

GUIA DE OBSERVACIÓN PARA EXPOSICIÓN INDIVIDUAL Y/O POR EQUIPO

DOCENTE: Joel Francisco Pava Chipol		ASIGNATURA: Termodinamica		
DATOS GENERALES DEL PROCESO DE EVALUACIÓN				
PERIODO: Agosto - Diciembre 2025			UNIDAD:	
TEMA:		FECHA DE PRESENTACIÓN:		
INSTRUCCIÓN				
Revisar los documentos o actividades que se solicitan y marque en los apartados "SI" cuando la evidencia a evaluar se cumple; en caso contrario marque "NO". En la columna "OBSERVACIONES" ocúpela cuando tenga que hacer comentarios referentes a lo observado.				
VALOR DEL REACTIVO	CARACTERÍSTICA A CUMPLIR (REACTIVO)	CUMPLE		OBSERVACIONES
		SI	NO	
10%	Puntualidad: para iniciar y concluir la exposición.			
10%	Esquema de diapositiva. Colores y tamaño de letra apropiada. Sin saturar las diapositivas de texto. Portada: Nombre de la escuela (logotipo), Carrera, Asignatura, Profesor, Alumnos, Matricula, Grupo, Lugar y fecha de entrega.			
5%	Ortografía: (cero errores ortográficos).			
10%	Exposición. a. Utiliza las diapositivas como apoyo, no lectura total			
20%	b. Desarrollo del tema fundamentado y con una secuencia estructurada.			
10%	c. Organización de los integrantes del equipo.			
5%	d. Expresión no verbal (gestos, miradas y lenguaje corporal).			
30%	Preparación de la exposición. Dominio del tema. Habla con seguridad.			
100%	CALIFICACIÓN			
INTEGRANTES		EQUIPO: _____		

LISTA DE COTEJO DE INVESTIGACION DOCUMENTAL

DOCENTE: Joel Francisco Pava Chipol		ASIGNATURA: Termodinamica		
PERIODO: Agosto - Diciembre 2025		UNIDAD:		
DATOS GENERALES DEL PROCESO DE EVALUACIÓN				
NOMBRE DEL ALUMNO O NUMERO DEL EQUIPO:				
TEMA:		FECHA DE ENTREGA:		
INSTRUCCIONES				
Revisar las actividades que se solicitan y marque en los apartados "SI" cuando la evidencia se cumple; en caso contrario marque "NO". En la columna "OBSERVACIONES" indicaciones que puedan ayudar al alumno a saber cuáles son las condiciones no cumplidas, si fuese necesario.				
VALOR DEL REACTIVO	CARACTERÍSTICA A CUMPLIR (REACTIVO)	CUMPLE		OBSERVACIONES
		SI	NO	
10%	Presentación El trabajo cumple con los requisitos de: <ul style="list-style-type: none"> a. Buena presentación b. Mismo formato (letra arial 14 para títulos con negritas y contenido arial 12, texto justificado) c. Limpieza y orden d. Ortografía (El documento es redactado de forma correcta sin faltas de ortografía) 			
30%	Ideas relevantes: Presenta el contenido más relevante del tema abordado, se centra en la idea principal y compara información de referencias formales de mínimo tres autores.			
10%	Imágenes y gráficos de apoyo: Presenta imágenes, fotografías, tablas, gráficos de apoyo o fórmulas que respalden la información presentada.			
30%	Coherencia y cohesión: Maneja el lenguaje técnico apropiado y presenta en todo el documento coherencia y secuencia entre párrafo.			
10%	Referencias bibliográficas: De fuentes formales y citadas al final del documento de forma correcta.			
10%	Responsabilidad: Entregó el resumen en la fecha y hora señalada.			
100%	CALIFICACIÓN			

EXÁMENES



INSTITUTO TECNOLÓGICO SUPERIOR DE
SAN ANDRÉS TUXTLA



SIMULACIÓN DE PISTÓN

Nombres

Juan Isaac Copete Minquiz - 241U0084

Ángel Alexander Rosas Aparicio - 241U0123

Juan Cota Sixtega - 241U0086

Christofer Linarez Anota - 241U0104

Raquel Yamilet Constantino Mendoza - 241U0083

Carrera

Ingeniería electromecánica

Semestre y grupo

302 B

Nombre del docente

Joel Francisco Pava Chipol

Asignatura

Tecnología de los materiales

Fecha

13/10/25

Lugar

San Andrés Tuxtla Ver.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
PISTÓN	1
MATERIALES DE FABRICACIÓN DE UN PISTÓN	1
CONDICIONES TÉRMICAS DE TRABAJO DE UN PISTÓN	2
ANÁLISIS DE SIMULACIÓN	2
1. SELECCIÓN DEL MATERIAL	2
2. APLICACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA	2
3. RESULTADOS DE TEMPERATURA	3
CONCLUSIÓN	4
BIBLIOGRAFÍA ELECTRÓNICA	5

INTRODUCCIÓN

En este reporte se informará acerca de la realización de una simulación térmica de un pistón en Fusion 360. El objetivo de la simulación es ver la distribución de calor en el pistón de acuerdo al material y temperatura utilizados.

Posteriormente los resultados obtenidos se analizarán por medio de la gráfica de colores dada por el estudio.

PISTÓN

En los motores de combustión, el pistón es la parte móvil dentro del cilindro, por lo que constituye la pared móvil de la cámara de combustión (figura 1). La función principal del pistón es transmitir la energía de los gases de la combustión al cigüeñal mediante un movimiento alternativo dentro del cilindro. Dicho movimiento se copia en el pie de biela, pero se transforma a lo largo de la biela hasta llegar a su cabeza al muñón del cigüeñal, en donde dicha energía se ve utilizada al movilizar dicho cigüeñal. De esta forma el pistón hace de guía al pie de biela en su movimiento alternativo.

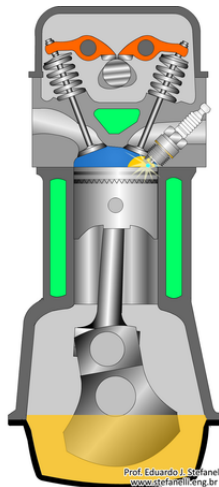


Fig. 1 Pistón dentro de motor de combustión interna de cuatro tiempos.

MATERIALES DE FABRICACIÓN DE UN PISTÓN

Los materiales con los que se fabrican los pistones suelen ser aleaciones de aluminio o de magnesio. Es frecuente el empleo de alpax, que es una aleación de aluminio y silicio, que disminuye el coeficiente de dilatación térmica y aumenta la dureza y la conductividad térmica. También pueden alearse otros metales como el cobre y el níquel. El empleo de hierro fundido o acero está casi en desuso y aún puede encontrarse en algunos motores industriales, motores de pistones radiales de aviación...

Los pistones convencionales suelen fabricarse en fundición y son colados en arena o en coquilla, mecanizándose posteriormente para obtener una geometría precisa y después son sometidos a diferentes tratamientos térmicos, como el templado, con el fin de aumentar su resistencia. En motores de altas prestaciones o que alcanzan grandes presiones y temperaturas en la cámara de combustión se fabrican forjados para aumentar la resistencia mecánica.

CONDICIONES TÉRMICAS DE TRABAJO DE UN PISTÓN

Las condiciones térmicas de trabajo de un pistón son de alta temperatura y alta presión, con temperaturas instantáneas que pueden superar los 2500 °K durante la combustión, aunque la temperatura promedio de la cabeza del pistón suele oscilar entre 250 y 400 °C, dependiendo del tipo de motor. Estas altas temperaturas exigen un diseño y materiales que puedan resistir el estrés térmico y la dilatación desigual para evitar fallos, y un sistema de enfriamiento es esencial para mantener el motor dentro de su rango de operación eficiente.

ANÁLISIS DE SIMULACIÓN

1. Selección de material

De acuerdo a los materiales de fabricación mencionados anteriormente, para la simulación se utilizó una aleación de aluminio de alta resistencia (figura 2), ya que es uno de los más utilizados en pistones por su ligereza y su excelente capacidad para disipar el calor.

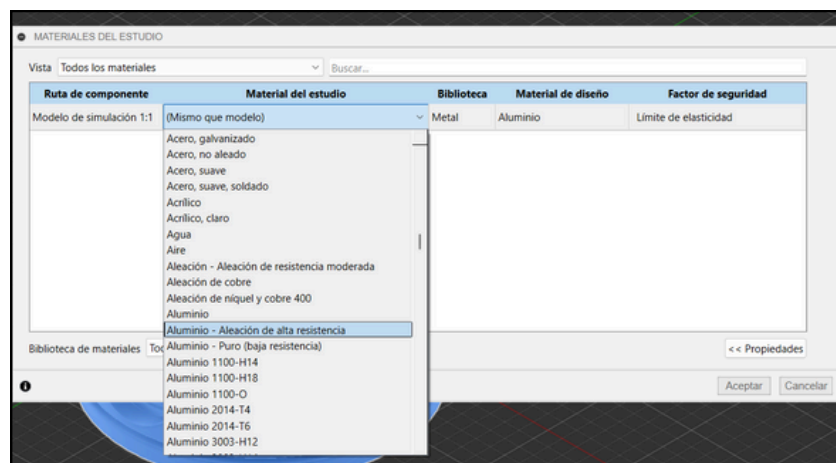


Fig. 2 Selección de aleación de aluminio como material de estudio.

2. Aplicación de la carga térmica

La carga térmica se aplicó únicamente en la cabeza del pistón (figura 3), de esta forma se simula la combustión de la mezcla aire-combustible dentro del cilindro. La carga aplicada fue de 300 °C, que es la temperatura promedio de trabajo en la mayoría de motores.

