



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
ARAGÓN

“PROPUESTA DE UNA GUÍA DE APUNTES
COMO APOYO PARA LA ASIGNATURA DE
APLICACIONES DE PROPIEDADES DE LA
MATERIA QUE SE IMPARTE EN LA F.E.S.
ARAGÓN – U.N.A.M.”

T E S I S
PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
A R E A : M E C A N I C A
P R E S E N T A N :
DAVID ORTIZ ROMERO
ANGEL SALVADOR VARGAS PINEDA

ASESOR: ING. JOSE ANTONIO AVILA GARCIA



MEXICO

2010



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Agradecimientos.

A la U.N.A.M. - F.E.S. Aragón.

Agradezco a la Máxima Casa de Estudios “U.N.A.M”, nuestra escuela, nuestro segundo hogar, que nos ha dado el privilegio de pertenecer a ella y nos ha apoyado en todo momento proporcionándonos las herramientas necesarias para llegar a ser profesionistas.

A nuestros Profesores.

Por haber sido parte fundamental durante nuestra formación y que gracias a ellos hemos culminado esta etapa de preparación para la vida profesional. Agradecemos en especial al Ing. Teresa Celia Moreno Bañuelos y al Ing. Everardo Esquivel Sánchez por sus enseñanzas que fueron la base para realizar este trabajo.

Al Ing. José Antonio Ávila García.

De manera especial queremos agradecer por su apoyo incondicional, por compartir con nosotros sus consejos, enseñanzas y experiencias y por habernos dedicado su tiempo para dirigir este trabajo de tesis. Con afecto y admiración gracias por todo Ingeniero Ávila.



*Orgullosamente U.N.A.M.
“Por mí Raza Hablara el Espíritu”*

A mi Papá.



Por su apoyo emocional que en todo momento estuvo conmigo, por su compañía, por todo lo que me enseñó y por sus esfuerzos para sacarnos adelante, gracias Papá por tener fé en mí, me hubiera gustado que estuvieras aquí, te Amo Papá.

A mi Mamá.

Quien es la persona más importante en mi vida y a quien dedico esta tesis, gracias Mamá por tus regaños, consejos, por ser una gran amiga, por estar conmigo en todos los momentos difíciles de mi vida, por tu amor de madre, por darnos ese invaluable calor de hogar y por ver por nosotros día y noche. Ahora me toca a mí ver por ti, nunca te he defraudado y nunca lo hare, gracias por tu dedicación sin ti no lo hubiera logrado, te Amo Mamá.

A mis Hermanos.

Por estar unidos en las buenas y en las malas, gracias por su compañía, amistad y afecto que siempre ha estado en el lazo familiar, los quiero.

A mi Novia.

El amor de mi vida, mi futura compañera, a quien dedicare cada día de mi vida para hacerla feliz, gracias por tu apoyo, tu comprensión y tus consejos, gracias por todos los momentos que pasamos juntos y por amarme tanto, te Amo Jovis.

Atte. Ángel

A mi Mamá.

Porque siempre me ha brindado su amor, apoyo y comprensión incondicional. Por todos los valores que me enseñaste y hacer que pudiera saliera adelante y lograr mi objetivo, gracias mamá por todo eres la mujer más importante en mi vida. Te amo mucho.

A mi Papá.

Por ser el hombre que nunca dejo de confiar en mí y que hoy ve reflejado todo su esfuerzo y sacrificio, por sus enseñanzas, consejos y por guiarme en todo momento para hacer de mi una persona de bien y enfrentarme a la vida. Gracias papá te amo mucho.

A mis hermanos.

A mi hermana y cada uno de mis hermanos, porque siempre me apoyaron cuando más los necesite y además se han preocupado por mí siempre. Sé que puedo contar con ustedes en cualquier momento. Los quiero mucho y siempre estaré con ustedes. Gracias por todo.

A mi novia.

Por ser la mujer que me apoyo cuando más la necesite que incondicionalmente ha estado conmigo y me ha comprendido. Estoy orgulloso de haberte conocido y compartir contigo momentos muy felices en mi vida. Te amo mucho Lucy.

Atte. David

INDICE

Titulo de tesis.....	V
Objetivo general.....	V
Justificación.....	V
Supuestos	V
Introducción.....	VI
Simbología.....	VII
Capitulo 1. Generalidades.	
1.1 Conceptos Básicos Termodinámicos.....	2
1.2 Energía (E).....	10
1.2.1 Energía Cinética.....	10
1.2.2 Energía Potencial.....	11
1.2.3 Energía Interna (U).....	11
1.3 La Ley Cero de la Termodinámica.....	11
1.4 Trabajo.....	12
1.4.1 Trabajo en un Sistema Termodinámico Cerrado.....	13
1.4.2 Trabajo en un Sistema Termodinámico Abierto.....	16
1.5 Calor.....	17
1.5.1 Equivalente Mecánico de Calor.....	18
1.5.2 Capacidad Calorífica(C).....	18
1.5.3 Calor Específico (C_p).....	19
1.5.4 Calor Sensible.....	19
1.5.6 Calor Latente.....	19
1.6 Eficiencia Térmica.....	20
1.7 Coeficiente de Operación (COP).....	21
1.8 Primera Ley de la Termodinámica.....	21
1.8.1 La Primera Ley de la Termodinámica para Sistemas Cerrados.....	22
1.8.2 La Primera Ley de la Termodinámica para Sistemas Abiertos.....	23

Capítulo 2. Propiedades de las Sustancias Puras.

2.1 Sustancia Pura.....	26
2.1.1 Líquido Comprimido.....	26
2.1.2 Líquido Saturado.....	26
2.1.3 Vapor.....	26
2.1.4 Vapor Saturado.....	26
2.1.5 Vapor Sobrecalentado.....	26
2.2 Equilibrio Líquido – Vapor.....	26
2.2.1 Diagrama Presión - Temperatura.....	27
2.2.2 Región de dos Fases.....	27
2.2.3 Diagrama Presión - Volumen.....	28
2.3 Calidad de vapor (x).....	28
2.4 Humedad de vapor (Y).....	28
2.5 Diagrama Presión – Entalpía.....	29
2.6 Diagrama Temperatura - Volumen.....	30
2.7 Diagrama de Estado Triple.....	31
2.7.1 Punto Triple.....	31
2.8 Tablas de las Propiedades Termodinámicas (p, v , t, u y h).....	32
2.9 Interpolación Lineal.....	33
2.10 Ecuación de Estado del Gas Ideal.....	36
2.11 Coeficiente de Joule-Thomson.....	38
2.12 Ley de Boyle.....	39
2.13 Ley de Gay-Lussac-Charles.....	40
2.13.1 Ley de Charles para $P=C$	40
2.13.2 Ley de Charles para $V=C$	40
2.14 Energía Interna (u) y Entalpía (h) para el Gas Ideal.....	41
2.15 Balance de Energía en Sistemas Cerrados.....	42
2.15.1 Proceso Isobárico (Presión Constante).....	42
2.15.2 Proceso Isométrico (Volumen Constante).....	44
2.15.3 Proceso Isoentrópico (Entropía Constante).....	46
2.15.4 Proceso Isotérmico (Temperatura Constante).....	48
2.15.5 Proceso Politrópico.....	50

Capítulo 3. Balance de Energía. Aplicaciones de la Primera Ley de la Termodinámica.

3.1 Balance de Energía.....	52
3.2 Ciclos Termodinamicos.....	52
3.2.1 Ciclo Rankine.....	52
3.2.2 Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor.....	60
3.2.3 Ciclo Brayton.....	63
3.2.4 Ciclo Otto.....	66
3.2.5 Ciclo Diesel.....	69

Capítulo 4. Segunda Ley de la Termodinámica.

4.1 La Segunda Ley de la Termodinámica.....	74
4.2 Algunos Enunciados de la Segunda Ley.....	74
4.3 El Proceso Reversible.....	75
4.4 Principio de Carnot.....	75
4.4.1 El Ciclo de Carnot.....	76
4.4.2 Eficiencia Térmica del Ciclo de Carnot.....	78
4.5 Escala Termodinámica de Temperatura Absoluta.....	78
4.6 Desigualdad de Clausius.....	79
4.7 Entropía de una Sustancia.....	80
4.7.1 Generación de la Entropía.....	81
4.8 El Principio del Incremento de Entropía.....	84
4.9 Diagramas de Fase que Involucran a la Entropía.....	86
4.9.1 Diagrama Temperatura-Entropía.....	86
4.9.2 Diagrama Entalpia-Entropía.....	87
4.10 Las relaciones Tds.....	88
4.11 Cambio de Entropía en Gases Ideales.....	89
4.12. Eficiencia Isoentrópica.....	90
4.12.1 Eficiencia Isentrópica de Turbinas.....	90
4.12.2 Eficiencia Isoentrópica de Compresores y Bombas.....	91
4.12.3 Eficiencia Isoentrópica de Toberas.....	92

Capítulo 5. Flujo en Tuberías y Maquinas Generatrices.

5.1 Perdidas Hidráulicas.....	94
5.1.1 Regímenes de Circulación de los Fluidos.....	94
5.1.2 Rugosidad.....	95
5.1.3 Calculo de las Pérdidas de Carga Primarias.....	95
5.1.4 Diagrama de Moody.....	96
5.1.5 Cálculo de las Pérdidas de Carga Secundarias.....	97
5.2 Maquina Generatriz.....	101
5.3 Bombas Hidráulicas.....	101
5.3.1 Bombas de Desplazamiento Positivo.....	101
5.3.2 Bombas Dinámicas.....	108
5.4 Criterios para la Selección del Tipo de Bomba.....	114
5.5 Compresores.....	115
5.5.1 Compresores de Desplazamiento Positivo.....	115
5.5.2 Compresores Dinámicos.....	122
5.5.3 Ventiladores y Sopladores.....	123
Anexo.	
Propiedades Extensivas (Masa, Peso, Volumen).....	126
Propiedades Intensivas (Presión y Temperatura).....	127
Propiedades Específicas (Densidad, Volumen Específico, Peso Específico)....	128
Coeficientes de Pérdidas por Fricción para Diferentes Accesorios.....	129
Viscosidad Dinámica y Cinemática del Agua a Diferentes Temperaturas.....	132
Tablas de Vapor de Agua Saturado.....	133
Tablas de Vapor de Agua Sobrecalentado.....	134
Tabla de Calores Específicos de Diferentes Gases.....	135
Tablas de Propiedades de Aire a Bajas Presiones.....	136
Tabla de Freón 12 Saturado.....	139
Tabla de Freón 12 Sobrecalentado.....	140
Figura 8. Diagrama T – s del Agua.....	141
Conclusiones	142
Bibliografía	143

Título de la Tesis:

Propuesta de una guía de apuntes como apoyo para la asignatura de aplicaciones de propiedades de la materia que se imparte en la F. E.S. Aragón –U.N.A.M.

Objetivo general.

Elaborar una guía de estudio que permita a los alumnos facilitar el aprendizaje de la asignatura de Aplicaciones de Propiedades de la Materia, impartida en la carrera de Ingeniería Eléctrica-Electrónica e Ingeniería Industrial en la FES Aragón – U.N.A.M.

Justificación.

La decisión de realizar esta guía fue basada en la oportunidad que se tuvo en apoyar a la impartición de las prácticas del Laboratorio de Aplicaciones de Propiedades de la Materia durante el periodo de servicio social, donde se observó que los alumnos presentaban dificultades con respecto a los temas vistos en la teoría y que se reflejaban en las prácticas correspondientes, por lo que al preguntar a los alumnos de su problemática daban las siguientes respuestas:

- Existe desfasamiento (avance) de la teoría con las prácticas de laboratorio.
- No comprendemos las explicaciones del profesor.
- Los temas no los trata un solo libro y en la secuencia del programa de la materia.
- No comprendemos los textos.

Por lo que la elaboración de una guía de apuntes será de gran ayuda para los alumnos, permitiéndoles abordar los temas de una manera sencilla y en secuencia al programa que serán vistos en clase y facilitando la labor del maestro en el proceso de enseñanza – aprendizaje.

Supuestos.

Con esta guía el alumno conocerá de una manera más clara y sencilla, los fundamentos básicos y necesarios para la comprensión y aplicación de esta asignatura, y las diversas aplicaciones que el Ingeniero Eléctrico – Electrónico así como el Ingeniero Industrial pudiera llevar a cabo durante su vida profesional.

Introducción.

Hoy en día vivimos en un México donde existe una creciente demanda de ingeniería por parte de las industrias privadas y de gobierno para satisfacer las necesidades de la población en los sectores alimenticios, manufactura, construcción, servicios públicos, investigación, etc.

Para ello se requieren ingenieros mejor preparados y competitivos para resolver los problemas que demande la sociedad.

“La Ingeniería es la profesión mediante la cual se aplican racionalmente los conocimientos de las matemáticas y las ciencias naturales obtenidos estos mediante el estudio y la práctica sistemática, al desarrollo de métodos económicos de utilización de los materiales y de las fuerzas de la naturaleza para el beneficio del hombre” (Huang, 1985: 27).

Dentro de esta guía se explican los conceptos básicos de las propiedades de la materia tales como las propiedades intensivas, extensivas y específicas, así como los tipos de sistemas termodinámicos que se pueden encontrar en la vida diaria.

Se explican y modelan matemáticamente las tres leyes fundamentales que rigen a la termodinámica, así como su aplicación en diferentes procesos termodinámicos que interactúan en el intercambio de energía entre el sistema y el medio ambiente.

Se da una introducción a los diferentes ciclos termodinámicos como son: ciclo Rankine, ciclo Brayton, ciclo Otto, ciclo Diesel y ciclo de Refrigeración, que el alumno ha de conocer como parte de su formación académica y que en algún momento pueda aplicarlos en su vida profesional.

En relación a compresores y maquinas generatrices (bombas hidráulicas) los cuales son básicos en cualquier sector de la industria, se menciona el principio de operación y los criterios básicos de selección de acuerdo a cada necesidad, y como calcular las perdidas por fricción que sufre el fluido durante su trayecto por tubería y accesorios.

Esta guía de apuntes está basada en libros especializados y apuntes de consulta para cada tema contenido en este trabajo, para profundizar en algún tema en específico se puede recurrir a la bibliografía que se ubica al final de esta guía.

Simbología.

Símbolo	Magnitud	Sistema	Sistema
		Internacional	Ingles
M	Materia	Adimensional	Adimensional
m	Masa	kg	Slug
w	Peso	N	lb _f
V	Volumen	m ³	pie ³
p	Presión	N/m ²	lb _f / plg ²
T	Temperatura	°K, °C	°R, °F
ρ	Densidad	kg/m ³	lb _m / pie ³
v	Volumen específico	m ³ /kg	pie ³ / lb _m
γ	Peso específico	N/m ³	lb _f / pie ³
g	Gravedad	m/s ²	pie/ s ²
z	Altura	m	Pie
W	Trabajo	J	Btu
w	Trabajo específico	J/kg	Btu/ lb _m
F	Fuerza	N	lb _f
A	Área	m ²	pie ₂
E _c	Energía cinética	J	Btu
E _p	Energía potencial	J	Btu
U	Energía interna	J	Btu
u	Energía interna específica	J/kg	Btu/ lb _m
v̄	Velocidad	m/s	pie/ s
Ẇ	Potencia	W	Hp
ṁ	Flujo másico	kg/s	lb _m / s
v̇	Flujo volumétrico	m ³ /s	pie ³ /s
Q	Calor	J	Btu
q	Calor por unidad de masa	J/kg	Btu/ lb _m
C _p	Calor específico a presión constante	J/kg °K	Btu/ lb _m °F

C_v	Calor específico a volumen constante	J/kg °K	Btu/ lb _m °F
C_L	Calor latente de cambio de fase	J/kg	Btu/ lb _m
H	Entalpia	J	Btu
h	Entalpia específica	J/kg	Btu/ lb _m
t	Tiempo	s	S
η	Eficiencia	Adimensional	Adimensional
S	Entropía	J/°K	Btu/ °R
s	Entropía específica	J/kg °K	Btu/ lb _m °R
R	Constante de los gases	J/kg °K	Btu/ lb _m °R
x	Calidad de vapor	Adimensional	Adimensional
β	Coefficiente de expansión volumétrica	k ⁻¹	k ⁻¹
T.R.	Tonelada de refrigeración	Adimensional	Adimensional
r_p	Relación de presión	Adimensional	Adimensional
r_c	Relación de corte de admisión	Adimensional	Adimensional
K	Constante del aire	Adimensional	Adimensional
Re	Número de Reynolds	Adimensional	Adimensional
ν	Viscosidad cinemática	m ² /s	Pie ² / s

Unidades básicas Sistema Internacional.

Magnitud Física	Unidad	Símbolo
Longitud	metro	M
Masa	kilogramo	Kg
Tiempo	segundo	S
Intensidad de Corriente Eléctrica	ampere	A
Temperatura	kelvin	K
Intensidad Luminosa	candela	Cd
Cantidad de Sustancia	Mol	Mol

Unidades Derivadas.

Magnitud Física	Unidad	Símbolo	Relación Dimensional
Frecuencia	Hertz	Hz	1/s
Fuerza	Newton	N	kg·m/s ²
Presión, Esfuerzo	Pascal	Pa	N/m ²
Energía, Trabajo, Cantidad de Calor	Joule	J	N·m
Potencia	Watt	W	J/s
Cantidad de Electricidad, Carga Eléctrica	Coulomb	C	A·s
Potencial Eléctrico	Volt	V	W/A
Capacitancia	Farad	F	C/V
Resistencia Eléctrica	Ohm	Ω	V/A
Conductancia	Siemens	S	A/V
Flujo Magnético	Weber	Wb	V·s
Densidad de Flujo Magnético	Tesla	T	Wb/m ²
Inductancia	Henry	H	Wb/A
Flujo Luminoso	Lumen	lm	cd·sr
Iluminación	Lux	lx	lm/m ²

Múltiplos y Prefijos

Múltiplo	Prefijo	Símbolo
10^{24}	Yotta	Y
10^{21}	Zetta	Z
10^{18}	Exa	E
10^{15}	Peta	P
10^{12}	Tera	T
10^9	Giga	G
10^6	Mega	M
10^3	Kilo	k
10^2	Hecto	h
10	Deca	da
10^{-1}	Deci	d
10^{-2}	Centi	c
10^{-3}	Mili	m
10^{-6}	Micro	μ
10^{-9}	Nano	n
10^{-12}	Pico	p
10^{-15}	Femto	f
10^{-18}	Atto	a
10^{-21}	Zepto	z
10^{-24}	Yocto	y

CAPITULO 1.

GENERALIDADES.

Conceptos Básicos, Ley Cero y Primera Ley de la Termodinámica.

En este capítulo se proporcionaran los conceptos básicos de termodinámica y conoceremos dos de las tres leyes fundamentales que rigen a la termodinámica.

1.1 Conceptos Básicos Termodinámicos.

Termodinámica.

Es una ciencia que forma parte de la física, que estudia los procesos de intercambio de masa y energía entre sistemas termodinámicos, así como los efectos en los cambios de las propiedades de las sustancias de trabajo.

Materia.

Es aquel conjunto de moléculas que presentan un comportamiento definido en función de sus propiedades.

Sistema Termodinámico.

Un sistema termodinámico es todo espacio o cantidad de materia determinada, encerrada o limitada por una frontera o limite específico.

Fronteras o Límites de un Sistema Termodinámico.

Es el contorno real o imaginario, fijo o móvil, diatérmico o adiabático que delimitan a un sistema termodinámico.

Entorno o Medio Ambiente.

Es la región del espacio físico que se encuentra fuera de los límites o fronteras del sistema.

En la figura 1.1 se muestra los elementos de un sistema termodinámico.

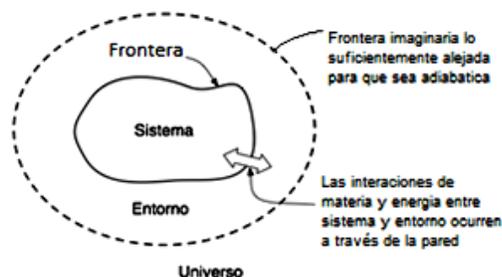


Figura 1.1 Elementos de un Sistema.

Frontera Adiabática.

Estas fronteras **no permiten una interacción térmica** entre sistemas.

Frontera Diatérmica.

Estas fronteras **permiten la interacción térmica** entre sistemas termodinámicos.

Frontera Aislante.

Este tipo de fronteras **no permiten ninguna interacción de materia y energía** entre el sistema y sus alrededores.

Dentro del análisis de los procesos termodinámicos se incluye el estudio de las transferencias de masa y energía a través de las fronteras de un sistema. La figura 1.2 muestra los diferentes sistemas y las interacciones de materia y energía.

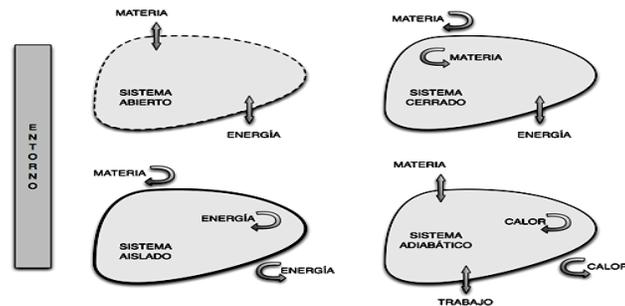


Figura 1.2 Sistemas Termodinámicos.

Sistema Abierto o Volumen de Control.

Es aquel sistema en el que **existe intercambio de masa y energía** a través de sus límites o fronteras. La frontera de este sistema se le conoce como volumen de control.

Ejemplos:

- Un compresor
- Una turbina de vapor o gas
- Una bomba de agua

Sistema Cerrado o Masa de Control.

En este sistema **la masa se mantiene constante**, es decir, la masa no atraviesa la frontera. Sin embargo **si existe un intercambio de energía**.

Ejemplos:

- Gas contenido en una jeringa (sistema embolo- cilindro)
- Llantas de los automóviles

Sistema Aislado.

Es en el cual no hay interacción con sus alrededores, es decir no existe intercambio de masa y energía.

Propiedades Macroscópicas de las Sustancias.

Las sustancias tienen propiedades características y constantes que sirven para identificarlas, estas se clasifican en:

Propiedades Extensivas.

Son aquellas que dependen de la cantidad de materia en el sistema y son proporcionales a ella, por ejemplo **masa, volumen, peso y energía interna**. Si el sistema se delimita a la mitad, sus propiedades extensivas también se dividen a la mitad, esto es, la mitad de la masa, la mitad del peso, la mitad del volumen y la mitad de energía interna.

Propiedades Intensivas.

Estas no dependen de la cantidad de materia en el sistema, por ejemplo: **presión**, **temperatura**. Si el sistema se delimita a la mitad, estas propiedades pueden mantener sus mismos valores.

Propiedades Específicas.

Es aquella propiedad que se deriva de la relación de dos propiedades extensivas y que dicha relación no depende de la cantidad de materia.

Como ejemplos se tienen la **densidad** $\rho = \frac{m}{V} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$, el **volumen específico** $v = \frac{V}{m} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$ y el **peso específico** $\gamma = \frac{w}{V} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right]$

Nota:

En el anexo se muestran las propiedades extensivas, intensivas y específicas con sus unidades en el Sistema Internacional y Sistema Ingles.

Presión (P).

Es una propiedad de carácter intensivo que mide **el efecto causado por un conjunto de fuerzas, en forma perpendicular, sobre una superficie o sea $P = F/A$** . El conjunto de fuerzas puede provenir del movimiento molecular de un sistema al chocar sus moléculas sobre el límite de este (efecto Pascal), o bien, por el peso del sistema sobre su superficie de apoyo (Principio de Arquímedes).

Presión Atmosférica.

“La atmosfera conformada de gases, a consecuencia de su peso, ejerce una presión sobre la superficie terrestre. La presión atmosférica estándar en al nivel del mar es de 1013.25 mbar (760 mm Hg). Por otra parte al ganar altura disminuye la presión atmosférica” (Manrique, 2005:14).

La presión atmosférica se mide con ayuda de un barómetro, que da una columna de mercurio y esta es una indicación de la presión atmosférica.

El primer barómetro de mercurio fue construido por Evangelista Torricelli, para ello empleó un tubo de 1 m de longitud, abierto por un extremo, y lo llenó de mercurio, dispuso de una cubeta con mercurio y volcó cuidadosamente el tubo introduciendo el extremo abierto en el líquido hasta colocarlo verticalmente. Comprobó que el mercurio bajó hasta una altura de 760 mm sobre el líquido de la cubeta puesto que el experimento se hizo al nivel del mar. La figura 1.3 nos muestra el barómetro de Torricelli y sus partes.

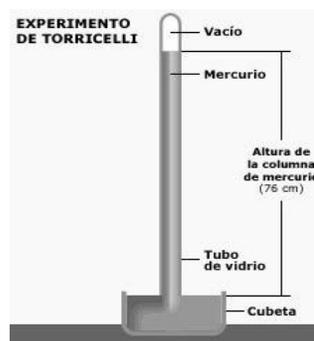


Figura 1.3 Barómetro de Torricelli.

Presión Relativa.

Es la presión de un sistema que se encuentra comparada a una presión de un sistema de referencia, el cual normalmente es la presión de la atmósfera.

La mayoría de los manómetros o vacuómetros están contruidos de manera que miden presiones relativas con relación a la atmósfera. Y comparan la presión de un sistema con la presión atmosférica. Esta presión puede ser positiva o negativa.

Presión Manométrica.

Para medir la presión de un sistema es necesario un **manómetro**, tipo Bourdón, diferencial, de columna de mercurio, de agua, o de alcohol etc. La presión que registra este instrumento se llama presión manométrica y **es aquella que se mide por arriba de la presión atmosférica.**

En las figuras 1.4 y 1.5 se muestra un manómetro y sus partes que lo componen, estos son los más empleados en los procesos.



Figura 1.4 Manómetro tipo Bourdón.

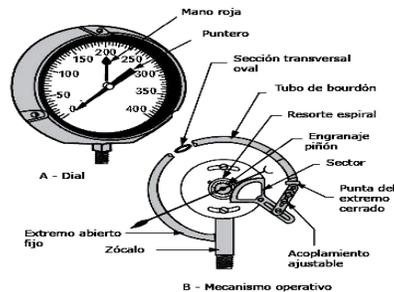


Figura 1.5 Partes de un Manómetro.

Presión de Vacío o Presión Vacuométrica.

En algunos casos la presión de los sistemas opera en condiciones de vacío, es decir, a presiones menores que la presión atmosférica, o dicho de otra manera por debajo de la presión atmosférica, esta presión se mide con vacuómetros tipo bourdón **y se considera negativa.**

En dichas condiciones la presión de un sistema queda determinada mediante el uso de la presión absoluta o la indicación de una presión de vacío.

Presión Absoluta.

“En todos los análisis termodinámicos se emplea la presión absoluta, dado que esta no depende de la altura o localidad en donde se haga la medición” (Manrique, 2005: 15)

Dicha presión es referida al vacío perfecto y se mide con respecto al cero absoluto de presión.

La presión absoluta de un sistema cuando este tiene una presión mayor que la atmosférica está dada por la suma de la presión atmosférica más la presión manométrica.

Presión absoluta = presión atmosférica + presión manométrica.

Cuando la presión del sistema es menor que la atmosférica queda expresada como:

Presión absoluta = presión atmosférica - presión vacuométrica.

La figura 1.6 muestra la relación entre las diferentes presiones.

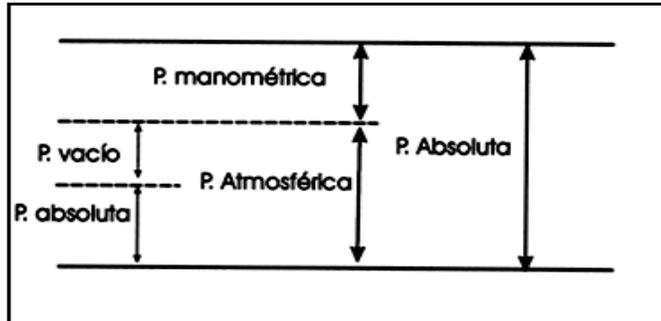


Figura 1.6 Relación entre las Presiones Absoluta, Atmosférica, Manométrica y el Vacío.

Presión Hidrostática.

Es la presión ejercida por los líquidos en forma perpendicular a las paredes que lo contienen. Esta presión actúa en todas las direcciones y solo es nula en la superficie como se muestra en la figura 1.7

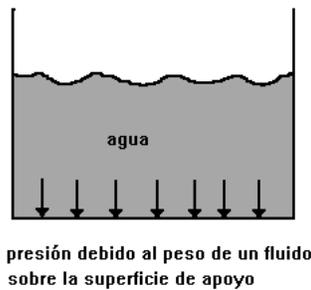


Figura 1.7 Presión de un Líquido sobre una Superficie Plana (Presión Hidrostática).

Queda definida matemáticamente como:

$P = \rho g z$

Donde:

- P** = Presión (N/m²)
- ρ** = Densidad (kg/m³)
- g** = Gravedad (m/s²)
- z** = Altura (m)

Temperatura.

Se puede definir la temperatura: como la medida del estado energético de una sustancia, resultado de su energía cinética promedio molecular.

Puntos de Referencia en las Escalas de Temperatura.

Como referencia para obtener las escalas, es necesario dos puntos de referencia, estos son:

Punto de congelación del agua es la temperatura a que se encuentra en equilibrio una mezcla de hielo y agua saturada de aire, bajo una presión de 1013.25 mbar (1 atm).

Punto de ebullición del agua, es la temperatura de equilibrio para agua pura y su vapor bajo una presión de 1013.25 mbar, (1 atm). O simplemente la temperatura a la cual hierve el agua.

Equilibrio Térmico.

Del concepto de temperatura mencionando en el anexo, cuando la temperatura de un sistema es uniforme en la totalidad de este y es igual a la temperatura de sus alrededores, se conoce como equilibrio térmico.

Cuando dos cuerpos, uno caliente y uno frío, los cuales se ponen en contacto y si estos cuerpos, además se aíslan de los alrededores, el cuerpo que está caliente se enfría mientras el que está frío se calienta. Después de un periodo de tiempo los dos cuerpos llegarán a un equilibrio térmico, dicho de otra manera tendrán la misma temperatura.

El equilibrio es en realidad una abstracción, pues los sistemas reales nunca se encuentran estrictamente en equilibrio.

Escalas de Temperatura Relativas.

Las dos escalas de temperatura de uso generalizado son las escalas Celsius y la escala Fahrenheit, nombradas en honor de quienes las crearon.

La Escala Celsius asigna un valor de 0°C al punto del hielo y un valor de 100°C al punto del vapor, dividiendo estos dos estados de referencia en 100 partes iguales.

Para convertir grados Fahrenheit a Celsius se tiene la siguiente relación:

$$T^{\circ}\text{C} = (5/9) (T^{\circ}\text{F}-32)$$

Para convertir grados Kelvin a Celsius se tiene la siguiente relación:

$$T^{\circ}\text{C} = T^{\circ}\text{K}-273$$

La Escala Fahrenheit asigna un valor de 32^oF al punto del hielo y un valor de 212^oF al punto del vapor, dividiendo estos dos estados de referencia en 180 partes iguales.

Esto es que por cada cambio de grado de temperatura en la escala Fahrenheit es igual a 1.8 de un grado en la escala Celsius.

Para convertir grados Celsius a Fahrenheit se tiene la siguiente relación:

$$T^{\circ}\text{F} = 1.8 (T^{\circ}\text{C}) + 32$$

Escalas de Temperatura Absolutas.

Es conveniente adoptar una escala de temperatura, para ello se establecen las dos correspondientes escalas absolutas de temperatura, estas son la escala Kelvin en el sistema internacional, y la escala Rankine en el sistema ingles.

Para convertir grados Celsius a kelvin se tiene la siguiente relación:

$$T^{\circ}\text{K} = T^{\circ}\text{C} + 273$$

Y para convertir grados Fahrenheit a kelvin se tiene la siguiente relación:

$$T^{\circ}\text{K} = (5/9) (T^{\circ}\text{F} + 460)$$

Y para convertir grados Fahrenheit a Rankine se tiene la siguiente relación:

$$T^{\circ}\text{R} = T^{\circ}\text{F} + 460$$

La figura 1.8 muestra la relación que existe entre las escalas relativas y absolutas.

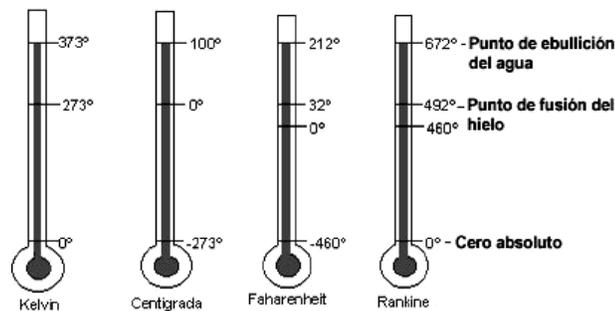


Figura 1.8 Escalas Comparativas de Temperaturas.

Estado Termodinámico.

Se define como la condición en un momento determinado de **un ciclo o proceso termodinámico** para el cual cada una de sus propiedades adquiere valores numéricos específicos, como se muestra en la figura 1.9

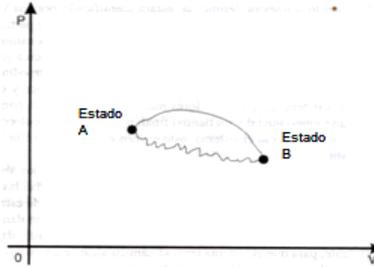


Figura 1.9 Estado Termodinámico.

Ejemplo:

Un sistema termodinámico tiene las siguientes propiedades $m=5\text{kg}$, $T=50^{\circ}\text{C}$, $P=1\text{bar}$, $\rho=1000\text{ kg /m}^3$ etc. Cuántas más propiedades sean definidas, mayor será el conocimiento del Estado Termodinámico del Sistema.

Postulado de Estado.

El estado de un sistema compresible simple se especifica por completo mediante dos propiedades intensivas independientes.

Proceso.

Un proceso (del latín *processus*) es un conjunto de actividades o eventos coordinados u organizados que se realizan o suceden alternativa o simultáneamente con un fin determinado.

Proceso Termodinámico.

Se define a un proceso termodinámico como la trayectoria mediante la cual un sistema termodinámico cambia de estado una o más de sus propiedades termodinámicas, llevándolas desde un estado inicial a un estado final.

La figura 1.10 muestra un proceso termodinámico y los estados termodinámicos inicial y final.

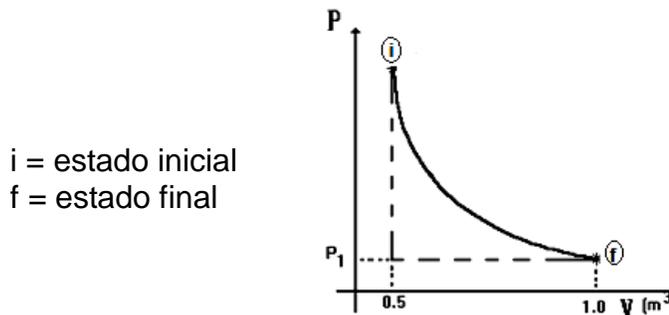


Figura 1.10 Proceso Termodinámico.

Proceso Reversible e Irreversible.

Un proceso reversible es cuando el sistema puede regresar a su estado inicial sin que haya producido cambio alguno en el o en su entorno, y se dice que es irreversible cuando no puede regresar a su estado inicial.

La irreversibilidad de un proceso está siempre asociada a las pérdidas de energía por ejemplo por rozamiento mecánico o por rozamiento viscoso de un fluido.

Como estas pérdidas siempre existen en diferentes cantidades, todos los procesos reales son irreversibles. Sin embargo el proceso reversible es un modelo teórico que se utiliza siempre en la práctica.

Los procesos se clasifican en:

Isobárico (presión constante).

Isométrico (volumen constante).

Isoentrópico (entropía constante).

Isotérmico (temperatura constante).

Politrópico (ninguna de las propiedades anteriores permanece constante).

Fase de una Sustancia.

Ciertas condiciones físicas de una sustancia se denominan fases de la misma. El agua por ejemplo presenta las fases sólida, líquida y gaseosa.

1.2 Energía (E).

Existen muchos conceptos acerca de energía, el que se maneja en este caso es: **la energía como una magnitud poseída por objetos y sistemas**

Existen diversos tipos de energía, la energía potencial y la energía cinética son dos elementos a considerar, tanto en la mecánica como en la termodinámica. Estas formas de energía se originan por la posición y el movimiento de un sistema en conjunto, y se conocen como la energía externa del sistema.

1.2.1 Energía Cinética (E_c).

Una forma de energía que se encuentra asociada con el trabajo es la energía cinética.

Se denomina energía cinética a la energía del movimiento y definida matemáticamente como la mitad del producto de la masa y el cuadrado de la velocidad de un objeto en movimiento.

Considere una masa en reposo sobre una superficie sin fricción, sea una fuerza horizontal que actúa sobre la masa y la pone en movimiento, el trabajo es realizado sobre la masa, poniendo esta en movimiento o cambiando sus condiciones cinéticas, debido a su movimiento se dice que la masa tienen energía cinética.

$$E_c = \frac{1}{2} m \bar{v}^2$$

1.2.2 Energía Potencial (E_p).

Es aquella energía que poseen los cuerpos que se encuentran en altura. Esta energía depende de la masa del cuerpo y de la atracción que la Tierra ejerce sobre él (gravedad).

Si un cuerpo de masa m se sitúa a una altura h arriba de un nivel de referencia, este cuerpo posee una energía potencial gravitatoria con respecto a este nivel, la cual se expresa mediante la siguiente fórmula:

$$E_p = m * g * z$$

Donde:

m = masa.

g = aceleración de la fuerza de gravedad.

z = altura.

La energía potencial está relacionada con la masa del cuerpo y con la posición que ocupa; cuanto más grande sea la masa del cuerpo, y cuanto mayor sea la altura a la que se encuentre, tanto mayor será su Energía potencial gravitacional.

1.2.3 Energía Interna (U).

Esta energía es debida al movimiento y configuración propia de las partículas que constituyen la materia del sistema, es directamente proporcional al incremento de calor.

1.3 La Ley Cero de la Termodinámica.

El concepto de temperatura se origina de la percepción que el hombre tuvo de lo caliente y de lo frío, constituye un concepto primitivo que resulta del hecho científico aceptado como **ley cero de la termodinámica** la cual establece:

“Cuando dos sistemas se encuentran cada uno de ellos en equilibrio térmico con un tercer sistema dichos sistemas se encuentran también en equilibrio térmico entre sí” (Huang, 1985: 54).

La ley cero de la termodinámica postula la existencia de temperatura a través del equilibrio térmico e indica que el estado termodinámico de una sustancia pura queda determinado mediante dos propiedades intensivas independientes.

1.4 Trabajo.

Se define como transferencia de energía a través de los límites de un sistema que es equivalente a una fuerza actuando a lo largo de una distancia.

El trabajo se le asigna el símbolo W y su expresión que evalúa la cantidad de energía que se utiliza para realizar este es:

$$W = F * d$$

Donde:

W = trabajo en Joule (J)

F = Fuerza en Newton (N)

d = Distancia en metros (m)

El trabajo es energía en tránsito a través de los límites del sistema y es una interacción entre este y sus alrededores, es decir; es de naturaleza transitoria y no puede almacenarse en el sistema.

La diferencia de presión entre un sistema que no es rígido y sus alrededores origina una fuerza que puede dar origen al trabajo mecánico cuando exista un desplazamiento.

Por ejemplo: Si una fuerza F , como la de la figura 1.11 se usa para desplazar un cuerpo a lo largo de una distancia diferencial ds .

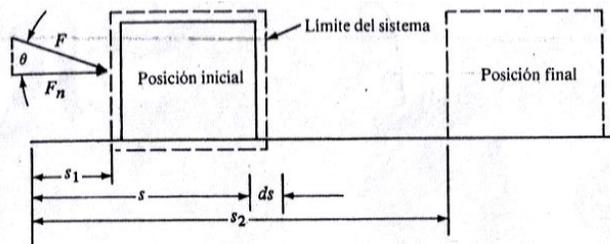


Figura 1.11 Trabajo Realizado por una Fuerza que Actúa a lo Largo de un Desplazamiento.

La magnitud del trabajo diferencial realizado durante el desplazamiento diferencial es:

$$dW = F_n ds = F \cos\theta ds$$

θ es el ángulo entre la fuerza F y el desplazamiento ds . Si el cuerpo es desplazado desde una posición inicial s_1 hasta una posición final s_2 , el trabajo realizado durante el proceso es:

$$W_{12} = \int_1^2 dW = \int_1^2 F \cos\theta ds$$

Estas ecuaciones solo proporcionan una magnitud para el trabajo de una fuerza a lo largo de un desplazamiento y que el signo asociado con el trabajo solo puede ser determinado una vez que la dirección de la fuerza al desplazamiento es conocida.

1.4.1 Trabajo en un Sistema Termodinámico Cerrado.

Al considerar un sistema como el de la figura 1.12, en el cual no hay fricción y la presión es uniforme en el interior del sistema pero no implica que esta sea constante.

