tiene a 80 °F:

$$p_{sat} = 0,057 \text{ psi} = 0,39 \text{ Kpa}$$

Donde:

P_{sat}: Presión de saturación del combustible diesel

Así se tiene:

$$h_{vp} = \frac{p_{sat}}{\gamma} = \frac{0,39 \text{ Kpa}}{8,526 \text{ KN/m}^3} = 0,0457 \text{ m}$$

Tabla 4.9. Presión de vapor del combustible diesel en función de la temperatura [27]

SATURATED VAPOR PRESSURE	
Temperature °F	Lb/pulg ²

70	0.042
75	0.049
80	0.057
85	0.065
90	0.076
95	0.087
100	0.100

Sustituyendo estos valores en la Ec. 4.20, se tiene:

$$NPSH = 11,881 \text{ m} + 0,706 \text{ m} - 1,3211 \text{ m} - 0,0457 \text{ m} = 11,22 \text{ m}$$

Por lo tanto, el NPSH disponible es suficientemente alto en comparación con el NPSH requerido por la bomba ($NPSH_{Req} = 6 \text{ m}$, ver apéndice C catalogo C-1).

4.11.3. Selección de la bomba

Puesto que las bombas han existido por tanto tiempo y su uso está tan extendido, no es de sorprenderse que se produzcan en la actualidad en infinidad de variedades, tamaños y tipos y que se apliquen también a innumerables servicios. La selección adecuada para una aplicación particular requiere considerar: las condiciones a la succión y descarga de la bomba, límites de espacio, condiciones ambientales, costos de la bomba, y de su instalación y operación, entre otros [22].

De acuerdo con el tipo de movimiento de los elementos de propulsión del agua en las bombas, estas se clasifican en dos grupos generales: Bombas centrífugas y de desplazamiento positivo.

La bomba seleccionada en el proyecto es de engranajes rectos, la cual se encuentra dentro de la clasificación de las bombas de desplazamiento positivo. Se seleccionó esta bomba debido a los requerimientos del fabricante del divisor de flujo y recomendación de la empresa SENECA. Estas bombas poseen ventajas en

comparación a otras bombas en el manejo de aceites combustibles y altas presiones de trabajo, además poseen una construcción simple y robusta haciéndolas económicas y de fácil mantenimiento.

Se entiende entonces que, la bomba seleccionada puede ser adquirida con una inversión relativamente baja en comparación con otro tipo de bombas. Sin embargo es importante señalar, que ésta satisface los requerimientos para el cual será utilizada en el banco de pruebas. En el desarrollo de la sección “4.4” se muestran los cálculos mediante los cuales se obtuvieron los niveles más críticos de operación a los cuales pudiese someterse la bomba y a partir de ellos seleccionar la que mejor se ajuste a éstos.

El fabricante de la bomba de engranajes seleccionada es el mismo que el del divisor de flujo, recomendado por ellos mismo. A continuación se muestran las características de la bomba (Ver apéndice C catalogo C-1):

Tipo: Bomba de engranajes rectos.

Marca: ROPER

Modelo: Serie A-027

Tabla 4.10. Características de la bomba

Presión Máxima (Kpa)	Caudal (m ³ /s)	Máxima altura de bombeo (m)	Potencia del Motor (Kw)
1723.63	0,0029	202.168	4,7

4.11.4. Selección del motor eléctrico de la bomba de suministro de combustible diesel.

De acuerdo a la potencia requerida por la bomba se seleccionó un motor trifásico de jaula de ardilla de dos polos (Ver apéndice C catalogo C-5). Esta selección se realizó por requerimiento del fabricante de la bomba y considerando que éste será instalado en un banco de pruebas, lo que representa una baja exigencia del motor ya que siempre operará a una misma condición de carga.

Este motor posee características de prestaciones estándar lo que lo hace económico en el mercado y factible para la construcción de este proyecto.

4.12. SELECCIÓN DE TUBERÍA MEDIANTE EL CÓDIGO ASME/ANSI (DISEÑO MECÁNICO)

Una vez diseñado hidráulicamente las tuberías que conforman el banco de pruebas se procede a la selección de éstas en base a los códigos ANSI. La selección de la clase y diámetro de la tubería obedecerá a la máxima economía.

Debido a que en el banco de pruebas existen solo dos espesores de tuberías, se estudiará el tramo en condiciones más críticas de presión de cada espesor.

4.12.1. Tramo 1

La selección de la tubería se basa en las especificaciones del código ANSI B31.4-2007, las cuales se recomiendan para este tipo de tubería, acero al carbono, código de fabricación ASTM-53, grado B.

La verificación del espesor se realizará mediante la Ec.4.21.:

$$t = \frac{P_d \cdot D_{ext}}{2 \cdot S} \quad (4.21)$$

Donde:

t = Espesor mínimo (mm).

P_d = Presión de diseño, para prevención de las sobrepresiones causadas por el apagado de bombas y cierre de válvulas, se le agrega un 10 % a la presión de diseño (1791,57 Kpa).

D_{ext} = Diámetro exterior de la tubería (0,039 m)

S = Esfuerzo máximo admisible (174 Mpa) (recomendado por el código ASME B31.4-2007-Table 402.3.1(a))

$$t = 0,120 \text{ mm}$$

La tubería seleccionada cumple con el código, por cuanto el espesor seleccionado hidráulicamente es mayor al que pide el código como mínimo, con lo que se garantiza que la tubería resistirá la presión del sistema.

$$t = 0,120 \text{ mm} < 3,56 \text{ mm}$$

4.12.2. Tramo 2

Considerando las características del tramo 2, se tiene:

P_d = Presión de diseño, para prevención de las sobrepresiones causadas por el apagado de bombas y cierre de válvulas, se le agrega un 10 % a la presión de diseño (1377,85 Kpa).