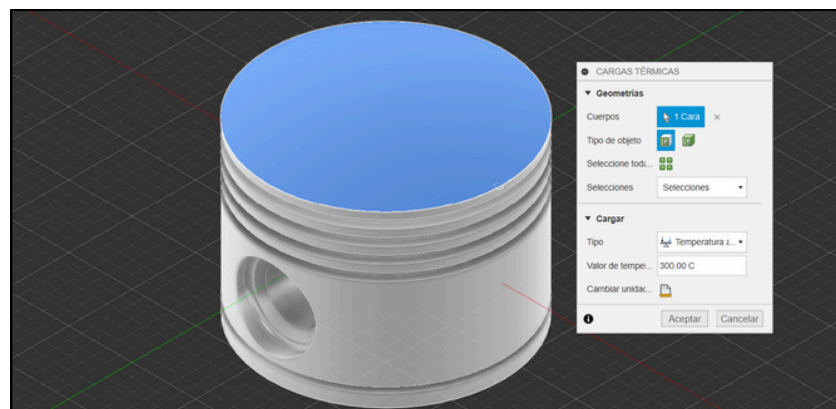


Fig. 3 Aplicación de 300 °C en la cabeza del pistón.

3. RESULTADOS DE TEMPERATURA

Los resultados obtenidos arrojaron una temperatura mínima de 250 °C y una máxima de 300 °C. En la figura 4 podemos ver, por medio del color rojo, como se concentran los 300 °C en la cabeza del pistón, mientras que la temperatura en los segmentos de anillos baja gradualmente de 290 a 270° C y por ende se tornan en una tonalidad verde y amarilla. Finalmente la temperatura llega los 250 °C en las faldas del pistón, el cual es visible totalmente en color azul.

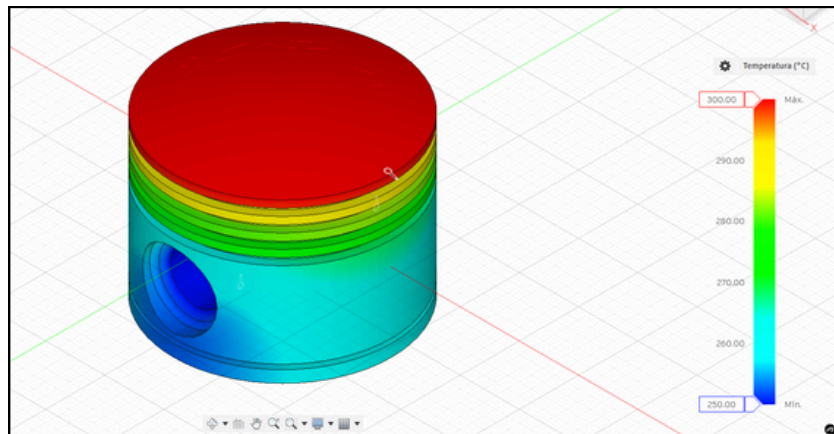


Fig. 4 Distribución de temperatura en el pistón.

En la figura 5 se puede observar la sección transversal del pistón con la distribución de temperatura explicada anteriormente.

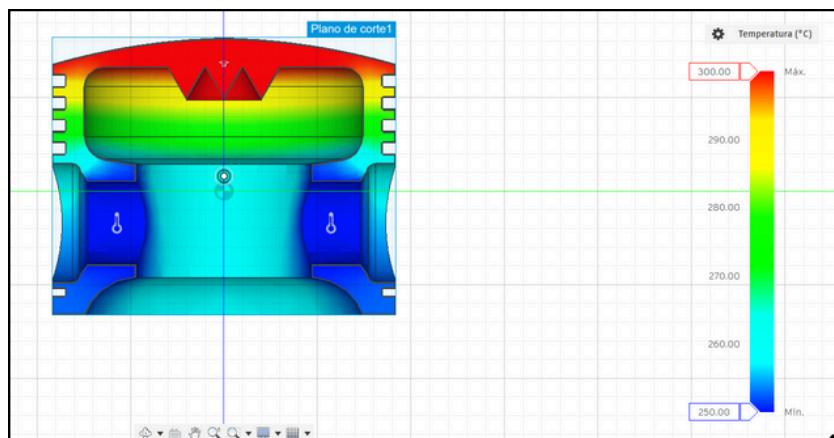


Fig. 5 Corte transversal del pistón.

CONCLUSIÓN

Al investigar el rango de trabajo y materiales de fabricación del pistón y al aplicarlos a la simulación, el resultado fue una buena capacidad de distribución de calor en toda la geometría del pistón. El resultado se apega a los lineamientos de trabajo de los motores de combustión interna, ya que en estos se busca la rápida disipación de calor para evitar sobrecalentamientos y gripajes.

Bibliografía electrónica

De Jesus Mariaca, Y., Alberto, R. P. L., & Erick, F. A. (2020, 19 noviembre). Análisis termoestructural de un pistón de motor de combustión interna con recubrimiento térmico.

<https://cathi.uacj.mx/handle/20.500.11961/15153>

colaboradores de Wikipedia. (2025, 15 febrero). Pistón. Wikipedia, la Enciclopedia Libre.

<https://es.wikipedia.org/wiki/Pist%C3%B3n#:~:text=El%20pist%C3%B3n%20es%20una%20pieza,durante%20el%20desarrollo%20del%20ciclo.>

Stefanelli, E. J. (2017, 5 diciembre). Motor de cuatro tiempos encendido por chispa - Ciclo Otto | Prof. Eduardo J. Stefanelli. Prof. Eduardo J. Stefanelli. <https://www.stefanelli.eng.br/es/ciclo-otto-motor-cuatro-tiempos/>



**INSTITUTO TECNOLÓGICO SUPERIOR
DE SAN ANDRÉS TUXTLA**



EQUIPO:

Kimberly Guadalupe Martínez Caldelas

María Concepción Tome Ambros

Gibran Gael Baxin Báez

Christopher Villegas Cabañas

CARRERA: Ingeniería electromecánica

DOCENTE: Joel Francisco Pava Chipol

MATERIA: Termodinámica

UNIDAD: 2

GRUPO: 302-B

FECHA: 13-octubre-2025

INTRODUCCION:

Un pistón es una pieza que forma parte del mecanismo de funcionamiento de un motor. También conocido como émbolo, se trata de un elemento que se mueve de forma alternativa dentro de un cilindro para interactuar con un fluido.

el análisis térmico del pistón es importante desde diferentes perspectivas. Primero, por razones de diseño la temperatura más alta de cualquier punto en el pistón no debe exceder más del 66% de la temperatura del punto de fusión de la aleación. Esta temperatura límite para la aleación actual del pistón del motor es de aproximadamente 640 K. La distribución de temperatura conduce a deformaciones y esfuerzos térmicos. La deformación térmica del pistón tiene un papel importante en el diseño del faldón del pistón, que tiene el potencial de reducir la fricción y el golpeteo en el pistón, fenómeno resultado de un aumento en la holgura entre el pistón y la camisa del cilindro causando un desalineamiento en la carrera del pistón

Es importante calcular la distribución de temperatura del pistón para controlar las deformaciones y esfuerzos térmicos dentro de niveles aceptables. La mayoría de los pistones del motor de combustión interna están hechos de una aleación de aluminio que tiene un coeficiente de expansión térmica, 80% mayor que el cilindro de material de hierro fundido, esto conduce a algunas diferencias en el funcionamiento y los ajustes del diseño. Por lo tanto, el análisis del comportamiento térmico del pistón es extremadamente crucial en el diseño de un motor más eficiente. Debido a las dificultades prácticas implicadas en la medición de la temperatura y las velocidades de transferencia de calor en diferentes lugares del pistón y del revestimiento, es importante calcular la distribución de temperatura del pistón para controlar los esfuerzos y deformaciones dentro de niveles aceptables. La distribución de la temperatura nos permite optimizar los aspectos térmicos del diseño del pistón a un costo menor, antes de la primera construcción del prototipo, para ello es necesario adoptar métodos analíticos y numéricos para evaluar las velocidades de transferencia de calor a través del pistón bajo diferentes condiciones

en este aspecto son útiles las tecnologías de la computación como herramientas de simulación de fenómenos naturales mediante leyes físicas plasmadas como expresiones matemáticas

CONDICIONES TERMICAS Y TIPOS DE MATERIALES DE FABRICACION DEL PISTON

Fabricados con aluminio, los pistones se instalan en el cilindro a través de anillos con flexibilidad, que le permiten realizar sus movimientos. Gracias a los pistones, el fluido que se halla en el cilindro debe cambiar su volumen y presión, pudiéndose convertir dichas modificaciones en movimiento.

El calentamiento es grave y las condiciones de disipación de calor son muy malas, por lo que la temperatura del pistón es muy alta durante el funcionamiento, la parte superior llega a 600-700K y la distribución de temperatura es muy desigual; la parte superior del pistón está sujeta a la presión del gas es muy grande, especialmente la presión de la carrera de trabajo es la mayor.

El motor de gasolina alcanza de 3 a 5 MPa y el motor diésel de 6 a 9 MPa, lo que hace que el pistón impacte y soporte el efecto de la presión lateral; el pistón se mueve a alta velocidad en el movimiento alternativo del cilindro ($8 \sim 12$ m/s), y la velocidad cambia constantemente, lo que produce una gran fuerza de inercia, lo que hace que el pistón esté sujeto a una gran carga adicional.

Cuando el pistón funciona en condiciones tan duras, se deformará y acelerará el desgaste, y también generará carga adicional y estrés térmico y, al mismo tiempo, el gas lo corroerá químicamente

La inspección del pistón consiste principalmente en medir el diámetro del faldón, la altura de la ranura del anillo del pistón y el tamaño del orificio del asiento del pasador del pistón:

1. La selección del pistón debe determinarse de acuerdo con el tamaño de reparación del cilindro. Generalmente, el valor del tamaño ampliado está marcado en la parte superior del pistón
2. En la misma serie de comederos para peces, la estructura de los pistones no es necesariamente la misma. Por tanto, a la hora de adquirir pistones, se deben seleccionar los tipos de pistones correspondientes según el tipo de motor. En el mismo motor, misma marca, mismo grupo o Pistones con el mismo código de producto; el mismo modelo debe utilizar pistones con el mismo código de producto para garantizar que la diferencia en diámetro y calidad del pistón no exceda el rango especificado por la fábrica original.

De lo contrario, hará que el motor queme mal, funcione mal y reduzca la economía y la potencia. Por tanto, a la hora de seleccionar pistones, se debe seleccionar el tipo de pistón correspondiente según el tipo de motor.