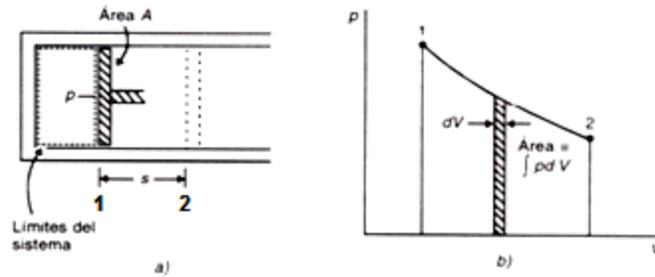


Figura 1.12 Sistema Cerrado Embolo-Cilindro y su Diagrama Presión-Volumen.

Del concepto de trabajo se tiene:

$$dW = F * ds$$

Tomando en cuenta que $p = \frac{F}{A}$ por lo tanto $F = p * A$.

Donde **W** es el trabajo realizado por el sistema, **F** la fuerza normal que actúa sobre el área de sección transversal **A** del pistón, y **ds** el desplazamiento, por lo tanto se puede representar de la siguiente manera.

$$dW = pA ds \quad \text{Ó, también} \quad dW = p dV$$

Donde **V** es el volumen del sistema. Integrando la expresión anterior, el trabajo total hecho por el sistema sobre sus alrededores queda representado por.

$$W = \int_{v_1}^{v_2} p dV$$

La expresión anterior en términos de la masa queda.

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p dv$$

Donde **w** es el trabajo por unidad de masa y **v** es el volumen específico.

Al expandirse el gas, el volumen aumenta de modo que **dV** es una cantidad positiva, por lo tanto el trabajo es positivo, haciendo que el sistema haga trabajo sobre sus alrededores.

De modo contrario en el proceso de compresión el volumen del gas disminuye de tal modo que **dV** es una cantidad negativa, en este caso, se hace trabajo sobre el sistema.

Convención de Signos del Trabajo.

De acuerdo a lo anterior se puede generar una convención de signos, cuando se le suministra trabajo al sistema el trabajo es negativo (-), y cuando el sistema entrega trabajo este es positivo (+).

Cuando se desee calcular el trabajo total desarrollado por el sistema como el que se presenta en la figura 1.13, es necesario conocer la presión absoluta del mismo como función del volumen entre los estados a y b.

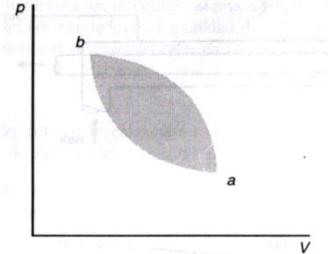


Figura1.13 Proceso Cíclico.

Si el sistema realiza un proceso cíclico como el mostrado anteriormente, el área encerrada por el ciclo en un diagrama presión-volumen es igual al trabajo neto desarrollado por el sistema. Representándolo analíticamente.

$$W_{\text{neto}} = \int_a^b p \, dV + \int_b^a p \, dV \qquad \text{O también} \qquad W_{\text{neto}} = \oint p \, dV$$

Donde \oint indica la integral cíclica.

Cuando el sistema experimenta cambios significativos en velocidad y altura el trabajo está dado por:

$$W = \int_{v_1}^{v_2} pV - E_c - E_p = \int_{v_1}^{v_2} pV - \frac{1}{2} m \Delta \bar{v}^2 - mg\Delta z$$

Donde:

E_c = Energía cinética.

E_p = Energía potencial.

\bar{v} = Velocidad.

El trabajo total por unidad de masa realizado por el sistema se expresa por:

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p \, dv - \frac{\bar{v}_2^2 - \bar{v}_1^2}{2} - g(z_2 - z_1)$$

Donde w es el trabajo por unidad de masa, v es el volumen específico y \bar{v} es la velocidad del sistema.

Nota: En algunos casos el signo del trabajo se puede encontrar invertido, dependiendo de las consideraciones del autor, debido a esto se ha establecido la convención de signos del trabajo.

Ejemplo:

Un gas dentro de un cilindro se encuentra originalmente a una presión de 1 bar y ocupa un volumen de 0.1m^3 . El gas se calienta a presión constante de tal manera que su volumen se duplica (1-2), posteriormente el gas se expande de acuerdo a la relación $pV = C$, donde C es una constante, hasta que su volumen se duplica de nuevo (2-3). Determinar el trabajo total hecho por el sistema. Suponga que los procesos se realizan sin fricción por lo tanto no hay Energía Cinética y Energía Potencial.

Solución:

Observando la figura 1.14 muestra el proceso (1-2) que representa físicamente el calentamiento a presión constante que sufre el gas, y el proceso (2-3) está relacionado con la expansión que sufre el gas de acuerdo a la relación $pV = C$.

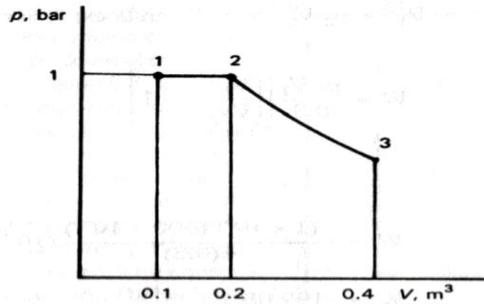


Figura 1.14 Procesos de Expansión.

El área que se encuentra bajo la curva es positiva y nos representa el trabajo total hecho por el sistema sobre sus alrededores. Para dicho cálculo se emplea las siguientes ecuaciones.

$$W_{\text{neto}} = \int_a^b p \, dV + \int_b^a p \, dV = \int_1^2 p \, dV + \int_2^3 p \, dV \quad \text{de la relación } pV=C$$

$$\text{Por lo tanto. } p = \frac{C}{V}$$

$$W_{\text{neto}} = p \int_1^2 dV + \int_2^3 \frac{C}{V} dV = p v]_1^2 + \int_2^3 \frac{C}{V} dV = p_1(v_2 - v_1) + \int_2^3 \frac{C}{V} dV$$

$$= p_1 \frac{v_1}{v_1} (v_2 - v_1) + p_2 v_2 \int_2^3 \frac{dv}{v} dV = p_1 v_1 \left(\frac{v_2}{v_1} - \frac{v_1}{v_1} \right) + p_2 v_2 (\ln v)]_2^3$$

$$= p_1 v_1 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + p_2 v_2 (\ln v_3 - \ln v_2) = p_1 v_1 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + p_2 v_2 \ln \frac{v_3}{v_2}$$

Por último sustituyendo valores se tiene que:

$$W = \left[1 \text{ bar} \left(\frac{10^5 \text{ N}}{1 \text{ bar}} \right) \right] (0.1 \text{ m}^3) \left[\frac{0.2}{0.1} - 1 \right] + \left[1 \text{ bar} \left(\frac{10^5 \text{ N}}{1 \text{ bar}} \right) \right] (0.2 \text{ m}^3) \ln \frac{0.4}{0.2}$$

$$= 1 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} (0.1 \text{ m}^3) (2 - 1) + 1 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} (0.2 \text{ m}^3) \ln(2) = 23862 \text{ J} = 23.862 \text{ kJ}$$

1.4.2 Trabajo en un Sistema Termodinámico Abierto.

Considerando un sistema abierto que opera sin fricción, en un estado **estable** con una entrada y una salida de flujo, este se representa en la figura 1.15

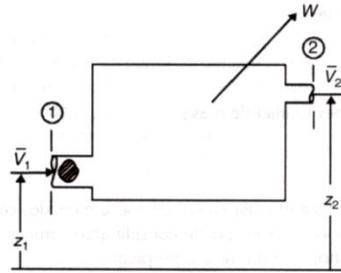


Figura 1.15 Sistema Abierto con una Entrada y una Salida de Flujo.

Nota: Al decir estable se refiere a que todas las propiedades termodinámicas del sistema permanecen invariables con el tiempo.

Para calcular el trabajo total del sistema abierto, es necesario considerar primero una masa unitaria (sistema cerrado)

$$W_{\text{neto}} = \oint p \, dv$$

Que viaja a través del sistema.

Debido a la expansión que puede sufrir y los cambios de energía cinética y potencial, la masa unitaria puede realizar un trabajo al desplazarse del estado 1 y 2 del sistema.

Por esto la ecuación que anteriormente se tenía para sistemas cerrados, cambia a la siguiente ecuación:

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p \, dv - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} - g(z_2 - z_1)$$

Es necesaria cierta cantidad de energía suministrada por los alrededores para introducir esta masa unitaria al sistema a través de 1, de igual manera para ser expulsada a través de 2.

Esta puede calcularse con la siguiente ecuación, conocida como trabajo de flujo.

$$W_f = pA \bar{v}$$

Siendo p presión del fluido en las coordenadas 1 y 2, A es el área de la sección transversal por donde entra y sale, y \bar{v} la velocidad de dicho fluido.

Debido a que el sistema se encuentra en estado estable, el principio de conservación de la materia postula que **“la materia no se crea ni se destruye, solo se traslada”**, en otras palabras, **el flujo de masa que entra es igual al que sale.**

$$\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

Siendo $\dot{m} = \rho A \bar{v} = \frac{1}{v} A \bar{v}$ por lo tanto $v \dot{m} = A \bar{v}$

Sustituyendo en la ecuación del trabajo de flujo se tiene que

$$\dot{W}_f = p v \dot{m}$$

Y por unidad de masa se tiene

$$w_f = p v \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Esta energía se conoce como energía de flujo, sin embargo esta no puede considerarse como trabajo de acuerdo a su definición termodinámica.

Teniendo un análisis en el sistema abierto de la figura anterior y sabiendo que el trabajo por unidad de masa que desarrolla el sistema es debido a la masa unitaria. Se tiene.

$$w_{sc} = w + p_2 v_2 - p_1 v_1$$

O en forma diferencial

$$w = w_{sc} - p_2 v_2 + p_1 v_1 = w_{sc} - (p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

$$dw = dw_{sc} - d(pv) = dw_{sc} - p dv - v dp$$

$$dw = p dv - d(E_c) - d(E_p) - p dv - v dp$$

Donde w_{sc} es un sistema cerrado.

Por lo tanto se tiene que para calcular el trabajo total realizado por unidad de masa del sistema abierto es.

$$w = - \int_{p_1}^{p_2} v dp - \frac{\bar{v}_2^2 - \bar{v}_1^2}{2} - g(z_2 - z_1)$$

Si se desea calcular la potencia se tiene que:

$$W = w \dot{m} \quad [W]$$

1.5 Calor.

El calor (Q) es la energía transferida entre un sistema y sus alrededores, debido a una diferencia de temperatura. El calor se transfiere de mayor a menor temperatura.

El calor es generado por otro tipo de energía como puede ser mecánica, cinética u otra. Por ejemplo, al frotar dos piedras estas se calientan después de cierto tiempo.

“A semejanza del trabajo, el calor es energía en tránsito a través de los límites del sistema donde no hay transferencia de masa, y por ende, no puede almacenarse. El calor se transfiere de mayor a menor temperatura. Por convención, se dice que el calor suministrado a un sistema es positivo (+), mientras que el calor cedido o disipado por un sistema a sus alrededores es negativo (-)” (Manrique, 2005: 40).

Un proceso es adiabático si no existe intercambio de calor con sus alrededores; es decir todo proceso adiabático implica que el sistema está aislado térmicamente de sus alrededores.

El calor se denota en calorías (cal), o en unidades estándar de energía como en Joule (J). Para hacer la equivalencia a energía mecánica es necesario aplicar el equivalente mecánico del calor.

1.5.1 Equivalente Mecánico de Calor.

Es la equivalencia entre la energía mecánica y la energía térmica y proporciona un factor de conversión entre el calor dado en calorías y la energía mecánica dada en Joules.

Esta relación o equivalencia la demostró el científico Inglés James Joule, mediante un experimento en el cual se hacía cierto trabajo mecánico en agua, la cual incrementaba su temperatura cierto valor como se muestra en la figura 1.16

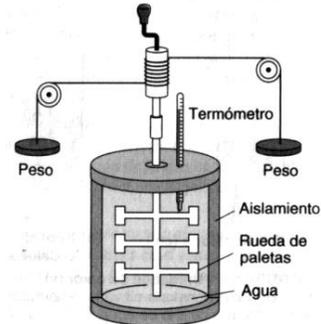


Figura 1.16 Experimento de Joule.

Encontró que por cada 4.19 Joules de trabajo realizado, la temperatura del agua se elevaba 1°C por gramo, o sea que 4.19 Joules eran equivalentes a 1 cal.

$$1 \text{ cal} = 4.19 \text{ J}$$

$$1 \text{ Kcal} = 4.19 \times 10^3 \text{ J}$$

Esta relación se llama equivalente mecánico de calor, y proporciona un factor de conversión entre calorías y Joules. Las unidades de calor son la caloría (cal), kilo caloría (Kcal) y BTU.

Caloría: Se define como la cantidad de calor necesaria que hay que suministrar a 1g de agua a 1 atmósfera de presión para elevar la temperatura 1°C. Por ejemplo (de 14.5°C a 15.5°C). Debido a que la caloría es una unidad muy pequeña, su múltiplo mayor, es la kilocaloría (Kcal) que se usa con frecuencia (1 Kcal = 1000 cal).

Kilocaloría: Es la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de 1 kg de agua 1°C.

El BTU (unidad térmica británica): esta unidad de calor se emplea comúnmente en Estados Unidos. Un BTU es la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de 1 lb de agua 1°F.

1.5.2 Capacidad Calorífica(C).

Es la relación que hay entre la cantidad de calor de una sustancia y su correspondiente incremento de temperatura.

$$c = \frac{\Delta Q}{\Delta T} \left[\frac{\text{J}}{^\circ\text{C}} \right]$$

1.5.3 Calor Específico (C_p).

Se encuentra definido como la cantidad de energía requerida para elevar 1°C la temperatura de 1 Kg de una sustancia, este depende en gran parte de la temperatura y de la presión.

Dicho calor también es igual a la relación que hay entre la capacidad calorífica de cualquier sustancia y su masa.

$$C_p = \frac{c}{m} = \frac{\Delta Q}{\Delta T m} \left[\frac{\text{J}}{\text{kg } ^{\circ}\text{C}} \right]$$

La cantidad de calor (Q) total requerido queda expresado mediante:

$$Q = mC_p\Delta T \text{ [J]}$$

Donde: $\Delta T = T_f - T_i$. Es la diferencia entre la temperatura inicial (T_i) y la temperatura final (T_f).

Se puede observar que mientras mayor sea el calor específico de una sustancia, para cambiar la temperatura de una masa dada, mayor será la cantidad de energía que se le debe transferir.

1.5.4 Calor Sensible.

Es la energía calorífica que cuando se le aplica a una sustancia o sistema, produce un aumento de temperatura, sin afectar su estructura molecular.

El calor sensible se aprecia, puesto que aumenta la temperatura de la sustancia, haciendo que se perciba como "**más caliente**", o por el contrario, si se le resta calor, la percibimos como "**más fría**".

1.5.6 Calor Latente.

Es la cantidad de calor o energía requerida por una sustancia ya sea líquida, sólida o vapor para realizar un cambio de fase. Para representar matemáticamente se utiliza el siguiente modelo.

$$C_L = \frac{Q}{m}$$

Donde:

C_L = calor latente $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$

Q = calor [J]

m = masa [kg]

Calor Latente de Fusión.

Es la cantidad de calor necesaria para que exista un cambio de fase sólida a líquida.

Calor de Vaporización.

Es la cantidad de calor necesaria para que exista un cambio de fase líquida a gas.

La figura 1.17 muestra los cambios de fase del agua de sólido a líquido y de líquido a vapor.

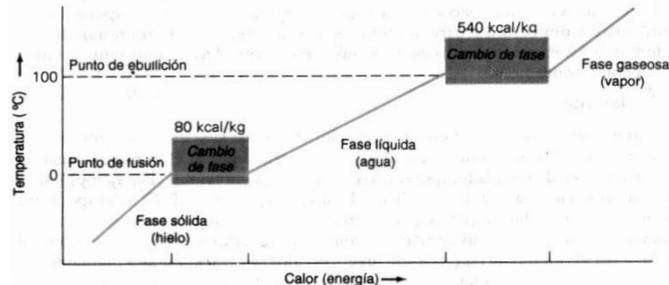


Figura 1.17 Calor Latente de Fusión y Vaporización.

Ejemplo:

Si se agrega calor a una cantidad de hielo, la temperatura del hielo aumenta hasta que llega a su punto de fusión de 0°C. En este punto la adición más de calor no incrementa la temperatura, sino que causa la fusión del hielo, o sea el cambio de fase, de sólido a líquido.

Una vez que el hielo está fundido, la adición más de calor causará que la temperatura del agua se eleve, una situación similar ocurre durante el cambio de fase de líquido a gas en el punto de ebullición. Agregar más calor al agua hirviendo solo causa más vaporización, no un incremento de temperatura.

1.6 Eficiencia Térmica.

“No todo el calor de una fuente puede transformarse en trabajo; si no que parte de ese calor deberá cederse a una fuente de menor temperatura - Lord Kelvin” (Torregrosa et al., 2004: 61).

“Es imposible la existencia de una máquina que solamente absorba calor y produzca trabajo - Kelvin-Planck” (Torregrosa et al., 2004: 61).

Una máquina térmica es un sistema que recibe calor y desarrolla un trabajo mientras realiza un ciclo termodinámico como los motores de combustión interna, o bien, utiliza trabajo para remover calor de un espacio a otro como los refrigeradores.

Un motor de pistones por ejemplo, alimentado con gasolina, no es capaz de alcanzar 100% de **eficiencia térmica**. Es decir, no puede aprovechar todo el calor generado por la combustión para transformarlo en fuerza motriz y cumple con el enunciado de Kelvin-Planck.

La eficiencia térmica de un motor de combustión interna es bastante pobre solamente se utiliza alrededor de 30% de la energía calorífica que disponen para transformarla en movimiento y la otra parte es disipada hacia sus alrededores.

Con lo anterior podemos asumir que no todo el calor suministrado al sistema se convierte en trabajo positivo.

La eficiencia térmica se define como la fracción del calor suministrado al sistema en el ciclo termodinámico que se convierte en trabajo neto positivo, matemáticamente se expresa como:

$$\eta = \frac{\oint dW}{Q_{\text{ent}}}$$

O bien:

$$\eta = \frac{Q_{\text{ent}} + Q_{\text{sal}}}{Q_{\text{ent}}} = 1 + \frac{Q_{\text{sal}}}{Q_{\text{ent}}}$$

$$\eta = 1 - \frac{|Q_{\text{sal}}|}{Q_{\text{ent}}}$$

Donde:

η = Eficiencia térmica del sistema

$\oint dW$ = Trabajo neto realizado por el sistema

Q_{ent} = Calor neto suministrado al sistema.

Q_{sal} = Calor neto disipado por el sistema (cantidad negativa).

1.7 Coeficiente de Operación (COP).

Un sistema que toma calor de una fuente de baja temperatura y lo deposita en otra de mayor temperatura mientras se le suministra un trabajo en un ciclo termodinámico se le conoce como refrigerador (ciclo de refrigeración).

Una maquina como esta también tiene cierto grado de eficiencia solo que en estos casos suele llamarse **coeficiente de operación (COP)** el cual puede ser mayor que la unidad.

El coeficiente de operación es el índice de funcionamiento de un refrigerador.

Matemáticamente el COP se expresa de la siguiente manera.

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{ent}}}{\oint dW} = \frac{Q_{\text{ent}}}{|Q_{\text{sal}}| - Q_{\text{ent}}}$$

1.8 Primera Ley de la Termodinámica.

El principio de conservación de la energía establece que “la energía no se crea ni se destruye solo se transforma”. Pero este concepto es muy general, si lo ajustamos a un sistema termodinámico, solo nos interesan las energías que se encuentran en el sistema, quedando de la siguiente manera:

“Las energías propiedad de un sistema termodinámico como son la cinética, la potencial y la interna, no se crean ni se destruyen solo se transforman en energía de transferencia tales como el calor y el trabajo” (Esquivel, E. (2008) *Apuntes de Termodinámica*. Universidad Nacional Autónoma de México – FES Aragón).

1.8.1 La Primera Ley de la Termodinámica para Sistemas Cerrados.

Un sistema cerrado es aquel que solo permite interacciones de energía entre sus límites como el calor y el trabajo.

De acuerdo a esto consideremos un sistema que opera de manera cíclica entre (a-b) y (b-a) como el de la figura 1.18.

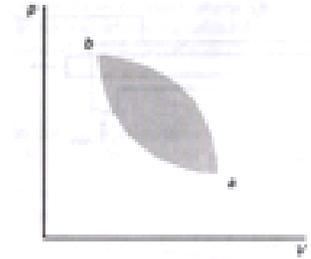


Figura 1.18 Proceso Cíclico.

Idealmente suponemos que la cantidad neta de calor suministrado al sistema es igual al trabajo neto desarrollado por este, es decir:

$$\oint dQ = \oint dW$$

La ecuación anterior en esencia constituye la primera ley de la termodinámica, es decir: la cantidad de calor agregado a un sistema que opera de manera cíclica es igual a la cantidad de trabajo neto desarrollado por este.

Este principio postula la existencia de una propiedad extensiva del sistema llamada energía (E). Un cambio en su valor entre dos estados cualesquiera es numéricamente igual a la diferencia entre el calor neto agregado a un sistema cerrado y el trabajo neto desarrollado por este durante el proceso. Esta propiedad se conoce como **energía del sistema**.

Matemáticamente se expresa:

$$dQ - dW = dE$$

Si integramos esta ecuación entre dos estados 1 y 2 tendremos:

$$\int_1^2 dQ - \int_1^2 dW = \int_1^2 dE$$

Como el cambio se da con la diferencia entre el calor y trabajo neto.

$$Q - W = \Delta E$$

Donde: $\Delta E = E_2 - E_1$

Expresando la ecuación anterior por unidad de masa.

$$q - w = \Delta e$$

La ecuación $dQ - dW = dE$ constituye un balance de energía para cualquier sistema cerrado y por tanto es válida para cualquier tipo de proceso.

La energía del sistema incluye tres tipos de energía, tales como: energía potencial o de posición (E_p), energía cinética o de movimiento (E_c), y energía interna (U), esta última debida al movimiento de las partículas.

Tomando lo anterior podemos establecer que.

$$E = U + E_c + E_p = U + \frac{m \bar{v}^2}{2} + mgz$$

Dónde:

E = energía total del sistema

U = energía interna del sistema

E_c = energía cinética del sistema

E_p = energía potencial del sistema

O por unidad de masa

$$e = u + \frac{\bar{v}^2}{2} + gz$$

Como en un sistema cerrado no existen cambios significativos en las energías cinética y potencial, podemos reducir a la primera ley de la termodinámica para sistemas cerrados de la siguiente manera:

$$Q - W = \Delta U$$

O por unidad de masa

$$q - w = \Delta u$$

1.8.2 La Primera Ley de la Termodinámica para Sistemas Abiertos.

La característica de un sistema termodinámico abierto, como ya se ha mencionado es la particularidad de tener flujo de energía y de materia a través de sus límites, todas las modificaciones de energía tendrán lugar en la sustancia de trabajo entre la entrada y la salida de nuestro sistema.

Para los sistemas abiertos, se hace necesario contar con una nueva propiedad de la sustancia, la entalpia.

La entalpia se define como **“la energía interna total que tiene un sistema”**, el sistema posee energía debido al movimiento y configuración propia de las partículas lo constituyen, y se conoce como energía interna (U).

Por tanto la entalpia queda expresada de la siguiente manera: Trabajo de flujo + Energía interna

$$H = U + PV \quad [J]$$

Donde:

H = Entalpia

U = Energía interna

PV = Trabajo de flujo

O por unidad de masa

$$h = u + pv \quad \left[\frac{J}{kg} \right]$$

A la cual se le conoce como **entalpía específica**.

Si tenemos un sistema termodinámico abierto como se muestra en la figura 1.19, se observa que la sustancia modifica sus propiedades entre la entrada y salida del sistema a través de sus límites.

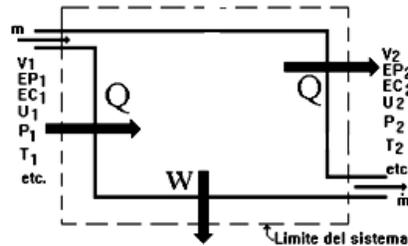


Figura 1.19 Balance de Energía en un Sistema Abierto.

Como en este sistema tenemos cambio de energía cinética, potencial e interna, podemos expresar la primera ley de la termodinámica para sistemas abiertos de la siguiente manera:

$$Q - w = \Delta E_c + \Delta E_p + \Delta U + \Delta PV$$

Y si sustituimos cada tipo de energía en la ecuación anterior:

$$Q - W = \frac{1}{2} m (\bar{v}_2^2 - \bar{v}_1^2) + mg(z_2 - z_1) + m(u_2 - u_1) + m(p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

Como:

$$h = u + pv$$

Entonces:

$$Q - W = \frac{1}{2} m (\bar{v}_2^2 - \bar{v}_1^2) + mg(z_2 - z_1) + m(h_2 - h_1)$$

O bien, por unidad de masa:

$$q - w = \frac{1}{2} (\bar{v}_2^2 - \bar{v}_1^2) + g(z_2 - z_1) + (h_2 - h_1)$$

Esta ecuación se aplica para sistemas abiertos.

CAPITULO 2.

PROPIEDADES DE LAS SUSTANCIAS PURAS.

En este capítulo conoceremos los diagramas de fase (p-t, p-v, p-h), y la representación en tablas de las propiedades termodinámicas de la sustancia.

2.1 Sustancia Pura.

Las sustancias puras, son sustancias físicamente homogéneas y fijas en composición química es decir que no experimenta reacciones químicas como el agua, nitrógeno, dióxido de carbono, etc.

Toda sustancia pura puede existir en equilibrio como sólido, líquido o vapor. De igual forma puede coexistir (existen al mismo tiempo) varias fases en equilibrio, por ejemplo: líquido y vapor, líquido y sólido.

2.1.1 Líquido Comprimido.

Un sistema embolo-cilindro contiene agua líquida a 20°C y una atmosfera de presión. En estas condiciones el agua existe en fase líquida y se denomina **líquido comprimido o líquido sub enfriado**, lo cual significa que no está a punto de evaporarse.

2.1.2 Líquido Saturado.

Si al sistema anterior se le transfiere calor, la temperatura aumenta hasta alcanzar 100°C, punto en el que el agua todavía permanece líquida, pero cualquier adición de calor hace que se evapore algo de agua; es decir, esta punto de tener un cambio de fase de líquido a vapor. Un líquido que está a punto de evaporarse se llama **líquido saturado**.

2.1.3 Vapor.

Es el gas que se obtiene al evaporarse un líquido.

2.1.4 Vapor Saturado.

Una vez que el agua se ha evaporado completamente en el sistema embolo-cilindro, este último se encuentra lleno de vapor, el cual se halla en el borde de la fase líquida. Cualquier cantidad de calor que pierda este vapor hará que se condense. Un vapor que está a punto de condensarse se llama **vapor saturado**.

2.1.5 Vapor Sobrecalentado.

Un vapor al que se le incrementa la temperatura por encima de los 100°C, es decir un vapor que no está a punto de condensarse se denomina **vapor sobrecalentado**.

2.2 Equilibrio Líquido – Vapor.

El agua puede existir en la fase líquida a distintas presiones y temperaturas, por ejemplo a una presión absoluta de 1 bar dicha sustancia se encuentra en su fase líquida en un amplio rango de temperaturas, sin embargo a esta presión y a una temperatura de 99.63°C, el agua puede encontrarse como líquido, como vapor o como una mezcla de líquido y vapor. Al incrementar la temperatura mayor a 99.63°C sólo puede existir como vapor si la presión se mantiene constante a 1 bar.

De lo anterior se desprende una relación que existe entre la presión y la temperatura para la coexistencia de dos fases en equilibrio, es decir a una presión dada corresponde una temperatura única donde las fases de líquido y vapor pueden coexistir en equilibrio.

2.2.1 Diagrama Presión - Temperatura.

“Las condiciones de presión y temperatura en que coexisten dos fases en equilibrio se llaman **condiciones de saturación**, y la presión y temperatura correspondientes se denominan **presión de saturación y temperatura de saturación** respectivamente” (Manrique, 2005:72)

Por lo mismo se tiene que cualquier fase que exista en estas condiciones se conoce como fase saturo.

La figura 2.1, muestra la representación de la curva de saturación líquido – vapor en diagrama presión – temperatura. La curva de saturación también es denominada línea de vaporización, en esta coexisten la fase líquido y la fase de vapor.

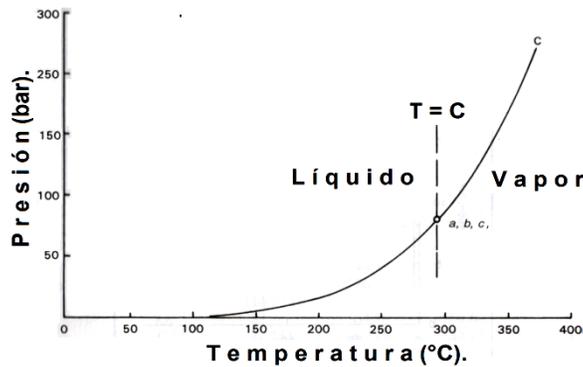


Figura 2.1 Curva de Saturación Líquido- Vapor para el Agua.

2.2.2 Región de dos Fases.

De la figura 2.1 los estados que se encuentren a la izquierda de la línea de saturación o vaporización corresponden a los estados de líquido y por el contrario lo que se ubique a la derecha de dicha línea corresponden a los estados fase de vapor.

Se observa como el agua se puede vaporizar a lo largo de esta línea en un rango de presiones y temperatura muy extenso.

La figura 2.2 muestra las líneas de saturación líquido-vapor de diversas sustancias, es muy importante tomarlas en cuenta para cada proceso o aplicación.

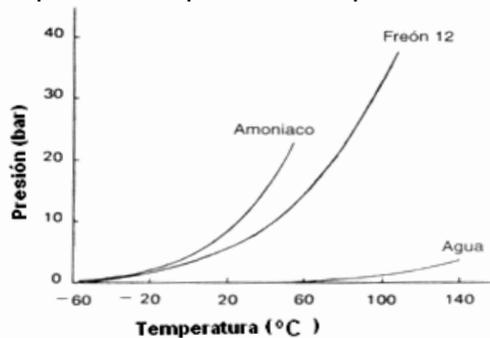


Figura 2.2 Curva de Saturación Líquido- Vapor para varias Sustancias.

2.2.3 Diagrama Presión - Volumen.

En la figura 2.3 el diagrama presión – volumen, muestra la curva de saturación líquido – vapor, y donde el área que se encuentra por debajo de la curva de saturación ACB se conoce como **región húmeda**.

La línea AC corresponde a los estados **líquido saturado**, y la línea CB a los estados de **vapor saturado seco**.

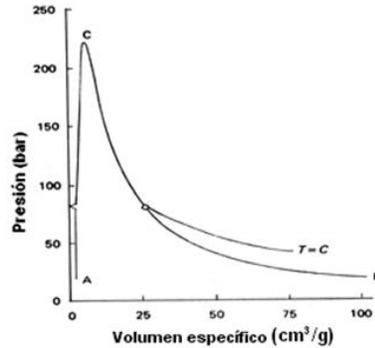


Figura 2.3 Diagrama Presión – Volumen.

Punto Crítico.

Este punto corresponde a la presión máxima donde la fase líquida y la fase de vapor pueden coexistir en equilibrio. Para las presiones que se encuentre superiores a la presión crítica (presiones supercríticas), solo existe una fase, como puede ser líquido o vapor.

Todo líquido cuyo estado termodinámico se localiza a la izquierda de de la línea de saturación AC se denomina **líquido sub enfriado o líquido comprimido**.

Y todo vapor cuyo estado termodinámico se ubica a la derecha de la curva de saturación CB se denomina **vapor sobrecalentado**.

Generalmente se conoce como **líquido comprimido** al fluido cuya temperatura es sub crítica, y como **vapor sobrecalentado** al fluido cuya temperatura es crítica o supercrítica.

2.3 Calidad de vapor (x).

La calidad de vapor queda mide la cantidad de vapor saturado seco que tiene la mezcla líquido vapor, se define como el cociente de la masa del vapor en el sistema y la masa total en el mismo (o sea, la masa del vapor mas la masa del líquido). Y su expresión es la siguiente.

$$x = \frac{m_{\text{vap}}}{m_{\text{vap}} + m_{\text{liq}}}$$

2.4 Humedad de vapor (Y).

La humedad de vapor mide la cantidad de líquido que tiene una mezcla líquido vapor, se define como el cociente de la masa del líquido en el sistema y la masa total en el mismo (o sea, la masa del vapor mas la masa del líquido). Y su expresión es la siguiente.

$$x = \frac{m_{\text{liq}}}{m_{\text{vap}} + m_{\text{liq}}}$$

2.5 Diagrama Presión – Entalpía.

Debido a que la presión y la entalpía son propiedades termodinámicas, estas se pueden representar en un diagrama presión–entalpía, la figura 2.4 nos muestra la curva de saturación líquido–vapor.

La línea AC corresponde a los estados de líquido saturado, mientras tanto la línea CB a los estados de vapor saturado seco, y C corresponde al punto crítico, que ya se definió anteriormente.

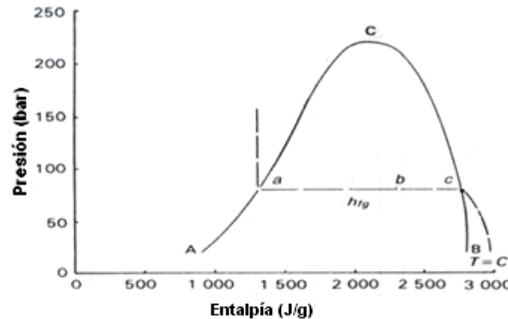


Figura 2.4 Diagrama Presión - Entalpía.

El calor latente se definió anteriormente como la cantidad de calor o energía requerida por una sustancia ya sea líquida, sólida o vapor para realizar un cambio de fase, pero también se considera como la diferencia entre la entalpía específica de una fase en condiciones de saturación y la entalpía específica de la otra fase en condiciones de saturación, a la misma presión y temperatura.

El Calor Latente de Vaporización, a una presión temperatura de saturación, o ambas cosas, queda expresada mediante:

$$h_{fg} = h_g - h_f$$

Se puede hacer notar que en el punto crítico, el calor latente de vaporización h_{fg} tiene un valor de cero. De igual forma al observar los estados a, b, c, se tiene que el estado **a** queda definido al especificar la presión o temperatura de saturación y la entalpía saturada h_f .

Análogamente, el estado **c** se determina al especificar la presión o temperatura de saturación y la entalpía de vapor seco h_g .

Para definir o encontrar el estado **b**, es necesario especificar la presión o temperatura de saturación y la calidad, empleando la relación siguiente.

$$h = h_f + xh_{fg}$$

Cabe hacer notar que este diagrama p-h es de suma importancia en los sistemas de refrigeración.

2.6 Diagrama Temperatura - Volumen.

Este diagrama se puede observar en la figura 2.5 donde se muestra la línea de saturación líquido-vapor. Al igual que los diagramas anteriores se tiene que la línea AC representa los estados líquido saturado, la línea CB corresponde a los estados de vapor saturado seco y el punto C corresponde al punto crítico, se observa que la presión y la temperatura permanecen constantes en la región húmeda.

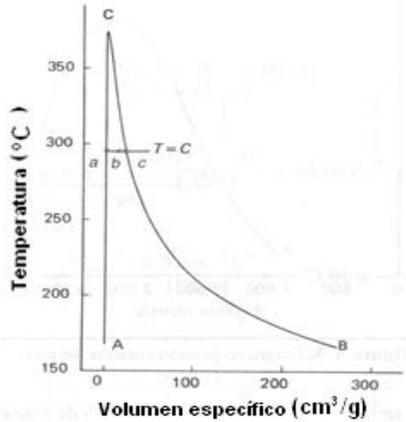


Figura 2.5 Diagrama Temperatura - Volumen del Agua.

Ejemplo:

Calcule la cantidad de calor necesaria para transformar a presión constante (proceso isobárico) un gramo de agua desde líquido hasta vapor saturado seco, en un sistema cerrado, sin fricción, y a una presión de 1 bar.

Las propiedades del líquido y vapor saturado seco son:

Líquido saturado	Vapor saturado seco
$u_f = 417.36 \text{ J/g}$	$u_g = 2506.1 \text{ J/g}$
$v_f = 1.0432 \text{ cm}^3/\text{g}$	$v_g = 1694 \text{ cm}^3/\text{g}$
$h_f = 417.46 \text{ J/g}$	$h_g = 2675.5 \text{ J/g}$

Solución:

Mediante la primera ley de la termodinámica para sistemas cerrados, y haciendo un balance de energía.

$$q - w = \Delta u = u_g - u_f$$

Apoyándonos de la definición de trabajo, y sabiendo que el proceso de vaporización se realiza sin fricción se tiene que:

$$q - p(v_g - v_f) = u_g - u_f$$

Realizando operaciones se tiene:

$$q - pv_g + pv_f = u_g - u_f$$

Por lo tanto la cantidad de calor se puede calcular mediante la siguiente expresión.

$$q = u_g + pv_g - u_f - pv_f = u_g + pv_g - (u_f + pv_f)$$

Sustituyendo valores:

$$Q = 2506.1 \left(\frac{\text{J}}{\text{g}} \right) + \left[1 \text{bar} \left(\frac{10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{1 \text{bar}} \right) 1694 \frac{\text{cm}^3}{\text{g}} \left(\frac{1 \text{m}^3}{10^6 \text{cm}^3} \right) \right] - 417.36 \left(\frac{\text{J}}{\text{g}} \right) - \left[1 \text{bar} \left(\frac{10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{1 \text{bar}} \right) 1.0432 \frac{\text{cm}^3}{\text{g}} \left(\frac{1 \text{m}^3}{10^6 \text{cm}^3} \right) \right]$$

$$Q = 2258.035 \frac{\text{J}}{\text{g}}$$

También se puede comprobar con las entalpías, mediante la siguiente expresión.

$$Q = h_g - h_f = h_{fg}$$

Sustituyendo valores:

$$Q = 2675.5 - 417.46 = 2258.04 \text{ J/g}$$

2.7 Diagrama de Estado Triple.

Se aprecia en el diagrama p-t de la figura 2.6 la curva de saturación líquido – vapor, así como las líneas de saturación sólido – líquido y sólido – vapor (sublimación).

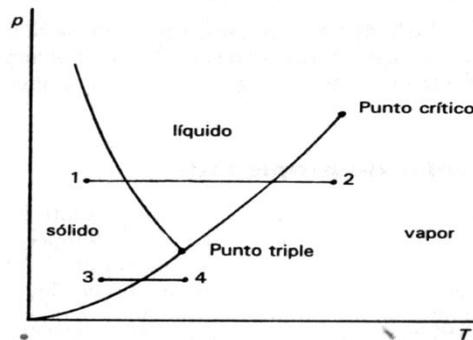


Figura 2.6 Diagrama de Faces de una Sustancia Pura.

2.7.1 Punto Triple.

Es denominado así al punto en el cual coexisten simultáneamente las tres fases, sólido, líquido y vapor.

La figura 2.6 del diagrama p – t muestra el **proceso isobárico 1-2**, en el cual la sustancia pura pasa del estado sólido al estado líquido al incrementarse la temperatura, por medio de un proceso de fusión, y después pasa del estado líquido al estado de vapor por medio del proceso de vaporización.

En los procesos de cambio de fase la temperatura permanece constante. Si la presión es menor que el valor correspondiente al punto triple como el proceso 3-4 la sustancia (por ejemplo, CO₂ a presión atmosférica) se sublima directamente del estado sólido al estado de vapor.

La siguiente tabla nos muestra la presión y temperatura de algunas sustancias puras.

Tabla 2.1 Constantes en el Punto Triple de una Sustancia.

<i>Sustancia</i>	<i>T, K</i>	<i>p, bar</i>
Agua	273.16	0.0061
Dióxido de carbono	216.5	5.173
Hidrógeno	14	0.072
Nitrógeno	63.4	0.125
Oxígeno	54.8	0.0015
Plata	1233	0.0001

Fuente: J. A. Manrique, Termodinámica, Alfa-Omega 82, 2005.

El calor latente de fusión a una presión o temperatura de saturación, o a ambas queda determinado con la siguiente ecuación.

$$h_{if} = h_f - h_i$$

Siendo h_f la entalpia del liquido saturado y h_i es la entalpia del solido saturado.

Y el calor latente de sublimación o presión o temperatura constante es determinado con la siguiente ecuación.

$$h_{ig} = h_g - h_i$$

2.8 Tablas de las Propiedades Termodinámicas (p , v , t , u y h).

Para la mayor parte de las sustancias, las relaciones entre propiedades termodinámicas son demasiado complejas para expresarse por medio de ecuaciones simples.

Por lo tanto las propiedades suelen presentarse en forma de tablas. Para cada sustancia las propiedades termodinámicas se listan en más de una tabla, ya que se prepara una para cada región de interés, por ejemplo las de vapor sobrecalentado o liquido saturado.

Para el manejo de las tablas de propiedades termodinámicas es necesario entrar a ellas con una o dos propiedades intensivas, si los valores de estas no son enteros será necesario hallar el valor requerido entre ellos mediante una interpolación.

Estas tablas se pueden presentar en unidades del SI o unidades inglesas, para fines prácticos, en esta guía utilizaremos solo unidades del SI.