D_{ext} = Diámetro exterior de la tubería (0,019 m)

S = Esfuerzo máximo admisible (174 Mpa) (recomendado por el código ASME B31.4-2007-Table 402.3.1(a))

Sustituyendo en la ecuación 4.21, se obtiene:

$$t = 0,0752 \text{ mm}$$

La tubería seleccionada cumple con el código, por cuanto el espesor seleccionado hidráulicamente es mayor al que pide el código como mínimo, con lo que se garantiza que la tubería resistirá la presión del sistema.

$$t = 0,0752 \text{ mm} < 2,76 \text{ mm}$$

4.13. DISEÑO DE LA MESA DE TRABAJO DEL BANCO DE PRUEBAS

La mesa tendrá como propósito soportar todo el sistema del banco de pruebas, logrando una configuración compacta de todos los componentes del mismo, permitiendo así, de ser necesario, su fácil transporte.

Para la mesa se emplearon distintos tipos de materiales y elementos de construcción, como láminas de acero, perfiles estructurales, tubulares y cartelas.

4.13.1. Dimensionamiento de la mesa de trabajo

El diseño de las dimensiones se basó en normas de ergonomía (ver apéndice A Fig. A-4, A-5, A-6), para hacer más cómodo el trabajo en la mesa y evitar lesiones en los trabajadores por malas posturas y esfuerzos innecesarios.

Para el dimensionamiento se consideraron los siguientes factores:

- Una altura promedio de 1,75 m para los trabajadores.
- El trabajo se ejecutará de pie.
- El trabajo involucra levantar elementos pesados.
- Se requiere un espacio para colocar herramientas.

4.13.2. Selección de los elementos estructurales de la mesa

4.13.2.1. Selección de la lámina

Para las láminas empleadas en la mesa se escogió un acero AISI 1020, esta selección fue realizada por recomendación de la empresa SENECA, además, se consideró el factor económico seleccionando una lámina del mismo material y espesor del tanque. Esta clase de acero puede ser empleado en piezas que no estén sometidas a fuertes esfuerzos mecánicos. Lo que lo hace ideal para el diseño de la mesa del banco de prueba.

Tomando en cuenta que el espesor mínimo de lámina disponible en la lista suministrada por el MINFRA es de seis (6) milímetros, se seleccionó este espesor y a través del software comercial SOLID WORKS se realizó un estudio de esfuerzos de Von Mises con el cual se calculó el factor de seguridad de la lámina verificando así el diseño. El estudio de esfuerzos será explicado a detalle más adelante.

4.13.2.2. Selección de perfiles estructurales y tubulares

Los perfiles estructurales y tubulares tienen la función de soportar y reforzar la mesa del banco de pruebas y el tanque. La selección de los mismos se hizo en base a la lista de elementos de construcción suministrados por el MINFRA, donde se muestra el material y las medidas disponibles en el mercado. En éste caso, se seleccionaron perfiles y tubulares de acero comercial AISI 1020 de 35 mm x 35 mm x 5 mm. Al realizar la validación de la estructura se observó un sobre diseño en los resultados, sin embargo, no se consideró la selección de perfiles y tubulares de menor dimensión por factores de estética.

4.13.3. Diseño del tanque de almacenamiento.

El tanque de almacenamiento tendrá la capacidad de recibir, almacenar y despachar el combustible diesel en el banco de pruebas. Este tanque mantendrá un circuito de lazo cerrado de combustible diesel, convirtiendo el banco de pruebas en un sistema autónomo, es decir, no se requerirá de un sistema de suministro externo de combustible.

La forma del tanque será rectangular, debido a la facilidad de construcción y de su integración al sistema del banco de pruebas.

4.13.3.1. Criterios de diseño.

El volumen de líquido de almacenamiento en el tanque para el diseño estará determinado por el volumen $0,410 \text{ m}^3$, este es el volumen que mejor se ajusta a las dimensiones de la mesa de trabajo del banco

El tanque será atmosférico de techo fijo, ya que el techo del mismo se empleará para la colocación del divisor de prueba y de los instrumentos de medición. Dado que el ensayo de los divisores de flujo se realizará en periodos de tiempo cortos, el fluido no presentará grandes cambios de temperatura.

4.13.3.2. Selección del material y espesor de la placa requerida.

La selección del material de las láminas se realizó por requerimientos de la empresa SENECA, por ende se escogió un acero al carbono AISI 1020. Este es un acero clasificado en el grupo de los aceros bajo carbono. Su composición química le permite entregar un mejor desempeño en sus propiedades mecánicas, soldabilidad y maquinabilidad que otros aceros del mismo grupo. Es fácil de ser soldado por los procedimientos más comunes entregando resultados de una excelente calidad.

Y considerando el poco volumen que va albergar el tanque el código ASME UCS-25 recomienda usar láminas no menor a 0,25 pulgadas de espesor, lo cual considera un desgaste por corrosión de cinco (5) milésimas de pulgadas por año (1,58 mm en 12 años). De acuerdo a esto se seleccionó de la lista de láminas de acero comercial (ver

Apéndice B tabla B-9) suministrada por el Ministerio de Infraestructura de la República Bolivariana de Venezuela (MINFRA), un espesor de lámina de seis (6) milímetros. Se realizó esta selección tomando en cuenta los factores mecánicos y económicos.