Temperaturas típicas en operación

- **Corona del pistón (zona superior):** 250 °C a 300 °C, debido al contacto directo con gases de combustión.
- **Falda del pistón (zona lateral):** 100 °C a 150 °C, influenciada por la fricción con el cilindro y transferencia de calor desde la corona.
- **Bulón o pasador del pistón:** 80 °C a 120 °C, dependiendo del sistema de lubricación y disipación térmica.

Mecanismos de disipación térmica

- **Transferencia de calor por conducción:** Desde la corona hacia el cuerpo del pistón y luego al cilindro.
- **Lubricación:** El aceite ayuda a disipar calor desde la falda y el bulón.
- **Diseño estructural:** Algunos pistones incluyen *galerías de enfriamiento internas* para mejorar la disipación.

Consideraciones de diseño térmico

- **Distribución de temperatura:** Se modela mediante simulaciones FEA y CFD para evitar puntos calientes y fatiga térmica.
- **Dilatación térmica:** Se debe considerar para mantener tolerancias adecuadas entre el pistón y el cilindro.
- **Fatiga térmica y mecánica:** El pistón debe resistir ciclos térmicos repetitivos sin deformarse ni agrietarse.

Materiales principales

- **Aluminio**
 - *Ventajas:* Ligero, buen conductor térmico, fácil de mecanizar.
 - *Aplicaciones:* Pistones en motores de automóviles, motocicletas y maquinaria ligera.
 - *Propiedades clave:*
 - Baja densidad → reduce la masa oscilante.
 - Buena disipación de calor → mejora la eficiencia térmica.
 - Suficiente resistencia mecánica para soportar presiones de combustión.
- **Aleaciones de aluminio-silicio**

- **Ventajas:** Mayor resistencia al desgaste y mejor estabilidad dimensional.
- **Aplicaciones:** Pistones sometidos a mayores exigencias térmicas y mecánicas.
- **Propiedades clave:**
 - El silicio mejora la dureza y reduce la expansión térmica.
 - Se emplean tratamientos térmicos para optimizar el rendimiento.

- **Acero**

- **Ventajas:** Alta resistencia mecánica y térmica.
- **Aplicaciones:** Motores de alto rendimiento, diésel pesado, aeronáutica.
- **Desventajas:** Mayor peso → requiere compensaciones en diseño y balance del motor

- **Recubrimientos cerámicos:** Aplicados como *barreras térmicas* para reducir la transferencia de calor hacia el cuerpo del pistón.

Tabla 1. Propiedades de las barreras térmicas (recubrimientos cerámicos)

Material	Módulo de Young (GPa)	Coefficiente de Poisson	Conductividad térmica (W/m °C)	Coefficiente de expansión térmica (1/°C)
<i>NiCoCrAlY</i>	90	0.27	16.1	12×10^{-6}
<i>ZrO₂-8%Y₂O₃</i>	205	0.25	2.12	11.5×10^{-6}
<i>3Al₂O₃-2SiO₂</i>	30	0.238	3.3	5.3×10^{-6}
<i>La₂Zr₂O₇</i>	237	0.28	1.5	9.7×10^{-6}

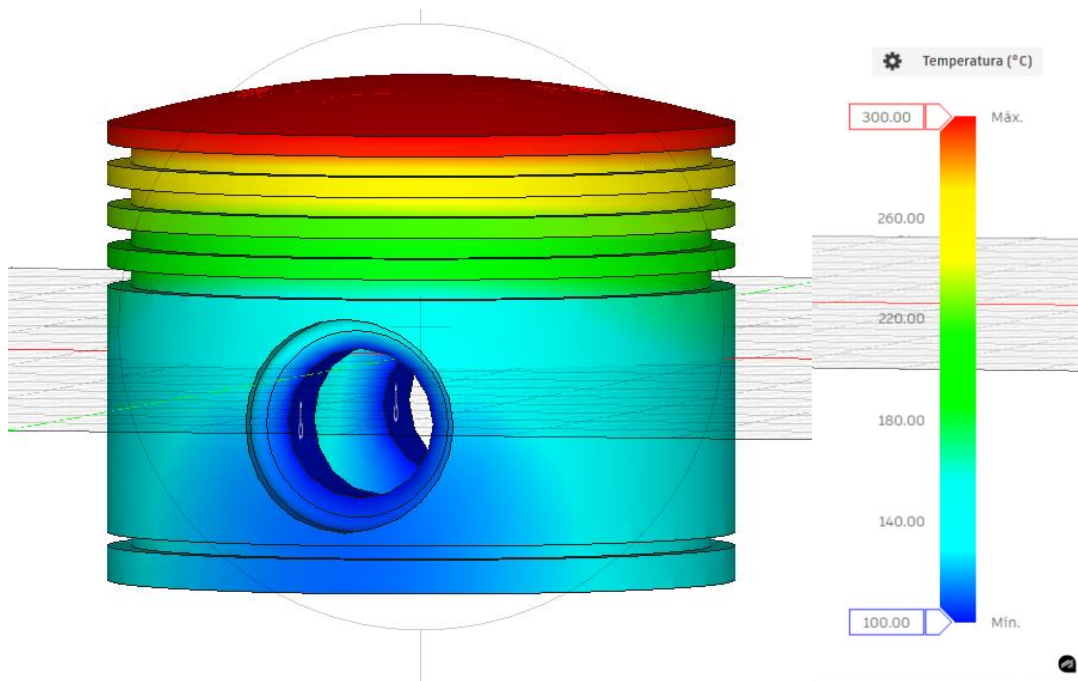
Tabla 2. Propiedades del material del pistón

Propiedad	Valor
Conductividad térmica	165 W/m °C
Coefficiente de expansión térmica	$2.3 \times 10^{-5} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$
Calor específico	875 J/Kg °C
Densidad	2770 Kg/m ³
Módulo de Young	$7.1 \times 10^4 \text{ MPa}$
Coefficiente de Poisson	0.34
Límite elástico	280 MPa
Esfuerzo último	310 MPa

DESCRIPCION DEL MODELO:

El modelo corresponde a un pistón metálico, compuesto por un cuerpo principal con aletas o anillos de compresión y un orificio central para el pasador del pistón. La simulación fue realizada aplicando condiciones de frontera térmicas con temperaturas máximas en la cabeza del pistón (zona de combustión) y temperaturas mínimas en la parte inferior (zona de contacto con la biela o refrigerada por el aceite).

- **Rango de temperatura analizado:** 100 °C – 300 °C
- **Máxima temperatura (color rojo):** 300 °C
- **Mínima temperatura (color azul):** 100 °C



Resultados y análisis

La distribución de temperatura se observa mediante un gradiente de color:

- **Zona superior (roja, 300 °C):** Corresponde a la cabeza del pistón, donde se produce la combustión del combustible y la transferencia directa de calor por convección y radiación desde los gases calientes. Esta zona es la más crítica térmicamente, ya que soporta las mayores temperaturas y esfuerzos térmicos.
- **Zona intermedia (verde-amarilla, 220–260 °C):** Corresponde a la región de los anillos de compresión, donde la temperatura disminuye debido a la disipación de calor hacia las paredes del cilindro. Aquí

es importante el control térmico para evitar la expansión excesiva del material que podría generar fricción o desgaste prematuro.

- **Zona inferior (azul-celeste, 100–180 °C):**
Es la parte más fría del pistón, correspondiente al área de unión con el pasador y la biela. La baja temperatura indica una adecuada disipación térmica hacia el sistema de lubricación o el cárter del motor, lo cual es favorable para mantener la integridad estructural del conjunto móvil.

El gradiente térmico mostrado refleja un comportamiento esperado y realista de un pistón bajo condiciones normales de operación. Sin embargo, la diferencia de aproximadamente 200 °C entre la cabeza y la base del pistón genera tensiones térmicas internas que deben ser consideradas en el diseño del material (generalmente aluminio con silicio o acero aleado). Un control térmico deficiente podría causar deformaciones, fatiga térmica o fisuras en la parte superior del pistón.

Conclusiones

- La zona de mayor temperatura se encuentra en la cabeza del pistón (≈ 300 °C), coincidiendo con el área de combustión.
- La distribución térmica es gradual y uniforme, lo cual indica un buen diseño del componente y una adecuada conducción del calor.
- Se recomienda evaluar materiales con alta conductividad térmica y bajo coeficiente de dilatación, así como sistemas de refrigeración eficientes para minimizar las diferencias térmicas.
- El resultado obtenido permite optimizar el diseño para mejorar la durabilidad y eficiencia térmica del motor.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS:

[Condiciones de trabajo del pistón - Conocimiento](#)

[Pistón - Qué es, tipos, aplicaciones y usos](#)

<https://cathi.uacj.mx/bitstream/handle/20.500.11961/15153/Analisis%20termoestructural%20de%20un%20piston.pdf?sequence=1>

noesis.uis.edu.co/server/api/core/bitstreams/557f8a65-6515-4812-9753-1ce74426cd63/content

<https://motorba.com.ar/de-que-material-estan-hechos-los-pistones-de-un-motor/>

<https://fabricacionindustrial.com/como-se-fabrican-pistones-proceso-de-produccion-detallado/>

ALUMNOS: *ADAN DE JESUS RASCON HERNANDEZ*

ALDO BENJAMIN SANTOS ORTIZ

BENJAMIN MENDEZ GALVAN

AXEL HERNANDEZ CASTILLO

JAIRO ARROLO CASTILLO

CARRERA: *INGENIERIA ELECTROMECHANICA302-B*

ASIGNATURA: *TERMODINAMICA*

REVIDADO POR: *JOEL FRANCISCO PAVA CHIPOL*

LUGAR: *SAN ANDRES TUX. VER.*

FECHA: *13/10/2025*

Reporte de Práctica: Análisis térmico de un pistón en Fusion 360

2. Objetivo

Analizar el comportamiento térmico de un pistón de motor al aplicarle diferentes temperaturas en su superficie, utilizando el módulo de simulación térmica de Fusion 360. Evaluar la distribución de calor, el flujo térmico y el gradiente térmico para comprender cómo las variaciones de temperatura afectan el desempeño y la integridad estructural del componente.

3. Fundamento teórico

En un motor de combustión interna, el pistón es uno de los componentes que experimenta mayores cambios térmicos. Durante el proceso de combustión, la parte superior del pistón se expone a temperaturas muy elevadas (300–400 °C), mientras que la parte inferior se mantiene relativamente más fría debido al contacto con el aceite lubricante y el pasador del cigüeñal.