2.9 Interpolación Lineal.

Para establecer una ecuación que ayude a encontrar valores de propiedades que se encuentren entre dos números enteros se emplea el método del triángulo.

Este método consiste en igualar y analizar dos triángulos semejantes con los cuales se realiza un cociente tomando como numerador los valores de su hipotenusa y como denominador los valores de su base como se aprecia en la figura 2.7

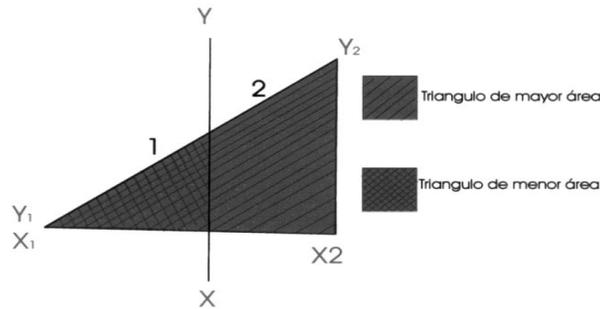


Figura 2.7 Relación de Triángulos para la Interpolación Lineal

La pendiente para el primer triángulo es: $m_1 = \left[\frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1} \right]$

La pendiente para el segundo triángulo es: $m_2 = \left[\frac{Y - Y_1}{X - X_1} \right]$

Pero como $m_1 = m_2$

Igualando las ecuaciones tenemos que: $\left[\frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1} \right] = \left[\frac{Y - Y_1}{X - X_1} \right]$

Despejando a Y de la ecuación anterior obtenemos nuestra ecuación para interpolar.

$$Y = \left[\frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1} \right] (X - X_1) + Y_1$$

Ejemplo:

Mediante la fórmula de interpolación, encuentre la entalpia y entropía del freón 12 sobrecalentado a una temperatura de 155°C y a presión de 1MPa.

Solución:

De la tabla 9 de freón 12 sobrecalentado a p=1MPa.

T [°C]	h $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	s $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$
X ₁ =150	Y _{h1} =284.047	Y _{s1} =0.9015
X= 155	Y _h =	Y _s =
X ₂ =160	Y _{h2} =291.419	Y _{s2} =0.9187

Aplicando la fórmula de interpolación para encontrar la entalpia se tiene:

$$Y_h = \left[\frac{291.419 - 284.047}{160 - 150} \right] (155 - 150) + 284.047$$

Por lo tanto la entalpia para el freón 12 sobrecalentado a 155°C y 1MPa es:

$$Y_h = 287.733 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Aplicando la misma fórmula para encontrar la entropía se tiene:

$$Y_s = \left[\frac{0.9187 - 0.9015}{160 - 150} \right] (155 - 150) + 0.9015$$

Por lo tanto la entropía para el freón 12 sobrecalentado a 155°C y 1MPa es:

$$Y_s = 0.9101 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Ejemplo:

Mediante la fórmula de interpolación encontrar la entalpia del freón 12 sobrecalentado a una temperatura de 145°C y una presión de 1.5 Mpa.

Solución:

Para este ejemplo se necesita hacer doble interpolación ya que la tabla no proporciona estos valores a las condiciones dadas en el problema.

De la tabla 9 de freón 12 sobrecalentado a p=1.4 MPa.

T [°C]	h $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	s $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$
X ₁ =140	Y _{h1} =273.877	Y _{s1} =0.8558
X= 145	Y _h =	Y _s =
X ₂ =150	Y _{h2} =281.411	Y _{s2} =0.8738

Aplicando la fórmula de interpolación para encontrar la entalpia se tiene:

$$Y_h = \left[\frac{281.411 - 273.877}{150 - 140} \right] (145 - 140) + 273.877$$

Por lo tanto la entalpia para el freón 12 sobrecalentado a 145°C y 1.4 MPa es:

$$Y_h = 277.644 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Aplicando la misma fórmula para encontrar la entropía se tiene:

$$Y_s = \left[\frac{0.8738 - 0.8558}{150 - 140} \right] (145 - 140) + 0.8558$$

Por lo tanto la entropía para el freón 12 sobrecalentado a 145°C y 1.4 MPa es:

$$Y_s = 0.8648 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°K}}$$

De la tabla 9 de freón 12 sobrecalentado a p=1.6 MPa.

T [°C]	h $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$	s $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°K}}\right]$
X ₁ =140	Y _{h1} =272.406	Y _{s1} =0.8440
X= 145	Y _h =	Y _s =
X ₂ =150	Y _{h2} =280.044	Y _{s2} =0.8623

Aplicando la fórmula de interpolación para encontrar la entalpia se tiene:

$$Y_h = \left[\frac{280.044 - 272.406}{150 - 140} \right] (145 - 140) + 272.406$$

Por lo tanto la entalpia para el freón 12 sobrecalentado a 145°C y 1.6 MPa es:

$$Y_h = 276.225 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Aplicando la misma fórmula para encontrar la entropía se tiene:

$$Y_s = \left[\frac{0.8623 - 0.8440}{150 - 140} \right] (145 - 140) + 0.8440$$

Por lo tanto la entropía para el freón 12 sobrecalentado a 145°C y 1.6 MPa es:

$$Y_s = 0.8532 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°K}}$$

Por lo tanto de las dos interpolaciones anteriores se tiene para p=1.5 Mpa y T= 145°C

p [Mpa]	h $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$	s $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°K}}\right]$
X ₁ =1.4	Y _{h1} =277.644	Y _{s1} =0.8648
X= 1.5	Y _h =	Y _s =
X ₂ =1.6	Y _{h2} =276.225	Y _{s2} =0.8532

Aplicando la fórmula de interpolación para encontrar la entalpia se tiene:

$$Y_h = \left[\frac{276.225 - 277.644}{1.6 - 1.4} \right] (1.5 - 1.4) + 277.44$$

Por lo tanto la entalpia para el freón 12 sobrecalentado a p=1.5 Mpa y T= 145°C

$$Y_h = 276.9345 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Aplicando la misma fórmula para encontrar la entropía se tiene:

$$Y_s = \left[\frac{0.8532 - 0.8648}{1.6 - 1.4} \right] (1.5 - 1.4) + 0.8648$$

Por lo tanto la entropía para el freón 12 sobrecalentado a 145°C y 1.6 MPa es:

$$Y_s = 0.859 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{K}}$$

2.10 Ecuación de Estado del Gas Ideal.

En ocasiones, cuando se conocen dos propiedades independientes como la presión y el volumen específico, se desea conocer la temperatura. Una expresión de la forma:

$$f(p, v, T) = 0$$

Se denomina ecuación de estado o **ecuación de estado incompleta** por ser incapaz de predecir por sí sola otras propiedades termodinámicas diferentes a la presión, volumen específico y temperatura. Es decir que una ecuación como esta no proporciona información respecto a la energía interna, entalpía, etc.

Es importante dar preferencia a los gases puesto que las sustancias que se encuentran en estado de gas tienen aplicaciones prácticamente en todos los procesos de interés en la ingeniería.

Todos los gases a presiones relativamente bajas obedecen a una ecuación de estado muy simple, **se denomina gas ideal** a todo gas que satisfaga la siguiente ecuación de estado.

$$pv = RT \text{ o bien } pV = mRT$$

Donde:

- p** = presión absoluta $\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$
- v** = volumen específico $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$
- T** = temperatura absoluta $[^\circ\text{K}]$
- R** = la constante del gas $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg } ^\circ\text{K}} \right]$
- m** = masa [Kg]
- V** = volumen total $[\text{m}^3]$

Tabla 2.2 Valores de R para Diferentes Gases.

Gas	Fórmula	Peso molecular	R kJ/kg K
Acetileno	C ₂ H ₂	26.038	0.319
Agua	H ₂ O	18.016	0.461
Aire		28.967	0.287
Amoniaco	NH ₃	17.032	0.488
Argón	Ar	39.944	0.208
Butano	C ₄ H ₁₀	58.124	0.143
Dióxido de carbono	CO ₂	44.011	0.189
Etano	C ₂ H ₆	30.070	0.276
Etileno	C ₂ H ₄	28.054	0.296
Freón 12	CCl ₂ F ₂	120.925	0.068
Helio	He	4.003	2.077
Heptano	C ₇ H ₁₆	100.205	0.083
Hidrógeno	H ₂	2.016	4.124
Metano	CH ₄	16.043	0.518
Monóxido de carbono	CO	28.011	0.297
Nitrógeno	N ₂	28.016	0.296
Octano	C ₈ H ₁₈	114.232	0.073
Oxígeno	O ₂	32	0.260
Propano	C ₃ H ₈	44.097	0.188

Fuente: J. A. Manrique, Termodinámica, Alfa-Omega 107, 2005.

Ejemplo:

Determinar la densidad del aire a una presión de 1 bar y una temperatura de 25 °C.

Solución:

De la tabla 2.2 se obtiene la constante R del aire

$$R = 0.287 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^\circ\text{K}} \right]$$

Aplicando la ecuación de estado.

$$pv = RT$$

Como el volumen específico es el inverso de la densidad entonces

$$p \left(\frac{1}{\rho} \right) = RT$$

Despejando ρ tenemos.

$$\rho = \frac{p}{RT}$$

Sustituyendo valores.

$$\rho = \left[\frac{(1 \times 10^5) \text{ N/m}^2}{\left(0.287 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{Kg } ^\circ\text{K}} \right) (25 + 273) ^\circ\text{K}} \right]; \quad \rho = 1.17 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$$

2.11 Coeficiente de Joule-Thomson.

En 1853, Joule y William Thomson idearon el famoso experimento del tabique poroso. Este consistía en un tubo aislado térmicamente en el que se tenía una especie de tapón o tabique poroso que ofrecía resistencia considerable al flujo, de modo que podía causar una reducción de presión relativamente grande desde p_1 hasta p_2 como se aprecia en la figura 2.8

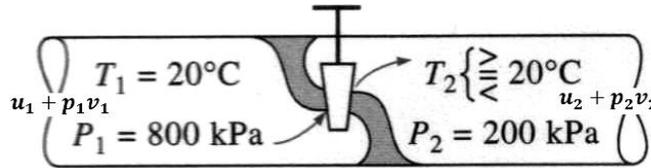


Figura 2.8 La temperatura de un Fluido puede Aumentar, Disminuir o Permanecer Constante Durante un Proceso de Estrangulamiento.

Haciendo que $u_1 + p_1 v_1$ atraviesen la frontera 1, y $u_2 + p_2 v_2$ crucen la frontera 2, es decir, por la conservación de la energía, $h_1 = h_2$.

Este tipo de proceso se denomina proceso de estrangulación. Siempre que un fluido viaja de manera no controlada desde una región de alta presión hasta una región de baja presión sin efectuar trabajo, se dice que experimenta un estrangulamiento.

El coeficiente de Joule-Thomson, μ , es una indicación del comportamiento de la temperatura que experimenta un fluido durante un proceso de estrangulamiento isoentálpico entre dos límites de presión dados se define como.

$$\mu = \left(\frac{dT}{dp} \right)_h$$

El coeficiente Joule-Thomson representa la pendiente de las líneas $h = \text{constante}$ en un diagrama T-P. Estos diagramas se pueden construir fácilmente a partir de mediciones de temperatura y presión aisladas durante los procesos de estrangulamiento.

Un fluido a presión y temperatura fijas P_1 y T_1 es obligado a fluir por un tapón poroso en el cual se miden las variaciones de su presión y temperatura (P_2 y T_2). Este paso se repite varias veces para tapones porosos de diferentes tamaños, en cada uno de ellos se mide variación de presión y temperatura, al graficar las presiones con las temperaturas se obtiene una línea de $h = \text{constante}$ sobre un diagrama T-P como se muestra en la figura 2.9

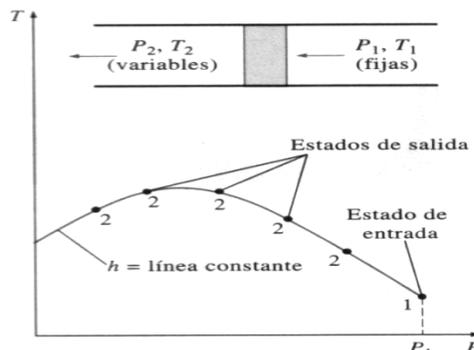


Figura 2.9 Desarrollo de una Línea $h = \text{Constante}$ en un Diagrama T-P.

Repitiendo el experimento varias veces para diferentes condiciones de presión y temperatura de entrada y graficando los resultados se construye un diagrama T-P para una sustancia con varias líneas de $h = \text{constante}$.

Algunas líneas de entalpia constante en el diagrama T-P pasan por un punto de pendiente cero o coeficiente de Joule-Thomson cero. Las líneas que pasan por estos puntos reciben el nombre de **líneas de inversión**, y la temperatura en un punto donde la línea de entalpia constante interseca con la línea de inversión se conoce como **temperatura de inversión**. Esta se aprecia en la figura 2.10

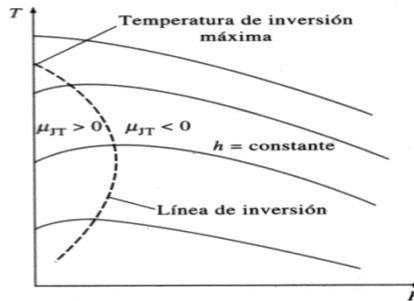


Figura 2.10 Líneas de Entalpia Constante de una Sustancia en un Diagrama T-P.

2.12 Ley de Boyle.

De acuerdo a la ecuación de estado del gas ideal, “todo gas se acerca a este estado ideal a medida que su temperatura crece y su presión disminuye” (Severns et al., 1991: 38)

Entre los diversos experimentos con aire Robert Boyle observo la siguiente relación entre la presión y el volumen: “si la temperatura de una cantidad dada de gas se mantiene constante, el volumen de este varia inversamente proporcional a la presión absoluta que soporta”.

Esto es, si la presión se incrementa el volumen disminuye en forma proporcional, y si la presión disminuye el volumen se incrementa proporcionalmente, figura 2.11

Considerando la ley del gas ideal, imaginemos un proceso isotérmico $T = \text{Cte}$, entonces.

$$p_1 v_1 = RT_1$$

$$p_2 v_2 = RT = RT_1$$

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = \text{constante}$$

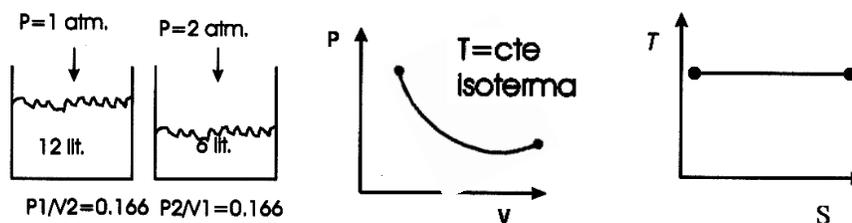


Figura 2.11 Relación $PV = C$ y su Diagrama P-V y T-S.

2.13 Ley de Gay-Lussac-Charles.

Aproximadamente cien años después del descubrimiento de la ley de Boyle, dos investigadores franceses, Jacques A. Charles (1746-1823) y Joseph L. Gay-Lussac (1778-1850), descubrieron por separado la ley que generalmente se llama solo **ley de charles**.

Esta ley se expresa en dos partes, una para un proceso a presión constante y otra para un proceso a volumen constante.

2.13.1 Ley de Charles para P=C

Establece que “a presión constante, el volumen de una masa de gas, es directamente proporcional a su temperatura absoluta”. La figura 2.12 muestra esta relación $\frac{T}{v} = C$.

Imaginemos un proceso isobárico.

$$P = \text{Cte}$$

$$p_1 = \frac{RT_1}{v_1} = p_2 = \frac{RT_2}{v_2} \text{ por lo tanto } \frac{T_1}{v_1} = \frac{T_2}{v_2} = C$$

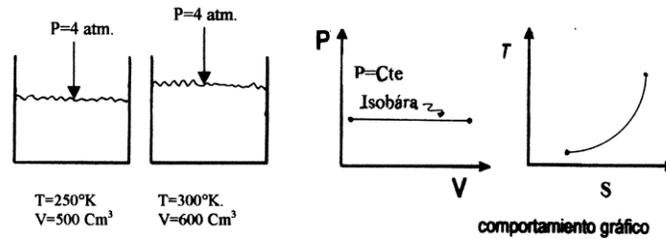


Figura 2.12 Relación $\frac{T}{v} = C$ y su Diagrama P-V y T-S

2.13.2 Ley de Charles para V=C

Establece que “las presiones ejercidas por un gas sobre las paredes del recipiente que lo contiene son proporcionales a sus temperaturas absolutas, si el volumen permanece constante”. La figura 2.13 muestra la relación $\frac{T}{p} = \text{Cte}$.

Imaginemos un proceso isométrico

$$V = \text{Cte}$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = v_2 = \frac{RT_2}{P_2} \text{ por lo tanto } \frac{T_1}{P_1} = \frac{T_2}{P_2} = C$$

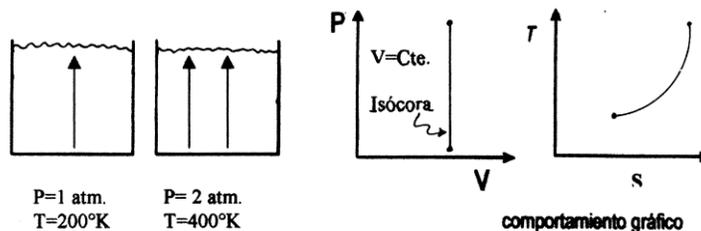


Figura 2.13 Relación $\frac{T}{p} = \text{Cte}$ y su Diagrama P-V y T-S

2.14 Energía Interna (u) y Entalpia (h) para el Gas Ideal.

Un gas ideal es todo aquel que satisface la ecuación.

$$pv = RT$$

Se sabe que para un gas ideal la energía interna está en función de la temperatura, Es decir.

$$u = f(T)$$

Recordando la ecuación de entalpia y la ecuación de estado del gas ideal se observa.

$$h = u + pv$$

$$pv = RT$$

$$h = u + RT$$

Como **R** es una constante y **u** es función solo de la temperatura, se deduce que la entalpia **h** de un gas ideal también es solo una función de la temperatura, esto es:

$$h = f(T)$$

Puesto que para un gas ideal **u y h** dependen únicamente de la temperatura, los calores específicos **c_v y c_p** también de la temperatura, por lo tanto a una temperatura dada, **u, h, c_v y c_p** de un gas ideal tienen valores fijos sin importar el volumen específico o la presión. Por lo tanto los cambios en la energía interna y la entalpia de un gas ideal se pueden expresar de la siguiente manera:

$$u_2 - u_1 = c_{v \text{ prom}} (T_2 - T_1)$$

$$h_2 - h_1 = c_{p \text{ prom}} (T_2 - T_1)$$

Los calores específicos promedio se evalúan a la temperatura promedio $\frac{T_1+T_2}{2}$ como se muestra en la figura 2.14

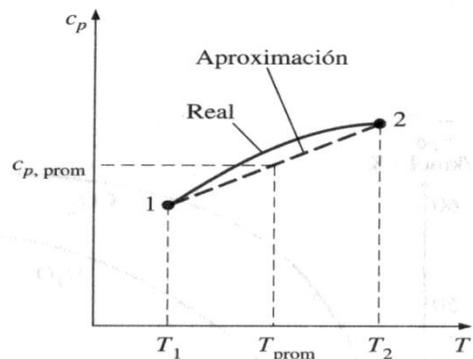


Figura 2.14 Para Intervalos de Temperatura Pequeños, se Puede Suponer que los Calores Específicos Varían en Forma Lineal con la Temperatura.

2.15 Balance de Energía en Sistemas Cerrados.

La primera ley es aplicada en diversos procesos en los cuales se analizan las transmisiones energéticas mediante modelos matemáticos.

2.15.1 Proceso Isobárico (Presión Constante).

Proceso isobárico a $P=Cte.$, es aquel proceso en el que la presión se mantiene constante, se muestra el proceso en la figura 2.15

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} = Cte$$

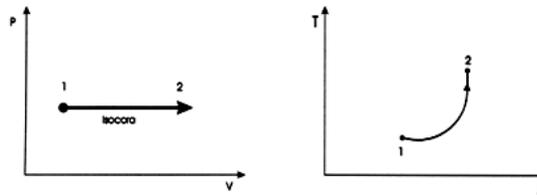


Figura 2.15 Diagrama P-V y T-S de un Proceso Isobárico.

Si se considera un sistema cerrado como el de la figura 2.16 En el cual es el sistema recibe una cantidad de calor Q , se lleva a cabo un trabajo W , y experimenta un cambio de energía interna $\Delta U = U_2 - U_1$.

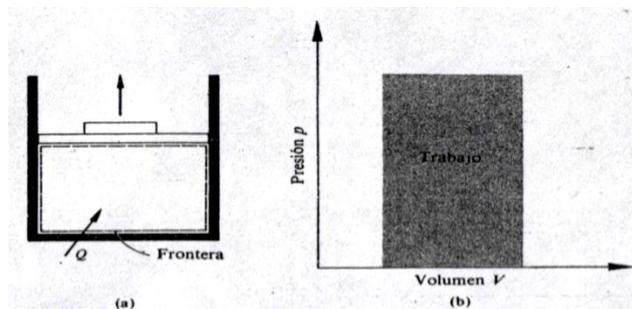


Figura 2.16 (a) Proceso de Calentamiento a Presión Constante.
(b) Interpretación Grafica del Trabajo Mecánico.

La primera ley de la termodinámica para un sistema cerrado en reposo, y válida para todos los procesos es:

$$Q - W = \Delta U$$

ó

$$Q = (U_2 - U_1) + W$$

En los casos para un proceso reversible podemos expresar la primera ley como:

Para $p = C$ se tiene.

$$Q = (U_2 - U_1) + \int_1^2 p \, dV$$

O bien.

$$dQ = dU + p \, dV$$

Además.

$$H = U + p V$$

$$dH = dU + p dV + V dp$$

Por lo tanto Para $p = C$

$$dp = 0$$

$$dQ = dH$$

En el caso de un gas ideal con calores específicos constantes.

$$\Delta H = mC_p(T_2 - T_1) \text{ kJ}$$

$$\Delta U = mC_v(T_2 - T_1) \text{ kJ}$$

Cuando se trata de sustancias puras es posible hallar sus valores en tablas valores correspondientes de entalpía y de energía interna.

Y cuando se trata de un proceso reversible a presión constante el trabajo es:

$$W = \int_1^2 p dV = p(V_2 - V_1)$$

$$W = p_2 V_2 - p_1 V_1$$

Al emplear la ecuación de estado de gas ideal $pV = mRT$, resulta que el trabajo es igual a

$$W = mR(T_2 - T_1)$$

Ejemplo:

El aire contenido en un cilindro y embolo se expande a una presión constante de 150 kPa, desde una temperatura de 285⁰K hasta una temperatura de 550⁰K. La masa del aire es de 0.05 kg. Calcular el calor, el trabajo, el cambio de entalpía y el cambio de energía interna.

De la primera ley se tiene.

$$Q = \Delta U + W$$

Por lo tanto para $p = c$ se tiene.

$$Q = \Delta H$$

$$\Delta H = mC_p(T_2 - T_1) = (0.05)(1.0047)(550 - 285) = 13.31 \text{ kJ}$$

$$\Delta U = mC_v(T_2 - T_1) = (0.05)(0.7176)(550 - 285) = 9.51 \text{ kJ}$$

$$W = \Delta H - \Delta U = 3.8 \text{ kJ}$$

Si se supone que existe reversibilidad, puesto que se indicó un proceso a presión constante. Para un proceso reversible, el trabajo queda expresado como.

$$W = mR(T_2 - T_1)$$

Sabiendo que para el aire $R = 0.287 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$

$$W = mR(T_2 - T_1) = (0.05)(0.287)(500 - 285) = 3.8 \text{ kJ}$$

Se observa que el signo (+) del calor indica que entra al sistema, y el trabajo (+) que es efectuado por el sistema (Burghardt, 1984: 97).

2.15.2 Proceso Isométrico (Volumen Constante).

Proceso isométrico a $V = \text{Cte.}$, es aquel proceso en el cual el volumen permanece constante como se muestra en la figura 2.17, por lo tanto, la ecuación de este proceso es:

$$\frac{T_1}{P_1} = \frac{T_2}{P_2} = \text{Cte}$$

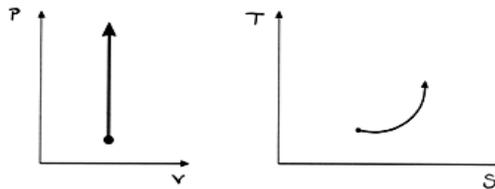


Figura. 2.17 Diagrama P-V y T-S de un Proceso Isométrico.

En un proceso isométrico como el de la figura 2.18 (a), se tiene un **recipiente cerrado y se le suministra calor**, ocasionando un cambio de energía interna.

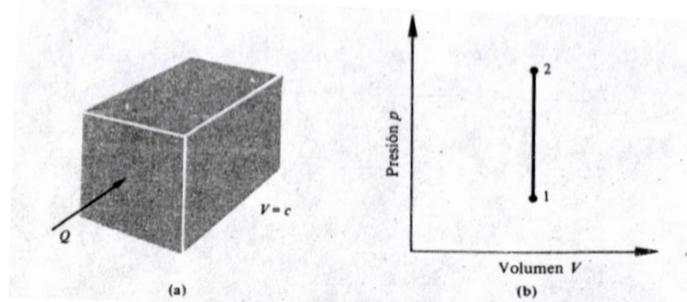


Figura 2.18 (a) Proceso de Calentamiento a Volumen Constante
(b) Representación en el Diagrama P-V.

La primera ley para los sistemas cerrados muestra lo siguiente.

$$Q - W = \Delta U$$

$$Q = \Delta U + \int p \, dV$$

Para $V = C$

$$dV = 0$$

Por lo tanto $Q = \Delta U$

Cuando es el caso de un gas ideal se tiene.

$$\Delta U = mC_v(T_2 - T_1)$$

De igual forma.

$$Q = mC_v(T_2 - T_1)$$

Al trazar la trayectoria del proceso en un diagrama p-V, figura 2.18 (b) se considera que el proceso es reversible. La ecuación que corresponde al trabajo mecánico, $\int p \, dV$ es nula, ya sea que el proceso sea reversible o irreversible, pues dV vale cero en ambos casos, de manera que la continuidad de la presión en la superficie de equilibrio, carece de importancia (Burghardt, 1984: 100-101).

Ejemplo:

Un recipiente cerrado y rígido tiene una capacidad de 1 m³, y contiene vapor de agua 300 kPa, con una calidad de 90%. Si se suministran 500 kJ de calor. Calcular la temperatura final.

De la primera ley se tiene.

$$Q = \Delta U + W$$

Para $V = C$

$$W = 0$$

Por lo tanto $Q = \Delta U$

De la tabla 4. De vapor de agua saturado se tiene.

$$u_1 = u_f + xu_{fg} = 561.15 + (0.90)(1982.4) = 2345.31 \text{ kJ/kg}$$

$$v_1 = v_f + xv_{fg} = 0.001073 + (0.90)(0.6048) = 0.5454 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Para calcular la masa se tiene.

$$m = \frac{V}{v_1} = \frac{1}{0.5454} = 1.833 \text{ kg.}$$

$$Q = m(u_2 - u_1)$$

$$u_2 = \frac{Q}{m} + u_1 = \frac{500}{1.83} + 2345.31 = 2618.1 \text{ kJ/kg}$$

Interpolando mediante la fórmula siguiente se tiene.

$$Y = \left[\frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1} \right] [X - X_1] + Y_1$$

De la tabla 5. De vapor de agua sobrecalentado tenemos los siguientes valores:

Energía Interna (kJ/kg)	Temperatura (°C)
$X_1 = 2570.8$	$Y_1 = 150$
$X = 2618.1$	$Y =$
$X_2 = 2650.7$	$Y_2 = 200$

Y=179.59

Por lo tanto la temperatura final es $T_2 = 179.59 \text{ } ^\circ\text{C} \approx 180^\circ\text{C}$

(Burghardt, 1984: 101).

2.15.3 Proceso Isoentrópico (Entropía Constante).

Un proceso Isoentrópico o adiabático, está comprendido por las expansiones de un sistema sin pérdida o transferencia de calor, es otras palabras, la característica de este proceso es que no hay transferencia de calor es decir $Q = 0$, en la figura 2.19 se muestra este proceso.

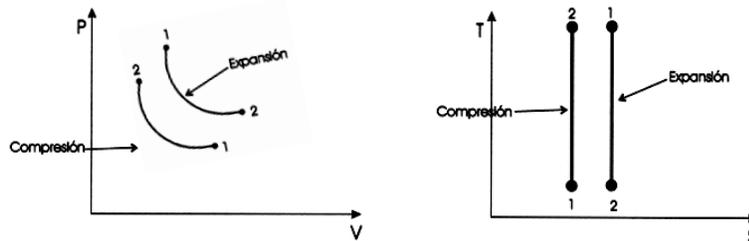


Figura 2.19 Diagramas P-V y T-S de un Proceso Adiabático

Matemáticamente la ecuación para $S = \text{cte.}$ es:

$$PV^k = C$$

Donde $k =$ exponente isoentropico con la relacion $\left[\frac{C_p}{C_v} \right]$

La ecuación de estado para estos procesos es:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{k-1} \quad \text{y} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^k$$

Retomando el ejemplo anterior, considerando el caso en el cual la energía es proporcionada de manera totalmente irreversible mediante trabajo producido por paletas agitadoras como lo muestra la figura 2.20

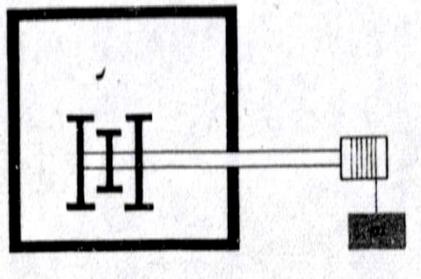


Figura 2.20 Trabajo de Agitación (por movimiento de paletas) en un Sistema a Volumen Constante.

El balance de energía, en el caso de un sistema cerrado, para un sistema de volumen constante.

$$Q = \Delta U + W - W_p$$

Donde $W_p =$ trabajo de agitacion.

Para $V = C$

$$W = 0$$

Por lo tanto

$$Q = \Delta U - W_p$$

Y cuando el sistema es adiabático.

$$Q = 0$$

y

$$W_p = \Delta U$$

(Burghardt, 1984: 101-102).

Ejemplo:

Un sistema cerrado de volumen constante recibe 10.5 kJ de trabajo de agitación. El sistema contiene oxígeno a 344 kPa y 278⁰K, y ocupa 0.06 m³. Calcular el calor (saliente o entrante) si la temperatura final es de 400⁰K.

Para $V = C$, se tiene.

$$W = 0$$

De la primera ley:

$$Q = \Delta U + W - W_p$$

$$\Delta U = mC_v(T_2 - T_1)$$

De la ecuación de estado de gas ideal $pV = mRT$ y Teniendo en cuenta que para el oxígeno $R = 0.2598 \text{ kJ/kg } ^0K$

$$\text{Se tiene } m = \frac{p_1 V_1}{R T_1} = \frac{(344)(0.06)}{(0.2598)(278)} = 0.285 \text{ kg}$$

$$\Delta U = (0.285)(0.6585)(400 - 278) = 22.9 \text{ kJ}$$

$$Q = \Delta U - W_p = 22.9 - 10.5 = 12.4 \text{ kJ que entran al sistema}$$

(Burghardt, 1984: 102).

2.15.4 Proceso Isotérmico (Temperatura Constante).

Proceso isotérmico a $T=Cte.$, es aquel proceso en el que la temperatura se mantiene constante, en la figura 2.21 se muestra el proceso isotérmico.

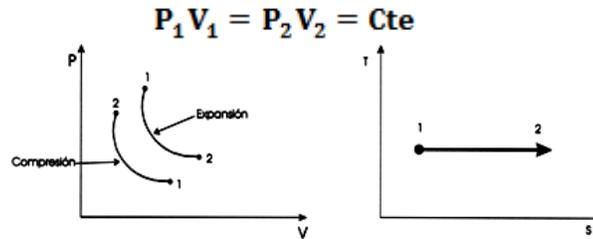


Figura 2.21 Diagrama P-V y T-S de un Proceso Isotérmico.

En el proceso reversible isotérmico se utiliza la ecuación de estado ideal. Los resultados se limitan al caso de los gases perfectos, aunque es posible analizar procesos a temperatura constante empleando tablas de propiedades.

Nuevamente considerando el sistema embolo cilindro que nos muestra la figura 2.22a el cual recibe calor, al expandirse el flujo se lleva a cabo trabajo a temperatura constante, la figura 2.22b ilustra el proceso en un diagrama p-V.

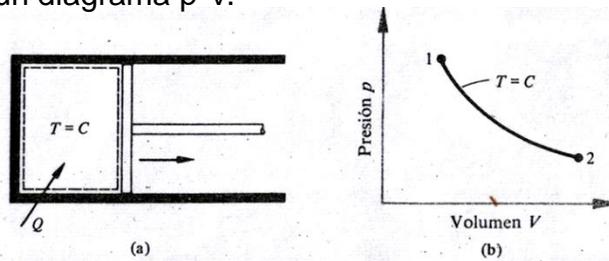


Figura 2.22 Proceso Isotérmico en un Dispositivo de Cilindro y Embolo y su Representación en el Diagrama P - V Correspondiente.

De la primera ley:

$$Q = \Delta U + W = \Delta U + \int p \, dV$$

Se necesita p como función de V para los proceso a temperatura constante. La ley del gas ideal, muestra.

Para $T = C$, se tiene.

$$p_1 V_1 = mRT_1 = mRT_2 = p_2 V_2 = C$$

O bien.

$$pV = C$$

El trabajo.

$$W = \int_1^2 p \, dV = \int_1^2 pV \frac{dV}{V} = \int_1^2 C \frac{dV}{V} = C \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right)$$

$$W = p_1 v_1 \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right)$$

Y como $U = U(T)$, entonces $\Delta U = 0$.

Esto se comprende fácil en el caso de un gas ideal.

Para $T = C$, la energía interna

$$\Delta U = mC_v(T_2 - T_1) = 0$$

Y

$$Q = W$$

(Burghardt, 1984: 102-103).

Ejemplo:

Un sistema de cilindro y émbolo como el de la figura 2.22 que contiene 0.25 kg de helio a 278^oK recibe calor a temperatura constante hasta que la presión llega a la mitad de su valor inicial. Calcular el calor suministrado, así como el trabajo realizado.

De la primera ley, se tiene.

$$Q = \Delta U + W$$

$$\Delta U = 0 \quad \text{para } T = C$$

$$v_1 = \frac{c}{p_1} \quad v_2 = \frac{c}{p_2}$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1}{p_2} = 2$$

$$Q = W = p_1 v_1 \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)$$

$$p_1 v_1 = mRT_1$$

$$Q = W = (0.25)(2.077)(278) \ln(2) = 100.05 \text{ kJ}$$

(Burghardt, 1984: 103-104)

2.15.5 Proceso Politrópico.

En el proceso Politrópico, una de las características de este proceso es que ninguna de sus propiedades (**P**, **V**, **T**) permanecen constantes y si existe transferencia de energía en forma de calor y trabajo, otra característica importante es que todos los procesos anteriores están comprendidos en el, se muestra en la figura 2.23 el proceso Politrópico y cumple con la relación

$$PV^n = C$$

Donde:

n = exponente politropico y adquiere valores desde $0 \rightarrow \infty$

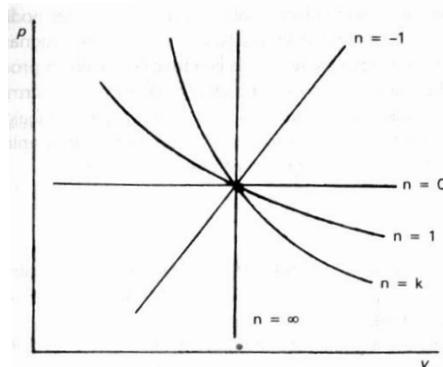


Figura 2.23 Procesos Politrópicos.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{k-1}$$

Dicha relación permite determinar si el calor ha sido absorbido, rechazado, permanece constante o bien si la temperatura aumenta o disminuye o no se ha modificado durante una compresión o una expansión.

Matemáticamente la ecuación del proceso Politrópico es la siguiente:

$$PV^n = P_1 V_1^n = Cte$$

Si $n = 0$ se tendrá:	$PV^0 = C$ o $P = C$	Que es un proceso isobárico.
Si $n = 1$ se tendrá:	$PV^1 = C$ o $PV = C$	Que es un proceso isotérmico.
Si $n = k$ se tendrá:	$PV^k = C$ o $PV^k = C$	Que es un proceso adiabático.
Si $n = \infty$ se tendrá:	$PV^\infty = C$ o $V = C$	Que es un proceso isométrico.

CAPITULO 3.

BALANCE DE ENERGIA. APLICACIONES DE LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA.

El alumno conocerá los diferentes ciclos termodinámicos algunos de ellos utilizados en la vida diaria y las diversas aplicaciones energéticas en la ingeniería.

3.1 Balance de Energía.

La primera ley de la termodinámica es en esencia una expresión del principio de conservación de la energía, llamado también balance de energía. Es posible expresar los balances de energía generales para cualquier sistema que experimenta algún proceso o ciclo. Existen cambios de energía de un fluido entre la entrada y salida en un equipo, modelaremos matemáticamente este balance en algunos equipos dentro de algunos ciclos termodinámicos.

3.2 Ciclos Termodinámicos.

Un ciclo termodinámico se define como una sucesión de procesos termodinámicos que tienen como característica principal que el valor de las propiedades del estado inicial del primer proceso, tiene los mismos valores que el estado final del último proceso.

Para comprender mejor la primera ley aplicada a ciclos se requiere definir una máquina térmica.

Una máquina térmica es un sistema que recibe calor y desarrolla un trabajo mientras realiza un ciclo termodinámico como los motores de combustión interna que son máquinas térmicas, O bien, utiliza trabajo para remover calor de un espacio a otro como es el caso de los refrigeradores. Modelaremos estas máquinas térmicas como ciclos termodinámicos para poder establecer el modelo matemático de la primera ley de la termodinámica correspondiente a cada tipo de ciclo termodinámico.

3.2.1 Ciclo Rankine.

Es el ciclo mediante el cual las centrales termoeléctricas basan su operación como se muestra en la figura 3.1

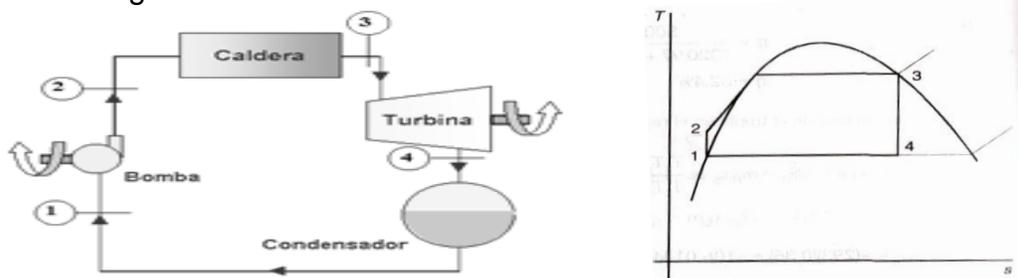


Figura 3.1 Ciclo Rankine Ideal y su Representación en el Diagrama T-S.

Este ciclo está integrado por una bomba (1-2) que traslada el agua de un depósito hasta un generador de vapor caldera (2-3), donde se produce vapor a presión y temperatura elevada, durante este proceso existe un intercambio de energía del combustible al agua que alimenta al generador, el vapor entra a la turbina (3-4) a estas condiciones donde la energía interna del vapor se transforma en energía cinética en la turbina la cual sirve para mover un generador eléctrico, el vapor sale de la turbina con baja energía interna y entra a un condensador (4-1) donde cambia a su fase líquida finalizando el ciclo e iniciándolo nuevamente.

El ciclo Rankine simple está integrado por cuatro procesos:

- 1-2 Compresión Isoentrópica.
- 2-3 Adición de calor a presión constante.
- 3-4 Expansión Isoentrópica
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante.

Bomba.

La bomba de alimentación, tiene como función elevar la presión del agua hasta el punto 2, se considera como un sistema adiabático y la energía potencial es despreciable. En la figura 3.2 se muestran los flujos de energía en la bomba de alimentación.

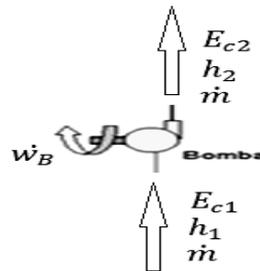


Figura 3.2 Esquema de una Bomba que Muestra los Flujos de Energía.

Al aplicar la primera ley de la termodinámica entre la entrada (1) y la salida (2) de la bomba, el balance de energía queda expresado de la siguiente manera.

$$\dot{W}_B = \dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{m}(E_{c2} - E_{c1})$$

Como las energías cinéticas de entrada y salida son iguales, la potencia de la bomba será

$$\dot{W}_B = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

O bien.

$$\dot{W}_B = \dot{m}v_1(p_2 - p_1)$$

(Burghardt, 1984: 210-211).

Caldera.