Una vez definido estos factores se diseña el tanque mediante el software comercial SOLID WORKS 2008 las dimensiones se muestran en el Apéndice D plano D-4

4.13.4. Determinación de las fuerzas que actúan sobre la mesa

4.13.4.1. Fuerza ejercida por el divisor de flujo

El peso del divisor de flujo se obtuvo del manual de especificaciones técnicas del divisor de flujo (ver Tabla 4.4). El divisor de flujo posee un peso de 86 kg, lo cual es equivalente a 842,8 Newton.

$$W_{\text{Divisor}} = 842,8 \text{ N}$$

4.13.4.2. Fuerza ejercida por el volumen de combustible en el tanque

Se determina la masa del combustible contenido en el tanque (Ec.4.22):

$$m = \rho \cdot V \quad (4.22)$$

Donde:

M = Masa del líquido en el tanque (Combustible Diesel)

ρ = Densidad del Combustible Diesel (870 kg/m³)

V = Volumen del combustible (0,421 m³)

Sustituyendo, se obtiene:

$$m = 870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.421 \text{ m}^3 = 366,27 \text{ kg}$$

Finalmente la fuerza ejercida por el volumen de combustible en el tanque será (Ec.4.23):

$$W = g * m \quad (4.23)$$

Donde:

W = Fuerza ejercida por el volumen de combustible (KN)

g = Aceleración de gravedad (9,8 m/s²)

m = masa del combustible contenido en el tanque (366,27 Kg)

Sustituyendo:

$$W_{\text{Diesel}} = 9,8 \frac{\text{m}}{\text{m}^2} * 366,27 \text{ kg} = 3589,45 \text{ N}$$

4.13.4.3. Fuerza ejercida por la bomba

El peso de la bomba se obtuvo del catálogo de la bomba suministrado por el fabricante. El peso mostrado en el catálogo para una bomba ROPER SERIE A-027 es de 3 Kg, lo cual es equivalente a 31,38 Newton.

$$W_{\text{Bomba}} = 31,38 \text{ N}$$

4.13.4.4. Fuerza ejercida por el motor

El peso del motor fue obtenido a través del catálogo desde el cual se realizó su selección. Este catálogo se encuentra en el Apéndice C catálogo C-5. El peso mostrado en el catálogo para el motor trifásico de jaula de ardilla, modelo 7AA112M02V es de 37 kg, que equivale a 362,85 N.

$$W_{Motor} = 362,85 \text{ N}$$

4.13.5. Simulación de la estructura

La simulación de la estructura se hizo bajo el siguiente procedimiento:

- 1) Modelado de la estructura en el software comercial SOLIDWORKS 2008 utilizando los elementos y materiales antes seleccionados (ver Fig 4.17.)

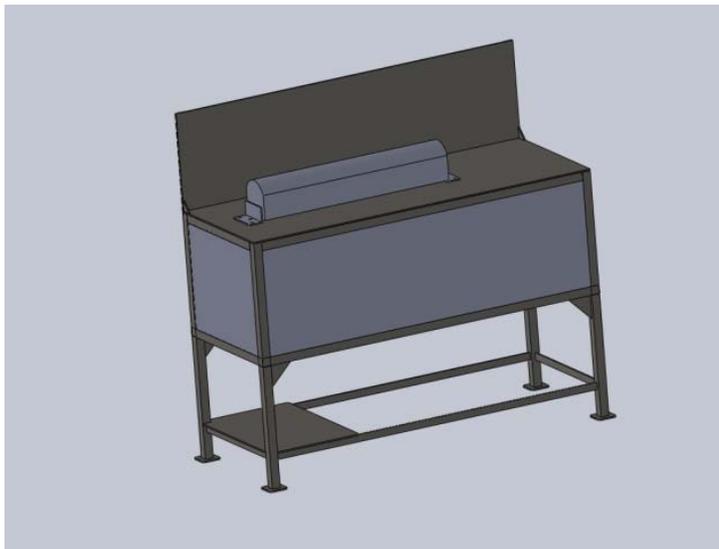


Figura 4.17. Modelado de la estructura

- 2) Se aplicaron las cargas distribuidas en las áreas correspondientes y las cargas de gravedad así como también las restricciones en el software comercial SOLIDWORKS 2008 (ver Fig 4.18).