Este **gradiente térmico** produce una expansión desigual del material, lo que puede causar esfuerzos térmicos, deformaciones y eventualmente fatiga o falla del componente si no se controla adecuadamente.

La **simulación térmica** en programas CAD como **Fusion 360** permite:

- Aplicar cargas térmicas (temperaturas fijas o flujos de calor).
- Calcular la **distribución de temperatura** dentro del sólido.
- Determinar la **tasa de flujo de calor (W/mm²)** y el **gradiente térmico**.

La ecuación fundamental que rige el análisis térmico estacionario es la **ecuación de conducción de calor de Fourier**:

$$q = -k\nabla T$$

donde:

- (q) = flujo de calor (W/m^2)
- (k) = conductividad térmica del material ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)
- (∇) = gradiente de temperatura

4. Materiales y equipo

- Software **Autodesk Fusion 360**
- Modelo 3D del pistón (archivo CAD)
- Módulo de simulación térmica de Fusion
- Computadora con procesador de alto rendimiento

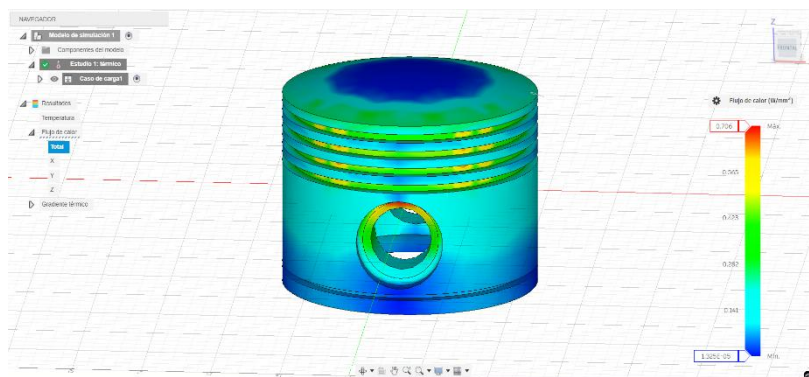
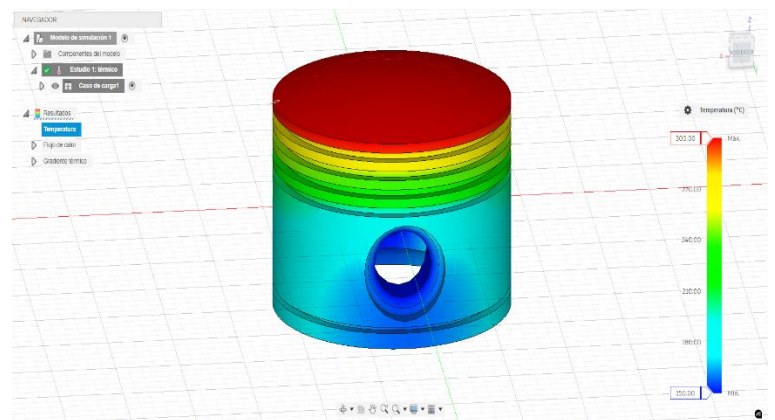
5. Procedimiento

1. Se importó o diseñó el modelo 3D del pistón en Fusion 360.
2. Se seleccionó el **estudio de tipo térmico** dentro del módulo de simulación.
3. Se definió el material del pistón (aluminio, comúnmente usado en motores).
4. Se aplicaron dos condiciones térmicas:
 - Parte superior del pistón: **300 °C**
 - Parte inferior del pistón: **150 °C**
5. Se generó la malla y se ejecutó la simulación.
6. Se visualizaron los resultados de:
 - Distribución de temperatura
 - Flujo de calor
 - Gradiente térmico

ATRIBUTOS DE CASOS DE CARGA

Cargas			
Estado	Tipo	Nombre	Magnitud
✓	Temperatura aplicada	Applied Temperature1	300.00°C
✓	Temperatura aplicada	Applied Temperature2	150.00°C

Cerrar

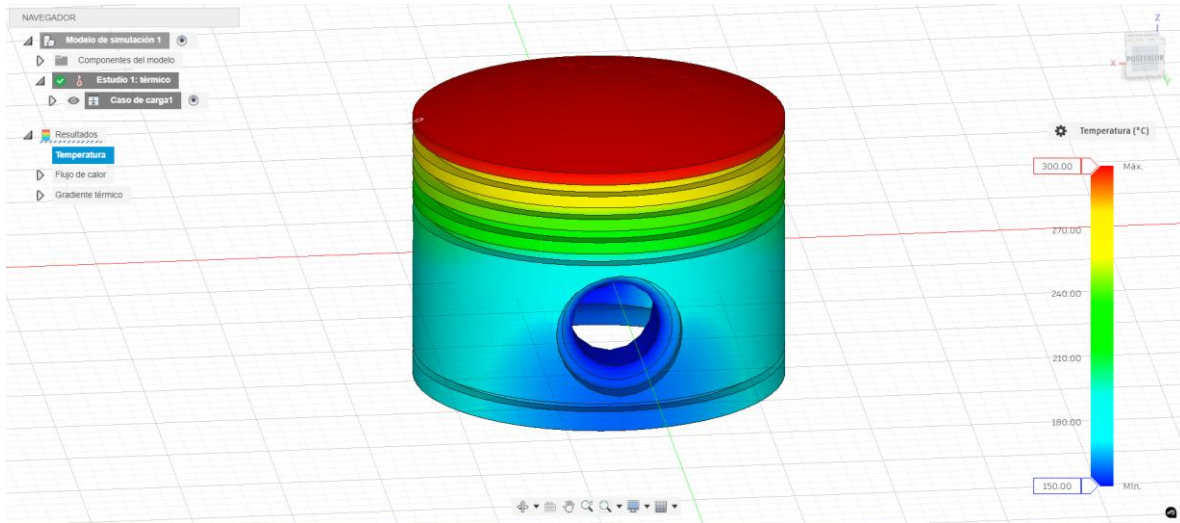


6. Resultados

Distribución de temperatura

La simulación mostró un rango térmico entre **150 °C y 300 °C**, concentrando la mayor temperatura en la **cara superior del pistón**, mientras que la parte inferior se mantuvo más fría.

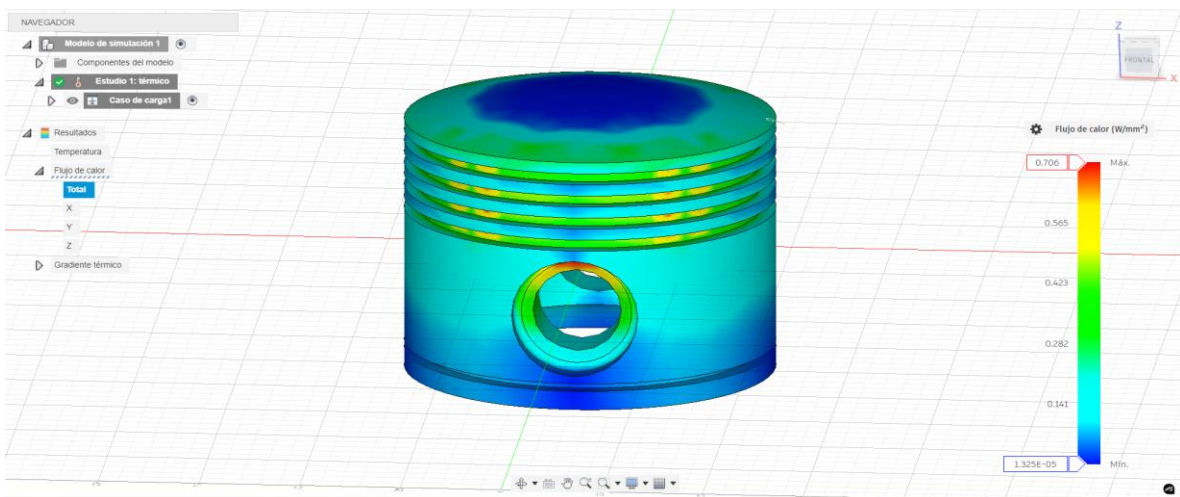
Esto reproduce el comportamiento real del pistón durante la combustión.



Flujo de calor

El análisis del **flujo térmico total** mostró valores máximos de aproximadamente **0.706 W/mm²** en las zonas de transición entre las ranuras de los anillos y el cuerpo principal del pistón.

Esto indica una alta transferencia de calor hacia las regiones más frías.



7. Análisis de resultados

El gradiente térmico entre la parte superior (300 °C) y la inferior (150 °C) genera una **expansión térmica diferencial**, lo que podría producir tensiones internas si el material no posee un coeficiente de expansión adecuado.

En este caso, la simulación confirma que:

- El **calor se concentra en la cabeza del pistón**, lo que concuerda con la zona donde ocurre la combustión.
- El flujo de calor desciende progresivamente hacia la zona del pasador, donde el contacto con el cigüeñal y el aceite facilita la disipación térmica.
- Las áreas de **mayor flujo térmico** coinciden con las ranuras de los anillos, que funcionan como disipadores.

Este comportamiento es coherente con el diseño real de pistones, donde el control térmico es esencial para evitar deformaciones, pérdida de compresión o fallas mecánicas.

8. Conclusiones

- La simulación térmica permitió visualizar de forma clara la **distribución de calor** en el pistón, comprobando que la zona más crítica es la cabeza (300 °C).
 - La diferencia de temperatura entre 300 °C y 150 °C genera un flujo térmico natural hacia las zonas inferiores, garantizando la disipación del calor por conducción.
 - Este tipo de análisis es fundamental en Ingeniería Electromecánica, ya que ayuda a **optimizar el diseño y seleccionar materiales adecuados** que soporten gradientes térmicos sin deformaciones significativas.
 - Fusion 360 demostró ser una herramienta eficiente para el **análisis térmico predictivo** de componentes mecánicos sometidos a altas temperaturas.
-

9. Bibliografía

- Çengel, Y. A. & Ghajar, A. J. (2015). *Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill.
 - Autodesk (2023). *Guía de simulación térmica en Fusion 360*. Autodesk Knowledge Network.
 - Norton, R. L. (2014). *Diseño de maquinaria: Una introducción al diseño de elementos de máquinas y sistemas mecánicos*. McGraw-Hill.
-



INSTITUTO TECNOLÓGICO SUPERIOR DE
SAN ANDRÉS TUXTLA



INSTITUTO TECNOLÓGICO SUPERIOR DE SAN ANDRÉS TUXTLA

INVESTIGACIÓN UNIDAD 5

Nombre del alumno

Juan Isaac Copete Minquiz

Carrera

Ingeniería electromecánica

Semestre y grupo

302 B

Nombre del docente

Joel Francisco Pava Chipol

Asignatura

Termodinámica

Fecha

10/12/25

Lugar

San Andrés Tuxtla, Ver.