La caldera produce vapor a partir del agua líquida suministrada por la bomba, básicamente el agua entra al domo principal a temperatura baja, enseguida pasa por una serie de tubos donde se calienta hasta alcanzar su punto de saturación y se produce la evaporación, generalmente se usa combustible para generar la mezcla de vapor y agua. El vapor saturado sale del generador de vapor (o caldera) y entra a la turbina. En la figura 3.3 se muestran los flujos de energía en la caldera.



Figura 3.3 Esquema de una Caldera Mostrando los Flujos de Energía.

Al aplicar la primera ley de la termodinámica entre la entrada (2) y la salida (3) de la caldera, el balance de energía queda expresado de la siguiente manera.

$$Q + \dot{m}_v \cdot h_2 = \dot{m}_v \cdot h_3$$

Por lo tanto:

$$Q = \dot{m}_v \cdot h_3 - \dot{m}_v \cdot h_2$$

$$Q = h_3 - h_2$$

(Burghardt, 1984: 212).

Turbina de Vapor.

En la turbina entra el vapor proveniente de la caldera a presión y temperatura elevada, el vapor hace girar los alabes de la turbina y la flecha motriz, la cual está conectada a un generador eléctrico para producir la energía necesaria. La figura 3.4 muestra los flujos de energía en la turbina de vapor.

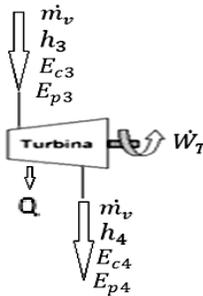


Figura 3.4 Esquema de una Turbina de Vapor Mostrando los Flujos de Energía.

Al aplicar la primera ley de la termodinámica entre la entrada (3) y la salida (4) de la turbina, el balance de energía queda expresado de la siguiente manera.

$$\dot{m}_v + h_3 + E_{c3} + E_{p3} = \dot{m}_v + h_4 + E_{c4} + E_{p4} + Q + W_T$$

Donde:

W_T = Trabajo realizado por la turbina.

Q = Perdidas de calor en la turbina.

Las pérdidas de calor generalmente son muy pequeñas por lo tanto se pueden despreciar. Si consideramos la turbina como adiabática y despreciamos la energía potencial, el balance de energía queda expresado como:

$$h_3 + E_{c3} = h_4 + E_{c4} + W_T$$

O bien, si las energías cinéticas no se indican.

$$W_T = (h_3 - h_4)$$

(Burghardt, 1984: 207).

Condensador.

La última transferencia de energía se da aquí, cuando el calor del vapor es cedido al momento de pasar sobre la parte exterior de los tubos de un intercambiador de calor de tipo envolvente, mientras el agua de enfriamiento circula por ellos absorbiendo la entalpía y el calor del vapor. En la figura 3.5 se muestran los flujos de energía en el condensador.

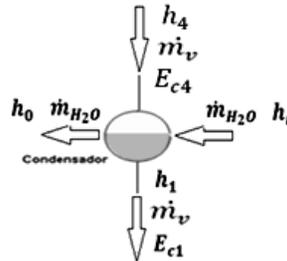


Figura 3.5 Esquema de un Condensador Mostrando los Flujos de Energía.

Al aplicar la primera ley de la termodinámica entre la entrada (2) y la salida (3) de la caldera, el balance de energía queda expresado de la siguiente manera.

$$\dot{m}_v + h_4 + E_{c4} + \dot{m}_{H_2O} + h_i = \dot{m}_v + h_1 + E_{c1} + \dot{m}_{H_2O} + h_0$$

Así tenemos que:

$$\dot{m}_v + h_4 + E_{c4} - \dot{m}_v - h_1 - E_{c1} = \dot{m}_{H_2O} + h_0 - \dot{m}_{H_2O} - h_i$$

El condensador se considera adiabático y las energías potenciales se desprecian debido a que el efecto de altura es mínimo, y la diferencia en las velocidades de entrada y salida del agua de enfriamiento es muy pequeña por lo que la energía cinética también es despreciable.

Debido a que la velocidad de salida del líquido saturado del condensador es muy pequeña en comparación con la velocidad de entrada del vapor entonces la energía cinética de salida también será muy pequeña, por lo que el balance de energía queda expresado como:

$$Q = (h_4 - h_1) + E_{c4} = (h_0 - h_i)$$

(Burghardt, 1984: 209).

Ejemplo:

Una turbina adiabática en una planta generadora de vapor, recibe el fluido a una presión de 7.0 Mpa y a 550°C, para salir a 20 Kpa. La entrada de la turbina está a 3m más alta que la salida, la velocidad del vapor en la entrada es de 15 m/s, y la salida es de 300 m/s. Calcular el trabajo realizado por la unidad de masa de vapor.

Solución.

$$W_T = (h_3 - h_4) + E_{c3} - E_{c4} + E_{p3} - E_{p4}$$

De la tabla 5. De vapor de agua sobrecalentado se tiene.

$$h_3 = 3530.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad s_3 = 6.9486 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$s_4 = s_3 = s_f + x s_{fg}$$

$$6.9486 = 0.8320 + x(7.0766)$$

Por lo tanto la calidad del vapor es.

$$x = 0.864$$

Para la entalpia a la salida de la turbina.

$$h_4 = h_f + x h_{fg}$$

$$251.4 + (0.864)(2358.3) = 2288.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Sustituyendo las entalpias en la ecuación.

$$W_T = (h_3 - h_4) + E_{c3} - E_{c4} + E_{p3} - E_{p4}$$

$$W_T = \left[3530.9 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} - 2288.9 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right] + \left[\frac{\left(15 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2} \right] - \left[\frac{\left(300 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2} \right] + \left[\left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)(3\text{m}) \right]$$

$$W_T = \left[1242 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right] + [112.5] - [45000] + [29.4]$$

Por lo que el trabajo realizado por la turbina será.

$$W_T = 1197.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

(Burghardt, 1984: 208)

Ejemplo:

Una planta de potencia de vapor funciona con base en un ciclo rankine como lo muestra la figura 3.6

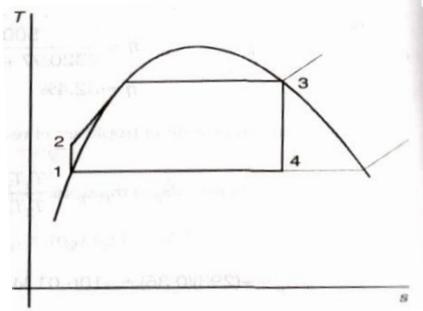


Figura 3.6 Esquema del Ciclo Rankine.

El vapor de agua entra a la turbina a 7.0 Mpa y 550°C, con una velocidad de 30 m/s. se descarga luego a un condensador, a 20 Kpa y con una velocidad de 90 m/s. determinar la eficiencia termica y la potencia neta producida que corresponde a una circulacion de 37.8 kg/s.

Solucion:

De la tabla 5. De vapor de agua sobre calentado, a una presión de 7 Mpa y 550°C se tiene:

$$h_3 = 3530.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad s_3 = 6.9486 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Debido a que el proceso 3-4 es isoentropico:

$$s_3 = s_4 = 6.9486 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$s_4 = s_f + x s_{fg}$$

$$x = 0.8643$$

Y de la tabla 4. De vapor de agua saturado, a una presión de 20 Kpa se tiene.

$$h_1 = h_f = 251.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Determinando las entalpias en los puntos 4 y 2.

$$h_4 = h_f + x h_{fg} = 251.4 + (0.8643)(2358.3) = 2288.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_2 = h_1 + v_f (p_1 - p_2)$$

$$h_2 = 251.4 + (0.001017)(7000 - 20) = 258.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Agrupando los valores de las cuatro entalpias:

$$h_1 = 251.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_2 = 258.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_3 = 3530.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_4 = 2288.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tenemos que el trabajo de la bomba y el de la turbina son:

$$W_B = (h_2 - h_1) = (258.5 - 251.4) = 7.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$W_T = (h_3 - h_4) + E_{c3} - E_{c4} = (3530.9 - 2288.9) + \frac{(30)^2 - (90)^2}{2(1000)} = 1238.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Para el trabajo neto realizado:

$$W_N = W_T - W_B = 1231.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Para determinar el calor suministrado usamos la formula:

$$q_s = (h_3 - h_2) = (3530.9 - 258.5) = 3272.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

La ecuación para la eficiencia térmica es:

$$\eta_t = \frac{W_N}{q_s}$$

Sustituyendo valores tenemos:

$$\eta_t = \frac{1231.3}{3272.4} \times (100) = 37.62\%$$

Y para la potencia neta producida:

$$\dot{W}_N = \dot{m}W_N = (37.8)(1231.3) = 46\,543.14 \text{ kW}$$

(Burghardt, 1984: 213)

3.2.2 Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor.

En la figura 3.7 se muestran los cuatro componentes principales que integran el ciclo de refrigeración.

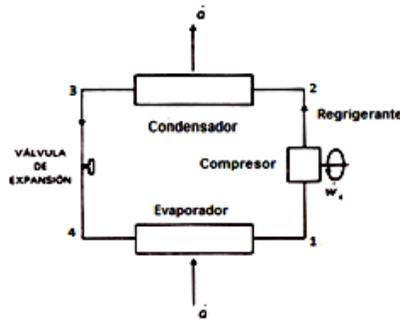


Figura 3.7 Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor.

Este ciclo está integrado por un evaporador (4-1) donde el refrigerante en forma líquida es vaporizado a presión constante para entrar al compresor (1-2) como vapor saturado, la temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio ambiente, después el refrigerante entra en condensador (2-3) como vapor sobrecalentado y sale como líquido saturado debido al rechazo de calor hacia los alrededores, después se estrangula por medio de una válvula de expansión (3-4) hasta la presión del evaporador, la temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado para comenzar el ciclo nuevamente.

4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador.

1-2 Compresión adiabática.

2-3 Rechazo de calor a presión constante.

3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.

El coeficiente de operación (COP) de un sistema de refrigeración no es una eficiencia, sino que es un concepto análogo a la esta, este concepto se define como el calor suministrado dividido entre el trabajo neto realizado.

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{ent}}}{W_{\text{net}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

La figura 3.8 muestra el diagrama T-s y p-h del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

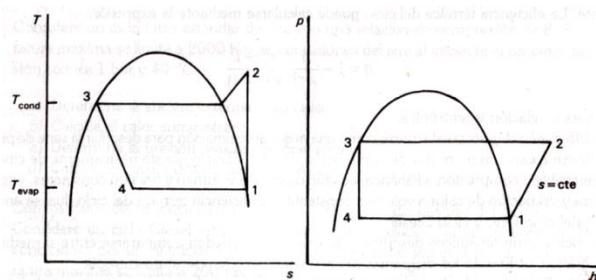


Figura 3.8 Diagrama T - s y P - h del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor.

La unidad de capacidad de enfriamiento que generalmente se emplea en los sistemas de refrigeración es la tonelada de refrigeración (T.R.) la cual equivale a 12000 BTU/h o 3.516kW.

Ejemplo:

Un sistema de refrigeración produce 20 T.R. con el empleo de R12 como refrigerante, cuando la temperatura del condensador es de 41.6°C y la del evaporador de -25°C. determine:

- a) El calor suministrado en kJ/kg
- b) El flujo masico del refrigerante en kg/s
- c) La potencia suministrada en kW
- d) El COP
- e) El calor cedido en kW

Solucion:

- a) Calor suministrado

$$q_s = h_1 - h_4$$

De la tabla 8. De freón 12 saturado a -25°C, se tiene:

$$h_1 = h_g = 176.352 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_4 = h_f$$

Como no se tiene valor exacto de h_f para 41.6°C tenemos que interpolar entre los valores mas aproximados.

De la tabla 8. De freón 12 saturado a 40 y 45 °C respectivamente se tiene:

T (°C)	$h_f \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$	
X ₁ = 40	Y ₁ = 74.527	$Y = \frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} (x - x_1) + y_1$
X = 41.6	Y =	
X ₂ = 45	Y ₂ = 79.647	
		$Y = \frac{(79.647 - 74.527)}{(45 - 40)} (41.6 - 40) + 74.527 = 76.17$

Se dice que:

$$h_4 = 76.17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Por lo tanto

$$q_s = (176.352 - 76.17) = 100.186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- b) Flujo masico

Tomando la equivalencia en kW de las T.R.

$$(20 \text{ T.R.}) \left(3.516 \frac{\text{kW}}{\text{T.R.}} \right) = 70.32 \text{ kW} = \dot{m} (h_1 - h_4)$$

$$\dot{m} = \frac{70.32 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{100.186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0.7019 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

c) Potencia suministrada

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

De la tabla 8. De freón 12 saturado a -25°C se tiene:

$$s_g = s_1 = s_2 = 0.7121 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

De la tabla 9. De freón 12 sobrecalentado a una presión de 1Mpa se tiene:

s	h	
$X_1 = 0.7021$	$Y_1 = 210.162$	$Y = \frac{(217.810 - 210.162)}{(0.7254 - 0.7021)} (0.7121 - 0.7021) + 210.162$
$X = 0.7121$	$Y =$	
$X_2 = 0.7254$	$Y_2 = 217.810$	

$$h_2 = 213.46 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$W = (213.46 - 176.352) = 37.11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{W} = \dot{m}W = \left(0.7019 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(37.11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = 26.05 \text{ kW}$$

d) COP

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{ent}}}{W_{\text{net}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\text{COP} = \frac{100.186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{37.11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\text{COP} = 2.7$$

e) Calor cedido

$$q_{\text{sal}} = h_2 - h_3$$

$$h_3 = h_4 = 76.17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{\text{sal}} = \left(213.46 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 76.17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = 137.29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{q}_{\text{sal}} = \dot{m}q_{\text{sal}} = \left(0.7019 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(137.29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = 96.36 \text{ kW}$$

(Burghardt, 1984: 245-246).

3.2.3 Ciclo Brayton.

El ciclo Brayton fue propuesto por George Brayton. Este ciclo se emplea principalmente en turbinas impulsadas por gas como se muestra en la figura 3.9 Este ciclo está compuesto por un compresor (1-2) por el que se hace pasar un flujo de masa de aire para elevar su presión y temperatura, en seguida el aire se descarga a un quemador (2-3) en donde por medio de la acción de un combustible se realiza la combustión a presión constante, los gases producto de esta combustión son descargados a una turbina (3-4) desarrollando una potencia suficiente para impulsar al compresor y al mismo tiempo otra carga externa para accionar por ejemplo un generador eléctrico, mientras que el proceso de escape se reemplaza por otro de rechazo de calor(4-1) a presión constante hacia el exterior.

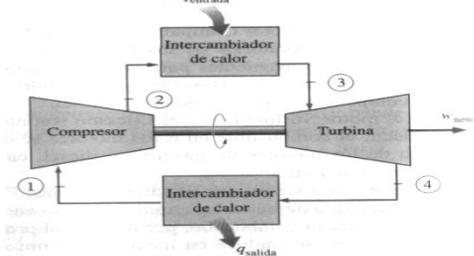


Figura 3.9 Motor de Turbina de Gas (Ciclo Brayton).

Las dos principales áreas de aplicación de las turbinas de gas son la propulsión de aviones y la generación de energía eléctrica.

El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta en este ciclo es el ciclo Brayton, el cual está integrado por cuatro procesos.

- 1-2 Compresión Isoentrópica.
- 2-3 Adición de calor a presión constante.
- 3-4 Expansión Isoentrópica.
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante.

Los diagramas de T-s y P-v de un ciclo Brayton ideal se muestran en la figura 3.10. Se observa los cuatro procesos en dispositivos de flujo estable, por lo tanto deben analizarse como procesos de flujo estable. Los cambios de energías cinética y potencial son insignificantes, el balance de energía para un proceso de flujo estable se expresa por unidad de masa.

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (W_{entrada} - w_{salida}) = h_{salida} - h_{entrada}$$

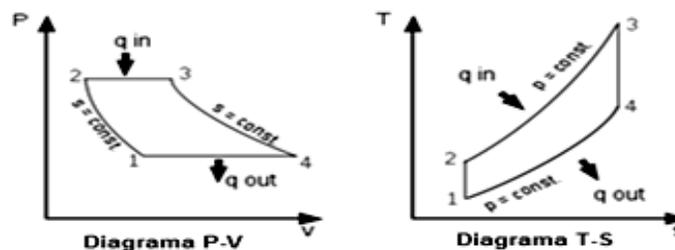


Figura 3.10 Diagramas P-v y T-s de un Ciclo Brayton Ideal.

La transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo es:

$$q_{\text{entr}} = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2)$$

$$q_{\text{sal}} = h_4 - h_1 = C_p(T_4 - T_1)$$

Los trabajos que realiza dicho ciclo son:

$$W_T = h_3 - h_4 = C_p(T_3 - T_4)$$

$$W_C = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1)$$

$$W_{\text{net}} = w_T - w_C$$

La relación de presión r_p se define como

$$r_p = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$$

Y la eficiencia térmica del ciclo Brayton ideal bajo las suposiciones de aire frío estándar se convierte en:

$$\eta_t = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{entr}}} = \frac{q_{\text{entr}} - q_{\text{sal}}}{q_{\text{entr}}} = 1 - \frac{q_{\text{sal}}}{q_{\text{entr}}} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

Como los procesos 2-3 y 4-1 son Isobáricos, por lo que $p_2 = p_3$ y $p_4 = p_1$

De igual forma con base a los procesos Isoentrópicos 1-2 y 3-4 de expansión y compresión se tiene que.

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

Y de la siguiente relación se tiene.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} = \left[\frac{p_3}{p_4} \right]^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4}$$

Por lo tanto

$$\frac{T_2}{T_1} = r_p^{\frac{k-1}{k}}$$

Y de igual forma se tiene que:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}}$$

Al sustituir en la ecuación de eficiencia térmica de ciclo Brayton, se obtiene

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}}$$

(Cengel y Boles, 2006: 507- 509)

Ejemplo:

En un ciclo Brayton estándar entra aire al compresor a 27°C y 100 kPa. La relación de presión es 10 y la máxima temperatura permisible del ciclo es 1350°K. Determinar (a) la presión y la temperatura en cada estado del ciclo, (b) el trabajo realizado por el compresor, el efectuado por la turbina, así como la eficiencia térmica del ciclo (por kilogramo de aire).

Recordemos que la constante del aire es **K=1.4**

a)

$$p_1 = 100 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 27+273 = 300 \text{ }^0\text{K}$$

$$r_p = \frac{p_2}{p_1} = 10$$

$$p_2 = r_p * p_1 = (10) (100) = 1000 \text{ kPa}$$

$$T_2 = T_1 (r_p)^{(k-1)/k} = (300) (10)^{0.286} = 579.6 \text{ }^0\text{K}$$

$$p_3 = p_2 = 1000 \text{ kPa}$$

$$T_3 = T_{\max} = 1350^0\text{K}$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{(k-1)/k} = (1350) (100/1000)^{0.286} = 698.8 \text{ }^0\text{C}$$

$$p_4 = p_1 = 100 \text{ kPa.}$$

b)

$$W_c = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) = (1.0047)(579.6 - 300) = 280.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$W_T = h_3 - h_4 = C_p(T_3 - T_4) = (1.0047)(1350 - 698.8) = 654.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$W_{\text{net}} = W_T - W_c = 373.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{\text{entr}} = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) = (1.0047)(1350 - 579.6) = 774 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\eta_t = \frac{W_{\text{net}}}{q_{\text{entr}}} = 0.482 = 48.2\%$$

Comprobación.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{10^{0.286}} = 0.482$$

(Burghardt, 1984: 398-399)

3.2.4 Ciclo Otto.

Se nombra ciclo Otto en honor a su creador, el científico alemán Nicolás Augusto Otto. Es el ciclo termodinámico en el cual se basa la operación de los motores de combustión interna cuya sustancia de funcionamiento es la gasolina. La figura 3.11 muestra los procesos termodinámicos de un ciclo Otto.

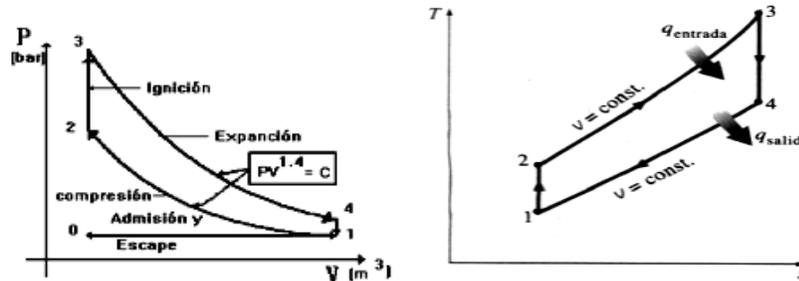


Figura 3.11 Diagrama P-V y T-S del Ciclo Otto.

Descripción de los Procesos Termodinámicos de un Motor Ciclo Otto.

Admisión (0-1).

El pistón (embolo) se encuentra dentro de un cilindro posicionado en el punto muerto superior (PMS), y desciende hasta un punto puerto inferior (PMI), (a este recorrido se le conoce como **carrera del pistón**) trayectoria en la cual admite la mezcla aire-combustible (sustancia de trabajo).

Compresión (1-2).

El pistón comienza su carrera desde el PMI hasta el PMS, la válvula de admisión se cierra con la finalidad de que el volumen de la sustancia de trabajo (aire-combustible) disminuya provocando un incremento de presión y temperatura.

Ignición (2-3).

Por medio de una bujía se genera una chispa la cual inmediatamente realiza un proceso de combustión, provocando que a volumen constante se incremente bruscamente la presión y temperatura de la sustancia.

Expansión (3-4).

La gran energía concentrada dentro del sistema, así como la inercia misma del sistema provocan que el pistón descienda nuevamente hasta el PMI, (aquí es donde se genera parte del trabajo desarrollado por el motor).

Escape. (1-0).

En el PMI se abre la válvula de escape, es en este momento cuando la presión interna y externa del sistema entran en equilibrio, finalmente el pistón asciende para desplazar los gases de combustión al exterior llegando al PMS donde dará comienzo un nuevo ciclo.

La figura 3.12 muestra el funcionamiento de un motor ciclo Otto.

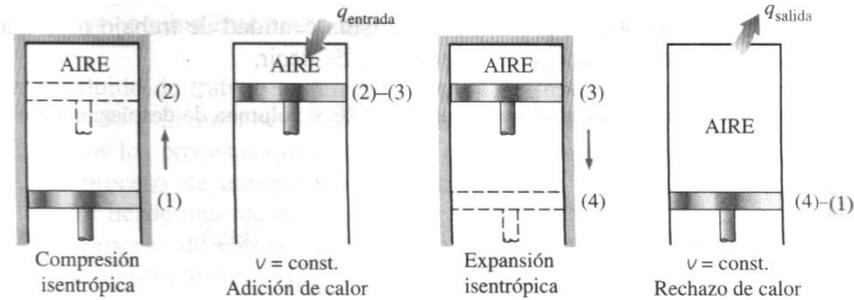


Figura 3.12 Ciclo Ideal en Motores de Encendido por Chispa.

El ciclo ideal del ciclo Otto está integrado por los siguientes procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica
- 2-3 Adición de calor a volumen constante.
- 3-4 Expansión isentrópica
- 4-1 Rechazo de calor a volumen constante.

La transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo se expresa como:

$$q_{\text{entr}} = u_3 - u_2 = C_v(T_3 - T_2)$$

$$q_{\text{sal}} = u_4 - u_1 = C_v(T_4 - T_1)$$

La relación de compresión r se define:

$$r = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_4}{v_3}$$

La relación de calores específicos k está:

$$k = \frac{C_p}{C_v}$$

Entonces la eficiencia térmica del ciclo Otto ideal bajo las suposiciones de aire frío estándar se convierte en:

$$\eta_t = \frac{W_{\text{net}}}{q_{\text{entr}}} = \frac{q_{\text{entr}} - q_{\text{sal}}}{q_{\text{entr}}} = 1 - \frac{q_{\text{sal}}}{q_{\text{entr}}} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos, y $v_2 = v_3$ y $v_4 = v_1$. Por lo tanto. De la relación.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{k-1} = \left[\frac{V_4}{V_3} \right]^{k-1} = \frac{T_3}{T_4}$$

Y por consiguiente

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{\left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{k-1}}$$

Por lo tanto

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{r^{k-1}}$$

De modo que la eficiencia del ciclo Otto queda expresada mediante

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)}}$$

Ejemplo:

Un motor funciona con base en un ciclo Otto estándar de aire. Las condiciones al inicio de la compresión son 27°C y 100 kPa. El calor agregado es 1840 kJ/Kg. la relación de compresión vale 8. Determinar la temperatura y la presión en cada punto del ciclo, la eficiencia térmica.

$$p_1 = 100 \text{ kPa} \quad k=1.4$$

$$T_1 = 27+273 = 300 \text{ } ^0\text{K}$$

$$r = \frac{v_1}{v_2} = 8$$

Proceso Isoentrópico, 1-2.

$$pV^k = C$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^{k-1} \quad T_2 = 300(8)^{0.4} = 689.2 \text{ } ^0\text{K}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^k \quad p_2 = 100 (8)^{1.4} = 1837.9 \text{ kPa}$$

Proceso Isométrico, 2-3.

$$q_{\text{entr}} = u_3 - u_2 = C_v(T_3 - T_2)$$

$$1840 = (0.7176)(T_3 - 689.2) \quad T_3 = 3253.5 \text{ } ^0\text{K}$$

$$p_3 = p_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right) = 1837.9 \left(\frac{3253.5}{689.2} \right) = 8676.1 \text{ kPa}$$

Proceso Isoentrópico, 3-4.

$$pV^k = C \quad \text{y} \quad v_3/v_4 = 1/r$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left[\frac{v_3}{v_4} \right]^{k-1} \quad T_4 = 3253.5(1/8)^{0.4} = 1416.2 \text{ } ^0\text{K}$$

$$\frac{p_4}{p_3} = \left[\frac{v_3}{v_4} \right]^k \quad p_4 = 8676.1(1/8)^{1.4} = 472.1 \text{ kPa}$$

$$\eta_{\tau} = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)}} = 1 - \frac{1}{0.8^{0.4}} = 0.565 \text{ o bien } 56.5\%$$

(Burghardt, 1984: 361-362)

3.2.5 Ciclo Diesel.

El motor diesel llamado así en nombre de su creador Rudolf diesel en 1892 es similar al motor de ignición por chispa (ciclo Otto), excepto que durante el proceso de admisión solo entra aire y requiere de una relación de compresión mucho mayor, debido a esto, el aire al ser comprimido alcanza alta presión y temperatura, cuando el combustible es inyectado al cilindro inmediatamente sufre combustión sin necesidad de una bujía que proporcione la chispa. En la figura 3.13 se muestra el ciclo Diesel.

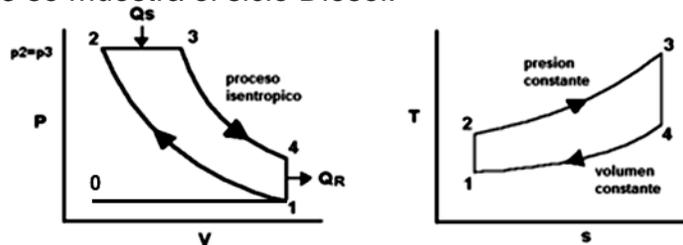


Figura 3.13 Diagramas P-V y T-S del Ciclo Diesel.

Descripción de los Procesos Termodinámicos de un Motor Ciclo Diesel.

Admisión (0-1).

El pistón barre desde el punto muerto superior (PMS) al punto muerto inferior (PMI) admitiendo exclusivamente aire en este proceso.

Compresión (1-2).

El pistón inicia la compresión del aire partiendo del PMI, cuando el pistón está por alcanzar el PMS, el combustible es inyectado dentro del cilindro en partículas muy pequeña para generar la combustión teóricamente a presión constante (2-3).

Expansión. (3-4).

El pistón regresa al PMI mientras los gases producto de la combustión se expanden, durante este proceso se desarrolla trabajo.

Escape. (1-0).

El pistón asciende al PMS expulsando los gases de la combustión (aquí es donde el ciclo comienza nuevamente).

El ciclo ideal Diesel está integrado por los siguientes procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica.
- 2-3 Se proporciona calor a presión constante.
- 3-4 Expansión isentrópica.
- 4-1 Rechazo de calor a volumen constante.

La cantidad de calor añadida al fluido de trabajo a presión constante y rechazada por este a volumen constante se expresa como:

$$q_{\text{entr}} = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2)$$

$$q_{\text{sal}} = u_4 - u_1 = C_v(T_4 - T_1)$$

La relación de calores específicos k está definida como:

$$k = \frac{C_p}{C_v}$$

Entonces la eficiencia térmica del ciclo Diesel ideal bajo las suposiciones de aire frío estándar se convierte en:

$$\eta_t = \frac{W_{\text{net}}}{q_{\text{entr}}} = \frac{q_{\text{entr}} - q_{\text{sal}}}{q_{\text{entr}}} = 1 - \frac{q_{\text{sal}}}{q_{\text{entr}}} = 1 - \frac{1}{k} \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{k} \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

La relación de corte de admisión r_c se define:

$$r_c = \frac{v_3}{v_2}$$

Y como $p_2 = p_3 = C$, se tiene que:

$$\frac{p_2 v_2}{T_2} = \frac{p_3 v_3}{T_3} \quad \text{por lo tanto} \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = r_c$$

Sabiendo que:

$$\frac{T_4}{T_1} = r_c^k$$

La relación de la eficiencia del ciclo Diesel se reduce a:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right]$$

La eficiencia del ciclo Diesel es un poco menor que la del ciclo Otto para la misma adición de calor.

Ejemplo:

Un motor funciona con base a un ciclo Diesel estándar de aire como el de la figura 3.14. Las condiciones al inicio de la compresión son 27°C y 100 kPa. El calor suministrado es 1840 kJ/kg. La relación de compresión es 16. Determinar la temperatura y la presión máximas y la eficiencia térmica.

Recordando nuevamente la constante del aire $K=1.4$

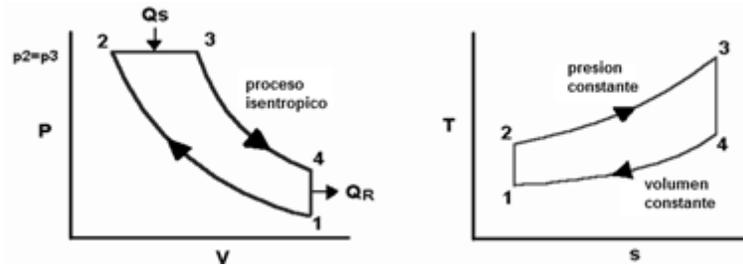


Figura 3.14 Diagramas P-V y T-S del Ciclo Diesel.

Proceso Isentrópico, 1-2.

$$pV^k = C$$

$$r = \frac{v_1}{v_2} = 16 \quad v_2 = \frac{v_1}{r} = \frac{0.861}{16} = 0.0538 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^{k-1} \quad T_2 = 300(16)^{0.4} = 909.4 \text{ } ^0\text{K}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^k \quad p_2 = 100 (16)^{1.4} = 4850.3 \text{ kPa}$$

Proceso a Presión Constante, 2-3.

$$q_{\text{entr}} = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2)$$

$$1840 = (1.0047)(T_3 - 909.4) \quad T_3 = T_{\text{max}} = 2740.8^0\text{K}$$

$$p_{\text{max}} = p_3 = p_2 = 4850.3 \text{ kPa}$$

$$v_3 = \frac{RT_3}{p_3} = \frac{(0.287)(2740.8)}{4850.3} = 0.1622 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Proceso Isentrópico, 3-4.

$$pV^k = C \quad \text{y} \quad v_4 = v_1$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{(0.287)(300)}{100} = 0.861 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left[\frac{V_3}{V_4} \right]^{k-1} \quad T_4 = 2740.8 \left(\frac{0.1622}{0.861} \right)^{0.4} = 1405.7 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\frac{P_4}{P_3} = \left[\frac{V_3}{V_4} \right]^k \quad P_4 = 4850.3 \left(\frac{0.1622}{0.861} \right)^{1.4} = 468.6 \text{ kPa}$$

Proceso a Volumen Constante, 4-1.

$$q_{\text{sal}} = u_4 - u_1 = C_v(T_4 - T_1)$$

$$q_{\text{sal}} = 0.7176(1405.7 - 300) = 793.4 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net}} = q_{\text{entr}} - q_{\text{sal}} = 1840 - 793.4 = 1046.6 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_t = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{entr}}} = \frac{1046.6}{1840} = 0.568 \text{ o bien } 56.8\%$$

Comprobando

$$r_c = \frac{v_3}{v_2} = \frac{0.1622}{0.0538} = 3.0149$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_c^{(k-1)}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] = 1 - \frac{1}{16^{(1.4-1)}} \left[\frac{3.0149^{1.4} - 1}{1.4(3.0149 - 1)} \right] = 0.5687$$

(Burghardt, 1984: 366-367)

CAPITULO 4.

SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA.

Se explicara la segunda ley de la termodinámica, así como también el ciclo inverso de Carnot y las causas de irreversibilidad en los procesos.

4.1 La Segunda Ley de la Termodinámica.

“Siempre que se transfiere energía, el nivel de la misma no puede conservarse, y parte de ella tiene que reducirse permanentemente a un nivel inferior” (Burghardt, 1984: 124).

“El propósito de la segunda ley de la Termodinámica, es dar un sentido o dirección a los procesos de transferencia de energía, es decir, describe la forma en que fluirá la energía” (Burghardt, 1984: 124).

Haciendo una combinación entre la primera y segunda ley de la Termodinámica obtendremos el siguiente resultado:

“Siempre que se produce una transferencia de energía, esta debe conservarse, pero su nivel no puede permanecer igual y parte de ella tiene que reducirse en forma permanente a un nivel inferior” (Burghardt, 1984: 124).

De lo anterior se deduce que la primera ley de la termodinámica proporciona un análisis energético (análisis cuantitativo) mas no describe la forma en que fluirá la energía. La segunda ley de la Termodinámica establece la dirección para el flujo energético (análisis cualitativo).

4.2 Algunos Enunciados de la Segunda Ley.

Enunciado de Clausius.

“Es imposible que el calor pase, por sí solo, desde una región de menor temperatura hasta otra de mayor temperatura” (Manrique, 2005: 148)

Del enunciado anterior se desprende que el calor siempre fluye de una fuente de mayor temperatura a una de menor temperatura, y que no existe ningún dispositivo cuyo único efecto sea la transferencia de calor de una región fría a una más caliente.

Un refrigerador por ejemplo, es un mecanismo cíclico cuya finalidad es transferir calor desde una región de baja temperatura, para lo cual demanda una entrega de trabajo, no viola la segunda ley de la termodinámica ya que requiere de un trabajo para realizar la transferencia de calor de una región fría a una más caliente, figura 4.1

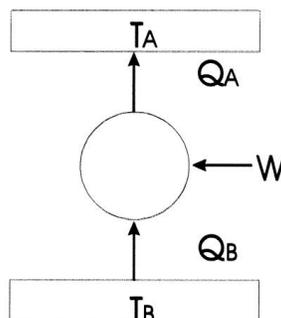


Figura 4.1 Representación Esquemática de un Refrigerador.

Enunciado de Lord Kelvin.

“No todo el calor de una fuente puede transformarse en trabajo, sino que parte de ese calor deberá cederse a una fuente de menor temperatura” (Torregrosa et al., 2004: 61)

Enunciado de Kelvin – Planck.

“Es imposible la existencia de una maquina que solamente absorba calor y produzca trabajo” (Torregrosa et al., 2004: 61)

En consecuencia, toda máquina que opere de forma cíclica y que produzca trabajo no solo debe tomar calor de una fuente de alta temperatura, sino que también debe disipar una fracción de ese calor hacia una región de menor temperatura, como lo muestra la figura 4.2

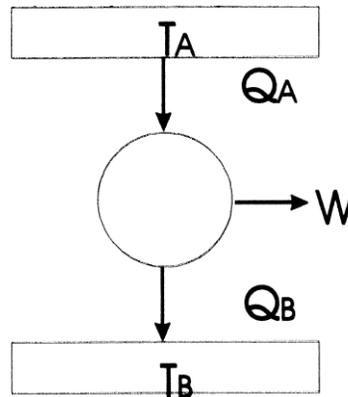


Figura 4.2 Representación Esquemática de una Máquina Térmica.

4.3 El Proceso Reversible.

Decimos que un proceso es reversible cuando el sistema puede volver a su estado inicial sin que se haya producido cambio alguno en él o en su entorno. En caso contrario, el proceso es irreversible y esta siempre asociado a las pérdidas de energía y como estas pérdidas siempre existen todos los procesos reales son irreversibles.

En consecuencia, el proceso reversible, es aquel que en un instante dado puede detenerse e invertir la secuencia de estados recorridos para hacer retornar tanto al sistema como a sus alrededores a sus estados originales.

4.4 Principio de Carnot.

Este principio es consecuencia de la segunda ley de la termodinámica y nos dice lo siguiente.

“Es imposible construir una maquina que opere entre dos regiones de temperatura distinta y que sea más eficiente que una maquina externamente reversible que opere entre las mismas regiones de temperatura” (Manrique, 2005: 161)

La propuesta se puede demostrar; se supone que si es posible construir una maquina que opere entre los límites de temperatura T_c y T_f y que es más eficiente que una maquina reversible dos (2), que esta ópera entre los mismos límites como se muestra en la figura 4.3a

Por lo tanto.

$$W_1 > W_2 ; \quad \eta_1 > \eta_1 ; \quad Q_{f1} < Q_{f2}$$

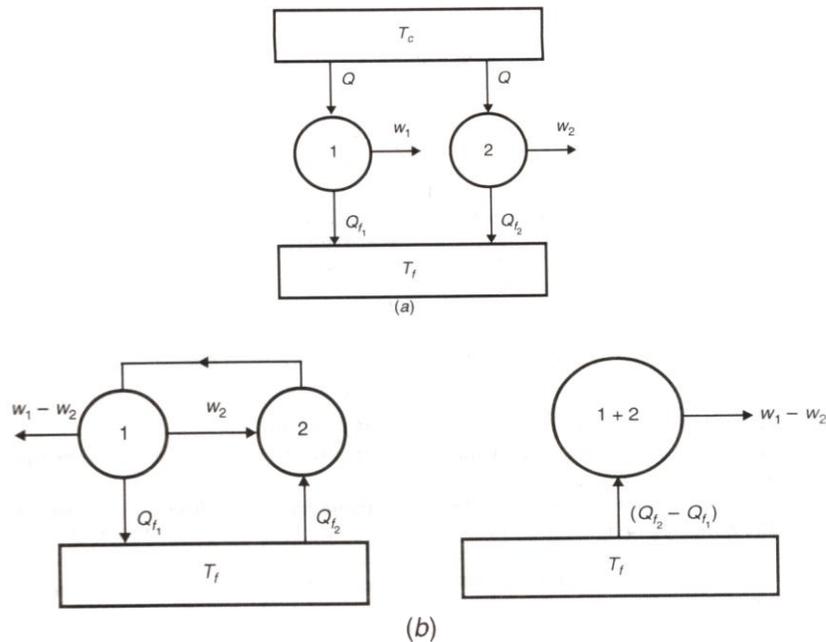


Figura 4.3 Propuesta del Principio de Carnot.

Ya que la máquina dos (2) es reversible y por lo tanto puede invertirse y operar como un refrigerador, la figura 4.3b se observa que parte del trabajo desarrollado por la máquina 1 se puede utilizar para impulsar el compresor del refrigerador, habiendo un excedente de trabajo $(W_1 - W_2)$, además la región T_c se puede eliminar dado que el calor disipado por el refrigerador dos (2) puede tomarlo la máquina 1.

Analizando como sistema el conjunto formado por la máquina 1 y el refrigerador 2, se tiene un dispositivo que opera en forma cíclica y convierte de manera continua en trabajo una cantidad equivalente de calor que proviene de la región que se encuentra a temperatura T_f .

Este axioma viola el enunciado de Kelvin-Planck, en consecuencia queda establecida la validez de la propuesta.

4.4.1 El Ciclo de Carnot.

Como ya se menciona en capítulos anteriores, un ciclo termodinámico se produce cuando un sistema experimenta dos o más procesos y regresa a su estado original.

El principio de Carnot básicamente determina el límite de perfección para las máquinas térmicas (y refrigeradores), ya que establece que la eficiencia térmica de cualquier máquina que opera entre dos límites fijos de temperatura es inferior, o a lo sumo igual a la de otra externamente reversible.

Como la segunda ley de la termodinámica establece que la eficiencia térmica de todas las máquinas es menor al 100%, conviene ahora determinar el valor máximo de eficiencia que puede obtenerse de una máquina externamente reversible que opera entre límites de temperatura T_c y T_f .

El ciclo de Carnot está constituido por cuatro procesos: dos procesos adiabáticos reversibles y dos procesos isotérmicos reversibles, como se muestra en la figura 4.4

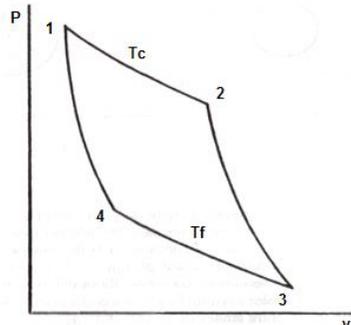


Figura 4.4 Ciclo de Carnot.

Expansión Isotérmica (1-2).