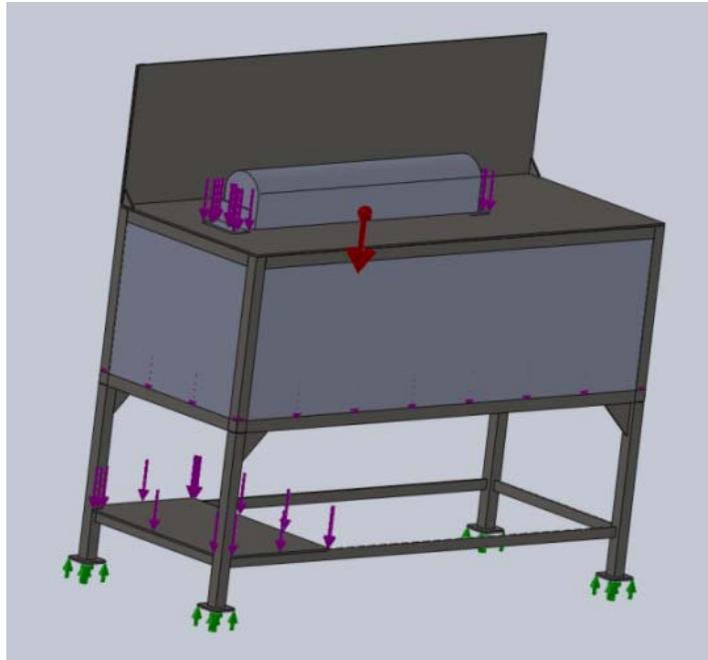


Figura 4.18. Aplicación de cargas y restricciones

- 3) Se realizó el mallado de la mesa, este mallado fue realizado automáticamente por el programa (ver Fig 4.19).



Figura 4.19. Generación de malla

- 4) Se procedió a revisar los resultados del estudio de análisis por elementos finitos, donde muestra los estados de esfuerzos. En la Fig 4.20 se presenta la obtención de los esfuerzos:



Figura 4.20. Generación de esfuerzos de Von mises

Donde el esfuerzo máximo es:

$$\sigma_{Max} = 3.626 \text{ MPa}$$

- 5) Se procedió a la revisión del diseño, esta revisión es realizada automáticamente por el software mostrando el factor de seguridad de cada elemento de la mesa (ver Fig 4.21.)

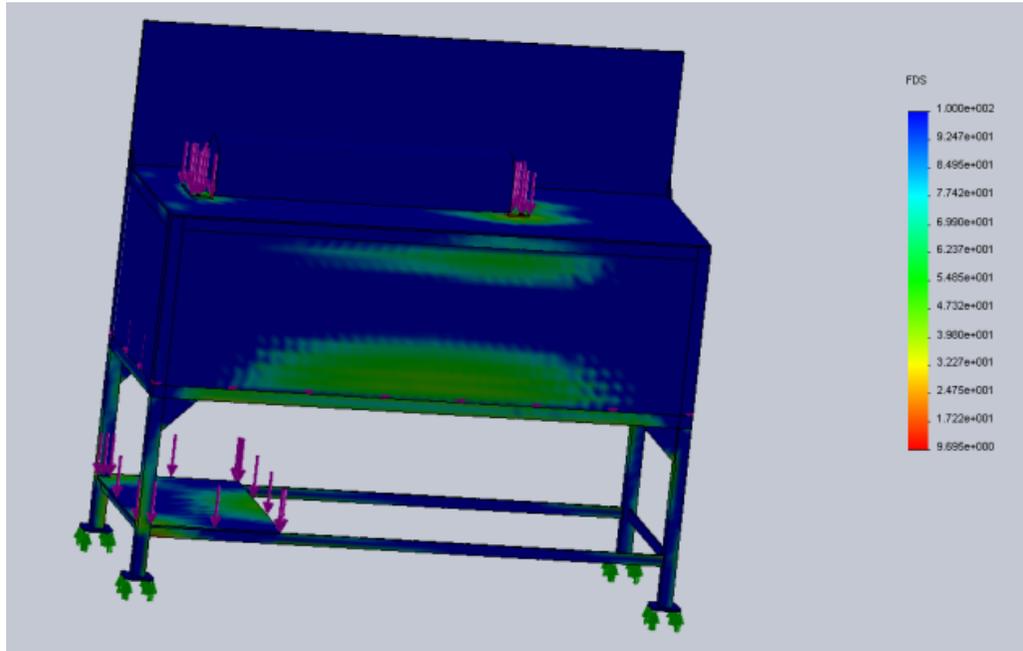


Figura 4.21. Factores de seguridad en la mesa

De éste análisis se determina que el mínimo factor de seguridad de la mesa es:

$$n = 9.7$$

Finalmente las dimensiones se representan en los planos del diseño, adjuntos en el apéndice D, planos D-5.

Las piezas necesarias para la construcción de la mesa del banco de pruebas, las dimensiones y cantidades se describen en la Tabla 4.11 y en los planos D-4 y D-5 la disposición de cada uno.

Tabla 4.11. Listado de piezas de la mesa del Banco de pruebas.

Piezas	Dimensiones	Cantidad
Lámina de acero	1,49 m x 0,58 m x 6 mm	2
Lámina de acero	1,49 m x 0,50 m x 6 mm	2
Lámina de acero	0,58 m x 0,50 m x 6 mm	2
Lámina de acero	1,50 m x 0,59 m x 6 mm	1
Lámina de acero	1,50 m x 0,40 m x 6 mm	1
Lámina de acero	5,90 m x 0,40 m x 6 mm	1
Lámina de acero	35 mm x 1,43 m x 6 mm	4
Lámina de acero	35 mm x 0,52m x 6 mm	4
Perfil estructural de sección abierta	35mm x 35mm x 5mm L 5,05 m	4
Perfil estructural de sección abierta	35mm x 35mm x 5mm L 5,90 m	2
Perfil estructural de sección abierta	35mm x 35mm x 5mm L 1,49 m	2
Perfil estructural cuadrado	35mm x 35mm x 5mm L 0,50 m	4

4.14. SELECCIÓN DE LOS INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

Para todos los procesos industriales es absolutamente necesario monitorear la presión, la velocidad de giro y el caudal.