ÍNDICE

5 MEZCLAS NO REACTIVAS	1
5.1 FRACCIONES MOLARES Y DE MASA	1
5.2 COMPORTAMIENTO P-V-T DE MEZCLAS DE GASES IDEALES Y REALES	1
5.2.1 LEY DE DALTON	1
5.2.2 LEY DE AMAGAT	2
5.3 PROPIEDADES DE MEZCLAS DE GASES IDEALES Y REALES	2
5.4 MEZCLA DE GASES IDEALES Y VAPORES	2
5.5 AIRE SECO Y AIRE ATMOSFÉRICO	3
5.6 HUMEDAD ESPECÍFICA Y RELATIVA	4
5.7 TEMPERATURAS DE PUNTO DE ROCÍO	5
5.8 TEMPERATURA DE BULBO SECO Y BULBO HUMEDO	6
5.9 ENTALPIA Y VOLUMEN ESPECÍFICO DE MEZCLA AIRE VAPOR AGUA	7
BIBLIOGRAFÍA ELECTRÓNICA	8

5. MEZCLAS NO REACTIVAS

5.1 FRACCIONES MOLARES Y DE MASA

La fracción molar es una unidad química para expresar la concentración de soluto en una disolución. Nos expresa la proporción en que se encuentran los moles de soluto con respecto a los moles totales de disolución, que se calculan sumando los moles de soluto(s) y de disolvente. Para calcular la fracción molar de una mezcla homogénea, se emplea la siguiente expresión:

$$\chi_i = \frac{n_i}{n_t} < 1$$

Donde n_i es el número de moles del soluto, y n_t el número total de moles en toda la disolución (tanto de solutos como de disolvente).

Como el volumen de una disolución depende de la temperatura y de la presión; cuando éstas cambian, el volumen cambia con ellas. Gracias a que la fracción molar no está en función del volumen, es independiente de la temperatura y la presión.

Además cabe notar que en los gases ideales la variación del volumen será proporcional para cada uno de los solutos, y por lo tanto también para la solución. De esta manera hay una relación directa entre las fracciones molares y los volúmenes parciales.

5.2 COMPORTAMIENTO P-V-T DE MEZCLAS DE GASES IDEALES Y REALES

El comportamiento PvT de un gas ideal se expresa mediante la simple relación $Pv = RT$, denominada ecuación de estado del gas ideal. El comportamiento PvT de los gases reales se expresa mediante ecuaciones de estado más complejas o mediante $Pv = ZRT$, donde Z es el factor de compresibilidad.

Cuando se mezclan dos o más gases ideales, el comportamiento de una molécula normalmente no se ve afectado por la presencia de otras moléculas similares o diferentes, y por lo tanto, una mezcla de gases ideales que no reacciona también se comporta como tal. El aire, por ejemplo, se considera convenientemente un gas ideal en el rango en el que el nitrógeno y el oxígeno se comportan como tales. Sin embargo, cuando una mezcla de gases está compuesta por gases reales (no ideales), la predicción del comportamiento PvT de la mezcla se vuelve bastante compleja.

5.2.1 Ley de Dalton

La ley de Dalton (también llamada ley de presiones parciales de Dalton) establece que la presión total ejercida por una mezcla gaseosa es igual a la suma de las presiones parciales de cada componente individual de la mezcla. Esta ley empírica fue observada por John Dalton en 1801 y está relacionada con las leyes de los gases ideales. Matemáticamente, la presión de una mezcla de gases se puede definir como la suma

$$P_{total} = \sum_{i=1}^n p_i \quad \text{or} \quad P_{total} = p_1 + p_2 + \cdots + p_n$$

5.2.2 Ley de Amagat

La ley de Amagat, o Ley de Volúmenes Parciales de 1880, describe el comportamiento y las propiedades de las mezclas de gases ideales (así como de algunos casos de gases no ideales). Util en química y termodinámica, la ley de Amagat establece que el volumen V_m de una mezcla de gases es igual a la suma de los volúmenes V_i de los gases componentes K , si la temperatura T y la presión p se mantienen constantes:

$$V_m(T, p) = \sum_{i=1}^K V_i(T, p)$$

Esta es la expresión experimental del volumen como una cantidad extensiva. Recibe su nombre de Emile Amagat. Tanto la Ley de Amagat como la de Dalton predicen las propiedades de las mezclas de gases. Sus predicciones son las mismas para los gases ideales. Sin embargo, para los gases reales (no ideales), los resultados difieren. La Ley de Presiones Parciales de Dalton supone que los gases en la mezcla no interactúan (entre sí) y que cada gas aplica independientemente su propia presión, cuya suma es la presión total. La Ley de Amagat supone que los volúmenes de cada gas componente (misma temperatura y presión) son aditivos; las interacciones de los diferentes gases son las mismas que las interacciones promedio de los componentes.

5.3 PROPIEDADES DE MEZCLAS DE GASES IDEALES Y REALES.

La aplicación del principio de conservación de la energía y/o del segundo principio de la termodinámica a un sistema que consista en una mezcla ideal de gases ideales precisa de la evaluación de las variaciones de energía interna, entalpía y/o de la entropía de la mezcla. Nuestro objetivo en esta sección es desarrollar los medios para evaluar tanto la energía interna, entalpía y entropía de la mezcla como sus variaciones cuando el sistema (la mezcla) experimenta un proceso que la lleva desde un estado termodinámico (T_1, p_1) a otro (T_2, p_2) .

$$U = \sum_{i=1}^k n_i \bar{u}_i = \sum_{i=1}^k n_i u_i$$
$$H = \sum_{i=1}^k n_i \bar{h}_i = \sum_{i=1}^k n_i h_i$$

Como cada componente de la mezcla se comporta como gas ideal, tanto U como H serán función sólo de la temperatura. Para la entropía, y únicamente para el tipo de proceso que consideramos en el apartado siguiente, podemos llegar a una expresión análoga a las anteriores.

5.4 MEZCLA DE GASES IDEALES Y VAPORES

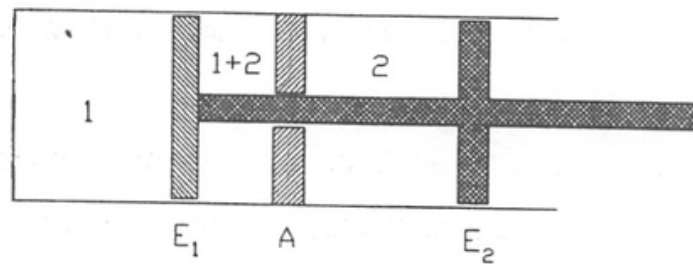
Consideremos el proceso de mezclado de varios gases que se mantienen a T y p , separados en sus correspondientes volúmenes parciales. Si el recinto que los contiene está aislado y quitamos los tabiques que los mantienen separados, como la energía total se mantiene constante tendremos que

$$U_1 = U_2$$

O bien

$$\sum_i x_i u_i|_1 = \sum_i x_i u_i|_2$$

Lo mismo podemos decir de la entalpia. Para analizar la variación de entropía consideremos el caso siguiente:



Sea un dispositivo en el que mediante émbolos rígidos se confinan dos gases según se muestra en la figura. El émbolo E1 es permeable al gas 1, el tabique A es permeable al gas 2 y el E2 es impermeable.

Estado 1: E1 adosado a A. Los gases 1 y 2 están no mezclados, a la temperatura T y presiones respectivas p1 y p1-

Estado 2: Gas perfecto mezclado a la temperatura T.

Desplazando, tan lentamente como sea preciso, el conjunto E1-E2 de los dos émbolos ligados mediante el vástago 1, se obtiene una zona de mezcla entre las paredes E1 y A; el desplazamiento inverso separa los gases, siendo la operación reversible, por lo que puede imaginarse una sucesión de estados de equilibrio entre los estados inicial y final.

5.5 AIRE SECO Y AIRE ATMOSFÉRICO

El aire es una mezcla de nitrógeno, oxígeno y pequeñas cantidades de otros gases. Normalmente, el aire en la atmósfera contiene cierta cantidad de vapor de agua (o humedad) y se conoce como aire atmosférico. En contraste, el aire que no contiene vapor de agua se denomina aire seco. Es conveniente tratar al aire como una mezcla de vapor de agua y aire seco, porque la composición del aire seco permanece relativamente constante. pero la cantidad de vapor de agua varía por la condensación y evaporación de los océanos, lagos, ríos, regaderas e incluso del agua del cuerpo humano. A pesar de que la cantidad de vapor de agua en el aire es pequeña, desempeña un importante papel en la comodidad cotidiana del ser humano. En consecuencia, es importante tomarlo en cuenta en los dispositivos de acondicionamiento de aire.

La temperatura del aire en aplicaciones de acondicionamiento de aire varía de 10 a cerca de 50 °C. En este intervalo, el aire seco puede tratarse como un gas ideal con un valor c_p constante de 1.005 kJ/kg K [0.240 Btu/lbm R] con un error insignificante (menor a 0.2 por ciento), como se ilustra en la figura 14-1. Si se toma como temperatura de referencia los 0 °C, la entalpía y el cambio de entalpía de aire seco se determinan por:

$$h_{\text{aire seco}} = c_p T = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}) T \quad (\text{kJ/kg})$$

$$h_{\text{aire seco}} = c_p \Delta T = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}) \Delta T \quad (\text{kJ/kg})$$

Donde T es la temperatura del aire en °C y ΔT es el cambio en la temperatura. En procesos de acondicionamiento de aire interesan los cambios en la entalpía h , los cuales son independientes del punto de referencia elegido.