El sistema termodinámico está inicialmente con el fluido (gas ideal) en el estado 1, se suministra calor por medio de un conductor térmico entre la máquina y la fuente de calor y se transfiere esta energía a temperatura constante hasta que el fluido alcanza el estado 2.

Expansión Adiabática (2-3).

Luego se coloca un aislante entre el depósito térmico y el motor de modo que la expansión continúe de forma adiabática reversible hasta llegar al estado 3, durante esta expansión el sistema realiza trabajo.

Compresión Isotérmica (3-4).

La máquina térmica disipa calor hacia la región de baja temperatura con el objeto de mantener la temperatura constante durante la compresión reversible.

Compresión Adiabática (4-1).

Por último, el medio trabajo se comprime de forma adiabática y de manera reversible desde el estado 4 hasta el estado 1.

La figura 4.5 muestra como es el funcionamiento de un motor de Carnot.

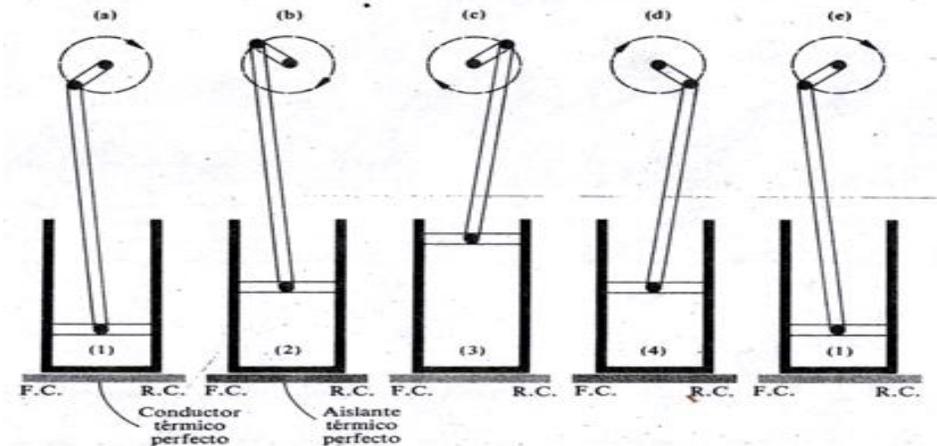


Figura 4.5 Visualización del Funcionamiento de un Motor de Carnot.

4.4.2 Eficiencia Térmica del Ciclo de Carnot.

La eficiencia térmica η de un motor se calcula como el trabajo neto producido dividido entre la energía térmica suministrada para obtener dicho trabajo.

$$\eta = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{\text{entr.}}}$$

Pero como la eficiencia térmica del motor de Carnot con un gas ideal como fluido de trabajo solo depende de las temperaturas absolutas correspondientes al calor suministrado y al calor cedido, cuanto mayor sea la diferencia entre ambos más eficiente será la maquina.

$$\eta = \frac{T_c - T_f}{T_c}$$

Ejemplo:

Una maquina termodinámica funciona con base en el ciclo de Carnot. Produce 50 Kw cuando trabaja entre las temperaturas de 800 °C y 100 °C. Determine la eficiencia y el calor suministrado.

$$\eta = \frac{T_c - T_f}{T_c} = \eta = \frac{1073 - 373}{1073} = 0.652$$

$$Q_{\text{entr}} = \frac{W_{\text{neto}}}{\eta} = \frac{50 \text{ kW}}{0.652} = 76.6 \text{ kW}$$

(Burghardt, 1984: 131)

4.5 Escala Termodinámica de Temperatura Absoluta.

Dado que la eficiencia térmica de una maquina de Carnot solo depende de las temperaturas absolutas T_c y T_f , la operación de cualquier maquina externamente reversible constituye un medio para establecer una escala de temperatura independiente de las propiedades físicas de las sustancias. Tal escala se denomina **escala termodinámica de temperatura absoluta**.

Con el fin de que la escala de temperatura absoluta, también conocida como **escala Kelvin**, y la escala del gas ideal sean consistentes, se asigna un valor de 273.16 a la temperatura del punto triple del agua.

El punto de ebullición del agua a presión atmosférica de 1.013 bar es de 100 °C, es decir, a estas mismas condiciones la temperatura de ebullición del agua en la escala absoluta será de 373.16 °K.

Ejemplo:

Una maquina de Carnot opera entre temperaturas de 500 °C y 25 °C. Determine su eficiencia térmica.

$$T_c = 500 + 273 = 773 \text{ °K}$$

$$T_f = 25 + 273 = 298 \text{ °K}$$

$$\eta = \frac{T_c - T_f}{T_c} = \eta = \frac{773 - 298}{773} = 0.6144$$

O bien

$$\eta = 61.44 \%$$

4.6 Desigualdad de Clausius

Clausius perfecciono un método para evaluar un sistema cerrado que funcione como una maquina térmica.

Considere una maquina térmica 1 externamente reversible como la de la figura 4.6 la cual opera entre limites de temperatura T_c y T_f . Con la siguiente ecuación.

$$\frac{Q_{f1}}{Q_c} = \frac{T_f}{T_c}$$

Donde:

Q_f = magnitud del calor liberado por la maquina reversible.

Q_c = magnitud del calor absorbido por la maquina reversible.

De modo que:

$$\oint \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}} = \frac{Q_c}{T_c} - \frac{Q_{f1}}{T_f} = 0$$

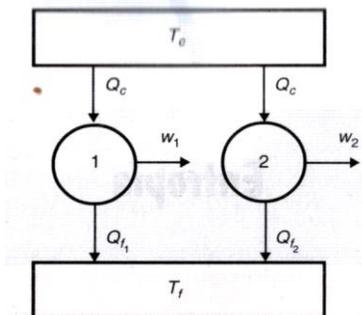


Figura 4.6 Maquinas Térmicas que Operan Entre Límites de Temperatura T_c y T_f .

Ahora considere una maquina térmica 2 que opera entre los limites de temperatura T_c y T_f , como se observa en la figura 4.6 de acuerdo al principio de Carnot.

$$W_1 > W_2$$

Entonces.

$$Q_{f1} < Q_{f2}$$

Por consiguiente.

$$\frac{Q_{f1}}{T_f} < \frac{Q_{f2}}{T_f}$$

Por lo tanto para la maquina 2.

$$\oint \frac{dQ}{T} = \frac{Q_c}{T_c} - \frac{Q_{f2}}{T_f} < 0$$

Por lo tanto.

$$\oint \frac{dQ}{T} \leq 0$$

La ecuación anterior se conoce como la **desigualdad de Clausius**. Puesto que cualquier ciclo reversible puede sustituirse por una serie de ciclos de Carnot, la desigualdad de Clausius es válida para cualquier maquina térmica (o refrigerador) reversible o irreversible, en donde la igualdad se conserva en ciclos reversibles y la desigualdad en ciclos irreversibles.

4.7 Entropía de una Sustancia.

“La entropía puede verse como una medida de **desorden molecular, o aleatoriedad molecular**. Cuando un sistema se vuelve más desordenado, las posiciones de las moléculas son menos predecibles y la entropía aumenta, de ahí que no sorprenda que la entropía de una sustancia sea más baja en su fase sólida y más alta en la gaseosa” (Cengel y Boles, 2006: 346).

En la fase sólida, las moléculas de una sustancia oscilan continuamente en sus posiciones de equilibrio, pero les es imposible moverse unas respecto de las otras, por lo que su posición puede predecirse en cualquier momento con certeza.

Sin embargo, en la gaseosa las moléculas se mueven al azar, chocan entre si y cambian de dirección, lo cual hace sumamente difícil predecir con precisión el estado microscópico de un sistema en cualquier instante. Asociado a este caos molecular se encuentra un valor alto de entropía, esto se puede observar en la figura 4.7

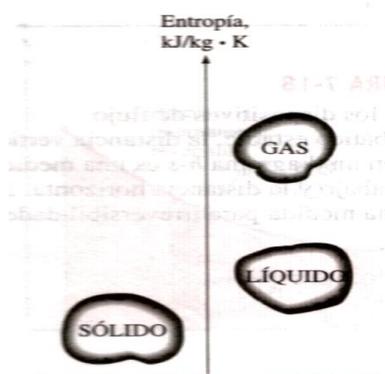


Figura 4.7 El Nivel de Desorden Molecular (Entropía) de una Sustancia Aumenta Cuando Esta se Funde o Evapora.

4.7.1 Generación de la Entropía.

Conociendo el concepto de entropía y una vez establecida la desigualdad de Clausius se considera un ciclo reversible formado por los procesos A y B como aparecen en la figura 4.8 y de la desigualdad de Clausius se tiene:

$$\oint \frac{dQ}{T}|_{\text{rev}} = \int_{1-A}^2 \frac{dQ}{T}|_{\text{rev}} + \int_{2-B}^1 \frac{dQ}{T}|_{\text{rev}} = 0$$

De igual forma aplicando la desigualdad de Clausius para el ciclo reversible constituido por los procesos A y C.

$$\oint \frac{dQ}{T}|_{\text{rev}} = \int_{1-A}^2 \frac{dQ}{T}|_{\text{rev}} + \int_{2-C}^1 \frac{dQ}{T}|_{\text{rev}} = 0$$

Y comparando las dos ecuaciones anteriores se tiene:

$$\int_{2-B}^1 \frac{dQ}{T}|_{\text{rev}} = \int_{2-C}^1 \frac{dQ}{T}|_{\text{rev}}$$

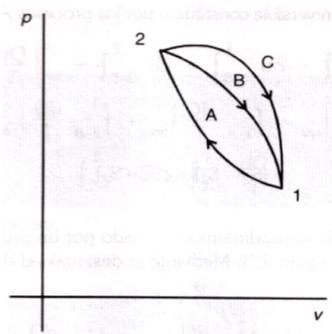


Figura 4.8 Dos ciclos reversibles A-B y A-C.

De la ecuación anterior se observa que $\int (dQ/T)_{\text{rev}}$ adquiere el mismo valor a lo largo de cualquier trayectoria entre el estado 2 y 1. Por lo tanto, esta cantidad depende de manera única y exclusiva de los estados inicial y final del proceso y es, por tanto, una propiedad termodinámica. La entropía queda definida mediante la ecuación.

$$dS = \frac{dQ}{T}|_{\text{rev}}$$

Y el cambio de entropía entre dos estados termodinámicos cualesquiera se evalúa mediante:

$$\Delta S = \int \frac{dQ}{T}|_{\text{rev}}$$

O, por unida de masa.

$$\Delta s = \int \frac{dq}{T}|_{\text{rev}}$$

La ecuación anterior es válida para cualquier sistema cerrado o de masa constante, expresa que la integración debe realizarse a lo largo de una trayectoria reversible si es que se desea evaluar la diferencia de entropía entre dos estados.

Considerando un ciclo reversible por los procesos A y B mostrado en la figura 4.9

Para este ciclo reversible se tiene

$$\oint \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}} = \int_{1-A}^2 \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}} + \int_{2-B}^1 \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}} = 0$$

$$\oint \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}} = (s_2 - s_1) + (s_1 - s_2)$$

Posteriormente un ciclo termodinámico formado por un proceso reversible A y un proceso irreversible C como se ve en la figura 4.9 de la ecuación de Clausius se tiene.

$$\oint \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}} = \int_{1-A}^2 \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}} + \int_{2-C}^1 \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}} < 0$$

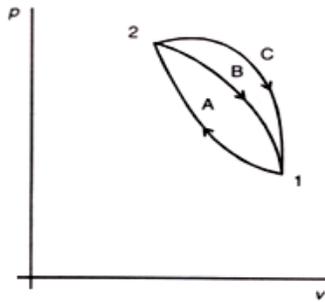


Figura 4.9 Dos Ciclos Reversibles A y B, y un Proceso Irreversible C.

Realizando la siguiente resta.

$$\int_{1-A}^2 \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}} + \int_{2-B}^1 \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}} - \int_{1-A}^2 \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}} - \int_{2-C}^1 \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}} > 0$$

Queda

$$\int_{2-B}^1 \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}} - \int_{2-C}^1 \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}} > 0$$

O bien

$$\int_{2-B}^1 \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}} = \int_{2-B}^1 ds$$

Por lo tanto

$$\int_{2-B}^1 ds = \int_{2-C}^1 ds$$

O también

$$\int_{2-B}^1 dS > \int_{2-C}^1 \frac{dQ}{T}$$

En consecuencia

$$\int_{2-C}^1 dS > \int_{2-C}^1 \frac{dQ}{T}$$

En general para cualquier proceso

$$\Delta S \geq \int \frac{dQ}{T}$$

Donde la igualdad se conserva en los procesos reversibles y la desigualdad en los irreversibles.

La integración de $\int (dQ/T)$ a lo largo de una trayectoria irreversible en un proceso dado da como resultado la diferencia de entropía entre el estado inicial y el final.

Ejemplo:

Un recipiente rígido y aislado contiene 1 kg de nitrógeno en forma de gas a una presión de 1 bar y a una temperatura de 70°C. Mediante un agitador impulsado por un motor eléctrico, se hacen pasar 1×10^4 J de trabajo sobre el sistema. Calcule el cambio de entropía que experimenta el gas en este proceso.

Solución:

La temperatura final adquirida por el nitrógeno en este proceso irreversible se calcula mediante un balance de energía.

$$Q - W = \Delta U = mc_v(T_2 - T_1)$$

Puesto que el proceso es adiabático.

$$-W = mc_v(T_2 - T_1)$$

Por lo tanto

$$T_2 = T_1 - \frac{W}{mc_v} = 70 - \frac{-10^4}{(1000)(0.74)} = 83.51^\circ\text{C}$$

El cambio de entropía puede calcularse siempre y cuando la integración se efectúe a lo largo de una trayectoria reversible. Considerando un proceso isométrico reversible que conecta los estados 1 y 2 se tiene para este proceso:

$$dQ = dU$$

Por lo tanto

$$(S_2 - S_1) = \int \frac{dq}{T} \Big|_{v=c} = \int \frac{mc_v dt}{T}$$

$$(S_2 - S_1) = mc_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = (1000)(0.74) \ln\left(\frac{365.51}{343}\right)$$

$$\Delta S = 28.59 \text{ J/}^{\circ}\text{K}$$

O por unidad de masa

$$\Delta S = 28.59 \text{ J/kg}^{\circ}\text{K}$$

(Manrique, 2005: 196)

4.8 El Principio del Incremento de Entropía.

Considerando un sistema aislado en el cual no hay transferencia de energía con los alrededores, de la primera ley de la termodinámica este sistema solo puede adquirir estados donde la energía interna total del sistema permanezca constante, mientras tanto la segunda ley de la termodinámica establece que un sistema aislado puede adquirir transferencia de energía solamente aquellos estados donde su entropía se incrementa o permanece constante, y se representa.

$$\Delta S_{\text{sistema aislado}} \geq 0$$

Donde: **la igualdad se conserva en los procesos reversibles y la desigualdad en los irreversibles.**

Esta ecuación se conoce como **principio de incremento de entropía** siendo una forma cuantitativa de establecer la segunda ley de la termodinámica, la cual establece.

“la entropía de un sistema aislado aumenta en todos los procesos irreversibles y, en el límite se mantiene constante en los procesos reversibles” (Manrique, 2005: 200)

Caso contrario a la energía, la entropía no se conserva, excepto en los procesos reversibles es decir la primera ley de la termodinámica dice que la energía no se crea ni se destruye mientras tanto la segunda ley establece que la entropía no se destruye, solo se crea.

La entropía es una propiedad, por lo tanto la entropía total de un sistema es igual a la suma de las entropías de las partes del sistema. Un sistema (abierto o cerrado) y sus alrededores constituyen un sistema aislado como lo muestra la figura 4.10

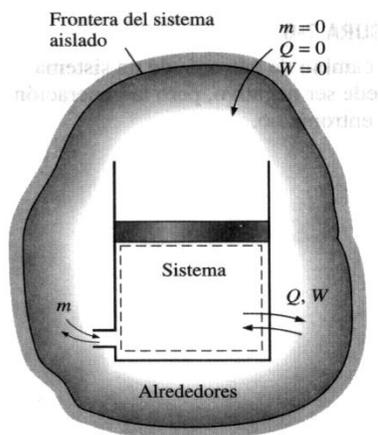


Figura 4.10 Un Sistema y sus Alrededores Forman un Sistema Aislado.

Quedando indicado por.

$$\Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{alrededores}} \geq 0$$

Se llama universo al conjunto formado por el sistema y sus alrededores, y es expresado por.

$$\Delta S_{\text{universo}} \geq 0$$

El principio de incremento de entropía es de gran importancia, pues indica que un proceso real puede llevarse a cabo solo si el cambio neto de entropía, tanto el sistema como sus alrededores es positivo.

El proceso inverso donde el sistema y sus alrededores se hacen retornar a sus estados originales, es imposible de realizar.

El principio de incremento de entropía se resume en.

$$\Delta S > 0 \text{ proceso irreversible.}$$

$$\Delta S = 0 \text{ proceso reversible.}$$

$$\Delta S < 0 \text{ proceso imposible.}$$

Esta relación sirve como un criterio decisivo para saber si un proceso es **reversible**, **irreversible o imposible**.

Ejemplo:

En un recipiente rígido y aislado que tiene 1dm³ de volumen hay cierta cantidad de aire a una presión de 3bar y a una temperatura de 25⁰C. Mediante una válvula que conecta este recipiente con otro de igual tamaño, también aislado pero al vacío, se hace fluir el aire de tal manera que ambos recipientes quedan llenos de él. Determine el cambio de entropía del aire.

Solución:

Analizando el sistema compuesto por los recipiente.

$$Q - W = \Delta U = 0$$

Es decir

$$\Delta U = U_2 - U_1$$

Por lo tanto

$$U_2 = U_1$$

Teniendo en cuenta que

$$T_2 = T_1$$

Como el proceso de expansión es reversible, se selecciona una trayectoria isotérmica reversible que conecte a los estados inicial y final del proceso con la finalidad de calcular la diferencia de entropía mediante.

$$\Delta S = \int \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}}$$

De la ecuación de la primera ley:

$$dQ - dW = 0$$

A su vez se tiene.

$$dQ = dW = p dV$$

Por lo tanto.

$$\Delta S = \int \frac{dQ}{T} \Big|_{T=C} = \int \frac{p dV}{T} = \int \frac{mR dV}{V}$$

$$\Delta S = m R [\ln V]_1^2 = m R \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) = \frac{(3 \times 10^5)(1 \times 10^{-3})}{298 \text{ } ^\circ\text{K}} \ln(2) = 0.698 \text{ J/}^\circ\text{K}$$

Este resultado comprueba que el proceso de expansión es irreversible. Y al estar el sistema aislado se tiene

$$\Delta S_{\text{alrededores}} = 0$$

Y además.

$$\Delta S_{\text{sistema}} = 0.698 \text{ J/}^\circ\text{K}$$

4.9 Diagramas de Fase que Involucran a la Entropía.

Los diagramas proporcionan gran ayuda visual en el análisis termodinámico de los procesos, hay dos diagramas normalmente usados en este tipo de análisis, son los diagramas de *temperatura-entropía* y *entalpía-entropía*.

4.9.1 Diagrama Temperatura-Entropía.

Retomando la ecuación que define la entropía para un proceso reversible $dS = \frac{dQ}{T} \Big|_{\text{rev}}$ se puede reestructurar como:

$$dQ = T dS \text{ [kJ]}$$

Como lo muestra la figura 4.11 donde dQ corresponde a un área diferencial en un diagrama T-S y representa la transferencia de calor durante un proceso reversible, dicho de otra forma es el calor suministrado al sistema. Esta área no tiene ningún significado para los procesos irreversibles.

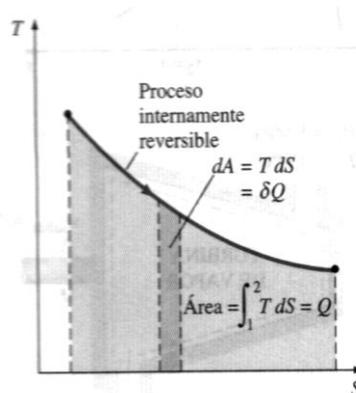


Figura 4.11 Transferencia de Calor para un Proceso Reversible.

Y queda determinado por

$$Q = \int_1^2 T ds \quad [\text{kJ}]$$

O por unidad de masa.

$$q = \int_1^2 T ds \quad [\text{kJ}]$$

Si se invierte la trayectoria desde el estado 2 hasta el estado 1, el área que está debajo de la curva (negativa) representa físicamente el calor cedido por el sistema.

Un proceso Isoentrópico en un diagrama **T-s** se reconoce fácilmente como un segmento de línea vertical, porque un proceso de este tipo no incluye transferencia de calor y por consiguiente el área bajo la trayectoria del proceso debe ser cero, como se muestra en la figura 4.12

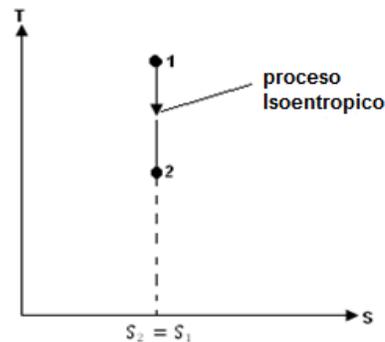


Figura 4.12 Proceso Isoentrópico en un Diagrama T-s.

El diagrama T-s es una valiosa herramienta para visualizar los aspectos de la segunda ley para procesos y ciclos. El diagrama T-s del agua se muestra en el anexo.

4.9.2 Diagrama Entalpia-Entropía.

El diagrama entalpia (h) – entropía (s) se conoce también como **diagrama de Mollier** en honor al científico R. Mollier, este diagrama es bastante valioso en los dispositivos de flujo como turbinas, compresores y toberas.

En la figura 4.13 se muestra el esquema del diagrama de Mollier para una sustancia pura, la curva de saturación está formada por la línea **ACB**, donde **C** es el punto crítico termodinámico definido anteriormente, las líneas 1-2-3 son la presión constante, la 4-5-6 son isotermas y las líneas 7-8 son de humedad constante.

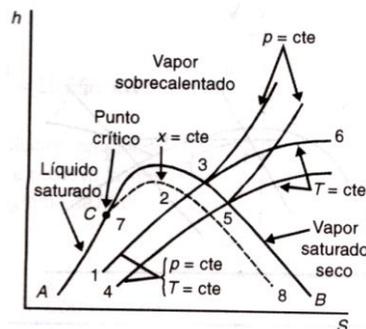


Figura 4.13 Diagrama de Mollier para una Sustancia Pura.

Tanto la presión como la temperatura permanecen constantes en la región húmeda, como la temperatura en el punto 4 es igual a la temperatura de saturación en el punto 5.

En un proceso ideal seguido por una turbina de vapor es adiabático reversible, el uso del diagrama h-s es conveniente para determinar la potencia máxima que pueda desarrollar la unidad, así como su eficiencia

La eficiencia de la turbina se define, como el cociente del trabajo real desarrollado por la unidad entre el trabajo ideal que desarrollara si el proceso fuera Isoentrópico.

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{W_{\text{real}}}{W_{\text{ideal}}}$$

4.10 Las relaciones Tds.

La cantidad $(dQ/T)_{\text{rev}}$ corresponde a un cambio diferencial de la entropía y para un proceso se puede evaluar integrando dicha ecuación, pero cuando la temperatura varía durante el proceso es necesaria una relación entre dQ y T, por lo tanto la forma diferencial de la ecuación de la conservación de la energía para un sistema estacionario cerrado que contiene una sustancia compresible simple se puede expresar para los procesos reversibles como:

$$dQ_{\text{rev}} - W_{\text{rev}} = dU$$

Pero teniendo en cuenta que.

$$dQ_{\text{rev}} = Tds$$

$$dW_{\text{rev}} = pdV$$

Por lo tanto por lo tanto.

$$T ds = dU + pdV$$

O por unidad de masa

$$t ds = dU + pdv$$

Esta es la primera ecuación **Tds** o también llamada ecuación de Gibbs y es para los procesos reversibles.

La segunda ecuación **Tds** se obtiene al usar la definición de entalpia ($h = U + pV$) en la ecuación de Gibbs eliminando **dU**, quedando de la siguiente forma.

$$h = U + pV$$

Diferenciando.

$$dh = dU + pdV + Vdp$$

Despejando dU si tiene.

$$dU = dh - pdV - Vdp$$

Sustituyendo.

$$Tds = dU + pdV = dh - pdV - Vdp + pdV$$

Por lo tanto.

$$Tds = dh - Vdp$$

Estas ecuaciones relacionan cambios de entropía de un sistema con cambios en otras propiedades. Además las relaciones TdS se desarrollan con un proceso reversible sin embargo los resultados obtenidos son válidos tanto para procesos reversibles como irreversibles, ya que la entropía es una propiedad y el cambio en una propiedad entre dos estados es independiente del tipo de proceso que el sistema experimenta y son aplicables si el cambio ocurre en un sistema abierto o cerrado.

Las relaciones explícitas para cambios diferenciales en la entropía se obtienen al resolver para dS en las dos ecuaciones TdS, quedando de la siguiente forma.

$$dS = \frac{dU}{T} + \frac{pdV}{T} \quad \text{y} \quad dS = \frac{dh}{T} - \frac{Vdp}{T}$$

Durante un proceso el cambio de entropía puede determinarse al integrar ambas ecuaciones entre los estados inicial y final, pero es necesario conocer las relaciones.

$dU = C_v dT$ y $h = C_p dT$ para los gases ideales y la ecuación de estado de gases ideales $pV=RT$.

4.11 Cambio de Entropía en Gases Ideales.

La ecuación del cambio de entropía de los gases ideales surge al emplear las relaciones de los gases ideales, sustituyendo $dU = C_v dT$ y $p = \frac{RT}{V}$ en la primer ecuación TdS, por lo tanto el cambio de entropía en un gas ideal queda expresado como.

$$dS = C_v \frac{dT}{T} + R \frac{dV}{V}$$

Integrando esta relación entre los extremos, el cambio de entropía queda como:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 C_v \frac{dT}{T} + R \ln \frac{V_2}{V_1}$$

De igual forma la segunda relación para el cambio de entropía se obtiene al sustituir $dh = C_p dT$ y $v = \frac{RT}{p}$ en la segunda ecuación T dS, quedando.

$$dS = C_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}$$

Integrando esta relación entre los extremos, el cambio de entropía queda como:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 C_p \frac{dT}{T} + R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

4.12. Eficiencia Isoentrópica.

Aunque es inevitable alguna transferencia de calor entre dispositivos que trabajan bajo condiciones de flujo estable y sus alrededores se proponen dispositivos para operar en condiciones adiabáticas (ideales) ya que estos no incluyen irreversibilidades, ya que la irreversibilidad siempre será degradar el desempeño de los dispositivos, por lo tanto el proceso ideal que sirve como modelo para los dispositivos de flujo estable adiabático es el Isoentrópico.

Siempre que se acerque más el proceso real al Isoentrópico, mejor será el desempeño del dispositivo, para ello un parámetro que exprese cuantitativamente que tan eficaz es un dispositivo real y que tan aproximado está de uno ideal, y tal parámetro es **la eficiencia isentrópica o adiabática**, las eficiencias están definidas en distinta forma para diversos dispositivos algunas de ellas son.

4.12.1 Eficiencia Isoentrópica de Turbinas.

En una turbina que opera de manera estable, el estado de entrada del fluido de trabajo y la presión de escape son fijos, el proceso ideal para una turbina adiabática es el proceso Isoentrópico entre el estado de entrada y la presión de escape. La eficiencia isentrópica se define como.

“La relación entre la salida de trabajo real de la turbina y la salida de trabajo que se lograría si el proceso entre el estado de entrada y la presión de salida fueran Isoentrópicos” (Cengel y Boles, 2006: 371).

$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo real de la turbina}}{\text{Trabajo isentropico de la turbina}} = \frac{W_a}{W_s}$$

Cuando son insignificantes los cambios de energía cinética y potencial también se puede calcular mediante el cambio de entalpia por lo que se puede expresar como.

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}}$$

Donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpia en el estado de salida para los procesos real e Isoentrópico o ideal, respectivamente, y se muestra en la figura 4.14

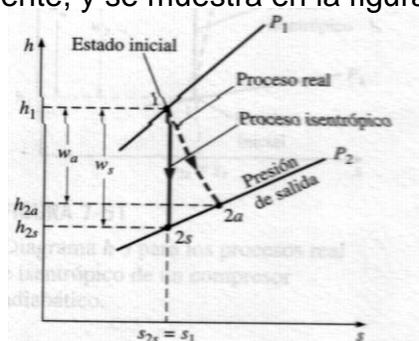


Figura 4.14 Diagrama h-s para los Procesos Real e Isoentrópico de una Turbina Adiabática.

El valor de η_T depende en gran medida del diseño de los componentes individuales que conforman la turbina.

4.12.2 Eficiencia Isoentrópica de Compresores y Bombas.

La eficiencia isentrópica de un compresor se define como.

“La relación entre el trabajo de entrada requerido para elevar la presión de un gas a un valor especificado de una manera isentrópica y el trabajo de entrada real” (Cengel y Boles, 2006: 373).

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo isentrópico del compresor}}{\text{Trabajo real del compresor}} = \frac{W_s}{W_a}$$

De igual forma cuando son pequeños o insignificantes los cambios de energía cinética y potencial también se puede expresar como.

$$\eta_c \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

Donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpia en el estado de salida para los procesos de compresión real e Isoentrópico o ideal, respectivamente como lo muestra la figura 4.15

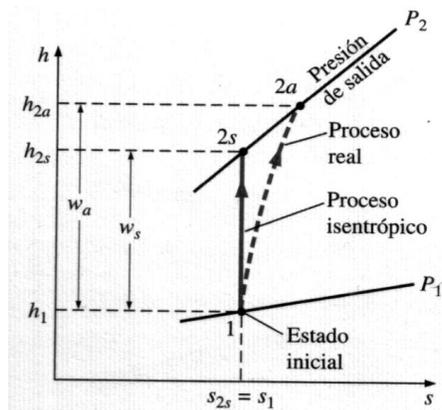


Figura 4.15 Diagrama h-s para los Procesos Real e Isoentrópico de un Compresor Adiabático.

El valor de η_c depende en gran medida del diseño del compresor, los dispositivos bien diseñados tienen eficiencias que van desde el 80 al 90 por ciento. Cuando son insignificantes los cambios de las energías cinéticas y potencial de un liquido, la eficiencia isentrópica de una bomba se expresa mediante.

$$\eta_b = \frac{W_s}{W_a} = \frac{V(p_2 - p_1)}{h_{2a} - h_1}$$

4.12.3 Eficiencia Isoentrópica de Toberas.

Las toberas se usan para acelerar el fluido además son adiabáticas y la eficiencia isentrópica para estos dispositivos queda definida como.

“La relación entre la energía cinética real del fluido a la salida de la tobera y el valor de la energía cinética a la salida de una tobera isentrópica para los mismos valores en el estado de entrada y la presión a la salida” (Cengel y Boles, 2006: 375).

$$\eta_N = \frac{E_c \text{ real a la salida de la tobera}}{E_c \text{ isentrópica a la salida de la tobera}} = \frac{V_{2a}^2}{V_{2s}^2}$$

Las toberas no incluyen interacción de trabajo y el fluido no experimenta ningún cambio en su energía potencial cuando fluye a través del dispositivo.

La velocidad de entrada es pequeña respecto a la velocidad de salida el balance de energía para este dispositivo se reduce a.

$$h_1 = h_{2a} + \frac{V_{2a}^2}{2}$$

Por lo tanto también se puede expresar como.

$$\eta_N \cong \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2i}}$$

Siendo h_{2a} y h_{2s} los valores de la entalpía en la salida de la tobera para los procesos real e Isoentrópico respectivamente, como se muestra en la figura 4.16

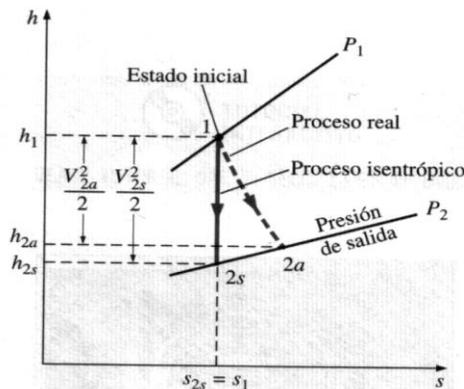


Figura 4.16 Diagrama h-s para los Procesos Real e Isoentrópico de una Tobera Adiabática.

“Las eficiencias Isoentrópicas de las toberas son mayores a 90 por ciento y no es raro encontrar mayores a 95 por ciento” (Cengel y Boles, 2006: 375).

CAPITULO 5

FLUJO EN TUBERIAS Y MÁQUINAS GENERATRICES.

En este capítulo se conocerán los cálculos básicos para las pérdidas básicas de energía debido a la fricción del fluido en tuberías y accesorios, así como los tipos de máquinas que se encargan de transportar estos fluidos y sus criterios de selección.

5.1 Pérdidas Hidráulicas.

Las pérdidas hidráulicas o pérdidas de carga son las pérdidas de presión que sufren los fluidos en su circulación a través de las tuberías y conductos. Son debidas a los rozamientos de los fluidos con las paredes de las tuberías o conductos y a los rozamientos entre las distintas capas de fluido.

Estas dependen de la forma de la tubería, dimensiones, rugosidades del conducto, de la velocidad de corriente y la viscosidad del líquido. Las pérdidas de hidráulicas son de dos clases:

- **Las Pérdidas Primarias.**

Son las pérdidas de superficie por el contacto del fluido con la tubería y se denomina capa límite, rozamiento de unas capas con otras (régimen laminar) o de las partículas del fluido entre sí (régimen turbulento).

- **Las Pérdidas Secundarias.**

Son las pérdidas de forma, que tienen lugar en los cambios de sección de corriente, contracción, ensanchamientos, válvulas, codos, diafragmas y toda clase de equipos y accesorios en la tubería.

5.1.1 Regímenes de Circulación de los Fluidos.

Existen tres tipos fundamentales de flujo de fluidos, los de mayor importancia son:

Régimen Laminar. Las capas de fluido se desplazan paralelamente a sí mismas.

Régimen Turbulento. Las capas de fluido se desplazan entremezclándose.

Para determinar el tipo de flujo que se establece en las tuberías, se utiliza **el número adimensional de Reynolds:**

$$Re = \frac{\bar{v} \cdot D}{\nu}$$

Donde:

\bar{v} = Velocidad del derrame (m/s).

D = Diámetro de la tubería (m).

ν = Viscosidad cinemática del fluido (m²/s).

Valores del numero de Reynolds y su régimen correspondiente.

Para:

Re < 2000 Régimen Laminar.

2000 < Re < 3000 Régimen de transición.

Re > 3000 Régimen turbulento.

5.1.2 Rugosidad.

Es una característica propia de cada tubería existen dos tipos de rugosidades:

Absoluta (k): Es la altura media de las asperezas interiores de la tubería.

Relativa (k/D): Es la relación entre la rugosidad absoluta y el diámetro de la tubería.

Los valores de (k) que se necesita para obtener la rugosidad relativa se muestra en la tabla 5.1

Tabla 5.1 Coeficientes de Rugosidad Absoluta (k), para Tuberías Comerciales.

Tipo de tubería	Rugosidad absoluta — k (mm)	Tipo de tubería	Rugosidad absoluta — k (mm)
Vidrio, cobre o latón estirado..	< 0,001 (o lisa)	Hierro galvanizado	0,15 a 0,20
Latón industrial	0,025	Fundición corriente nueva..	0,25
Acero laminado nuevo	0,05	Fundición corriente oxidada .	1 a 1,5
Acero laminado oxidado	0,15 a 0,25	Fundición asfaltada	0,1
Acero laminado con incrustaciones	1,5 a 3	Cemento alisado	0,3 a 0,8
Acero asfaltado	0,015	Cemento bruto	Hasta 3
Acero roblonado	0,03 a 0,1	Acero roblonado	0,9 a 9
Acero soldado, oxidado	0,4	Dueñas de madera	0,183 a 0,91

Fuente: C. Mataix, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, Alfa-Omega 219, 2007.

5.1.3 Calculo de las Pérdidas de Carga Primarias.

Las pérdidas de carga lineales se obtienen con la expresión de DARCY-WEISBACH, que fue definida experimentalmente como.

$$H_{rp} = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

Donde:

H_{rp} = Pérdida de carga primaria (m).

f = Coeficiente adimensional de pérdida de carga primaria.

L = Longitud de la tubería (m).

D = Diámetro de la tubería (m).

\bar{v} = Velocidad media (m/s).

g = Aceleración de la gravedad (m/s²).

Nota: Para calcular la velocidad media se utiliza la fórmula.

$$\bar{v} = \frac{\dot{Q}}{A}$$

Donde:

\dot{Q} = Caudal $\left[\frac{m^3}{s} \right]$

A = Área de la tubería [m²]

Habitualmente las pérdidas de carga de las tuberías se miden en metros de columna de líquido y se dan por metro de tubería.

5.1.4 Diagrama de Moody.

El diagrama de Moody se utiliza para determinar el coeficiente de pérdida de carga (f) para ciertas características de la tubería y del tipo de flujo que circula por ella.

Para determinar el valor de f en el diagrama se requiere el valor del número de Reynolds (Re) y el valor de la rugosidad relativa (k/D).

La figura 5.1 muestra el diagrama de Moody, el cual se puede emplear para cualquier diámetro, cualquier material de tubería y cualquier caudal.

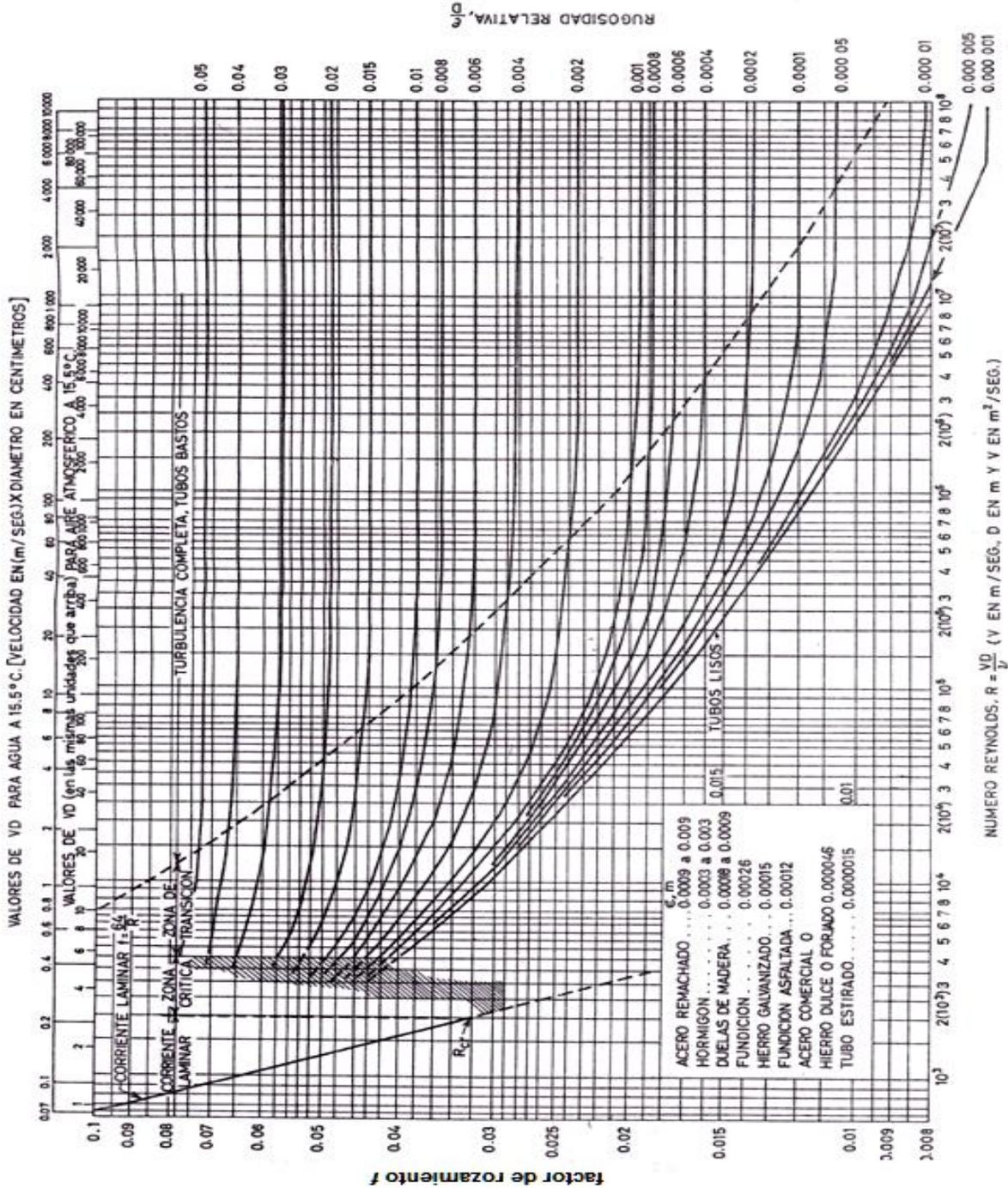


Figura 5.1 Diagrama de Moody.

5.1.5 Cálculo de las Pérdidas de Carga Secundarias.

Las pérdidas secundarias como ya se mencionó son las pérdidas de forma, en equipos y accesorios en la tubería, todos estos producen una perturbación de la corriente que originan remolinos y desprendimientos, que intensifican las pérdidas.