Ésta sección contiene la selección de los sistemas de medición (instrumentación), necesarios para la obtención de los datos del proceso mediante los cuales se determinará la operatividad del divisor de flujo. La exactitud y precisión en la medición de la presión, caudal y velocidad de giro debe ser alta.

El criterio de selección de los sistemas de medición se basó en la simplicidad de los mismos facilitando de esta manera el manejo de estos sistemas por los empleados del taller mecánico. Además se consideró que para el ensayo de los divisores de flujo

no es necesario llevar un registro de datos para un posterior análisis. Por lo antes, expuesto los sistemas de medición seleccionados son de tipo analógico.

4.14.1. Sistema de medición de caudal

La medición de flujo es uno de los aspectos más importantes en el control de procesos, de hecho, es la variable más comúnmente medida. Para la selección del medidor de flujo se tomaron en cuenta los siguientes factores:

- Indicación local
- Fluido de trabajo altamente corrosivo.
- Fluido de trabajo con poca viscosidad.
- Rango de caudal en la línea de trabajo (0 a 0.0027 m³/s).
- Rango de presión en la línea de trabajo (0 a 1628,70 Kpa).
- Temperatura del líquido a medir (30 °C)

Considerando estos factores se seleccionó un medidor de flujo de tipo electromagnético (Fig. 4.22), el cual representa uno de los medidores más flexibles y aplicados en la empresa SENECA. Proporciona una medición sin obstruir el flujo, es prácticamente insensible a las propiedades de flujo. A continuación se recomienda dicho instrumento con las siguientes especificaciones (Ver apéndice C catalogo C-03):

Marca: tecfluid

Modelo: M-21

Diámetro nominal: 1,25 pulg

Cantidad: 1

Este medidor de caudal se instala igual que un segmento convencional de tubería y la caída de presión que produce no es mayor que la producida por un tramo recto de tubería de longitud equivalente.



Figura 4.22. Medidor de caudal 133electromagnético [28]

4.14.2. Sistema de medición de presión

Para la selección del medidor de presión se tomaron en cuenta los siguientes factores:

- Indicación local
- Fluido de trabajo altamente corrosivo.
- Fluido de trabajo con poca viscosidad.
- Rango de caudal en la línea de trabajo (0 a 0.0027 m³/s).
- Rango de presión en la línea de trabajo (0 a 1628,70 Kpa).
- Temperatura del líquido a medir (30 °C)

Considerando estos factores se seleccionó para la medición de este parámetro equipos de medición electrónicos, por su gran sensibilidad, bajo desgaste, gran exactitud, buena precisión y una salida analógica proporcional al movimiento del elemento de presión. Se preferirá un instrumento con indicación digital para facilitar

la interacción con los operadores. Se seleccionó un equipo con las siguientes características (ver Apéndice C catalogo C-4):

Transmisor electrónico de presión manométrica. (Transductor capacitivo)

Modelo: UniTrans IUT-10

Marca: Wika

Cantidad: 11

4.14.3. Sistema de medición de velocidad de giro

Para medir la frecuencia de giro el divisor de flujo está provisto de sensores magnéticos (vienen incorporados por el fabricante), estos sensores están instalados en los extremos del divisor de flujo (engranaje indicador) ver Fig 4.23, generan una señal de impulsos proporcional a la velocidad de giro del divisor. La amplitud de la señal de impulso generada por los sensores magnéticos puede ser ajustada variando el espacio intermedio entre el captador magnético y la rueda dentada del divisor de flujo.

Esta señal de impulso generada por el sensor magnético representa la señal de retroalimentación procesada por el sistema de control.

- Captador de velocidad Magnético del divisor de flujo

Modelo: ELECTRO-PRODUCTS 723939

Resistencia de la Bobina: 550 ± 650 ohmios

Retardo del captador: $0,007 \pm 0,002$ pulg

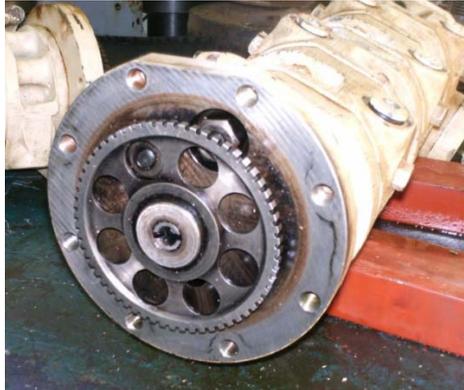


Figura 4.23. Engranaje indicador

4.15. PROCEDIMIENTO PARA EVALUAR DIVISOR DE FLUJO EN EL BANCO DE PRUEBAS.

4.15.1. Procedimiento de arranque del banco de pruebas

Para realizar una sesión de ensayos en el banco de pruebas deben tomarse en cuenta una serie de factores y seguir un procedimiento, ya que el éxito con que se lleve a cabo la prueba, garantizan su validez y posterior certificación. Estos procedimientos y factores se describen a continuación (ver Apéndice D plano D-3):

1. Verificar que el tanque de almacenamiento este lleno hasta un 80 % de su capacidad total (ver apéndice D plano D-6).
2. Comprobar que el cartucho de papel filtrante este dentro del rango de operatividad dado por el fabricante.
3. Colocar el divisor de flujo en el banco de pruebas.
4. Conectar el divisor de flujo al sistema del banco de pruebas.
5. Abrir la válvula L-01, para que la bomba sea cebada y verificar que la válvula VG-01 este abierta.
6. Verificar que la válvula VG-02 esté cerrada.