5.6 HUMEDAD ESPECÍFICA Y RELATIVA

La humedad relativa (Hr) es la relación entre la cantidad de vapor de agua contenida en el aire (humedad absoluta) y la máxima cantidad que el aire puede contener a esa temperatura (humedad absoluta de saturación). Este concepto es fundamental en climatización y ventilación, ya que indica el porcentaje de saturación de vapor de agua en el aire.

La humedad relativa se expresa como un porcentaje (%) que representa cuán cerca está el aire de alcanzar su punto de saturación. Cuando la humedad relativa alcanza el 100%, el aire no puede contener más vapor de agua a esa temperatura específica, produciéndose la condensación en forma de rocío, niebla o precipitación.

La fórmula de la humedad relativa se define matemáticamente como:

$$Hr (\%) = (PA / PS) \times 100$$

Donde:

- Hr es la humedad relativa expresada en porcentaje (%)
- PA es la presión parcial del vapor de agua en el aire
- PS es la presión de saturación del vapor de agua a la misma temperatura

Alternativamente, también puede calcularse utilizando la humedad absoluta:

$$Hr (\%) = (HA / HAS) \times 100$$

Donde:

- HA es la humedad absoluta actual
- HAS es la humedad absoluta de saturación a la misma temperatura

La humedad relativa y la temperatura mantienen una relación inversamente proporcional cuando la cantidad de vapor de agua en el aire permanece constante. Esto significa que al aumentar la temperatura del aire, la humedad relativa disminuye, aunque la cantidad real de vapor de agua no haya cambiado.

Esto se debe a que el aire caliente puede contener más vapor de agua antes de saturarse que el aire frío. Por ejemplo, si tenemos aire a 20°C con una humedad relativa del 60% y lo calentamos hasta 30°C sin añadir ni quitar vapor de agua, la humedad relativa descenderá aproximadamente al 35%.

5.7 TEMPERATURAS DE PUNTO DE ROCÍO

El punto de rocío es la temperatura a la cual se debe enfriar el aire para que el vapor de agua se condense en rocío o escarcha. A cualquier temperatura hay una cantidad máxima de vapor de agua que puede contener el aire. Esta cantidad máxima se llama presión de saturación de vapor de agua. La adición de más vapor de agua produce condensación.

Las temperaturas del punto de rocío en el aire comprimido varían desde la temperatura ambiente incluso hasta -80 °C (-112 °F) en casos especiales. Los sistemas de compresores sin capacidad de secado de aire tienden a producir aire comprimido saturado a temperatura ambiente. Los sistemas con secadores refrigerantes pasan el aire comprimido a través de un intercambiador de calor enfriado, lo que hace que el agua se condense fuera de la corriente de aire. Estos sistemas normalmente producen aire con un punto de rocío no inferior a 5 °C (41 °F). Los sistemas de secado desecante absorben el vapor de agua de la corriente de aire y pueden producir aire con un punto de rocío de -40 °C (-40 °F) y más seco si es necesario.

Un ejemplo lo podemos observar en el clima. Si las condiciones ambientales de nuestra ciudad son 23 °C y 60 %HR; para esas condiciones el punto de rocío es de 14,8 °C. Lo cual significa que si el aire de la zona se enfría rápidamente y la temperatura desciende de los 23 °C a los 14,8 °C (temperatura de punto de rocío), comenzaran a formarse pequeñísimas gotas de agua líquida (rocío) sobre todas las superficies lisas que se encuentran al aire libre y enseguida la condensación de agua también se producirá en el aire, formándose innumerables gotitas de agua en suspensión, las cuales constituyen una niebla.



5.8 TEMPERATURA DE BULBO SECO Y BULBO HUMEDO

La temperatura de bulbo seco (TBS) es la temperatura que mide un termómetro convencional, como el que usamos para conocer la temperatura ambiental. No está influenciada por la humedad del aire y se mide con un termómetro expuesto al aire en condiciones normales.

La TBS se mide con un termómetro común o con sensores electrónicos en sistemas modernos de medición. Este tipo de temperatura es lo que normalmente vemos en pronósticos del clima y es crucial para determinar el confort térmico.

- En un día soleado, si el termómetro marca 30°C, esa es la temperatura de bulbo seco. No importa si el ambiente es seco o húmedo, la lectura siempre será la misma.

La temperatura de bulbo húmedo (TBH) refleja el efecto de la humedad en el aire. Se mide con un termómetro que tiene su bulbo envuelto en una mecha húmeda, a través de la cual el agua se evapora. Cuanto más seco sea el aire, más agua se evaporará y más baja será la TBH. Si el aire está saturado (100% de humedad relativa), la TBH será igual a la TBS.

Se utiliza un termómetro de bulbo húmedo, que es básicamente un termómetro común con un bulbo cubierto por una mecha húmeda. Cuando el aire pasa sobre la mecha, el agua se evapora, enfriando el bulbo y mostrando la temperatura de bulbo húmedo.

- Si estás en un ambiente con 30°C de TBS pero el aire es muy húmedo (80% HR), la TBH podría ser de 28°C. En un ambiente seco con la misma TBS, la TBH podría bajar hasta 24°C, debido a la mayor evaporación.



5.9 ENTALPIA Y VOLUMEN ESPECÍFICO DE MEZCLA AIRE VAPOR AGUA

La entalpía y el volumen específico de una mezcla de aire y vapor de agua (aire húmedo) son propiedades termodinámicas clave calculadas sumando las contribuciones del aire seco y el vapor, usando tablas psicrométricas o fórmulas basadas en la temperatura, humedad y presión; la entalpía combina calor sensible (aire) y latente (agua), y el volumen específico es el volumen por unidad de masa de aire seco, variando con la temperatura y la humedad, y se calcula con leyes de gases ideales.

Cuando un kilogramo de vapor de agua se condensa, libera aproximadamente 539 kcal, mismas que debe absorber el equipo de enfriamiento. Cuando se evapora un kilogramo de agua, deben agregarse aproximadamente 539 kcal, las cuales deben ser suministradas por el equipo de calefacción.

Esto se llama «calor latente» y la carga de este calor puede ser muy grande, algunas veces más grande que la carga completa de calor sensible, requerida para cambiar la temperatura del aire y humedad en unos 28 o 35 gramos. Por otra parte, la carga latente no incluye cambio de temperatura, sólo un cambio en el contenido de vapor a líquido.

En la columna 7 de la tabla, se muestran los contenidos de calor latente del vapor de agua, a temperaturas desde 0 o C hasta 45 o C. Estos valores son la cantidad de calor en kilocalorías, que se requieren para cambiar un kilogramo de agua de líquido a vapor a la misma temperatura. Deberá notarse que este valor no siempre es el mismo; ya que se requiere menos calor para evaporar un kilogramo de agua a 15 o C (588.87 kcal), que un kilogramo de agua a 0 o C (597.66 kcal). A más altas temperaturas, el calor latente sigue siendo menor, hasta que a 100 o C es 539 kcal/kg, cantidad que se considera generalmente como calor latente de evaporación del agua.

ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR (m)	PRESION		
	ABSOLUTA		BARO- METRICA mm Hg
	kPa	psia	
-300	105.21	15.26	789
-150	103.21	14.97	774
nivel del mar	101.325	14.696	760
150	99.49	14.430	746
300	97.65	14.163	732
450	96.03	13.928	720
600	94.33	13.682	708
750	92.60	13.430	695
900	90.97	13.194	682
1,050	89.34	12.958	670
1,200	87.71	12.722	658
1,350	86.15	12.495	646
1,500	84.52	12.259	634
1,650	83.03	12.042	623
1,800	81.54	11.826	612
1,950	79.98	11.600	600

ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR (m)	PRESION		
	ABSOLUTA		BARO- METRICA mm Hg
	kPa	psia	
2,100	78.55	11.393	589
2,250	77.06	11.176	578
2,400	75.63	10.970	567
2,550	74.21	10.763	557
2,700	72.85	10.566	546
2,850	71.49	10.370	536
3,000	70.20	10.182	527
3,200	68.45	9.928	513
3,400	67.06	9.726	503
3,600	65.05	9.434	488
3,800	63.53	9.214	477
4,000	62.12	9.010	466
4,500	57.82	8.391	434
5,000	54.52	7.908	409
5,500	53.02	7.689	398
6,000	48.62	7.052	365

BIBLIOGRAFÍA ELECTRÓNICA

Fracción_molar. [en línea], [sin fecha]. Disponible en:
https://www.quimica.es/enciclopedia/Fracci%C3%B3n_molar.html.

Mezcla de gases ideales — Termodinámica 0.1.0 documentation. [en línea], [sin fecha]. Disponible en:
https://termodinamica.readthedocs.io/en/latest/multicomponentes_gases_ideales.html#propiedades-termodinamicas-de-la-mezcla-de-gases-ideales.

ESPARZA, A., [sin fecha]. 371950914-Aire-Seco-y-Aire-Atmosferico (1). *Scribd* [en línea]. Disponible en:
<https://es.scribd.com/document/546793384/371950914-Aire-Seco-y-Aire-Atmosferico-1>.

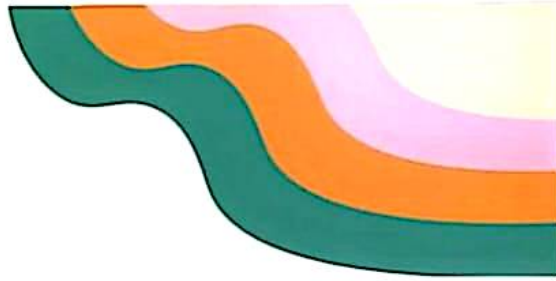
S&P, 2025. Humedad relativa, específica y absoluta -Carta Psicrométrica | S&P. *S&P Sistemas de Ventilación* [en línea]. Disponible en:
<https://www.solerpalau.com/blog/es-es/humedad-relativa-especifica-absoluta/>.

¿Qué es el punto de rocío y cómo medirlo? *Vaisala* [en línea], 2025. Disponible en: **<https://www.vaisala.com/es/blog/2019-10/que-es-el-punto-de-rocio-y-como-medirlo>**.

Todo Sobre la Temperatura: Bulbo Seco vs. Bulbo Húmedo. [en línea], 2025. Disponible en: **<https://www.imsconusco.com/temperatura-de-bulbo-seco-vs-bulbo-humedo-diferencias-clave>**.