Pérdidas Secundarias.

Estas pérdidas de carga secundarias se pueden obtener de dos formas, una forma es con la expresión.

$$H_{rs} = \zeta \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

Donde:

H_{rs} = Pérdida de carga secundaria (m).

ζ = Coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria.

\bar{v} = Velocidad media en la tubería (m/s), si se trata de codos, válvulas etc., si es un cambio de sección como contracción o ensanchamiento se toma la velocidad en la sección mayor.

g = Aceleración de la gravedad (m/s^2).

El coeficiente (ζ) depende del tipo de accesorio, del número de Reynolds y de la rugosidad relativa. Los diferentes valores del coeficiente de carga secundaria se muestran en el anexo.

Nota: El coeficiente (ζ) algunas veces se puede encontrar como (k).

La otra forma de calcular las pérdidas secundarias consiste en considerar las **longitudes equivalentes (L_e)**, es decir las longitudes en metros de un trozo de tubería del mismo diámetro que produciría las mismas pérdidas de carga que los accesorios. Por lo tanto cada codo, válvula, medidor de caudal, etc., se sustituirán por su longitud de tubería equivalente L_e . Y se calcula con la siguiente fórmula.

$$H_r = f \frac{(L + \sum L_e)}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

Donde:

H_r = Suma total de pérdidas primarias y secundarias (m).

f = Coeficiente adimensional de pérdidas del diagrama de Moody.

L = Longitud total de los tramos rectos de la tubería (m).

L_e = Suma de todas las longitudes equivalentes a los accesorios diversos (m).

D = Diámetro de la tubería (m).

\bar{v} = Velocidad media en la tubería (m/s).

g = Aceleración de la gravedad (m/s^2).

Para calcular las longitudes equivalentes de los accesorios se utiliza el nomograma de la figura 5.2 que consta de tres escalas, uniendo con una recta el punto de la izquierda correspondiente al accesorio de que se trata, con el punto de la escala derecha correspondiente al diámetro interior de la tubería, el punto de intersección de esta recta con la escala central nos proporciona la longitud equivalente (L_e) del accesorio.

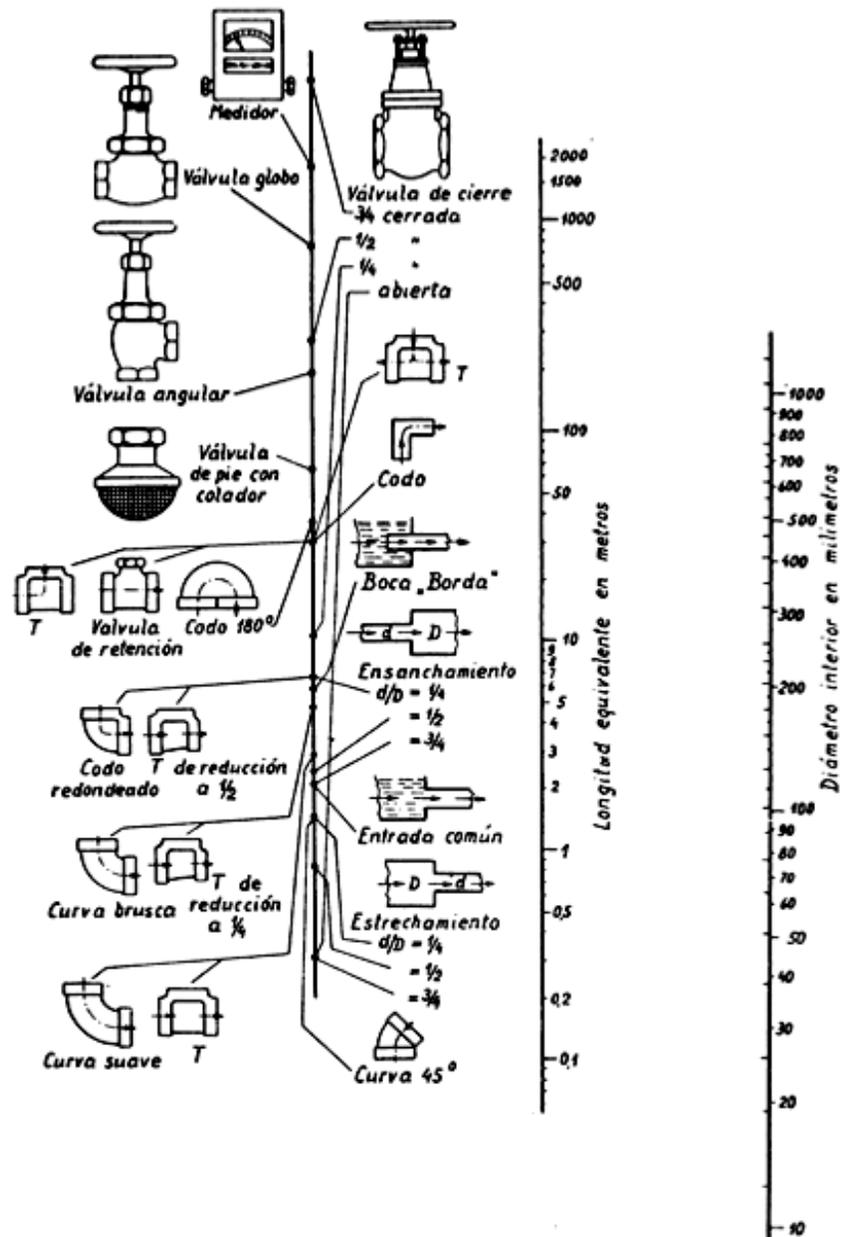


Figura 5.2. Nomograma de Pérdida de Carga Secundaria en Accesorios para Tubería.

Ejemplo:

Se descarga agua a 10°C de un contenedor abierto a la atmósfera por una tubería de hierro galvanizado de 102 mm de diámetro y con una velocidad de 3.48 m/s. La tubería cuenta con cuatro codos regulares de 90° con bridas, una válvula de pie al inicio de la tubería, una válvula de compuerta con bridas, como lo muestra la figura 5.3. Determinar las pérdidas primarias, secundarias y totales en la tubería.

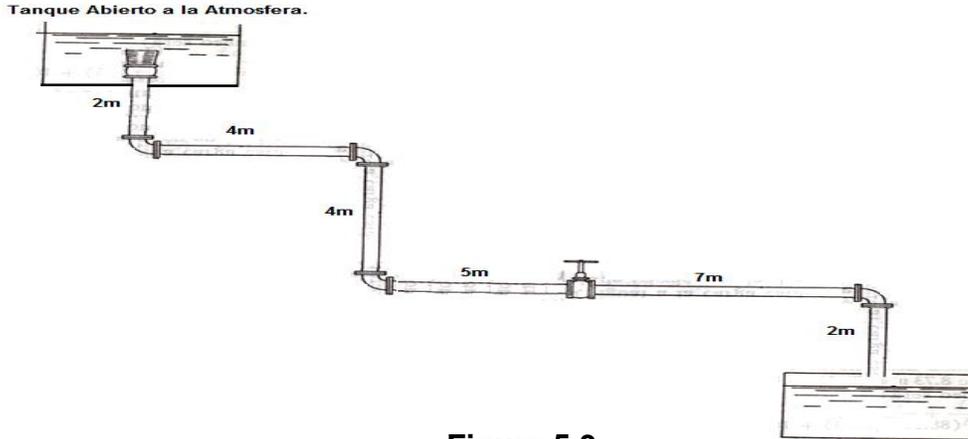


Figura 5.3

Solución:

Pérdidas primarias.

$$H_{rp} = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

De la tabla 5.1 se obtiene la rugosidad absoluta de la tubería para hierro galvanizado.

$$K = 0.175$$

Por lo tanto la rugosidad relativa será.

$$\frac{K}{D} = \frac{0.175}{102} = 0.0017$$

De la tabla 3 del anexo de viscosidad cinemática del agua para 10°C se tiene.

$$\nu = 1.307 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Calculando el número de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{\bar{v} \cdot D}{\nu} = \frac{\left[\frac{3.48 \text{ m}}{\text{s}} \right] [0.102 \text{ m}]}{1.307 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 2.71 \times 10^5$$

Del diagrama de Moody entrando con Número de Reynolds y rugosidad relativa, se tiene que el factor de rozamiento es:

$$f = 0.0216$$

Sumando todos los segmentos rectos de la tubería se tienen la longitud total.

$$L = 24 \text{ m}$$

Calculando las pérdidas primarias.

$$H_{rp} = 0.0216 \left[\frac{24}{0.102} \right] \left[\frac{(3.48)^2}{2(9.81)} \right]$$

$$H_{rp} = 3.14 \text{ m}$$

Pérdidas secundarias.

$$H_{rs} = \zeta \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

De la figura 6 del anexo para codos obtenemos el factor de rozamiento de acuerdo al tipo de codo:

Codo a 90° de 102mm de diámetro con bridas.

$$\zeta = 0.31 \times 4 \text{ codos}$$

$$\zeta = 1.24$$

De la figura 7 del anexo para válvulas obtenemos el coeficiente para válvula de pie.

$$\zeta = 0.8$$

De igual forma para la válvula de compuerta con bridas tenemos.

$$\zeta = 0.17$$

El coeficiente total para pérdidas por accesorios es: $\zeta = 2.21$

Sustituyendo en la ecuación de pérdidas secundarias:

$$H_{rs} = 2.21 \left[\frac{(3.48)^2}{2(9.81)} \right]$$

$$H_{rs} = 1.36 \text{ m}$$

Pérdidas totales.

$$H_{1-2} = H_{rp} + H_{rs} = 3.14 + 1.36$$

$$H_{1-2} = 4.5 \text{ m}$$

5.2 Máquina Generatriz.

Una máquina generatriz es una máquina que recibe trabajo, comúnmente obtenido de una máquina motriz (por ejemplo, un motor eléctrico), y lo transforma en energía hidráulica, estas pueden ser bombas hidráulicas en general.

5.3 Bombas Hidráulicas.

“un equipo de bombeo es un transformador de energía. Recibe energía mecánica, que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc., y lo convierte en energía que un fluido adquiere en forma de presión, de posición o de velocidad” (Viejo, 1990: 13).

Así se tendrán bombas que funcionen para cambiar la posición de un cierto fluido.

Algunos tipos de bombas se clasifican de acuerdo a su principio de funcionamiento, se pueden clasificar en:

1. Bombas de Desplazamiento Positivo.

- Reciprocantes o alternativas { Pistón ó Émbolo { Bomba de Potencia
Bomba de Vapor
- Rotatorias { Bomba de Leva y Pistón
Bomba de Engranés Externos
Bomba de Engranés Internos
Bomba de Paletas
Bomba de lóbulos
Bomba de Tornillo
Bomba de Diafragma

2. Bombas Dinámicas.

- Centrifugas.
- Especiales.

5.3.1 Bombas de Desplazamiento Positivo.

“En estas bombas, el fluido que se desplaza siempre está contenido entre el elemento impulsor que puede ser un émbolo, un diente de engrane, un aspa etc., y su carcasa o cilindro” (Viejo, 1990: 131).

Las bombas positivas tienen la ventaja de que para poder trabajar no requieren "cebarse", es decir no es necesario llenar previamente el tubo de succión y el cuerpo de la bomba para que ésta pueda iniciar su funcionamiento, a medida que la bomba por sí misma va llenándose de líquido, éste va desalojando el aire contenida en la tubería de succión, iniciándose el escurrimiento a través del sistema cuando ha acabado de ser desalojado el aire.

○ **Bombas Reciprocantes o Alternativas.**

Este tipo de bombas se utilizan para el manejo de líquidos y gases, operadas por vapor o mecánicamente.

En el interior del cilindro de la figura 5.4 en el cual se mueve un émbolo y disminuir el volumen a la izquierda del émbolo, el fluido se verá obligado a salir, sea cual fuere la presión, siempre que la fuerza (f) sea suficientemente grande y las paredes del cilindro suficientemente rígidas y robustas.

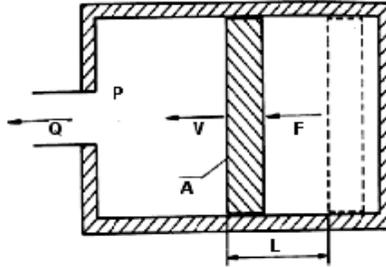


Figura 5.4 Movimiento de Desplazamiento Positivo.

Pistón o Émbolo.

Las bombas de émbolo no tiene límite de presiones, se construyen hasta para presiones de 1000 bar, y aun mayores, y para aumentar la presión solo de debe hacer la bomba más robusta y un motor más potente.

Aunque solo el caudal que manejan es pequeño, si se desea aumentar el caudal se deberá aumenta el tamaño de la máquina. La figura 5.5 muestra una bomba de émbolo.

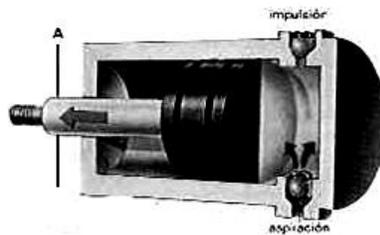


Figura 5.5 Bomba de Émbolo.

Para determinar el caudal teórico Q_t de una bomba de émbolo se ha establecido la siguiente ecuación:

$$Q_t = \frac{Ans}{60} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Donde:

A = Área transversal del émbolo (m^2).

n = Número de revoluciones por minuto del cigüeñal.

s = Carrera del émbolo.

$As = D$ = Desplazamiento o volumen desplazado en una revolución.

Nota: Para determinar el caudal teórico de cada tipo de bomba de émbolo se recomienda consultar la sección 26 “Máquinas Hidráulicas de Desplazamiento Positivo” del libro “Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas” del autor Claudio Mataix.

El caudal real Q es menor que el teórico, a causa de las fugas debidas al mal asentamiento y al retraso de cierre en las válvulas.

El rendimiento volumétrico es una relación entre estos dos caudales, queda expresado por:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t}$$

Este rendimiento generalmente oscila entre 0.85 y 0.99, es mayor en las bombas cuyo émbolo es de mayor diámetro, y es menor cuanto más baja es la viscosidad del fluido.

Para determinar la potencia útil de la bomba se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{util} = Q_t \rho g H$$

Donde:

Q_t = Caudal teórico $\left[\frac{m^3}{s} \right]$

ρ = Densidad del fluido $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

g = Gravedad $\left[\frac{m}{s^2} \right]$

H = Altura total [m]

Ejemplo:

Una bomba de émbolo que transporta agua, de 150 mm de diámetro y 250 mm de carrera gira a 50 rpm. La presión de aspiración (p_{asp}) es de -0.5 bar, y la presión de impulsión (p_{imp}) es de 2 bar. Suponiendo que el rendimiento de aspiración es del 60% y en la impulsión del 75%. Calcular:

A) La fuerza requerida para mover el émbolo en la aspiración y en la impulsión.

B) La potencia útil de la bomba.

Solución:

$$\varnothing = 150 \text{ mm} \left(\frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \right) = 0.15 \text{ m}$$

$$A = \frac{\pi \varnothing^2}{4} = \frac{\pi (0.15)^2}{4} = 0.0177 \text{ m}^2$$

$$s = 250 \text{ mm} \left(\frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \right) = 0.25 \text{ m}$$

$$p_{asp} = -0.5 \text{ bar} \left(\frac{1 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{1 \text{ bar}} \right) = -50 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

$$p_{imp} = 2 \text{ bar} \left(\frac{1 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{1 \text{ bar}} \right) = 200 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

Determinando el caudal teórico.

$$Q_t = \frac{Ans}{60} = \frac{(0.0177 \text{ m}^2)(50 \text{ rpm})(0.25 \text{ m})}{60} = 3.6875 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

De la fórmula de presión se despeja la fuerza de impulsión y aspiración respectivamente.

$$F_{imp} = p_{imp} (A) = 200 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} (0.0177 \text{ m}^2) = 3.54 \text{ kN}$$

$$F_{asp} = p_{asp} (A) = 50 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} (0.0177 \text{ m}^2) = 0.885 \text{ kN}$$

Determinado la fuerza requerida para mover el émbolo en la aspiración y en la impulsión.

$$F_{imp} = \frac{3.54 \text{ kN}}{.75} = 4.72 \text{ kN}$$

$$F_{asp} = \frac{3.54 \text{ kN}}{.6} = 1.475 \text{ kN}$$

La altura total se determina mediante la fórmula:

$$H = \frac{P_{asp} + P_{imp}}{\rho g} = \frac{(50000 + 200000) \frac{N}{m^2}}{\left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)} = 25.48 \text{ m}$$

Para la potencia útil de la bomba se usa la fórmula:

$$\dot{W}_{util} = Q_t \rho g H = \left(3.6875 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}\right) \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) (25.48 \text{ m})$$

$$\dot{W}_{util} = 921.8 \text{ Watts}$$

(Mataix, 2007: 570).

○ **Bombas Rotatorias.**

Las bombas rotatorias son máquinas dotadas de movimiento rotativo y que trabajan a revoluciones por minuto más rápidas que las de émbolo.

Están compuestas de una caja fija que contiene engranajes, aspas, pistones, levas, segmentos, tornillos, etc., que operan con un claro mínimo, estas bombas en lugar de "arrojar" el líquido, como en una bomba centrífuga, una bomba rotatoria lo atrapa y lo empuja contra la caja fija. La bomba rotatoria descarga un flujo continuo.

Se construyen en gran variedad de modelos y continuamente hay nuevos tipos, los más utilizados y comunes se clasifican en:

Bomba de Leva y Pistón.

Esta bomba es usada para trabajo pesado en prensas en máquinas – herramienta, consisten de un excéntrico con un brazo ranurado en la parte superior, la rotación de la flecha hace que el excéntrico atrape el líquido contra la caja, conforme continúa la rotación, el líquido se fuerza de la caja a través de la ranura a la salida de la bomba, como se muestra en la figura 5.6

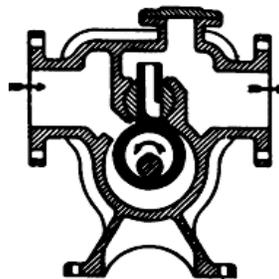


Figura 5.6 Bomba de Leva y Pistón.

Bomba de Engranajes Externos.

Se utilizan en diversas aplicaciones como en bombas de combustibles y lubricantes, al girar en el sentido de las flechas en el lado de admisión, hay dos dientes que se separan creando un vacío, con el que el líquido penetra en el estator y es desplazado por los espacios entre los dientes y el estator hacia la impulsión donde hay dos dientes que engranan y expulsan el líquido como se muestra en la figura 5.7

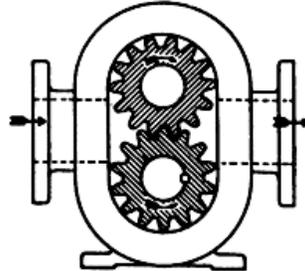


Figura 5.7 Bomba de Engranajes Externos.

Bomba de Engranajes Internos.

Esta bomba consta de un motor con dientes cortados internamente y que encajan en un engrane loco cortado externamente, puede usarse una partición en forma de luna creciente para evitar que el líquido pase de nuevo al lado de succión de la bomba, como lo muestra la figura 5.8

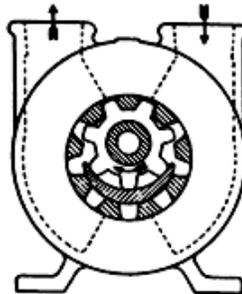


Figura 5.8 Bomba de Engranajes Internos.

Bomba de Paletas.

En este tipo de bombas un determinado número de paletas se desliza en el interior de unas ranuras de un rotor que a su vez gira en un anillo, figura 5.9, las cámaras de bombeo se generan entre las paletas, el rotor y el anillo en la rotación a medida que aumenta el espacio comprendido entre las paletas, el rotor y el anillo, se crea un vacío que hace que entre el fluido por el orificio de aspiración y cuando se reduce el espacio, se ve forzado a salir en el orificio de impulsión.

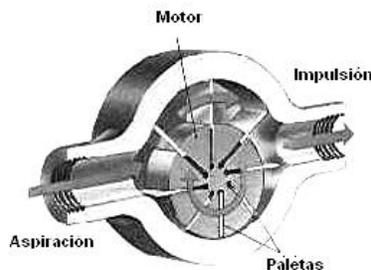


Figura 5.9 Bomba de Paletas.

Bomba de Lóbulos.

Este tipo de bombas son muy similares a la de engranes, en donde las ruedas dentadas han sido cambiadas por lóbulos, cuya forma no es apta para transmitir el movimiento mecánicamente de lóbulos al otro, son accionados independientemente por medio de un sistema de engranajes externo a la cámara de bombeo como se muestra en la figura 5.10. Estas bombas ofrecen un mayor desplazamiento, pero su costo es mayor y sus prestaciones de presión y velocidad son inferiores a las de las bombas de engranajes.

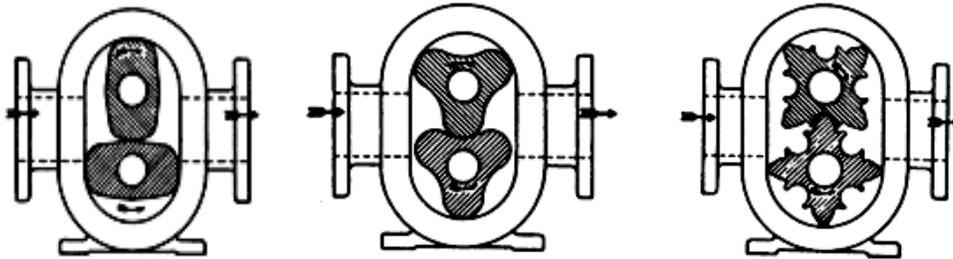


Figura 5.10 Bomba de Lóbulos.

Bomba de Tornillo.

Este tipo de bombas poseen de uno, dos o tres tornillos roscados convenientemente que giran en una caja fija. En estas bombas, el fluido que rodea los rotores en la zona de aspiración es atrapado a medida que estos giran, es empujado y forzado a salir por el otro extremo como se ilustra en la figura 5.11

Sus aplicaciones de este tipo de bombas son en sistemas hidráulicos donde el nivel sonoro debe controlarse.

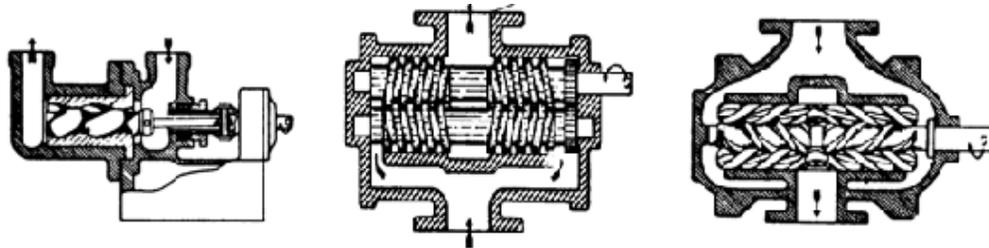


Figura 5.11 Bomba de Tornillo.

Bomba de Diafragma.

Las bombas reciprocantes están provistas de un diafragma flexible, con lo cual se elimina la fricción y las fugas en el punto donde el émbolo atraviesa la caja de empaque.

Un ejemplo de esta bomba se ve en la figura 5.12 en la cual el movimiento del diafragma es obtenido mediante una cama excéntrica y una palanca, las válvulas de succión y de descarga trabajan en forma ordinaria. Estas bombas son muy comunes para levantar combustible de los tanques posteriores de los automóviles a los carburadores de los mismos.

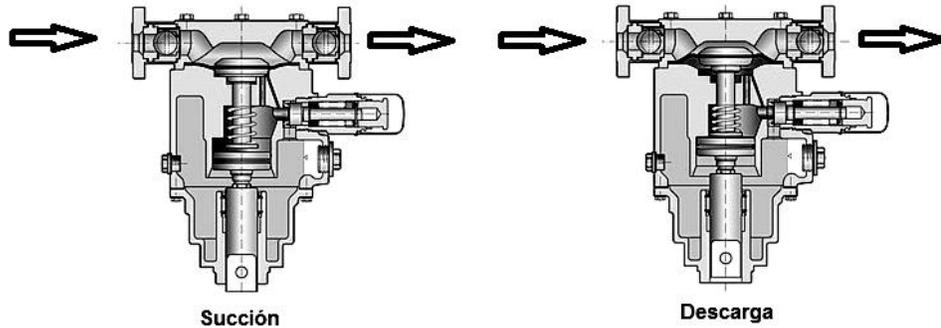


Figura 5.12 Bomba de Diafragma.

5.3.2 Bombas Dinámicas.

Las bombas dinámicas se caracterizan por ser de flujo continuo, sin variaciones bruscas ni pulsaciones manteniendo una presión uniforme, además no presentan problemas de válvulas. Se clasifican en centrífugas y especiales.

○ Bombas Centrífugas.

Una bomba centrífuga es una máquina que consiste de un conjunto de paletas rotatorias encerradas dentro de una caja, o una cubierta o coraza. El líquido entra en la bomba cerca del eje del motor y las paletas lo arrastran hacia sus extremos a alta presión e imparten energía al fluido por la fuerza centrífuga.

El motor también proporciona al líquido una velocidad relativamente alta, que se puede transformarse en presión en una parte estacionaria de la bomba, conocida como difusor.

Una bomba centrífuga consta de dos partes principales, 1 un elemento impulsor y una flecha y 2 un elemento estacionario, compuesto por una cubierta, estopero y chumaceras, la figura 5.13 nos muestra una bomba centrífuga.



Figura 5.13 Bomba Centrífuga.

Características de las Bombas Centrifugas.

Las bombas centrífugas, debido a sus características, son las que más se aplican en la industria. Debido a diversas características que poseen como son:

- El fluido es entregado a presión uniforme, sin variaciones bruscas ni pulsaciones.
- Puede utilizarse con líquidos que contienen grandes cantidades de sólidos en suspensión, volátiles y fluidos hasta de 850°F.
- Impulsor y eje son las únicas partes en movimiento.
- No tiene válvulas ni elementos reciprocantes.
- Operación a alta velocidad para correa motriz.
- Se adaptan a servicios comunes, suministro de agua, hidrocarburos, disposición de agua de desechos, cargue y descargue de tanques, transferencia de productos en oleoductos.
- Poco espacio ocupado.
- El peso de la bomba es pequeño al igual que las cimentaciones.
- Son muy económicas.
- El mantenimiento de una bomba centrífuga se reduce a renovar el aceite de las chumaceras, los empaques del presa-estopa y el número de elementos a cambiar.

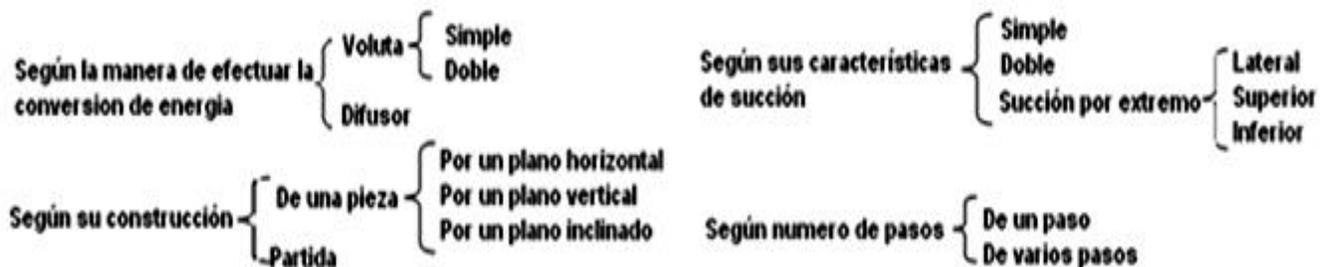
Además las bombas centrífugas cubren el campo de las altas presiones, que se logra mediante una bomba de varios pasos accionadas a altas velocidades.

Partes Principales de una Bomba Centrifuga.

Las partes constitutivas de una bomba centrífuga dependen de su construcción y su tipo, ya que existen una gran cantidad de piezas, las más importantes son:

Carcasa.

Su función es convertir la energía de velocidad impartida al líquido por el impulsor en energía de presión, y se lleva a cabo mediante la reducción de la velocidad por un aumento gradual de área. Existen diversos tipos de carcasa como se muestra en la siguiente clasificación.



Carcasa tipo voluta. Es llamada así porque tiene forma de espiral, su área se incrementa a lo largo de los 360° que rodean el impulsor hasta llegar a la garganta de la carcasa donde se conecta con la descarga, como se ve en la figura 5.14

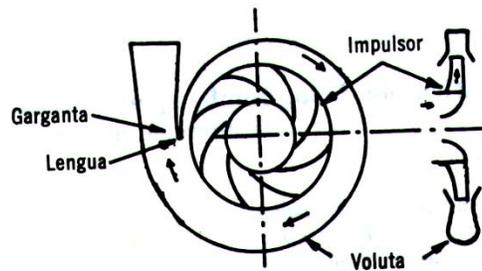
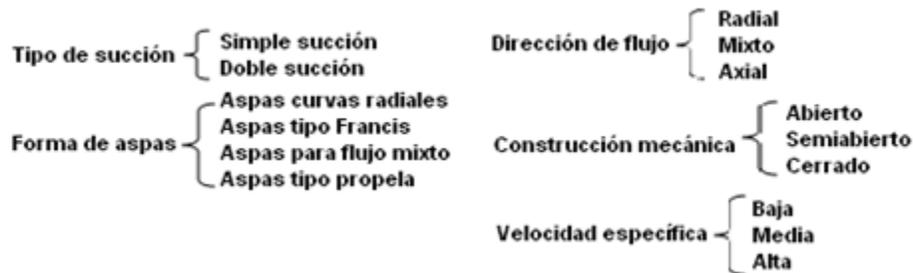


Figura 5.14 Carcasa Tipo Voluta.

Impulsor.

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga, este recibe el líquido y le imparte una velocidad de la cual depende la carga producida por la bomba. Los impulsores se clasifican en:



Algunos tipos de impulsores se pueden ver en la figura 5.15

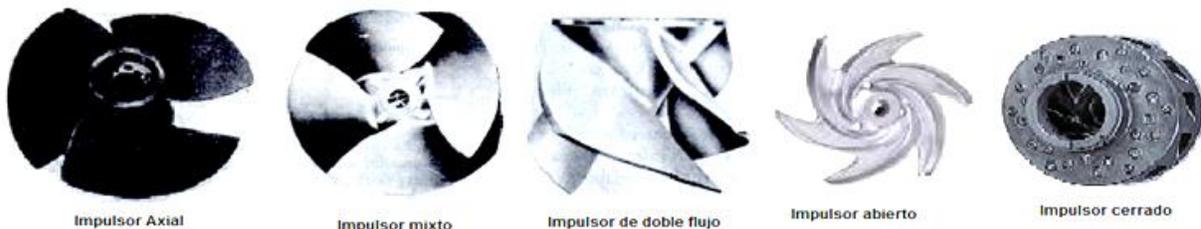


Figura 5.15 Tipos de Impulsores.

Anillos de Desgaste.

La función del anillo de desgaste es el tener un elemento fácil y barato de remover en aquellas partes en donde, debido a las cerradas holguras que se producen entre el impulsor que gira y la carcasa fija, la presencia del desgaste es casi segura. Por lo tanto en lugar de cambiar todo el impulsor o toda la carcasa, solo se quitan los anillos, los cuales pueden estar montados a presión en la carcasa o en el impulsor, o ambos.

Hay una gran variedad de anillos y se debe escoger el más adecuado para cada condición de trabajo y del líquido a manejar. La figura 5.16 muestra algunos tipos de anillos.

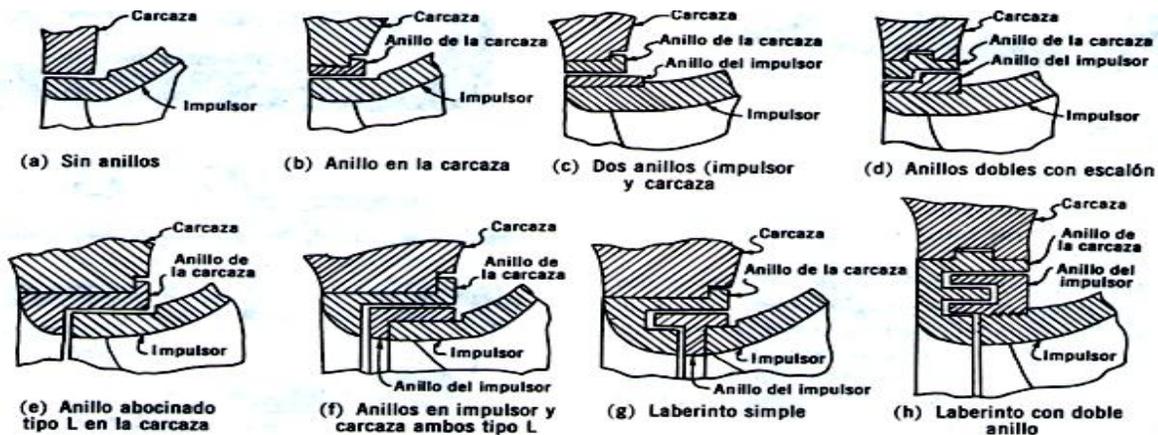


Figura 5.16 Diferentes Tipos de Anillos de Desgaste.

Estoperos, Empaques y Sellos.

La función principal de los estoperos, empaques y sellos es evitar el flujo hacia fuera, del líquido bombeado a través del orificio por donde pasa la flecha de la bomba y el fluido del aire hacia el interior de la bomba.

El **estopero** es una cavidad concéntrica con la flecha donde van colocados los empaques, por lo regular en todos los estoperos se tendrá que ejercer una presión para contrarrestar o equilibrar la presión que existe en el interior de la bomba.

Los **empaques** deben ajustarse bien para ser lo suficientemente consistentes para resistir la presión a que serán sometidos durante el funcionamiento de la bomba, estos pueden ser de diversos materiales como asbesto, mezcla de asbesto y plomo, plásticos o fibras sintéticas como el teflón dependiendo el uso.

Debido a la presión de la bomba, en la flecha se origina fricción y por lo tanto aumenta la temperatura, para lo cual debe procurarse un medio de lubricación y enfriamiento, esto se logra mediante una pieza que no se deforma llamada **jaula de sello** esta tiene una forma acanalada y a la cual se le hace llagar desde la misma carcasa, o desde una fuente externa un líquido de enfriamiento.

La presión de los empaques es por medio de un prensaestopas, una pieza metálica que se mueve por medio de tornillo, como lo muestra la figura 5.17

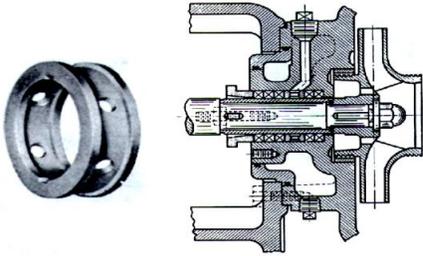


Figura 5.17 Jaula de Sello.

La jaula de sello queda en medio de la caja de empaques como lo muestra la figura 5.18

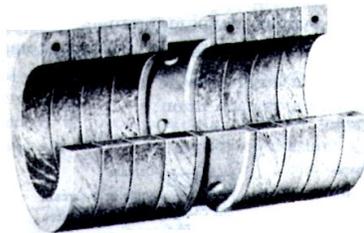


Figura 5.18 Empaque de Fibra Sintética con Jaula de Sello.

Flecha.

“La flecha de una bomba es el eje de todos los elementos que giran alrededor de ella, transmitiendo además el movimiento que le imparte la flecha al motor” (Viejo, 1990: 43)

Las flechas generalmente son de acero, y solo se modifica el contenido de carbono, según la resistencia que se necesite.

En la bomba centrífuga horizontal la flecha es una sola pieza a lo largo de toda la bomba como se ve en la figura 5.19, pero cuando son bombas de pozo profundo existe una flecha de impulsores y después una serie de flechas de transmisión unidas por un cople, que complementan la longitud necesaria.

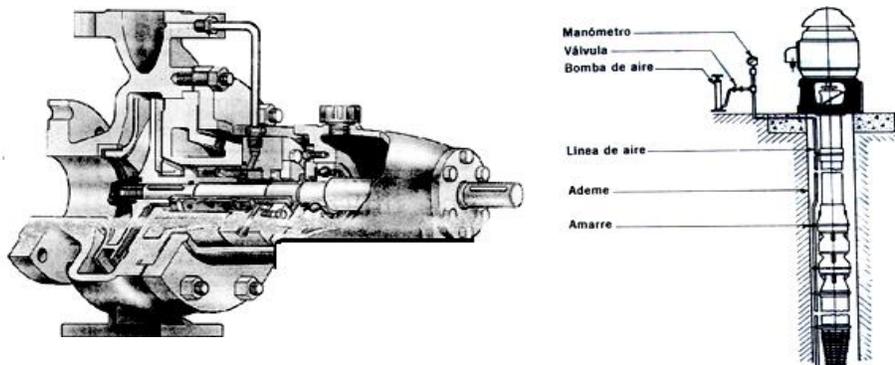


Figura 5.19 Flecha de una bomba centrífuga.

Cojinetes.

La función de los cojinetes es soportar la flecha de todo el rotor en un alineamiento correcto en relación con las partes estacionarias, con un correcto diseño soportan las cargas radiales y axiales.

Estos soportes pueden ser en forma de bujes de material suave, con aceite a presión que centra la flecha o bien los baleros ya sean de una hilera, dos hileras, autoalineables como se muestra en la figura 5.20 o también pueden ser de tipo de rodillos.

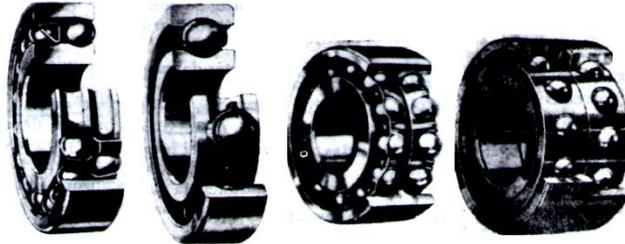


Figura 5.20 Diversos Tipos de Baleros.

Para las bombas de pozo profundo existen diversas chumaceras guía a lo largo de la bomba.

Las bombas centrifugas se clasifican de acuerdo al tipo del material de construcción, por el tipo de succión y dirección de flujo.

Por el Tipo de Material de sus Partes.

Los materiales comúnmente empleados para la fabricación de bombas son:

- Bomba estándar (Fierro y bronce).
- Bomba toda de fierro.
- Bomba toda de bronce.
- Bombas de acero inoxidable.
- Bomba de acero con partes internas de fierro o acero inoxidable.

También se pueden construir de otros metales y aleaciones, como porcelana, vidrio etc. Las condiciones de servicio y la naturaleza del líquido manejado determinarán el tipo de material.

Por el Tipo de Succión.

- Simple succión.
- Doble succión (ambos lados del impulsor).
- Succión positiva (nivel del líquido superior al de la bomba).
- Succión negativa (nivel del líquido inferior al de la bomba).

Por su Dirección de Flujo.

- Bombas de flujo radial (impulsores angostos de baja velocidad específica que desarrollan cargas altas).
- Bombas de flujo mixto (cambian de axial a radial, son para gastos y cargas medianas)
- Bombas de flujo axial (el flujo es completamente axial y sus impulsores son de alta velocidad específica).

- **Bombas Especiales.**

Existe una gran gama de bombas especiales para diversos procesos como alimentación de calderas, para grasa, de pozo profundo, para lodos, drenaje y fluidos pastosos.

5.4 Criterios para la Selección del Tipo de Bomba.

Debido a la gran variedad de bombas que existen es necesario conocer las características generales de los diferentes tipos de bombas.

Las bombas de desplazamiento positivo reciprocantes se aplican cuando se desean tener:

- Gastos pequeños.
- Presiones altas.
- Líquidos limpios

Las bombas de desplazamiento positivo rotatorias se aplican cuando se desean tener:

- Gastos pequeños y medianos.
- Presiones altas.
- Líquidos viscosos.

Las bombas dinámicas de tipo centrífugo se utilizan cuando se requiere:

- Gastos grandes.
- Presiones reducidas o medianas.
- Líquidos de todo tipo, excepto viscosos.

Los factores principales para determinar si se usa una bomba de desplazamiento positivo y son: presión, gasto y características de los líquidos como son.

- Condiciones de acidez-alcalinidad (pH).
- Viscosidad.
- Temperatura.
- Presión de vaporización del líquido a la temperatura de bombeo.
- Densidad.
- Contenido de impurezas.

Las bombas reciprocantes se emplearon en las plantas de vapor, pero han sido sustituidas por las centrífugas debido al gran desarrollo de la energía eléctrica.

Al inicio las bombas centrífugas eran de baja eficiencia, pero al gran avance que se ha tenido, ahora se encuentran a la cabeza en el aspecto competitivo, ya que poseen características por arriba de las reciprocantes, como son: condiciones de descarga constante, no presentan problemas de válvulas, etc. Se considera que actualmente 2/3 partes de las bombas usadas hoy en día son centrífugas.

5.5 Compresores.

“Un compresor es un dispositivo en el que se efectúa trabajo sobre un fluido gaseoso, elevando su presión. Este se considera como una máquina inducida que transforma la energía mecánica en energía cinética.