7. Verificar que las válvulas VA-01 a VA-10 estén calibradas a una presión de apertura de 1250 Kpa
8. Arrancar la bomba de alimentación de combustible diesel.
9. Esperar que la bomba se llene por completo.
10. Fijar el caudal de combustible deseado para ensayar el divisor con las válvulas VG-01 y VG-02.
11. Esperar que el sistema se estabilice para comenzar con las mediciones.

Es importante resaltar que no es necesario ensayar el divisor de flujo con sus condiciones máximas de operación para verificar su funcionamiento.

4.15.2. Procedimiento experimental

Como se requiere conocer si el divisor de flujo está operando correctamente para el caudal y presión con que opera en la turbina, es necesario verificar los parámetros operacionales para los cuales fue diseñado. El procedimiento es el siguiente:

1. Ajustar el caudal que entrega la bomba a $0,0027 \text{ m}^3/\text{s}$
2. Esperar que el sistema se estabilice.
3. Proceder a registrar la velocidad de giro del divisor de flujo y la presión en las diez (10) salidas del divisor de flujo.

4.15.3. Procedimiento de parada

El procedimiento a seguir es el siguiente:

1. Apagar la bomba de suministro de combustible diesel.
2. Abrir la válvula VG-01 para descargar el combustible con mayor rapidez de esta línea.
3. Apagar los instrumentos de medición.
4. Desconectar el divisor de flujo del sistema del banco de pruebas.

5. Sellar las conexiones del divisor de flujo para evitar que se alojen partículas que pudieran afectar una posterior pruebas.
6. Desmontar el divisor de flujo del banco de pruebas.
7. Una vez descargado todos los fluidos, revisar el procedimiento de arranque para dejar el banco de pruebas listo para la siguiente prueba.

4.16. ESTIMACIÓN DE COSTOS DE LA CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.

El banco de pruebas diseñado anteriormente ofrece una gran ventaja para el departamento de mantenimiento mecánico de la Planta Luisa Cáceres de Arismendi desde el punto de vista económico y social. Como se ha explicado anteriormente, las turbinas de generación eléctrica empleadas en dicha planta constan de divisores de flujo de combustible que alimenta de un modo equitativo el combustible a las diez (10) cámaras de combustión de la turbina. Así mismo este componente puede presentar fallos que producen la parada de la turbina, por lo que el divisor define, de cierta forma, el trabajo de la misma.

Actualmente, el departamento de mantenimiento dispone de cierta cantidad de equipos divisores de flujo listos para ser sustituidos en caso de avería. Estos equipos son reparados por el mismo personal técnico de mantenimiento de la empresa, por lo que no genera gastos adicionales. Sin embargo, las unidades son sustituidas sin ser evaluadas, de modo que no se asegura su buen funcionamiento al momento de la instalación y representa una desventaja para el procedimiento.

Normalmente, al ocurrir la falla del divisor de flujo, es necesario seguir un procedimiento para realizar la sustitución del mismo. Este procedimiento dura alrededor de diez (10) horas, que representa una falla del servicio eléctrico para la comunidad y pérdida económica para la empresa durante ese tiempo. Por otro lado, en caso de que el divisor de flujo instalado después de la falla no funcione correctamente, se produce un arranque en falso de la turbina que disminuye en treinta

(30) horas la vida útil de la misma [2] y además, se duplica el tiempo de espera para la restitución de la energía generada por dicha turbina.

Indudablemente este proyecto acarrea costos de construcción, los cuales se presentan en la Tabla 4.12, de manera de suministrarle a la empresa un estimado de la inversión asociada a la construcción del proyecto.

Tabla 4.12. Precios de materiales y accesorios necesarios para la construcción del banco de pruebas del divisor de flujo precio para la fecha (23/03/2010).

Materiales o accesorios	Unidad	Cantidad	Precio/unidad (Bs)	Precio Total (Bs)
Lámina de acero (6 mm)	2,40mx1,20m	2	1299,5	2599
Perfil estructural de sección abierta (35 mm x 35 mm x 5mm)	Pieza (12 m)	1	970,8	970,8
Perfil estructural Cuadrado (35 mm x 35 mm x 5mm)	Pieza (12 m)	1	1941,6	1941,6
Codo de acero D = 1 ¼ pulg	Pieza	10	6,87	68,7
Codo de acero D = ½"	Pieza	10	7,40	74,0
Válvula de compuerta D = 1 ¼ pulg	Pieza	1	120	120
Válvula de Globo D = 1 ¼ pulg	Pieza	2	500	1000
Válvula de alivio D = ½ pulg	Pieza	10	242,6	2426,0
Válvula check D = 1 ¼ pulg	Pieza	1	125	125
Bridas D = 1 ¼ pulg	Pieza	20	115	2300
Bridas D = ½ pulg	Pieza	20	95	1900
Tubería de acero D = 1 ¼ pulg	Metro	6	62,30	373,8
Tubería de acero D = ½ pulg	Metro	6	26,80	160,8
Medidor de flujo	Pieza	1	625,73	625,73
Medidor de presión	Pieza	11	720	7920

Tabla 4.12. (Continuación) Precios de materiales y accesorios necesarios para la construcción del banco de pruebas del divisor de flujo precio para la fecha (23/03/2010).