ITSSAT



STITUTO TECNOLÓGICO SUPERIOR DE
SAN ANDRÉS TUXTA

DE

PROFESOR: Joel Francisco Pava Chipol

ALUMNO: JUAN COTA SIXTEGA

MATRICULA: 24IU0086

GRUPO: 302-B

INTRODUCCION

Una mezcla no reactiva es aquella que no sufre un cambio en su composición química en ningún momento. La mas utilizada en el estudio de la termodinámica es la mezcla aire-vapor de agua. Estas mezclas deben analizarse con otro enfoque ya que el vapor de agua en el aire esta muy cerca de la condensación.

En termodinámica analizaremos el aire atmosférico como una mezcla de aire seco (sin nada de vapor de agua) y vapor de agua. Esta visualización del aire atmosférico surge del hecho de que en la atmosfera el aire seco permanece mas o menos constante pero es la humedad (el vapor de agua en el) la que cambia constantemente.

A temperaturas entre -10° y 50°C ambos gases pueden modelarse como un gas ideal y por lo tanto las propiedades como la presión y entalpia totales de la mezcla pueden calcularse a partir de la suma de las presiones o entalpías parciales del vapor de agua y del aire seco.

$$P = P_a + P_v$$

$$H = H_a + H_v$$

La humedad específica se entiende como el cociente de la masa de vapor de agua sobre la masa de aire seco. Las unidades se dejan en $\text{Kg v} / \text{Kga}$.

La humedad relativa es el cociente de cuanta agua hay en el aire y cuanta agua podría haber. Se expresa en porcentaje y es muy importante para el confort humano ya que una humedad relativa de 100% significa que el aire no podrá absorber mas agua por lo que no podremos transpirar y nos sentiremos asfixiados.



5.1 FRACCIONES NO MOLARES Y DE MASA

Fracciones molares y de masa La especificación del estado de la mezcla requiere conocer la composición y los valores de dos propiedades intensivas dependientes tales como la temperatura y la presión. Considérese un sistema cerrado consistente en una mezcla gaseosa de dos o más componentes. La composición de la mezcla se puede describir dando la masa o el número de moles de cada componente presente. La masa, el número de moles y la masa molecular se relacionan mediante la siguiente fórmula:

Donde m es la masa, n el número de moles y M la masa molecular del componente i , respectivamente. Cuando m se expresa en kg, n va en kilomoles. Las cantidades relativas de los componentes presentes en la mezcla se pueden especificar en términos de fracciones másicas. La fracción másica f_m , del componente i se define como.

La suma de las fracciones másicas de todos los componentes de una mezcla es igual a la unidad. El número de moles de una mezcla, n , es la suma del número de moles de cada uno de sus componentes.

Ahora bien, las cantidades relativas de los componentes presentes en la mezcla se pueden describir en términos de fracciones molares. La fracción molar y_i del componente i se define como:

La masa molecular aparente (o promedio) de la mezcla, M , se define como el cociente entre su masa total, m , y su número total de moles, n :

Composición aproximada del aire seco.

También puede expresarse como porcentaje (llamado "porcentaje molar"): La suma de las fracciones molares de todos los componentes de una mezcla es la unidad: Por ejemplo, en una mezcla binaria de 6 moles de etanol y 4 moles de agua, lo que da un total de 10 moles, la fracción molar del etanol es de $6/10 = 0,6$; mientras que la fracción molar del agua es $4/10 = 0,4$

5.2 COMPORTAMIENTO P-V-T DE MEZCLAS DE GASES IDEALES Y REALES

5.4 incluido

Se basa en dos tratamientos conocidos como el modelo Dalton y el modelo de Amagat. Estos modelos se emplean tanto para mezclas de gases ideales y para mezclas de gases reales.

EL MODELO DE DALTON

Un método de evaluación del comportamiento PvT de las mezclas de gases lo constituye el modelo conocido como la ley de las presiones aditivas de Dalton:

La presión total ejercida por una mezcla de gases es la suma de las presiones p_i de los componentes que ejercerían cada uno de los gases si estuvieran solos a temperatura de una mezcla ocupando el volumen de esta. Por tanto, la ley de Dalton se puede escribir de la forma:

Siendo p_i la presión del componente i -ésimo en la mezcla y $p_i = f(T, V)$.

La presión de la componente ejercida por un gas en una mezcla de gases ideales, en virtud de la ley de Dalton, puede expresarse como:

Donde T y V son la temperatura absoluta y el volumen de la mezcla. La presión total de la mezcla de gases ideales viene dada por

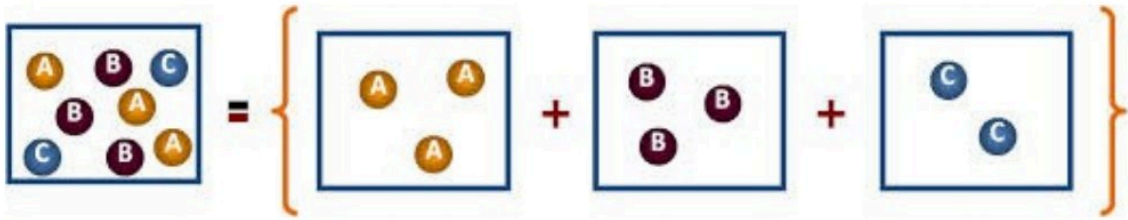
EL MODELO DE AMAGAT

Ley de Amagat: "El volumen total de una mezcla de gases es la suma de los volúmenes de los componentes V_i que ocuparía cada uno de los gases si estuvieran solos a la temperatura y presión de la mezcla." Se expresa mediante la relación: Donde V_i es el volumen del componente i -ésimo y $V_i = f(T, P)$.

Una mezcla es la combinación física de dos o más sustancias en estado puro sin alterar su composición química.

Gracias a la implicación que tiene las mezclas de varias sustancias puras en los procesos agroindustriales es necesario el manejo conceptual y comprensión de estas mismas, a partir del conocimiento de las propiedades de los gases individuales así como de la cantidad de gas en cada mezcla.

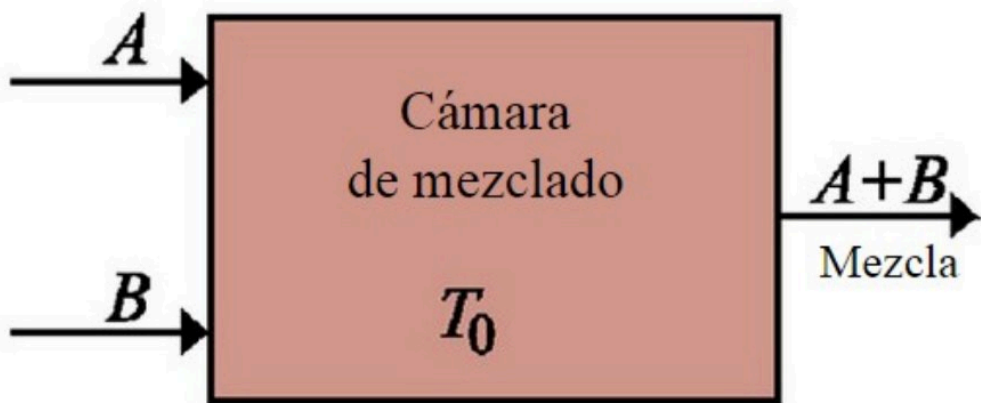
MEZCLA DE GASES



Una mezcla no reactiva de gases es un sistema de composición múltiple cuyos constituyentes no reaccionan entre sí.

Importantes aplicaciones termodinámicas implican mezclas de varias sustancias puras en vez de una sola.

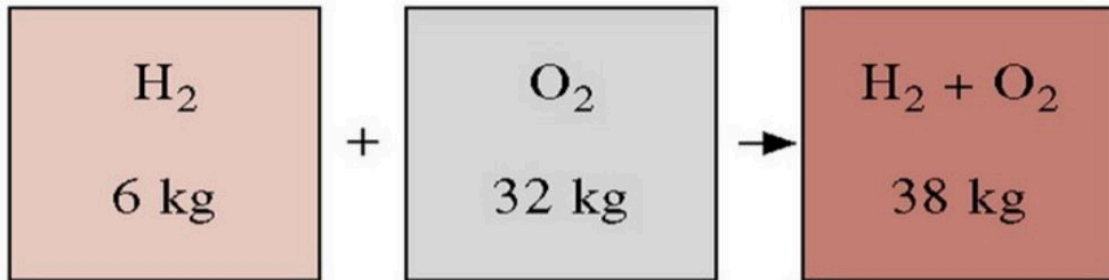
COMPOSICION DE UNA MEZCLA DE GASES



Para determinar sus propiedades es necesario conocer sus componentes, la composición, así como las propiedades de los componentes individualmente.

Existen dos maneras de especificar la composición de una mezcla de gases se puede especificar dependiendo del análisis que se utilice para medir las proporciones.

ANALISIS GAVIMETRICO



Se realiza cuando se conoce la masa de cada componente.