Los compresores pueden manejar cualquier tipo de gas $\text{CO}_2, \text{O}_2, \text{N}_2$ o aire, ya que el aire comprimido tienen una gran aplicación como elemento de transmisión de energía por su adaptabilidad y facilidad de conducción” (Laboratorio de Máquinas Térmicas. (2008) *práctica #7: compresores*. Universidad Nacional Autónoma de México – FES Aragón).

Existen dos tipos generales de compresores y se clasifican de acuerdo a su principio de funcionamiento en:

1. Desplazamiento Positivo.

- Reciprocantes o alternativos $\left\{ \begin{array}{l} \text{Numero de Etapas} \left\{ \begin{array}{l} \text{Una} \\ \text{Dos} \end{array} \right. \\ \text{Numero de Efectos} \left\{ \begin{array}{l} \text{Simple} \\ \text{Doble} \end{array} \right. \end{array} \right.$
- Rotatorios $\left\{ \begin{array}{l} \text{Paletas Deslizables} \\ \text{Lóbulos} \\ \text{Tornillo} \end{array} \right.$

2. Dinámicos.

- Radiales.
- Axiales.
- Mixtos.
- Sopladores.

5.5.1 Compresores de Desplazamiento Positivo.

“Los compresores de desplazamiento positivo son de capacidad constante y tienen presiones de descarga variable” (Greene, 1996: 7).

○ Los Compresores Reciprocantes.

El movimiento rectilíneo - alternativo de un émbolo dentro de un cilindro comprime y desaloja el gas manejado. Estos compresores pueden manejar cualquier tipo de gas aun cuando este sea corrosivo.

El gas se introduce en el cilindro por las válvulas de admisión, se retiene y comprime en el cilindro y sale por las válvulas de escape.

Los compresores reciprocantes pueden instalarse a la intemperie o en un cuarto de máquinas, estos compresores rara vez se emplean como unidades individuales, salvo que el proceso requiera funcionamiento intermitente.

Por el Número de Etapas.

Compresores de una Etapa.

Se componen básicamente de un cárter con cigüeñal, pistón y cilindro. Para su refrigeración llevan, en la parte exterior, aletas que evacúan el calor por radiación y convección; se utilizan en aplicaciones en donde el caudal está limitado y en condiciones de servicio intermitente, ya que son compresores de pequeñas potencias.

Compresores de Dos Etapas.

El aire se comprime en dos etapas; en la primera (de baja presión BP) se comprime hasta una presión intermedia $p = 2$ a 3 bar, y en la segunda (de alta presión AP), se comprime hasta una presión de 8 bar.

Estos compresores son los más empleados en la industria cubriendo sus caudales una extensa gama de necesidades.

Pueden ser refrigerados por aire o por agua, es decir, el refrigerador intermedio (entre etapas) puede actuar a base de un ventilador o una corriente de agua a través del mismo.

Por el Número de Efectos.

Compresores de Simple Efecto.

Cuando un pistón es de simple efecto, trabaja sobre una sola cara del mismo, que está dirigida hacia la cabeza del cilindro. La figura 5.21 a, muestra un pistón de simple efecto.

La cantidad de aire desplazado es igual a la carrera por la sección del pistón.

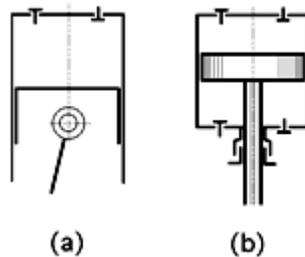


Figura 5.21 Formas de Trabajo del Pistón.

Compresores de Doble Efecto.

El pistón de doble efecto trabaja sobre sus dos caras y delimita dos cámaras de compresión en el cilindro como lo muestra la figura 5.21 b. El volumen engendrado es igual a dos veces el producto de la sección del pistón por la carrera.

Hay que tener en cuenta el vástago, que ocupa un espacio obviamente no disponible para el aire y, en consecuencia, los volúmenes creados por las dos caras del pistón no son iguales.

Compresores Alternativos sin Espacio Muerto.

Los compresores de movimiento alternativo tienen un volumen o espacio muerto entre la parte superior del émbolo y la parte correspondiente del cilindro, en tal localización se encuentran las válvulas de succión y descarga.

Existen compresores que son de doble acción, lo cual significa que realizan compresión en uno y otro sentido de su carrera. Consideremos que el compresor actúa en una sola dirección y que el volumen del espacio muerto es nulo, lo cual significa que el gas del cilindro es expulsado totalmente cuando el émbolo se encuentra en el PMS de su carrera.

La figura 5.22 Muestra el diagrama p-V correspondiente a este ciclo.

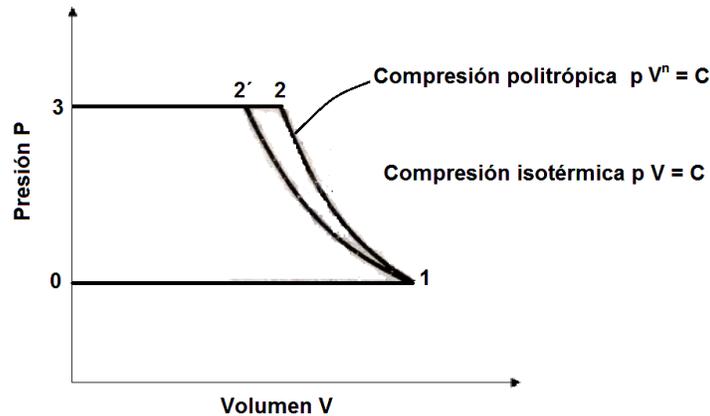


Figura 5.22 Diagrama p-V de un Compresor Alternativo de Simple Acción sin Espacio Muerto.

Se produce entrada de gas a presión constante (0-1) hasta que el émbolo llega al punto muerto inferior en el estado 1, el gas es comprimido politrópicamente (1-2) hasta que la presión es igual a la del gas en la tubería de descarga; la válvula de escape se abre y el gas es descargado a presión constante (2-3). Como no queda nada de gas dentro del cilindro la presión es indefinida. Tan pronto retrocede el pistón a su PMI la válvula de admisión se abre y el gas vuelve a entrar (0-1).

De acuerdo a las leyes del gas ideal, se han determinado dos fórmulas para calcular el trabajo del ciclo, una para el ciclo politrópico y otra para el ciclo isotérmico, ambas ecuaciones son válidas para el caso de compresores sin espacio muerto.

Trabajo para ciclo politrópico.

$$W_{\text{ciclo}} = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} \right]$$

Trabajo para ciclo isotérmico

$$W_{\text{ciclo}} = -p_1 V_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$$

Compresores Alternativos con Espacio Muerto.

En los compresores con espacio muerto el émbolo no se desplaza hasta tocar la parte superior del cilindro, por lo cual queda cierto espacio libre alrededor de las válvulas, este espacio es conocido como **volumen de espacio muerto**. Generalmente se expresa como una fracción del volumen de desplazamiento total, esta fracción recibe el nombre **de coeficiente de espacio muerto c**, y se define como

$$c = \frac{\text{Volumen de espacio muerto}}{\text{Volumen de desplazamiento}} = \frac{V_3}{V_D}$$

Generalmente el valor de **c** varía entre 3% y 10%.

La figura 5.23 Muestra el diagrama p-V que corresponde a un compresor con espacio muerto.

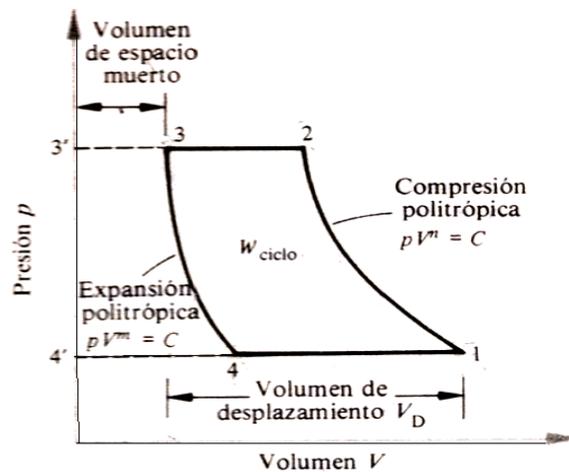


Figura 5.23 Diagrama p-V de un Compresor Alternativo de Simple Acción con Espacio Muerto.

El gas es comprimido politrópicamente (1-2), en este punto la válvula de descarga se abre y el gas es expulsado a presión constante (2-3), en el punto 3 el émbolo se encuentra en el PMS de su carrera, y conforme retrocede, la válvula de descarga se cierra y el gas atrapado se expande (3-4), aquí la presión del cilindro es lo suficientemente baja para admitir nuevamente gas a través de la válvula de admisión (4-1) y completar el ciclo.

De acuerdo a las leyes del gas ideal, se han determinado una fórmula para calcular el trabajo del ciclo y queda expresada como:

$$W_{\text{ciclo } 1,2,3,4} = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} \right] - \frac{m}{m-1} p_4 V_4 \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{(m-1)/m} \right]$$

Para este caso $p_3 = p_2$ y $p_4 = p_1$. Como el trabajo de expansión es pequeño comparado con el de compresión, el error que implica establecer que $m = n$, también es muy pequeño por tal motivo la ecuación anterior se reduce a:

$$W_{\text{ciclo}} = \frac{n}{n-1} p_1 (V_1 - V_4) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} \right]$$

Esta ecuación es válida para el caso de compresores con espacio muerto.

Ejemplo:

Un compresor ideal tiene un volumen de desplazamiento de 14 litros y un volumen de espacio muerto igual a 0.7 litros. Toma aire a 100 kPa y lo descarga a 500 kPa. La compresión es politrópica con $n = 1.3$, y la expansión es del tipo Isoentrópico con $m = k$. determinar el trabajo neto del ciclo y calcular el error implícito si $m = n$.

$$V_D = 14 \text{ lt} \qquad 14 \text{ lt} \left(\frac{1 \times 10^{-3} \text{ m}^3}{1 \text{ lt}} \right) = 0.014 \text{ m}^3$$

$$V_D = 0.014 \text{ m}^3$$

$$V_3 = 0.7 \text{ lt} \qquad 0.7 \text{ lt} \left(\frac{1 \times 10^{-3} \text{ m}^3}{1 \text{ lt}} \right) = 0.0007 \text{ m}^3$$

$$V_3 = 0.0007 \text{ m}^3$$

Aplicando la fórmula del trabajo para compresores con espacio muerto.

$$W_{\text{ciclo 1,2,3,4}} = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} \right] - \frac{m}{m-1} p_4 V_4 \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{(m-1)/m} \right]$$

$$V_D = V_1 - V_3$$

$$V_1 = V_D + V_3 = 0.014 + 0.0007 = 0.0147 \text{ m}^3$$

De acuerdo al proceso Isoentrópico.

$$p_3 V_3^k = p_4 V_4^k$$

$$V_4 = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1}{k}} V_3 = \left(\frac{500}{100} \right)^{\frac{1}{1.4}} (0.0007) = 2.2098 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Sustituyendo en la fórmula del trabajo para compresores con espacio muerto se tiene.

$$W_{\text{ciclo 1,2,3,4}} = \frac{1.3}{1.3 - 1} (100\text{kpa})(0.0147\text{m}^3) \left[1 - \left(\frac{500}{100} \right)^{\frac{(1.3-1)}{1.3}} \right] - \frac{1.4}{1.4 - 1} (100\text{kpa})(2.20 \times 10^{-3} \text{m}^3) p_4 V_4 \left[1 - \left(\frac{500}{100} \right)^{\frac{(1.4-1)}{1.4}} \right]$$

$$W_{\text{ciclo 1,2,3,4}} = -2.4132 \text{ kJ}$$

Suponiendo que $m = n = 1.3$ utilizaremos la ecuación reducida.

$$W_{\text{ciclo}} = \frac{n}{n - 1} p_1 (V_1 - V_4) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} \right]$$

De acuerdo al proceso politrópico.

$$p_3 V_3^n = p_4 V_4^n$$

$$V_4 = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1}{n}} V_3 = \left(\frac{500}{100} \right)^{\frac{1}{1.3}} (0.0007) = 2.4142 \times 10^{-3} \text{m}^3$$

Sustituyendo valores en la ecuación reducida se tiene.

$$W_{\text{ciclo 1,2,3,4}} = \frac{1.3}{1.3 - 1} (100\text{kpa})(0.0147\text{m}^3 - 2.4142 \times 10^{-3} \text{m}^3) \left[1 - \left(\frac{500}{100} \right)^{\frac{(1.3-1)}{1.3}} \right]$$

$$W_{\text{ciclo 1,2,3,4}} = -2.3953 \text{ kJ}$$

Calculando el error implícito.

$$\frac{2.4132 - 100\%}{2.3953 - X}$$

$$X = 99.2582$$

$$100\% - 99.2582\% = 0.7418\%$$

$$\text{Error} = 0.7418\%$$

(Burghardt, 1984: 341).

○ **Los Compresores Rotatorios.**

“Hay varios tipos de compresores rotatorios de desplazamiento positivo, entre ellos están los compresores de **paletas deslizables, lóbulos y de tornillo**.”

Estas máquinas son las menos conocidas, se emplean para relaciones de compresión variables, amplio rango de capacidad y para operar a la misma velocidad de un motor eléctrico.

Su funcionamiento se basa en la disminución de un volumen de gas en un espacio rotativo, que converge en la cámara de descarga” (Laboratorio de Máquinas Térmicas. (2008) *práctica #7: compresores*. Universidad Nacional Autónoma de México – FES Aragón).

Compresores de Paletas Deslizables.

En este compresor el rotor gira excéntricamente dentro de un cilindro, las ranuras radiales del rotor llevan paletas deslizantes, formando una serie celdas longitudinales. El giro del rotor, crea una fuerza centrífuga que mantiene las paletas contra la pared del cilindro, y el volumen de la celda se reduce conforme se aproxima a la cámara de descarga.

Al girar el rotor las paletas pasan sobre el orificio de entrada, donde se ocupan con gas a las condiciones de succión. Las celdas son llenadas completamente cuando se acercan al punto de máximo volumen. Como las celdas se encierran, al girar hacia la descarga el volumen entre ellas es más pequeño. En el punto de mínimo volumen y máxima compresión el gas es descargado.

La figura 5.24 muestra el funcionamiento de un compresor de paletas deslizables.



Figura 5.24 Funcionamiento del Compresor de Paletas Deslizables.

Compresor de Lóbulos.

En este compresor, los lóbulos impulsores giran en direcciones opuestas, sobre flechas montadas en paralelo dentro de una carcasa. Una de las flechas funciona como motriz y hace girar a la otra por medio de engranes.

El gas puede fluir hacia arriba o hacia abajo del compresor, ajustando el sentido de rotación de los lóbulos. Los engranes y cojinetes son colocados en el interior de la carcasa, para evitar fugas entre la carcasa y en la flecha se coloca un sello. Durante la operación, no existe rozamiento entre los lóbulos por lo cual la lubricación interior no es necesaria.

Están unidades funcionan cuando los lóbulos al girar empujan el volumen constante de gas encerrado entre ellos fuera del orificio de descarga. Frecuentemente este compresor también recibe el nombre de compresor tipo Roots. La figura 5.25 muestra el funcionamiento de un compresor de lóbulos.

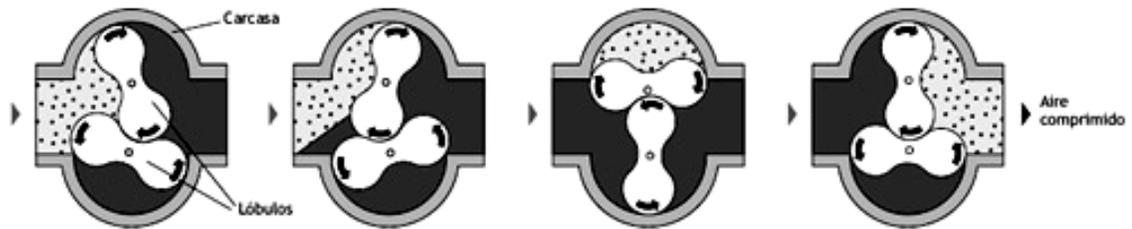


Figura 5.25 Funcionamiento del Compresor de lóbulos.

Compresores de Tornillo.

De los compresores rotatorios el de tornillo es el más usado, originalmente se utiliza para trabajar con gas seco, sin humedad y libre de partículas extrañas.

Este compresor consiste de dos rotores separados por cojinetes en ambos extremos de la carcasa, de modo que giran sin entrar en contacto entre ellos, manteniendo un pequeño claro constante. Uno de los rotores es el motriz al cual se le conoce como macho y al otro hembra, este último gira en dirección opuesta, encontrándose entrelazados dentro de una cámara sellada.

La figura 5.26 muestra el funcionamiento de un compresor de tornillos.

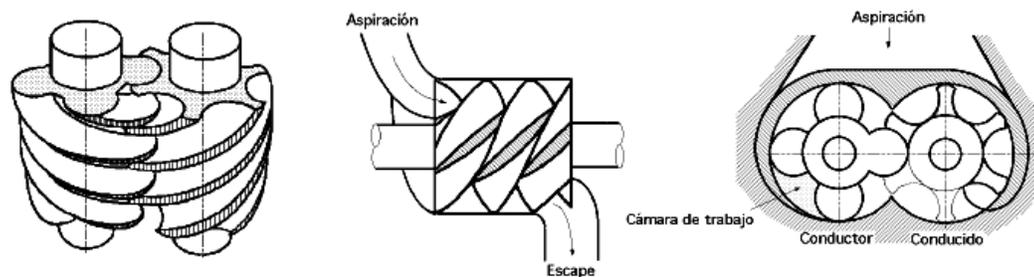


Figura 5.26 Funcionamiento del Compresor de Tornillo.

5.5.2 Compresores Dinámicos.

“Son máquinas de flujo continuo, su velocidad de trabajo es elevada por lo cual suministra una alta energía cinética al gas cuando el fluido pasa a través de la máquina. Esta energía se convierte principalmente en presión en el elemento rotatorio” (Laboratorio de Máquinas Térmicas. (2008) *práctica #7: compresores*. Universidad Nacional Autónoma de México – FES Aragón).

Compresores Radiales.

Este tipo de compresor transforma la energía mecánica en energía cinética transmitida por el impulsor al fluido de trabajo. Consiste principalmente en un impulsor rotatorio y en uno o más pasos divergentes, a través de los cuales se descarga el aire. La presión se produce al aumentar la velocidad del gas que pasa por el impulsor. Al salir del impulsor el gas se mueve a una velocidad elevada y por lo tanto posee una gran energía cinética, la mayor parte de la cual se puede convertir en presión si se disminuye correctamente la velocidad del gas, la misión del difusor es convertir la energía cinética en presión.

Compresores Axiales.

En el compresor de flujo axial los alabes consisten en paletas aerodinámicas cuidadosamente diseñadas, situadas de manera que al girar, el gas se mueve hacia el borde saliente de los alabes. En el espacio que queda entre los alabes se produce un efecto de difusión y desaceleración a medida que el gas se mueve hacia el borde siguiente de paletas móviles.

En estos compresores el flujo del gas es paralelo al eje del compresor y no cambia de sentido como en los centrífugos. Este tipo de compresor se utiliza únicamente para aire o gases limpios, ya que es más susceptible a la corrosión y erosión en los alabes en comparación con los centrífugos.

Compresores Mixtos.

El impulsor de estas máquinas dinámicas reúne tanto características del impulsor radial como del axial. Existen compresores de flujo mixto de acuerdo a la relación de presión requerida, aunque generalmente se tienen combinaciones con rotor de flujo axial al principio y radial en el último paso, estos compresores son ideales para trabajar a grandes presiones.

5.5.3 Ventiladores y Sopladores.

Estos equipos tienen una gama muy amplia de aplicaciones, por ejemplo en las industrias de procesos químicos tienen usos como extraer o introducir aire u otros gases en reactores de proceso, secadores y torres de enfriamiento.

“Por lo común la denominación de **ventilador** se utiliza cuando la presión se eleva hasta unas 2 psi, entre esta presión y unas 10 psi la máquina recibe el nombre se **soplador**, para presiones de descarga más altas se usa el termino de compresor” (Greene, 1996: 243).

Los Ventiladores se Clasifican de acuerdo a su dirección y funcionamiento como Axiales y Centrífugos.

Ventiladores Axiales.

En los cuales el aire o gas se mueve paralelo al eje de rotación, se dividen en:

Ventiladores Tuboaxiales.

Están diseñados para una amplia gama de volúmenes a presiones medias, constan principalmente de una hélice alojada en un cilindro, en la cual se recibe y dirige el flujo de aire. El movimiento típico del aire de descarga es en espiral o helicoidal como la muestra la figura 5.27

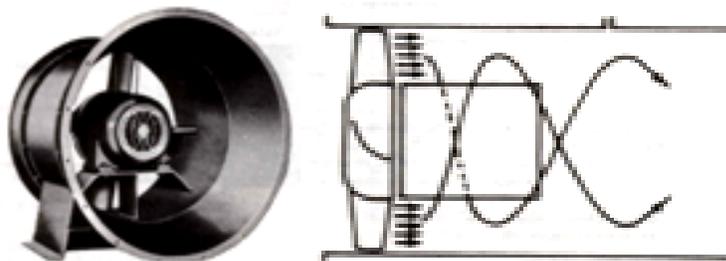


Figura 5.27 La Descarga del Ventilador Tuboaxiales en Espiral.

Ventiladores con Aletas de Guía.

Tienen aletas de guía del aire en el lado de descarga, que los diferencia de los tuboaxiales. Al combinar la rueda del ventilador tuboaxial con las aletas de guía, el flujo de aire es rectilíneo, con ello se reduce la turbulencia, lo cual mejora la eficiencia y las características de presión.

La figura 5.28 muestra el flujo de aire de un ventilador con aletas de guía.

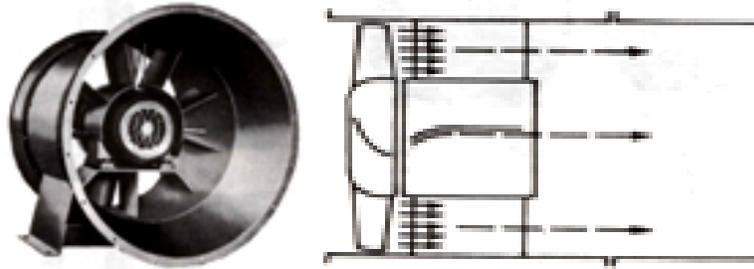


Figura 5.28 La Descarga del Ventilador con Aletas de Guía es Rectilínea.

Ventiladores Centrífugos.

En estos ventiladores el aire o gas se mueve perpendicular al eje de rotación, se dividen en:

Ventiladores de Aspas Radiales.

Este ventilador puede producir altas presiones a altas velocidades, las aspas tienden a ser de auto limpieza y pueden ser de alta resistencia estructural, no se suelen utilizar para ventilación.

Ventiladores de Curvatura al Frente.

Este ventilador suministra mayor velocidad al aire que sale de las aspas en comparación al de aspas con inclinación inversa, aunque descarga aire a alta velocidad, funciona a menor velocidad que otros tipos de ventiladores, es bastante silencioso y requiere poco espacio.

Ventiladores de curvatura inversa.

Tienen aspas inclinadas hacia atrás del ángulo óptimo para convertir gran parte de la energía Directamente a presión, por ello son muy eficientes para ventilación.

Ventiladores con aspas aerodinámicas.

Tienen aspas de curvatura inversa y sección transversal aerodinámica para aumentar su estabilidad, rendimiento y eficiencia. Estos ventiladores suelen ser más silenciosos ya que el aire pasa por las ruedas con menos turbulencia, como se observa en la figura 5.29

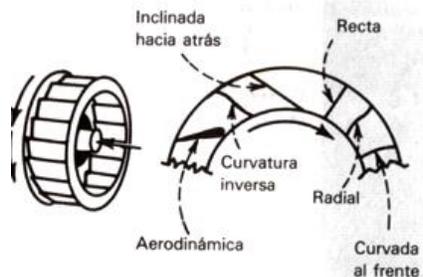


Figura 5.29 Ventilador Centrífugo y Tipos de Aspas.

ANEXO.

Propiedades Extensivas (Masa, Peso, Volumen).

Masa (m).

Es una propiedad de la materia que cuantifica su habilidad a cambiar su condición de movimiento y se utiliza para describir la cantidad de materia que contiene un cuerpo, mientras más masivo sea un objeto, más materia contiene. Sus unidades son las siguientes:

Unidad	Sistema internacional (SI)	Sistema ingles
Masa	Kg	lb

Peso (w).

Es una fuerza gravitacional de atracción que un cuerpo ejerce sobre un objeto, dicho de otra manera es la fuerza con que es atraído un sistema hacia el centro de la tierra. Se demuestra cuando se deja caer un objeto, este cae (se acelera) hacia la tierra.

De la segunda ley de Newton se tiene que

$$\mathbf{F} = \mathbf{m} * \mathbf{a}$$

Donde: **F** es una fuerza, **m** es la masa del cuerpo y **a** es la aceleración debida a la gravedad (g), en términos del **w** se tiene:

$$\mathbf{w} = \mathbf{m} * \mathbf{g}$$

Ejemplo: El peso de 1 kg de masa es entonces $w = mg = (1 \text{ kg}) (9.81 \text{ m/s}^2) = 9.81 \text{ N}$.

Sus unidades son:

Unidad	Sistema internacional (SI)	Sistema ingles
Peso	N	lb

Volumen (V).

Esta propiedad cuantifica el espacio que ocupa un sistema termodinámico. Sus unidades son:

Unidad	Sistema internacional (SI)	Sistema ingles
Volumen	m ³	ft ³

Propiedades Intensivas (Presión y Temperatura).

Presión (p).

La presión es una propiedad que mide el efecto causado por un conjunto de fuerzas, en forma perpendicular, sobre una superficie.

$$P = \frac{F}{A}$$

Y sus unidades son:

Unidad	Sistema internacional (SI)	Sistema ingles
Presión	N/m ²	Lb/in ²

También se puede encontrar la presión en: Pascales (Pa), kg/cm², Bar, Psi, In_{Hg}, Atmosferas (Atm), etc.

Temperatura.

La temperatura es una medida relativa, o una indicación de lo caliente o lo frío, es utilizada para medir la intensidad de calor. Podemos percibir la temperatura mediante el tacto, pero esta sensación nos es lo suficientemente confiable para fines científicos

Para medir la temperatura se cuenta con diversos instrumentos, como pueden ser termómetros de mercurio, de alcohol, bimetálicos, termopares, termómetros de resistencia, termistores, etc. En todos estos instrumentos se utiliza el cambio de una de sus propiedades para medir la temperatura. La figura 1 muestra dos termómetros de alcohol y mercurio.



Figura 1. Termómetros.

Propiedades Específicas (Densidad, Volumen Específico, Peso Específico).

Densidad (ρ).

La densidad de una sustancia es su masa por unidad de volumen, y es definida por la ecuación.

$$\rho = \frac{m}{V}$$

Donde m es la masa y V es el volumen. Sus unidades son:

Unidad	Sistema internacional (SI)	Sistema ingles
Densidad	kg/ m ³	lb/ft ³

La densidad del agua destilada a la presión atmosférica de 4⁰C es igual aproximadamente a:
 $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$.

Densidad Relativa (ρ_{rel}).

Aunque esta no es una propiedad es necesario conocer el concepto, ya que es útil en el estudio de la termodinámica.

La densidad relativa es la relación que existe entre la densidad de una sustancia y la densidad del agua que se toma como patrón, para sólidos y líquidos.

$$\rho_{rel} = \frac{\rho_{sus.}}{\rho_{agua}}$$

Ya que para gases se toma la densidad del aire como patrón, y la relación queda de la siguiente forma.

$$\rho_{rel} = \frac{\rho_{sus.}}{\rho_{aire}}$$

Volumen Específico (v).

Es el volumen de cualquier sustancia entre su masa o bien el recíproco de la densidad, queda expresado mediante la relación.

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho}$$

Sus unidades son:

Unidad	Sistema internacional (SI)	Sistema ingles
Volumen específico	m ³ / kg	ft ³ /lb

Peso Específico (γ).

Este resulta cuando se divide el peso de una sustancia entre el volumen que ocupa, por lo tanto resulta una magnitud física. Dicho de otra forma es el peso por unidad de volumen. Se encuentra definido por:

$$\gamma = \frac{w}{V}$$

Sus unidades son

Unidad	Sistema internacional (SI)	Sistema ingles
Peso específico	N / m ³	lb _f /ft ³

Coefficientes de Pérdidas por Fricción para Diferentes Accesorios.

Coefficiente para Ensanchamientos. La transición de un conducto de sección circular de diámetro d a otro diámetro mayor D se puede realizar de dos maneras bruscas o suavemente como se muestra en la figura 2 por medio de un difusor cónico de ángulo.

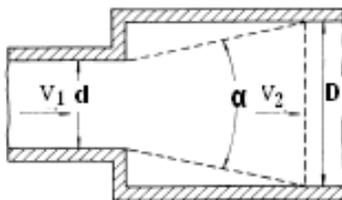


Figura 2. Ensanchamiento Brusco y Suave.

La pérdida para esta carga se calcula con la formula:

$$H_r = m \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = m \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2 \frac{v_1^2}{2g}$$

Siendo $m \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2 = \zeta = k$

El coeficiente m se toma de la tabla 1.

α°	2,5	5	7,5	10	15	20	25	30
m	0,18	0,13	0,14	0,16	0,27	0,43	0,62	0,81

Tabla 1. Valores de m para Diferentes Ángulos

Cuando el ensanchamiento es brusco ($\alpha^0 = 180^0$) m es aproximadamente igual a la unidad.

Coefficiente para Contracciones. Este es lo contrario al anterior como lo muestra la figura 3.

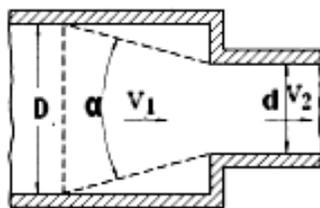


Figura 3. Contracción Brusca y Suave.

Para encontrar el valor del coeficiente de carga secundaria $\zeta = k$ se utiliza la figura 4.

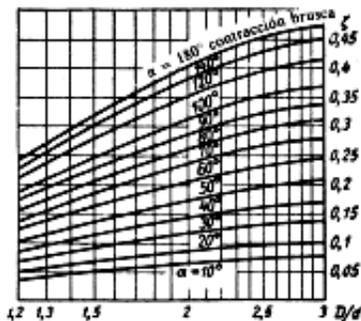


Figura 4. Valores de $\zeta = k$.

Coeficiente para T. Para obtener el valor de los coeficientes para diferentes T. recurrimos a la tabla 2.

Figura					
ζ	0.5	1.0	1.5	3.0	0.05
Figura					
ζ	0.1	0.15	2.0	3.0	

Tabla 2. Varias Formas de T y Coeficientes $\zeta = k$ para Cada Forma.

Coeficiente para Codos. La figura 6 muestra algunos ejemplos de codos y su coeficiente $\zeta = k$.

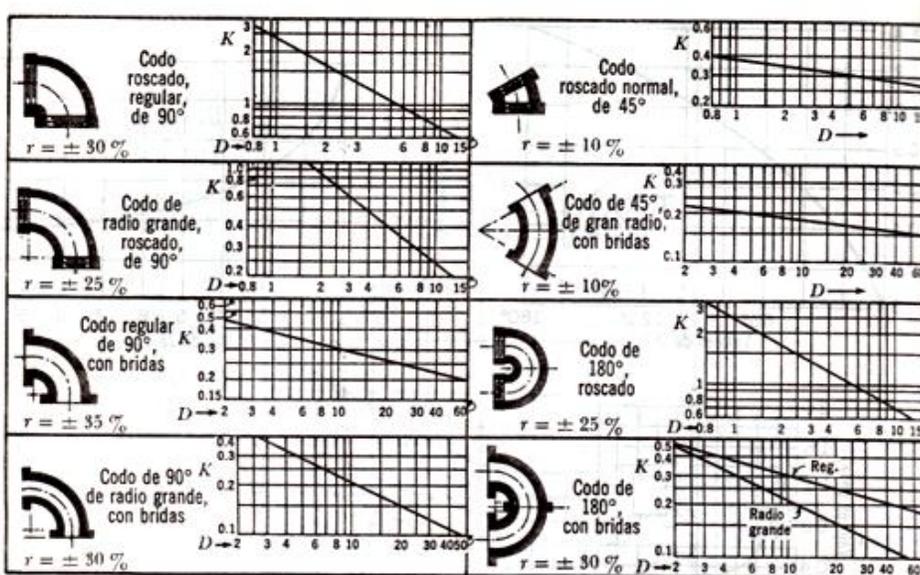


Figura 6. Coeficientes $\zeta = k$ de Perdidas en Codos.

Coeficiente para Válvulas. La figura 7 muestra algunos ejemplos de válvulas y su coeficiente $\zeta=k$.

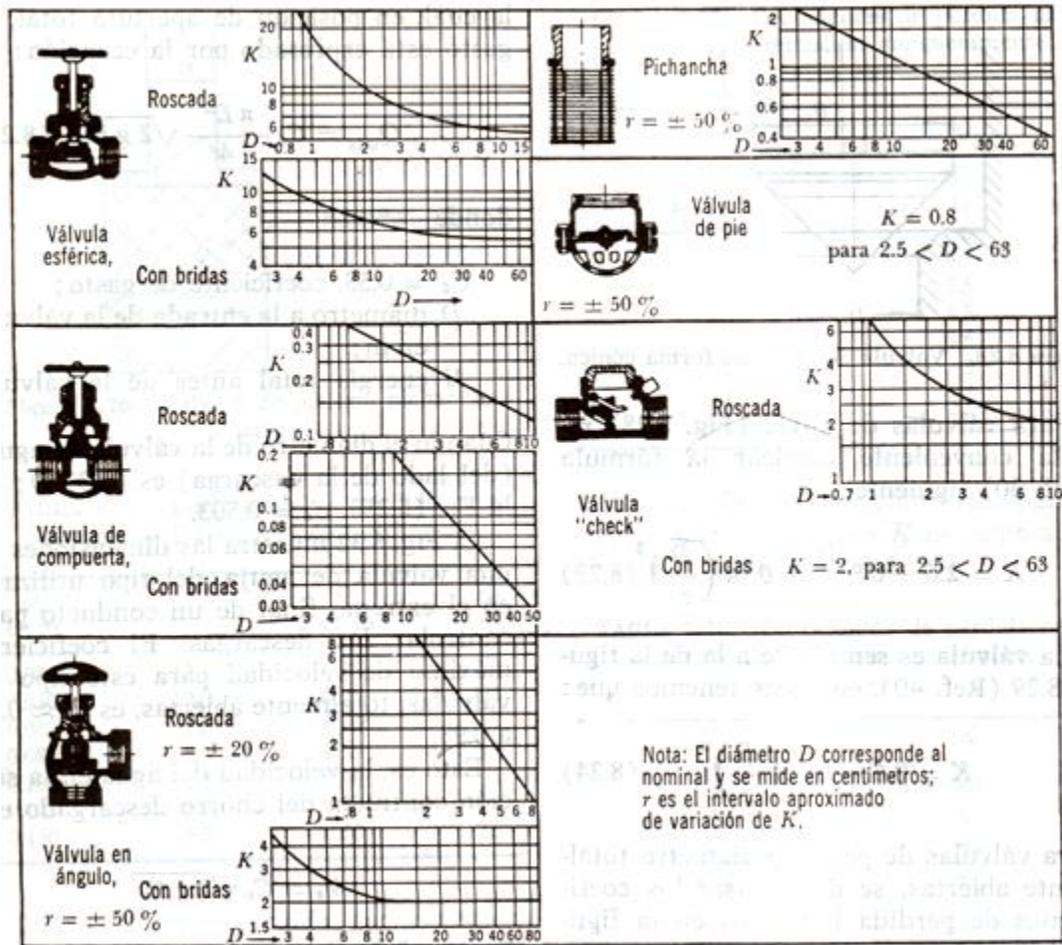


Figura 7. Coeficientes $\zeta=k$ de Perdidas en Válvulas.

Tabla 3. Viscosidad Dinámica y Cinemática del Agua a Diferentes Temperaturas.

<i>Temperatura</i> (°C)	<i>Densidad</i> (kg/m ³)	<i>Viscosidad dinámica η</i> (10 ⁻⁵ kg/m · s)	<i>Viscosidad cinemática ν</i> 10 ⁻⁶ $\frac{m^2}{s}$ = cSt
0	999,8	178,7	1,787
2	999,9	167,1	1,671
4	1.000	156,2	1,562
6	999,9	146,4	1,464
8	999,8	137,6	1,375
10	999,7	130,5	1,307
12	999,4	122,6	1,227
14	999,2	116,1	1,163
16	998,9	110,4	1,106
18	998,5	105,2	1,053
20	998,2	100,2	1,0038
22	997,7	95,5	0,957
24	997,2	91,1	0,914
26	996,6	87,2	0,875
28	996,1	83,4	0,837
30	995,7	79,7	0,801
32	994,9	76,4	0,768
34	994,2	74,1	0,745
36	993,4	70	0,705
38	992,8	68	0,685
40	992,2	65,3	0,658
45	990,2	59,8	0,604
50	988	54,8	0,554
55	985,7	50,5	0,512
60	983,2	46,7	0,475
65	980,6	43,4	0,443
70	977,8	40,4	0,413
75	974,8	37,8	0,388
80	971,8	35,5	0,365
85	968,6	33,4	0,345
90	965,3	31,5	0,326
95	961,8	29,8	0,310
100	958,4	28,2	0,295
150	916,9	18,6	0,205
200	864,6	13,6	0,161
250	799,2	10,9	0,14
300	712,4	8,91	0,132

Tablas de Vapor de Agua Saturado.

Tabla 4 Vapor de Agua Saturado—Presión

Presión kPa P	Temp. °C T	Volumen específico		Energía interna			Entalpia			Entropía		
		Liq. sat. v_f	Vap. sat. v_g	Liq. sat. u_f	Evap. u_{fg}	Vap. sat. u_g	Liq. sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vap. sat. h_g	Liq. sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vap. sat. s_g
0.6113	0.01	0.001 000	206.14	.00	2375.3	2375.3	.01	2501.3	2501.4	.0000	9.1562	9.1562
1.0	6.98	0.001 000	129.21	29.30	2355.7	2385.0	29.30	2484.9	2514.2	.1059	8.8697	8.9756
1.5	13.03	0.001 001	87.98	54.71	2338.6	2393.3	54.71	2470.6	2525.3	.1957	8.6322	8.8279
2.0	17.50	0.001 001	67.00	73.48	2326.0	2399.5	73.48	2460.0	2533.5	.2607	8.4629	8.7237
2.5	21.08	0.001 002	54.25	88.48	2315.9	2404.4	88.49	2451.6	2540.0	.3120	8.3311	8.6432
3.0	24.08	0.001 003	45.67	101.04	2307.5	2408.5	101.05	2444.5	2545.5	.3545	8.2231	8.5776
4.0	28.96	0.001 004	34.80	121.45	2293.7	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	.4226	8.0520	8.4746
5.0	32.88	0.001 005	28.19	137.81	2282.7	2420.5	137.82	2423.7	2561.5	.4764	7.9187	8.3951
7.5	40.29	0.001 008	19.24	168.78	2261.7	2430.5	168.79	2406.0	2574.8	.5764	7.6750	8.2515
10	45.81	0.001 010	14.67	191.82	2246.1	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	.6493	7.5009	8.1502
15	53.97	0.001 014	10.02	225.92	2222.8	2448.7	225.94	2373.1	2599.1	.7549	7.2536	8.0085
20	60.06	0.001 017	7.649	251.38	2205.4	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	.8320	7.0766	7.9085
25	64.97	0.001 020	6.204	271.90	2191.2	2463.1	271.93	2346.3	2618.2	.8931	6.9383	7.8314
30	69.10	0.001 022	5.229	289.20	2179.2	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	.9439	6.8247	7.7686
40	75.87	0.001 027	3.993	317.53	2159.5	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	6.6441	7.6700
50	81.33	0.001 030	3.240	340.44	2143.4	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	6.5029	7.5939
75	91.78	0.001 037	2.217	384.31	2112.4	2496.7	384.39	2278.6	2663.0	1.2130	6.2434	7.4564
MPa												
0.100	99.63	0.001 043	1.6940	417.36	2088.7	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	6.0568	7.3594
0.125	105.99	0.001 048	1.3749	444.19	2069.3	2513.5	444.32	2241.0	2685.4	1.3740	5.9104	7.2844
0.150	111.37	0.001 053	1.1593	466.94	2052.7	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	5.7897	7.2233
0.175	116.06	0.001 057	1.0036	486.80	2038.1	2524.9	486.99	2213.6	2700.6	1.4849	5.6868	7.1717
0.200	120.23	0.001 061	0.8857	504.49	2025.0	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	5.5970	7.1271
0.225	124.00	0.001 064	0.7933	520.47	2013.1	2533.6	520.72	2191.3	2712.1	1.5706	5.5173	7.0878

Tabla 4 Vapor de Agua Saturado—Presión (continuación)

Presión MPa P	Temp. °C T	Volumen específico		Energía interna			Entalpia			Entropía		
		Liq. sat. v_f	Vap. sat. v_g	Liq. sat. u_f	Evap. u_{fg}	Vap. sat. u_g	Liq. sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vap. sat. h_g	Liq. sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vap. sat. s_g
0.250	127.44	0.001 067	0.7187	535.10	2002.1	2537.2	535.37	2181.5	2716.9	1.6072	5.4455	7.0527
0.275	130.60	0.001 070	0.6573	548.59	1991.9	2540.5	548.89	2172.4	2721.3	1.6408	5.3801	7.0209
0.300	133.55	0.001 073	0.6058	561.15	1982.4	2543.6	561.47	2163.8	2725.3	1.6718	5.3201	6.9919
0.325	136.30	0.001 076	0.5620	572.90	1973.5	2546.4	573.25	2155.8	2729.0	1.7006	5.2646	6.9652
0.350	138.88	0.001 079	0.5243	583.95	1965.0	2548.9	584.33	2148.1	2732.4	1.7275	5.2130	6.9405
0.375	141.32	0.001 081	0.4914	594.40	1956.9	2551.3	594.81	2140.8	2735.6	1.7528	5.1647	6.9175
0.40	143.63	0.001 084	0.4625	604.31	1949.3	2553.6	604.74	2133.8	2738.6	1.7766	5.1193	6.8959
0.45	147.93	0.001 088	0.4140	622.77	1934.9	2557.6	623.25	2120.7	2743.9	1.8207	5.0359	6.8565
0.50	151.86	0.001 093	0.3749	639.68	1921.6	2561.2	640.23	2108.5	2748.7	1.8607	4.9606	6.8215
0.55	155.48	0.001 097	0.3427	655.32	1909.2	2564.5	655.93	2097.0	2753.0	1.8973	4.8920	6.7893
0.60	158.85	0.001 101	0.3157	669.90	1897.5	2567.4	670.56	2086.3	2756.8	1.9312	4.8288	6.7600
0.65	162.01	0.001 104	0.2927	683.56	1886.5	2570.1	684.28	2076.0	2760.3	1.9627	4.7703	6.7331
0.70	164.97	0.001 108	0.2729	696.44	1876.1	2572.5	697.22	2066.3	2763.5	1.9922	4.7158	6.7080
0.75	167.78	0.001 112	0.2556	708.64	1866.1	2574.7	709.47	2057.0	2766.4	2.0200	4.6647	6.6847
0.80	170.43	0.001 115	0.2404	720.22	1856.6	2576.8	721.11	2048.0	2769.1	2.0462	4.6166	6.6628
0.85	172.96	0.001 118	0.2270	731.27	1847.4	2578.7	732.22	2039.4	2771.6	2.0710	4.5711	6.6421
0.90	175.38	0.001 121	0.2150	741.83	1838.6	2580.5	742.83	2031.1	2773.9	2.0946	4.5280	6.6226
0.95	177.69	0.001 124	0.2042	751.95	1830.2	2582.1	753.02	2023.1	2776.1	2.1172	4.4869	6.6041
1.00	179.91	0.001 127	0.194 44	761.68	1822.0	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	4.4478	6.5865
1.10	184.09	0.001 133	0.177 53	780.09	1806.3	2586.4	781.34	2000.4	2781.7	2.1792	4.3744	6.5536
1.20	187.99	0.001 139	0.163 33	797.29	1791.5	2588.8	798.65	1986.2	2784.8	2.2166	4.3067	6.5233
1.30	191.64	0.001 144	0.151 25	813.44	1777.5	2591.0	814.93	1972.7	2787.6	2.2515	4.2438	6.4953
1.40	195.07	0.001 149	0.140 84	828.70	1764.1	2592.8	830.30	1959.7	2790.0	2.2842	4.1850	6.4693

Tablas de Vapor de Agua Sobrecalentado.