Motor	Pieza	1	2100	2100
Bomba	Pieza	1	2400	2400
			Total	27.105,43

Es importante destacar que los precios que se muestran en la Tabla 4.12 representan los costos estimados a la fecha, sin embargo, se debe tomar en consideración que estos valores están sujetos a una tasa de inflación fijada en 28,9 % para el año 2010. Por tal motivo se tiene que la inversión total a realizar por la empresa SENECA para la construcción del banco de pruebas se muestra en la Ec.5.1.:

$$27.105,43 \text{ Bs} + (27.105,43 * 0,289) = 34.938,51 \text{ Bs} \quad (4.23)$$

La mano de obra no se incluye en la estimación de costos debido a que la construcción del banco de pruebas será realizada por el personal de la Planta Luisa Cáceres de Arismendi.

CAPITULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES

1. En el presente trabajo de grado se diseñó un banco de pruebas para evaluar el funcionamiento del divisor de flujo de las unidades turbogeneradoras MS-5000 de la Planta Luisa Cáceres de Arismendi.
2. Las condiciones de operación de las unidades turbogeneradoras MS-5000, consideradas para el diseño fueron: Flujo de combustible de la turbina ($0,0027 \text{ m}^3/\text{seg}$), presión de apertura de la válvula de alivio de los inyectores (1250 Kpa) y velocidad de giro del divisor de flujo (3420 r.p.m)
3. Los sistemas de regulación de flujo para la operación del banco planteado son válvulas de globo y compuerta de tipo manual.
4. Los sistema de medición de presión, caudal y frecuencia de giro del banco de pruebas son de tipo analógico por la necesidad de monitorear localmente los parámetros operacionales sin necesidad de almacenarlos.
5. El banco de pruebas fue diseñado para someter al divisor de flujo a condiciones similares a las que este experimente en la turbina: un caudal de $0,0027 \text{ m}^3/\text{s}$ y una presión de entrada de 1598,35 Kpa.
6. Los sistemas de tuberías y el recipiente de almacenamiento de combustible diesel cumplen con los requerimientos mínimos exigidos por el código ASME/ANSI B31.4-2007.
7. La mesa del banco de pruebas se diseñó en base a consideraciones de ergonomía para el hombre promedio y su resistencia se simuló mediante el software comercial SOLIDWORCKS 2008.
8. Para la medición de caudal se emplearon medidores de tipo electromagnético, en la medición de presión medidores electrónicos y para la medición de

frecuencia de giro el divisor de flujo trae incorporado dos (2) Pickup magnético.

9. Se elaboró una documentación que permite evaluar el funcionamiento de los divisores de flujo.
10. Los costos asociados a la construcción del banco de pruebas para el año 2010 es de 34.938,51 Bs

5.2. RECOMENDACIONES

1. Llevar a cabo la construcción del banco de pruebas por parte de la empresa SENECA.
2. Elaborar un plan de mantenimiento para aumentar la vida útil del banco de pruebas.
3. Seguir las especificaciones del diseño al momento de la construcción, debido a que cualquier variación no garantizaría el correcto funcionamiento del banco de pruebas.

BIBLIOGRAFÍA

1. Sistema eléctrico de Nueva Esparta. (2009). [Página web en línea]. Disponible en: <http://www.seneca.com.ve>.
2. Mataix, C. (1997), *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Editorial Harla. Segunda Edición. México.
3. González, Y. (2003). *Diseño de un Banco de Prueba Experimental de Bombeo de Flujo Multifásico*, Trabajo Especial de Grado, Universidad De Oriente, Núcleo Anzoátegui.
4. Pérez V. (2008). Propuesta de sustitución de los sistemas de regulación de voltaje para el control de la excitación de las unidades generadoras AEG-KANIS (FRAME V) de la planta Luisa Cáceres de Arismendi., Trabajo Especial de Grado, Universidad De Oriente, Núcleo Anzoátegui
5. Turbinas de Gas. (2010). [Página web en línea]. Disponible en : <http://www.edicionsupc.es/ftppublic/pdfmostra/EM04001M.pdf>
6. RENOVETEC. (2010). [Página web en línea]. Disponible en : <http://www.renovetec.com/tiposturbinasgas.html>
7. Cengel, Y. (1998). *Termodinámica tomo II*. Segunda Edición. Editorial McGraw-Hill. Colombia.
8. Shigley, J. (1984). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Quinta Edición. Editorial Mc Graw-Hill. México.

9. Wikipedia (2010). [Pagina web en línea]. Disponible en :
<http://es.wikipedia.org/wiki/Gas%C3%B3leo>

10. Instrumentos de medición. (2009). [Pagina web en línea]. Disponible en :
http://pedroluis.freehostia.com/joomla2/index.php?option=com_content&view=article&id=130%3Ainstrumentos-de-merida&Itemid=98

11. Creus A. (1998), *Instrumentación Industrial*, sexta Edición., Alfaomega Grupo Editor, Barcelona, España.

12. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE LAS TURBINA DE GAS MS-6000, VOLUMEN 1, GE ENERGY PRODUCTS EUROPE, (1980).

13. Thinking building universe. (2009). [Página web en línea]. Disponible en:
http://cbs.grundfos.com/BGE_Spain/lexica/LIT_Gear_pumps.html

14. Hilliard Industrial. (2010). [Pagina web en línea]. Disponible en:
<http://www.hilliardcorp.com/filter-cartridge.html>

15. INSTRUCTIONS OPERATION Y MAINTENANCE THE GAS TURBINE, VOL 23, HITACHI, (1982).

16. PROGRAMA MODULAR DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE UNA TURBINA A GAS MS-5000, CON CONTROL SPEED-TRONIC MARCK II – MODULO I, (1980).