Tabla 5 Vapor de Agua Sobrecalentado

<i>T</i>	<i>v</i>	<i>u</i>	<i>h</i>	<i>s</i>	<i>v</i>	<i>u</i>	<i>h</i>	<i>s</i>	<i>v</i>	<i>u</i>	<i>h</i>	<i>s</i>
<i>P</i> = .010 MPa (45.81)												
Sat.	14.674	2437.9	2584.7	8.1502	3.240	2483.9	2645.9	7.5939	1.6940	2506.1	2675.5	7.3594
50	14.869	2443.9	2592.6	8.1749								
100	17.196	2515.5	2687.5	8.4479	3.418	2511.6	2682.5	7.6947	1.6958	2506.7	2676.2	7.3614
150	19.512	2587.9	2783.0	8.6882	3.889	2585.6	2780.1	7.9401	1.9364	2582.8	2776.4	7.6134
200	21.825	2661.3	2879.5	8.9038	4.356	2659.9	2877.7	8.1580	2.172	2658.1	2875.3	7.8343
250	24.136	2736.0	2977.3	9.1002	4.820	2735.0	2976.0	8.3556	2.406	2733.7	2974.3	8.0333
300	26.445	2812.1	3076.5	9.2813	5.284	2811.3	3075.5	8.5373	2.639	2810.4	3074.3	8.2158
400	31.063	2968.9	3279.6	9.6077	6.209	2968.5	3278.9	8.8642	3.103	2967.9	3278.2	8.5435
500	35.679	3132.3	3489.1	9.8978	7.134	3132.0	3488.7	9.1546	3.565	3131.6	3488.1	8.8342
600	40.295	3302.5	3705.4	10.1608	8.057	3302.2	3705.1	9.4178	4.028	3301.9	3704.7	9.0976
700	44.911	3479.6	3928.7	10.4028	8.981	3479.4	3928.5	9.6599	4.490	3479.2	3928.2	9.3398
800	49.526	3663.8	4159.0	10.6281	9.904	3663.6	4158.9	9.8852	4.952	3663.5	4158.6	9.5652
900	54.141	3855.0	4396.4	10.8396	10.828	3854.9	4396.3	10.0967	5.414	3854.8	4396.1	9.7767
1000	58.757	4053.0	4640.6	11.0393	11.751	4052.9	4640.5	10.2964	5.875	4052.8	4640.3	9.9764
1100	63.372	4257.5	4891.2	11.2287	12.674	4257.4	4891.1	10.4859	6.337	4257.3	4891.0	10.1659
1200	67.987	4467.9	5147.8	11.4091	13.597	4467.8	5147.7	10.6662	6.799	4467.7	5147.6	10.3463
1300	72.602	4683.7	5409.7	11.5811	14.521	4683.6	5409.6	10.8382	7.260	4683.5	5409.5	10.5183
<i>P</i> = .20 MPa (120.23)												
Sat.	.8857	2529.5	2706.7	7.1272	.6058	2543.6	2725.3	6.9919	.4625	2553.6	2738.6	6.8959
150	.9596	2576.9	2768.8	7.2795	.6339	2570.8	2761.0	7.0778	.4708	2564.5	2752.8	6.9299
200	1.0803	2654.4	2870.5	7.5066	.7163	2650.7	2865.6	7.3115	.5342	2646.8	2860.5	7.1706
250	1.1988	2731.2	2971.0	7.7086	.7964	2728.7	2967.6	7.5166	.5951	2726.1	2964.2	7.3789
300	1.3162	2808.6	3071.8	7.8926	.8753	2806.7	3069.3	7.7022	.6548	2804.8	3066.8	7.5662
400	1.5493	2966.7	3276.6	8.2218	1.0315	2965.6	3275.0	8.0330	.7726	2964.4	3273.4	7.8985
<i>P</i> = .30 MPa (133.55)												
Sat.	.6058	2543.6	2725.3	6.9919	.4625	2553.6	2738.6	6.8959	.4708	2564.5	2752.8	6.9299
150	.6339	2570.8	2761.0	7.0778	.5342	2646.8	2860.5	7.1706	.5951	2726.1	2964.2	7.3789
200	.7163	2650.7	2865.6	7.3115	.6548	2804.8	3066.8	7.5662	.7726	2964.4	3273.4	7.8985
250	.7964	2728.7	2967.6	7.5166								
300	.8753	2806.7	3069.3	7.7022								
400	1.0315	2965.6	3275.0	8.0330								
<i>P</i> = 40 MPa (143.63)												
Sat.	.4625	2553.6	2738.6	6.8959	.4708	2564.5	2752.8	6.9299	.5342	2646.8	2860.5	7.1706
150	.4708	2564.5	2752.8	6.9299	.5951	2726.1	2964.2	7.3789	.6548	2804.8	3066.8	7.5662
200	.5342	2646.8	2860.5	7.1706	.7726	2964.4	3273.4	7.8985				
250	.5951	2726.1	2964.2	7.3789								
300	.6548	2804.8	3066.8	7.5662								
400	.7726	2964.4	3273.4	7.8985								

Tabla 5 Vapor de Agua Sobrecalentado (continuación)

<i>T</i>	<i>v</i>	<i>u</i>	<i>h</i>	<i>s</i>	<i>v</i>	<i>u</i>	<i>h</i>	<i>s</i>	<i>v</i>	<i>u</i>	<i>h</i>	<i>s</i>
<i>P</i> = 4.0 MPa (250.40)												
Sat.	.049 78	2602.3	2801.4	6.0701	.044 06	2600.1	2798.3	6.0198	.039 44	2597.1	2794.3	5.9734
275	.054 57	2667.9	2886.2	6.2285	.047 30	2650.3	2863.2	6.1401	.041 41	2631.3	2838.3	6.0544
300	.058 84	2725.3	2960.7	6.3615	.051 35	2712.0	2943.1	6.2828	.045 32	2698.0	2924.5	6.2084
350	.066 45	2826.7	3092.5	6.5821	.058 40	2817.8	3080.6	6.5131	.051 94	2808.7	3068.4	6.4493
400	.073 41	2919.9	3213.6	6.7690	.064 75	2913.3	3204.7	6.7047	.057 81	2906.6	3195.7	6.6459
450	.080 02	3010.2	3330.3	6.9363	.070 74	3005.0	3323.3	6.8746	.063 30	2999.7	3316.2	6.8186
500	.086 43	3099.5	3445.3	7.0901	.076 51	3095.3	3439.6	7.0301	.068 57	3091.0	3433.8	6.9759
600	.098 85	3279.1	3674.4	7.3688	.087 65	3276.0	3670.5	7.3110	.078 69	3273.0	3666.5	7.2589
700	.110 95	3462.1	3905.9	7.6198	.098 47	3459.9	3903.0	7.5631	.088 49	3457.6	3900.1	7.5122
800	.122 87	3650.0	4141.5	7.8502	.109 11	3648.3	4139.3	7.7942	.098 11	3646.6	4137.1	7.7440
900	.134 69	3843.6	4382.3	8.0647	.119 65	3842.2	4380.6	8.0091	.107 62	3840.7	4378.8	7.9593
1000	.146 45	4042.9	4628.7	8.2662	.130 13	4041.6	4627.2	8.2108	.117 07	4040.4	4625.7	8.1612
1100	.158 17	4248.0	4880.6	8.4567	.140 56	4246.8	4879.3	8.4015	.126 48	4245.6	4878.0	8.3520
1200	.169 87	4458.6	5138.1	8.6376	.150 98	4457.5	5136.9	8.5825	.135 87	4456.3	5135.7	8.5331
1300	.181 56	4674.3	5400.5	8.8100	.161 39	4673.1	5399.4	8.7549	.145 26	4672.0	5398.2	8.7055
<i>P</i> = 6.0 MPa (275.64)												
Sat.	.032 44	2589.7	2784.3	5.8892	.027 37	2580.5	2772.1	5.8133	.023 52	2569.8	2758.0	5.7432
300	.036 16	2667.2	2884.2	6.0674	.029 47	2632.2	2838.4	5.9305	.024 26	2590.9	2785.0	5.7906
350	.042 23	2789.6	3043.0	6.3335	.035 24	2769.4	3016.0	6.2283	.029 95	2747.7	2987.3	6.1301
400	.047 39	2892.9	3177.2	6.5408	.039 93	2878.6	3158.1	6.4478	.034 32	2863.8	3138.3	6.3634
450	.052 14	2988.9	3301.8	6.7193	.044 16	2978.0	3287.1	6.6327	.038 17	2966.7	3272.0	6.5551
500	.056 65	3082.2	3422.2	6.8803	.048 14	3073.4	3410.3	6.7975	.041 75	3064.3	3398.3	6.7240
550	.061 01	3174.6	3540.6	7.0288	.051 95	3167.2	3530.9	6.9486	.045 16	3159.8	3521.0	6.8778
600	.065 25	3266.9	3658.4	7.1677	.055 65	3260.7	3650.3	7.0894	.048 45	3254.4	3642.0	7.0206
<i>P</i> = 7.0 MPa (285.88)												
Sat.	.027 37	2580.5	2772.1	5.8133	.023 52	2569.8	2758.0	5.7432	.024 26	2590.9	2785.0	5.7906
300	.029 47	2632.2	2838.4	5.9305	.029 95	2747.7	2987.3	6.1301	.034 32	2863.8	3138.3	6.3634
350	.035 24	2769.4	3016.0	6.2283	.038 17	2966.7	3272.0	6.5551	.041 75	3064.3	3398.3	6.7240
400	.039 93	2878.6	3158.1	6.4478	.045 16	2978.0	3287.1	6.6327	.048 45	3254.4	3642.0	7.0206
450	.044 16	2978.0	3287.1	6.6327								
500	.048 14	3073.4	3410.3	6.7975								
550	.051 95	3167.2	3530.9	6.9486								
600	.055 65	3260.7	3650.3	7.0894								
<i>P</i> = 8.0 MPa (295.06)												
Sat.	.023 52	2569.8	2758.0	5.7432	.024 26	2590.9	2785.0	5.7906	.029 95	2747.7	2987.3	6.1301
300	.024 26	2590.9	2785.0	5.7906	.034 32	2863.8	3138.3	6.3634	.038 17	2966.7	3272.0	6.5551
350	.029 95	2747.7	2987.3	6.1301	.041 75	3064.3	3398.3	6.7240	.045 16	3159.8	3521.0	6.8778
400	.034 32	2863.8	3138.3	6.3634	.048 45	3254.4	3642.0	7.0206				
450	.038 17	2966.7	3272.0	6.5551								
500	.041 75	3064.3	3398.3	6.7240								
550	.045 16	3159.8	3521.0	6.8778								
600	.048 45	3254.4	3642.0	7.0206								

Tabla de Calores Específicos de Diferentes Gases.

Tabla 6 Calores Específicos y Constantes de Gas a Bajas Presiones

Gas	M	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k	R kJ/kg · K
Acetileno (C ₂ H ₂)	26.036	1.6947	1.3753	1.232	0.3195
Aire	28.97	1.0047	0.7176	1.4	0.287
Amoniaco (NH ₃)	17.032	2.089	1.5992	1.304	0.4882
Argón (A)	39.95	0.5208	0.3127	1.666	0.2081
Dióxido de carbono (CO ₂)	44.01	0.844	0.6552	1.288	0.1889
Monóxido de carbono (CO)	28.01	1.0412	0.7444	1.399	0.2968
Cloro (Cl ₂)	70.914	0.4789	0.3617	1.324	0.1172
Etano (C ₂ H ₆)	30.068	1.7525	1.4761	1.187	0.2765
Etileno (C ₂ H ₄)	28.052	1.5297	1.2333	1.24	0.2964
Helio (He)	4.003	5.1954	3.1189	1.666	2.077
Hidrógeno (H ₂)	2.016	14.3136	10.190	1.4	4.125
Hidrazina (N ₂ H ₄)	32.048	1.6453	1.3815	1.195	0.2594
Metano (CH ₄)	16.043	2.1347	1.6164	1.321	0.5183
Neón (Ne)	20.183	1.0298	0.6179	1.666	0.4120
Nitrógeno (N ₂)	28.016	1.0399	0.7431	1.399	0.2968
Oxígeno (O ₂)	32	0.9185	0.6585	1.395	0.2598
Propano (C ₃ H ₈)	44.094	1.6683	1.4799	1.127	0.1886
Dióxido de azufre (SO ₂)	64.07	0.6225	0.4927	1.263	0.1298
Vapor de agua (H ₂ O)	18.016	1.8646	1.4033	1.329	0.4615
Xenón (Xe)	131.3	0.1582	0.0950	1.666	0.0633

Tablas de Propiedades de Aire a Bajas Presiones.

Tabla 7 Propiedades de Aire a Bajas Presiones

T K	h kJ/kg	p_r	u kJ/kg	v_r	ϕ kJ/kg · K
100	99.76	0.029 90	71.06	2230	1.4143
110	109.77	0.041 71	78.20	1758.4	1.5098
120	119.79	0.056 52	85.34	1415.7	1.5971
130	129.81	0.074 74	92.51	1159.8	1.6773
140	139.84	0.096 81	99.67	964.2	1.7515
150	149.86	0.123 18	106.81	812.0	1.8206
160	159.87	0.154 31	113.95	691.4	1.8853
170	169.89	0.190 68	121.11	594.5	1.9461
180	179.92	0.232 79	128.28	515.6	2.0033
190	189.94	0.281 14	135.40	450.6	2.0575
200	199.96	0.3363	142.56	396.6	2.1088
210	209.97	0.3987	149.70	351.2	2.1577
220	219.99	0.4690	156.84	312.8	2.2043
230	230.01	0.5477	163.98	280.0	2.2489
240	240.03	0.6355	171.15	251.8	2.2915
250	250.05	0.7329	178.29	227.45	2.3325
260	260.09	0.8405	185.45	206.26	2.3717
270	270.12	0.9590	192.59	187.74	2.4096
280	280.14	1.0889	199.78	171.45	2.4461
290	290.17	1.2311	206.92	157.07	2.4813
300	300.19	1.3860	214.09	144.32	2.5153
310	310.24	1.5546	221.27	132.96	2.5483
320	320.29	1.7375	228.45	122.81	2.5802
330	330.34	1.9352	235.65	113.70	2.6111
340	340.43	2.149	242.86	105.51	2.6412
350	350.48	2.379	250.05	98.11	2.6704

Tabla 7 Propiedades de Aire a Bajas Presiones (continuación)

T K	h kJ/kg	p_r	u kJ/kg	v_r	ϕ kJ/kg
360	360.58	2.626	257.23	91.40	2.6987
370	370.67	2.892	264.47	85.31	2.7264
380	380.77	3.176	271.72	79.77	2.7534
390	390.88	3.481	278.96	74.71	2.7796
400	400.98	3.806	286.19	70.07	2.8052
410	411.12	4.153	293.45	65.83	2.8302
420	421.26	4.522	300.73	61.93	2.8547
430	431.43	4.915	308.03	58.34	2.8786
440	441.61	5.332	315.34	55.02	2.9020
450	451.83	5.775	322.66	51.96	2.9249
460	462.01	6.245	329.99	49.11	2.9473
470	472.25	6.742	337.34	46.48	2.9693
480	482.48	7.268	344.74	44.04	2.9909
490	492.74	7.824	352.11	41.76	3.0120
500	503.02	8.411	359.53	39.64	3.0328
510	513.32	9.031	366.97	37.65	3.0532
520	523.63	9.684	374.39	35.80	3.0733
530	533.98	10.372	381.88	34.07	3.0930
540	544.35	11.097	389.40	32.45	3.1124
550	554.75	11.858	396.89	30.92	3.1314
560	565.17	12.659	404.44	29.50	3.1502
570	575.57	13.500	411.98	28.15	3.1686
580	586.04	14.382	419.56	26.89	3.1868
590	596.53	15.309	427.17	25.70	3.2047
600	607.02	16.278	434.80	24.58	3.2223
610	617.53	17.297	442.43	23.51	3.2397
620	628.07	18.360	450.13	22.52	3.2569
630	638.65	19.475	457.83	21.57	3.2738
640	649.21	20.64	465.55	20.674	3.2905
650	659.84	21.86	473.32	19.828	3.3069
660	670.47	23.13	481.06	19.026	3.3232
670	681.15	24.46	488.88	18.266	3.3392
680	691.82	25.85	496.65	17.543	3.3551
690	702.52	27.29	504.51	16.857	3.3707
700	713.27	28.80	512.37	16.205	3.3861
710	724.01	30.38	520.26	15.585	3.4014
720	734.20	31.92	527.72	15.027	3.4156
730	745.62	33.72	536.12	14.434	3.4314
740	756.44	35.50	544.05	13.900	3.4461
750	767.30	37.35	552.05	13.391	3.4607
760	778.21	39.27	560.08	12.905	3.4751
770	789.10	41.27	568.10	12.440	3.4894
780	800.03	43.35	576.15	11.998	3.5035
790	810.98	45.51	584.22	11.575	3.5174
800	821.94	47.75	592.34	11.172	3.5312
810	832.96	50.08	600.46	10.785	3.5449
820	843.97	52.49	608.62	10.416	3.5584
830	855.01	55.00	616.79	10.062	3.5718
840	866.09	57.60	624.97	9.724	3.5850
850	877.16	60.29	633.21	9.400	3.5981
860	888.28	63.09	641.44	9.090	3.6111
870	899.42	65.98	649.70	8.792	3.6240
880	910.56	68.98	658.00	8.507	3.6367

Tabla 7 Propiedades de Aire a Bajas Presiones (continuación)

T K	h kJ/kg	p_r	u kJ/kg	v_r	ϕ kJ/kg · K
890	921.75	72.08	666.31	8.233	3.6493
900	932.94	75.29	674.63	7.971	3.6619
910	944.15	78.61	682.98	7.718	3.6743
920	955.38	82.05	691.33	7.476	3.6865
930	966.64	85.60	699.73	7.244	3.6987
940	977.92	89.28	708.13	7.020	3.7108
950	989.22	93.08	716.57	6.805	3.7227
960	1000.53	97.00	725.01	6.599	3.7346
970	1011.88	101.06	733.48	6.400	3.7463
980	1023.25	105.24	741.99	6.209	3.7580
990	1034.63	109.57	750.48	6.025	3.7695
1000	1046.03	114.03	759.02	5.847	3.7810
1020	1068.89	123.12	775.67	5.521	3.8030
1040	1091.85	133.34	793.35	5.201	3.8259
1060	1114.85	143.91	810.61	4.911	3.8478
1080	1137.93	155.15	827.94	4.641	3.8694
1100	1161.07	167.07	845.34	4.390	3.8906
1120	1184.28	179.71	862.85	4.156	3.9116
1140	1207.54	193.07	880.37	3.937	3.9322
1160	1230.90	207.24	897.98	3.732	3.9525
1180	1254.34	222.2	915.68	3.541	3.9725
1200	1277.79	238.0	933.40	3.362	3.9922
1220	1301.33	254.7	951.19	3.194	4.0117
1240	1324.89	272.3	969.01	3.037	4.0308
1260	1348.55	290.8	986.92	2.889	4.0497
1280	1372.25	310.4	1004.88	2.750	4.0684
1300	1395.97	330.9	1022.88	2.619	4.0868
1320	1419.77	352.5	1040.93	2.497	4.1049
1340	1443.61	375.3	1059.03	2.381	4.1229
1360	1467.50	399.1	1077.17	2.272	4.1406
1380	1491.43	424.2	1095.36	2.169	4.1580
1400	1515.41	450.5	1113.62	2.072	4.1753
1420	1539.44	478.0	1131.90	1.9808	4.1923
1440	1563.49	506.9	1150.23	1.8942	4.2092
1460	1587.61	537.1	1168.61	1.8124	4.2258
1480	1611.80	568.8	1187.03	1.7350	4.2422
1500	1635.99	601.9	1205.47	1.6617	4.2585
1550	1696.63	691.4	1251.78	1.4948	4.2983
1600	1757.55	791.2	1298.35	1.3485	4.3369
1650	1818.70	902.0	1345.17	1.2197	4.3745
1700	1907.39	1025.1	1392.18	1.1065	4.4112
1750	1941.63	1160.5	1439.38	1.0056	4.4469
1800	2003.36	1310.3	1486.76	0.9164	4.4817
1850	2065.27	1475.0	1534.33	0.8370	4.5156
1900	2127.37	1655.4	1582.09	0.7659	4.5487
1950	2182.72	1830.4	1624.91	0.7084	4.5777
2000	2252.06	2067.9	1678.07	0.6449	4.6127
2500	2883.91	5521	2166.41	0.3019	4.8946
3000	3526.54	12 490	2665.55	0.16015	5.1288
3500	4177.22	25 123	3172.71	0.09289	5.3294

Tabla de Freón 12 Saturado.

Tabla 8 Freón 12 Saturado

Temp. °C	Pres. abs. MPa P	Volumen específico m ³ /kg			Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg K		
		Líquido sat. v _f	Evap. v _g	Vapor sat. v _g	Líquido sat. h _f	Evap. h _g	Vapor sat. h _g	Líquido sat. s _f	Evap. s _g	Vapor sat. s _g
-90	0.0028	0.000 608	4.414 937	4.415 545	-43.243	189.618	146.375	-0.2084	1.0352	0.8268
-85	0.0042	0.000 612	3.036 704	3.037 316	-38.968	187.608	148.640	-0.1854	0.9970	0.8116
-80	0.0062	0.000 617	2.137 728	2.138 345	-34.688	185.612	150.924	-0.1630	0.9609	0.7979
-75	0.0088	0.000 622	1.537 030	1.537 651	-30.401	183.625	153.224	-0.1411	0.9266	0.7855
-70	0.0123	0.000 627	1.126 654	1.127 280	-26.103	181.640	155.536	-0.1197	0.8940	0.7744
-65	0.0168	0.000 632	0.840 534	0.841 166	-21.793	179.651	157.857	-0.0987	0.8630	0.7643
-60	0.0226	0.000 637	0.637 274	0.637 910	-17.469	177.653	160.184	-0.0782	0.8334	0.7552
-55	0.0300	0.000 642	0.490 358	0.491 000	-13.129	175.641	162.512	-0.0581	0.8051	0.7470
-50	0.0391	0.000 648	0.382 457	0.383 105	-8.772	173.611	164.840	-0.0384	0.7779	0.7396
-45	0.0504	0.000 654	0.302 029	0.302 682	-4.396	171.558	167.163	-0.0190	0.7519	0.7329
-40	0.0642	0.000 659	0.241 251	0.241 910	-0.000	169.479	169.479	-0.0000	0.7269	0.7269
-35	0.0807	0.000 666	0.194 732	0.195 398	4.416	167.368	171.784	0.0187	0.7027	0.7214
-30	0.1004	0.000 672	0.158 703	0.159 375	8.854	165.222	174.076	0.0371	0.6795	0.7165
-25	0.1237	0.000 679	0.130 487	0.131 166	13.315	163.037	176.352	0.0552	0.6570	0.7121
-20	0.1509	0.000 685	0.108 162	0.108 847	17.800	160.810	178.610	0.0730	0.6352	0.7082
-15	0.1826	0.000 693	0.090 326	0.091 018	22.312	158.534	180.846	0.0906	0.6141	0.7046
-10	0.2191	0.000 700	0.075 946	0.076 646	26.851	156.207	183.058	0.1079	0.5936	0.7014
-5	0.2610	0.000 708	0.064 255	0.064 963	31.420	153.823	185.243	0.1250	0.5736	0.6986
0	0.3086	0.000 716	0.054 673	0.055 389	36.022	151.376	187.397	0.1418	0.5542	0.6960
5	0.3626	0.000 724	0.046 761	0.047 485	40.659	148.859	189.518	0.1585	0.5351	0.6937

Tabla 8 Freón Saturado (continuación)

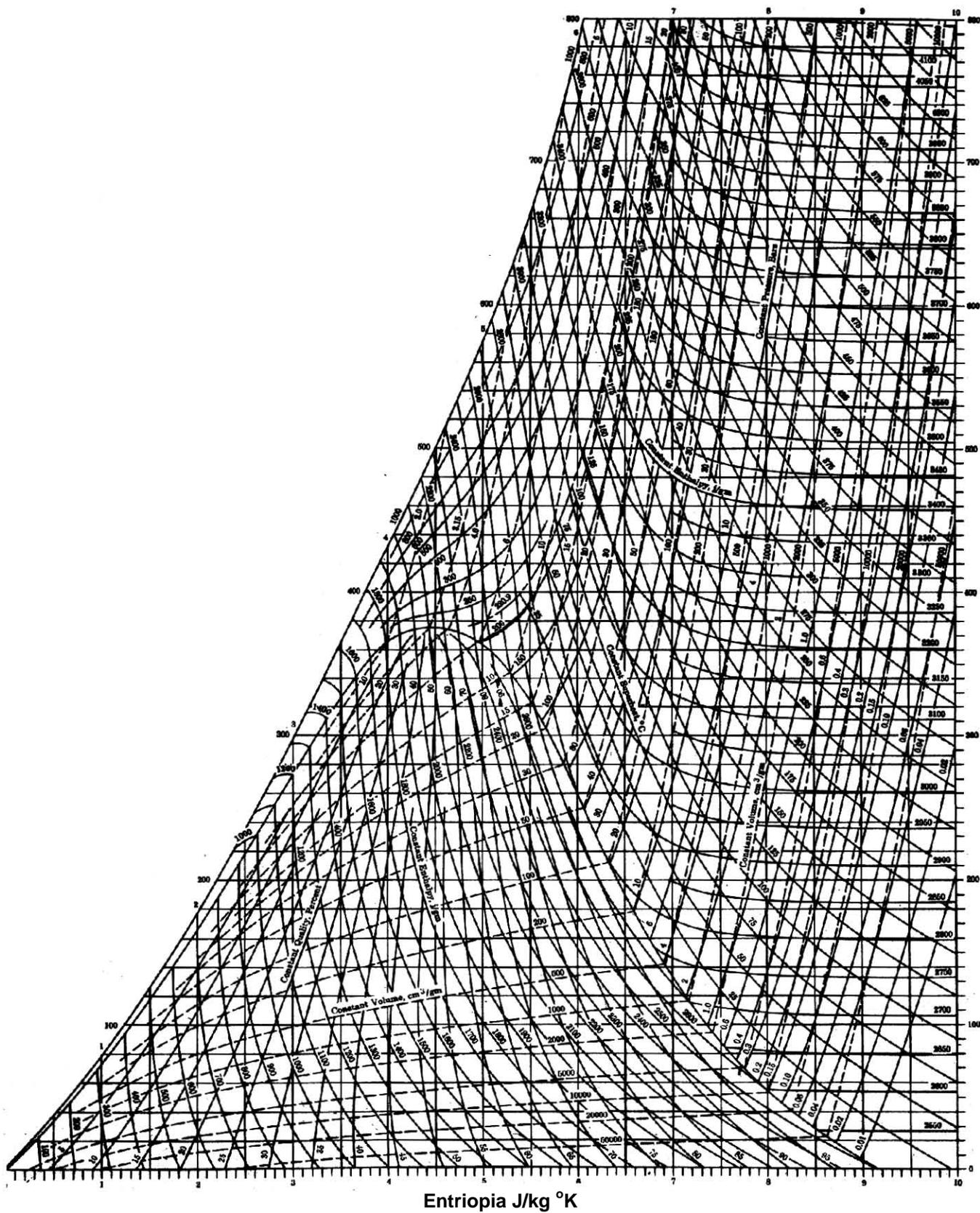
Temp. °C	Pres. abs. MPa P	Volumen específico m ³ /kg			Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg K		
		Líquido sat. v _f	Evap. v _g	Vapor sat. v _g	Líquido sat. h _f	Evap. h _g	Vapor sat. h _g	Líquido sat. s _f	Evap. s _g	Vapor sat. s _g
10	0.4233	0.000 733	0.040 180	0.040 914	45.337	146.265	191.602	0.1750	0.5165	0.6916
15	0.4914	0.000 743	0.034 671	0.035 413	50.058	143.586	193.644	0.1914	0.4983	0.6897
20	0.5673	0.000 752	0.030 028	0.030 780	54.828	140.812	195.641	0.2076	0.4803	0.6879
25	0.6516	0.000 763	0.026 091	0.026 854	59.653	137.933	197.586	0.2237	0.4626	0.6863
30	0.7449	0.000 774	0.022 734	0.023 508	64.539	134.936	199.475	0.2397	0.4451	0.6848
35	0.8477	0.000 786	0.019 855	0.020 641	69.494	131.805	201.299	0.2557	0.4277	0.6834
40	0.9607	0.000 798	0.017 373	0.018 171	74.527	128.525	203.051	0.2716	0.4104	0.6820
45	1.0843	0.000 811	0.015 220	0.016 032	79.647	125.074	204.722	0.2875	0.3931	0.6806
50	1.2193	0.000 826	0.013 344	0.014 170	84.868	121.430	206.298	0.3034	0.3758	0.6792
55	1.3663	0.000 841	0.011 701	0.012 542	90.201	117.565	207.766	0.3194	0.3582	0.6777
60	1.5259	0.000 858	0.010 253	0.011 111	95.665	113.443	209.109	0.3355	0.3405	0.6760
65	1.6988	0.000 877	0.008 971	0.009 847	101.279	109.024	210.303	0.3518	0.3224	0.6742
70	1.8858	0.000 897	0.007 828	0.008 725	107.067	104.255	211.321	0.3683	0.3038	0.6721
75	2.0874	0.000 920	0.006 802	0.007 723	113.058	99.068	212.126	0.3851	0.2845	0.6697
80	2.3046	0.000 946	0.005 875	0.006 821	119.291	93.373	212.665	0.4023	0.2644	0.6667
85	2.5380	0.000 976	0.005 029	0.006 005	125.818	87.047	212.865	0.4201	0.2430	0.6631
90	2.7885	0.001 012	0.004 246	0.005 258	132.708	79.907	212.614	0.4385	0.2200	0.6585
95	3.0560	0.001 056	0.003 508	0.004 563	140.068	71.658	211.726	0.4579	0.1946	0.6526
100	3.3400	0.001 113	0.002 790	0.003 903	148.076	61.768	209.843	0.4788	0.1655	0.6444
105	3.6509	0.001 197	0.002 045	0.003 242	157.085	49.014	206.099	0.5023	0.1296	0.6319
110	3.9784	0.001 364	0.001 098	0.002 462	168.059	28.425	196.484	0.5322	0.0742	0.6064
112	4.1155	0.001 792	0.000 005	0.001 797	174.920	0.151	175.071	0.5651	0.0004	0.5655

Tabla de Freón 12 Sobrecalentado.

Tabla 9 Freón 12 Sobrecalentado (continuación)

Temp. °C	v m ³ /kg	h kJ/kg	s kJ/kg K	v m ³ /kg	h kJ/kg	s kJ/kg K	v m ³ /kg	h kJ/kg	s kJ/kg K
	1.00 MPa			1.20 MPa			1.40 MPa		
50.0	0.018 366	210.162	0.7021	0.014 483	206.661	0.6812			
60.0	0.019 410	217.810	0.7254	0.015 463	214.805	0.7060	0.012 579	211.457	0.6876
70.0	0.020 397	225.319	0.7476	0.016 368	222.687	0.7293	0.013 448	219.822	0.7123
80.0	0.021 341	232.739	0.7689	0.017 221	230.398	0.7514	0.014 247	227.891	0.7355
90.0	0.022 251	240.101	0.7895	0.018 032	237.995	0.7727	0.014 997	235.766	0.7575
100.0	0.023 133	247.430	0.8094	0.018 812	245.518	0.7931	0.015 710	243.512	0.7785
110.0	0.023 993	254.743	0.8287	0.019 567	252.993	0.8129	0.016 393	251.170	0.7988
120.0	0.024 835	262.053	0.8475	0.020 301	260.441	0.8320	0.017 053	258.770	0.8183
130.0	0.025 661	269.369	0.8659	0.021 018	267.875	0.8507	0.017 695	266.334	0.8373
140.0	0.026 474	276.699	0.8839	0.021 721	275.307	0.8689	0.018 321	273.877	0.8558
150.0	0.027 275	284.047	0.9015	0.022 412	282.745	0.8867	0.018 934	281.411	0.8738
160.0	0.028 068	291.419	0.9187	0.023 093	290.195	0.9041	0.019 535	288.946	0.8914
	1.60 MPa			1.80 MPa			2.00 MPa		
70.0	0.011 208	216.650	0.6959	0.009 406	213.049	0.6794			
80.0	0.011 984	225.177	0.7204	0.010 187	222.198	0.7057	0.008 704	218.859	0.6909
90.0	0.012 698	233.390	0.7433	0.010 884	230.835	0.7298	0.009 406	228.056	0.7166
100.0	0.013 366	241.397	0.7651	0.011 526	239.155	0.7524	0.010 035	236.760	0.7402
110.0	0.014 000	249.264	0.7859	0.012 126	247.264	0.7739	0.010 615	245.154	0.7624
120.0	0.014 608	257.035	0.8059	0.012 697	255.228	0.7944	0.011 159	253.341	0.7835
130.0	0.015 195	264.742	0.8253	0.013 244	263.094	0.8141	0.011 676	261.384	0.8037
140.0	0.015 765	272.406	0.8440	0.013 772	270.891	0.8332	0.012 172	269.327	0.8232
150.0	0.016 320	280.044	0.8623	0.014 284	278.642	0.8518	0.012 651	277.201	0.8420
160.0	0.016 864	287.669	0.8801	0.014 784	286.364	0.8698	0.013 116	285.027	0.8603
170.9	0.017 398	295.290	0.8975	0.015 272	294.069	0.8874	0.013 570	292.822	0.8781
180.0	0.017 923	302.914	0.9145	0.015 752	301.767	0.9046	0.014 013	300.598	0.8955
	2.50 MPa			3.00 MPa			3.50 MPa		
90.0	0.006 595	219.562	0.6823						
100.0	0.007 264	229.852	0.7103	0.005 231	220.529	0.6770			

Figura 8. Diagrama T – s del Agua.



CONCLUSIONES.

En este mundo globalizado y de rápidos cambios que se dan en todos los niveles hacen necesario también que cambien y se adecuen los planes y programas de estudio.

Es por esto la creación de nuevas materias y adecuación de otras, se requiere contar también de nuevos medios que faciliten el proceso de enseñanza – aprendizaje.

Esta guía de apuntes apoyará a la asignatura de Aplicaciones de Propiedades de la Materia de la siguiente forma:

- El texto está escrito de forma simple.
- Permite al alumno tener un medio físico que contemple todo el contenido del curso.
- Los ejemplos son sencillos y claros para permitir al alumno una mejor comprensión de los mismos.
- Una mejor comprensión de los ejemplos y conjuntamente con la aplicación de los conceptos, hará que el alumno tenga confianza en la resolución de problemas que el mismo realice como complemento a esta guía de apuntes.
- El tener y estudiar esta guía por parte del alumno, permitirá que él sea más participativo en el aula al tener los conocimientos requeridos para la materia.
- Se establecerá un dialogo maestro – alumno más que un monólogo por parte del maestro.
- Se podrá llevar un curso mas ágil y ameno eliminando la pesadez que se hace al estar en un curso en el que no se comprende en su totalidad lo que el maestro quiere dar a conocer.

La guía de apuntes no pretende ni sustituir a maestro, así como tampoco desplazar a los libros que se tomaron como base para su realización. Sino todo lo contrario, es un medio en el que están plasmados contenidos de libros, manuales de prácticas de laboratorios del área Térmica y Fluidos, así como apuntes de los maestros con los que tuvimos el privilegio de cursar sus asignaturas, en especial al Ing. Teresa Celia Moreno Bañuelos y al Ing. Everardo Esquivel Sánchez ya que su enseñanza sirve como punto inicial para esta guía de apuntes.

Bibliografía

Básica:

- Manrique, J.A. (2005) *Termodinámica*. Tercera edición, México D.F. Alfa Omega.
- Burghardt, M.D. (1984) *Ingeniería Termodinámica*. Segunda Edición, México D.F. Harla.
- Cengel, Y.; Boles, M. (2006) *Termodinámica*. Quinta edición, México D.F. Mc Graw-Hill.

Complementaria:

- Huang, F.F. (1985) *Ingeniería Termodinámica. Fundamentos y Aplicaciones*. Tercera impresión, México D.F. Continental.
- Wilson, J.D. (1996) *Física*. Segunda edición, Estado de México, Prentice Hall Hispanoamericana.
- Torregrosa, A.; Galindo, J.; Climent, H. (2004) *Ingeniería Térmica. Fundamentos de Termodinámica*. México D.F. Alfa Omega.
- Severns, W.; Degler, H.; Miles, J. (1980) *Energía Mediante Vapor Aire o Gas*. Primera reimpresión, México D.F. Reverte.
- Van, G.; Sonntag, R. (1982) *Fundamentos de Termodinámica*. Decima Reimpresión, México D.F. Limusa.
- Moreno, T.C. (2008) *Apuntes de Termodinámica*. Estado de México, Universidad Nacional Autónoma de México – F.E.S. Aragón.
- Esquivel E. (2008) *Apuntes de Termodinámica*. Estado de México, Universidad Nacional Autónoma de México – F.E.S. Aragón.
- Laboratorio de Maquinas Térmicas (2008) *Practica # 7 Compresores*. Estado de México, Universidad Nacional Autónoma de México – F.E.S. Aragón.
- Viejo, M. (1979) *Bombas. Teoría, Diseño y Aplicaciones*. Segunda Edición, México D.F. Limusa.
- Karassik, I.J. (1980) *Bombas Centrifugas. Selección, Operación y Mantenimiento*. Novena Reimpresión, México D.F. Continental.
- Greene, R. (1996) *Compresores. Selección, Uso y Mantenimiento*. México D.F. Mc Graw-Hill.
- Mataix, C. (2007) *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Segunda Edición, México D.F. Alfa Omega.
- Sotelo, G. (2000) *Hidráulica General. Volumen 1 Fundamentos*. Vigésimotercera reimpresión México D.F. Limusa.