17. Vivoil oleodinámica Vivolo. (2001). [Pagina web en línea]. Disponible en:
http://www.vivoil.com/files/vivoil_d_sp.pdf
18. Gaspar A., (1980). *Maquinas motrices generadoras de energía eléctrica*, Enciclopedia CEAC de electricidad, Ediciones CAEC, 4ta Edición
19. PDVSA (1994). Norma PDVSA N° L-TO. 1.5, Venezuela, *manual de ingeniería de diseño*, Vol. 13-III
20. CRANE. *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. Primera edición. Editorial Mcgraw-Hill. Caracas.
21. Mott, R. (1996). *Mecanica de Fluidos Aplicada*. Mexico: Prentice Hall Hispanoamericana.
22. Ayala O. (1997). *Maquinas hidráulicas*. Universidad de Oriente. Núcleo Anzoátegui.
23. Faires, M. (1990). *Diseño de Elementos de Máquinas*, Primera Edición, Editorial Hispano Americano S.A México.
24. Mott, R. (1992). *Diseño de Elementos de Maquinas*. Segunda Edición. Editorial Prentice Hall. Mexico.
25. Shames H. (1995), *Mecanica de fluidos*, Tercera edición, McGraw-Hill.
26. Covenin 643-91, (1991). *Bombas Hidráulicas Centrifugas. Métodos de Ensayo*. Caracas (Venezuela), Fondonorma.

27. ODS (2010). [Pagina web en línea]. Disponible en:
<http://zenstoves.net/CHRIS/ODS.pdf>
28. Tecfluid (2010). [Pagina web en línea]. Disponible en: Fuente:
<http://www.tecfluid.com/castella/Flomid-MX.html>
29. Control del sistema con EDC (2010). [Pagina web en línea]. Disponible en:
<http://www.electriauto.com/electronica/diesel/control-del-sistema-con-edc-electronic-diesel-control/>

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

TÍTULO	Diseño de un banco de pruebas para el divisor de flujo del sistema de combustible de las turbinas a gas MS-5000. Caso: Planta Luisa Cáceres de Arismendi, SENECA, Estado Nueva Esparta
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
Rodríguez C. José D.	CVLAC: 18.550.958 E MAIL:josedaniel_rodriguez@hotmail.com
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

diseño

banco de pruebas

divisor de flujo

combustible

turbinas a gas

instrumentos de medición

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÀREA	SUBÀREA
Ingeniería y Ciencias Aplicadas	Ingeniería Mecánica

RESUMEN (ABSTRACT):

Se diseña un banco de pruebas para el divisor de flujo de combustible diesel de las unidades turbogeneradoras MS-5000 de la empresa SENECA, con la finalidad de disminuir los problemas que se generan en el periodo de arranque de las turbinas, como consecuencia de no existir un evaluó previo del funcionamiento de los divisores de flujo que han sido reparados por parte del Departamento de Mantenimiento antes de su instalación en la unidad MS-5000. El correcto funcionamiento de los divisores de flujo se determinará mediante el monitoreo de presión en las diez (10) salidas que tiene el divisor, y la frecuencia de giro del mismo. La etapa de diseño comprende la selección de los componentes del banco de pruebas, determinando su función específica, el dimensionamiento de las tuberías que lo conforman y el diseño de las mismas según el código PDVSA y ASME, la selección y ubicación de la instrumentación a disponer en el banco de pruebas, el diseño de la mesa de trabajo y la simulación de la estructura de la misma. Este trabajo incluye una documentación que consta de cálculos, planos de conjunto, características de los equipos seleccionados y una estimación de costos asociados a la construcción del mismo, factores que le permitirán a la empresa SENECA, una futura construcción del banco.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
	González R. Yordy A.	ROL	CA	AS	TU x
CVLAC:		14.126.676			
E_MAIL		yordygonzalez@hotmail.com			
E_MAIL					
Rodríguez Edgar	ROL	CA	AS	TU	JU x
	CVLAC:	4.012.952			
	E_MAIL	rmedgar5@hotmail.com			
	E_MAIL				
Camargo S. Lino A.	ROL	CA	AS	TU	JU x
	CVLAC:	11.496.426			
	E_MAIL	<u>lcamargos@cantv.net</u>			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2010	08	10
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
DISEÑO BANCO DE PRUEBAS DIVISOR DE FLUJO.doc	Application/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I
J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z. 0 1 2
3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: SENECA- Planta Luisa Cáceres de Arismendi (OPCIONAL)

TEMPORAL: Semestral (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

INGENIERO MECANICO

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

PREGRADO

ÁREA DE ESTUDIO:

DEPARTAMENTO DE MECANICA

INSTITUCIÓN:

UNIVERSIDAD DE ORIENTE / NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado:

“Los Trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente, y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quién deberá participarlo previamente al Consejo Universitario, para su autorización”

AUTOR

Rodríguez Caraballo, José Daniel

TUTOR

JURADO

JURADO

Prof. Yordy González

Prof. Edgar Rodríguez

Prof. Lino Camargo

POR LA SUBCOMISIÓN DE TESIS

Prof. Diógenes Suárez