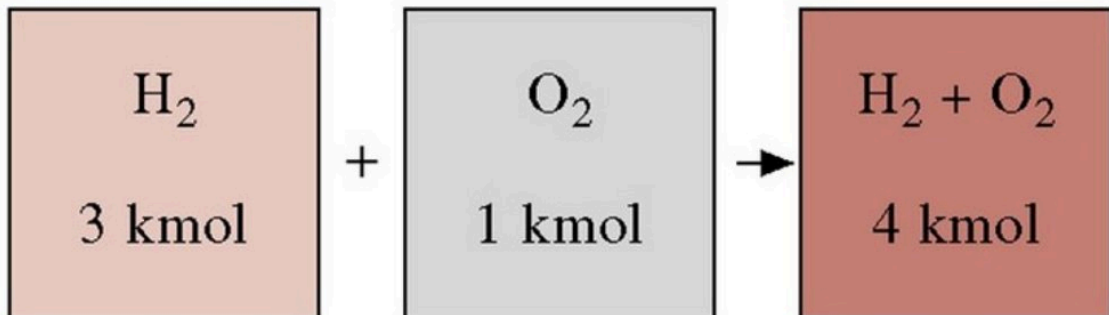
La masa total será la sumatoria de las masa de todos los componentes.

$$m = m_1 + m_2 + m_3 + \dots m_n = \sum_{i=1}^N m_n$$

Se define como la relación másica del componente entre masa total de la mezcla.

$$fm_i = \frac{m_i}{m_m}$$

ANALISIS MOLAR O VOLUMETRICO



Los moles totales n de la mezcla será la suma de los moles de cada componente.

$$n = n_1 + n_2 + n_3 + \dots n_N = \sum_{i=1}^N n_i$$

Se define como la relación entre el número de moles del componente entre el número de moles de la mezcla.

$$y_i = \frac{N_i}{N_m} = \frac{N_i}{\sum NT}$$

CONSTANTE DE UN GAS DE UNA MEZCLA

$$R_m = \frac{R_U}{M_m}$$

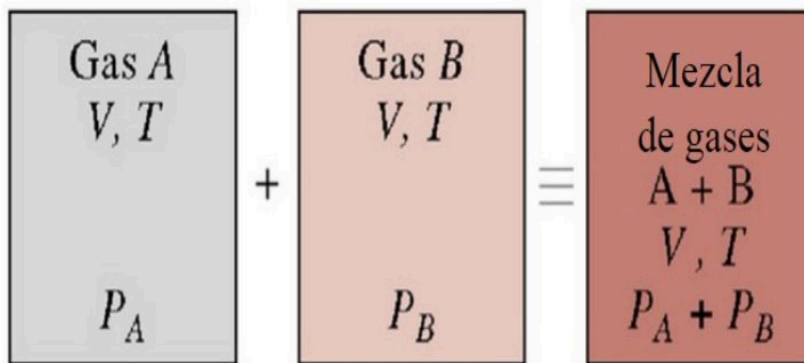
$$R = 0.08205746 \left[\frac{\text{atm} \cdot \text{L}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \right]$$

$$R = 62.36367 \left[\frac{\text{mmHg} \cdot \text{L}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \right]$$

$$R = 1.987207 \left[\frac{\text{cal}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \right]$$

$$R = 8.314472 \left[\frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \right]$$

LEY DE DALTON

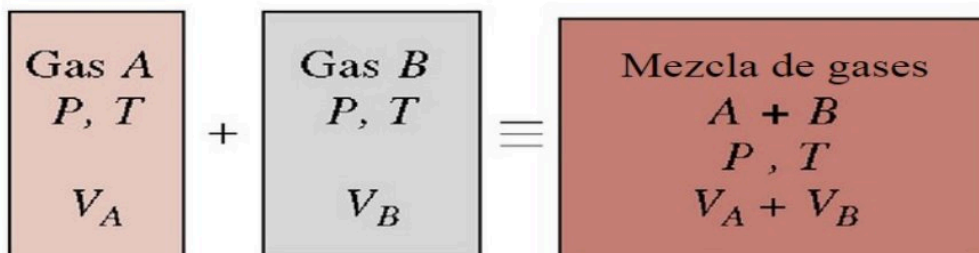


La presión total de una mezcla de gases es igual a la suma de las presiones que cada gas ejercería si existiera solo a la temperatura y volumen de la mezcla.

$$P_m = \sum_{i=1}^k P_i$$

$$P_i = N_i R_u T V^{-1} = y_i P_m$$

LEY DE AMAGAT



El volumen de una mezcla de gases es igual a la suma de los volúmenes que cada gas ocuparía si solo existiera T° y P de mezcla.

$$V = V_1 + V_2 + \dots + V_n = \sum_{i=1}^n V_i$$

$$V_i = \frac{N_i R_u T}{P}$$

$$V_m = \frac{N_m R_u T}{P}$$

$$\frac{V_i}{V_m} = \frac{N_i R_u T / P}{N_m R_u T / P} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$$

MEZCLA DE GASES REALES FACTOR DE COMPRESIBILIDAD

El comportamiento de P-v-T de las mezclas de gases reales se puede predecir usando la carta generalizada de compresibilidad.

Factor de compresibilidad de la mezcla $\rightarrow Z_i$

$$P_m V_m = Z_m N_m R_u T_m$$

$$Z_m = \sum_{i=1}^k y_i Z_i$$

5.3 PROPIEDADES DE MEZCLAS DE GASES IDEALES Y REALES

Se ha visto que en una mezcla de gases ideales cada gas ejerce una presión igual a su presión del componente. Pero ésta nunca debe ser mayor que la presión de saturación de ese componente a la temperatura de la mezcla. Si al ir aumentando cada vez más la presión, la presión de un componente cualquiera sobrepasa finalmente su presión de saturación a esa temperatura, el gas comenzara a condensar. En el diagrama PV se muestra este proceso.

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DE MEZCLA DE GASES REALES

A la hora de calcular las variaciones de energía interna, entalpia y entropía de una mezcla ideal de gases reales hay que tener en cuenta el modelo elegido para determinar la ecuación térmica de estado de cada componente, ya que debe existir coherencia entre ese modelo térmico y el que se utilice para calcular las variaciones de esas propiedades termodinámicas.

Cualquier modelo de los estudiados anteriormente para determinar la ecuación térmica de estado involucra el modelo de estados correspondientes por lo que vamos a ver si podemos aplicar este modelo para calcular ΔU , ΔH e ΔS de la mezcla.

Para obtener la ecuación generalizada de la variación de entalpía para un gas se partía de la ecuación (6.9):

$$dh = Tds + vdp$$

Si esta ecuación la escribimos para la mezcla tendremos:

$$dh_m = T_m ds_m + v_m dp_m$$

Por tratarse de una mezcla ideal, se verifican las ecuaciones (9.65) y si durante el proceso no varía la composición de la mezcla podremos escribir la ecuación anterior en la forma:

$$d(k \sum_{i=1} x_i h_i) = T_m d(k \sum_{i=1} x_i s_i) + d(k \sum_{i=1} x_i v_i) dp_m \quad d(\sum_{i=1} k x_i h_i) = T_m d(\sum_{i=1} k x_i s_i) + d(\sum_{i=1} k x_i v_i) dp_m$$

o

$$k \sum_{i=1} x_i (dh_i - T_m ds_i - v_i dp_m) = 0 \quad \sum_{i=1} k x_i (dh_i - T_m ds_i - v_i dp_m) = 0$$

y por lo tanto:

$$dh_i = T_m ds_i + v_i dp_m$$

Vemos que este resultado, formalmente idéntico al dado en (6.9), es la ecuación que se utilizaría para desarrollar la correspondiente expresión generalizada para cada uno de los componentes de la mezcla por separado. Es importante destacar que en la ecuación aparece la variación de la presión de la mezcla y no la del componente. Así pues, podremos utilizar los diagramas generalizados para la corrección de la entalpía y entropía por efecto de compresibilidad utilizando la presión de la mezcla para calcular la presión reducida de cada componente de la mezcla. Esto es, podremos poner para la mezcla:

$$\Delta h = k \sum_{i=1} x_i \Delta h_i \quad \Delta s = k \sum_{i=1} x_i \Delta s_i \quad \Delta h = \sum_{i=1} k x_i \Delta h_i \quad \Delta s = \sum_{i=1} k x_i \Delta s_i$$

con

$$\begin{aligned}\Delta h_i &= \Delta h_i^* - \Delta h_{ci2}(p_2, T_2) + \Delta h_{ci1}(p_1, T_1) \\ \Delta s_i &= \Delta s_i^* - \Delta s_{ci2}(p_2, T_2) + \Delta s_{ci1}(p_1, T_1) \\ \Delta h_i &= \Delta h_i^* - \Delta h_{ic2}(p_2, T_2) + \Delta h_{ic1}(p_1, T_1) \\ \Delta s_i &= \Delta s_i^* - \Delta s_{ic2}(p_2, T_2) + \Delta s_{ic1}(p_1, T_1)\end{aligned}$$

siendo (p_2, T_2) el estado final del proceso y (p_1, T_1) el estado inicial del mismo. Nótese que al ser un proceso en el que no varía la composición de la mezcla el término ΔS_{mezcla} de la expresión de la variación de entropía se anula.

Hay que resaltar el hecho de que en la forma en que se han deducido las expresiones (9.76) a (9.78) subyace la hipótesis de la ley de aditividad de los volúmenes, de modo que la ley de aditividad de las presiones no es válida para calcular las variaciones de energía interna, entalpía y entropía de una mezcla ideal de gases reales utilizando el modelo de estados correspondientes.

También puede utilizarse el modelo de Kay para calcular las variaciones de las propiedades termodinámicas de las que nos estamos ocupando. En este caso la mezcla se considera como un único gas real que tuviese como valores críticos de presión y temperatura los dados por (9.74), siendo en este caso las variaciones de entalpía y entropía:

$$\begin{aligned}\Delta H &= n[\Delta h^* - \Delta h_c(p_2, T_2) + \Delta h_c(p_1, T_1)] \\ \Delta S &= n[\Delta s^* - \Delta s_c(p_2, T_2) + \Delta s_c(p_1, T_1)] \\ \Delta H &= n[\Delta h^* - \Delta h_c(p_2, T_2) + \Delta h_c(p_1, T_1)] \\ \Delta S &= n[\Delta s^* - \Delta s_c(p_2, T_2) + \Delta s_c(p_1, T_1)]\end{aligned}$$

Si de una mezcla de gases reales conocemos la temperatura, tanto la inicial como la final del proceso, y el volumen final, para poder utilizar las expresiones (9.80) o (9.81), es preciso primero estimar $p_m = \sum_{k=1}^n p_k$ mediante la ley de la aditividad de las presiones y una vez obtenida, ya podemos utilizar esas expresiones.

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DE LOS GASES IDEALES

La aplicación del principio de conservación de la energía y/o del segundo principio de la termodinámica a un sistema que consista en una mezcla ideal de gases ideales precisa de la evaluación de las variaciones de energía interna, entalpía y/o

de la entropía de la mezcla. Nuestro objetivo en esta sección es desarrollar los medios para evaluar tanto la energía interna, entalpía y entropía de la mezcla como sus variaciones cuando el sistema (la mezcla) experimenta un proceso que la lleva desde un estado termodinámico (T_1, p_1) a otro (T_2, p_2).

* Obsérvese que estos resultados se han obtenido anteriormente (Cfr 9.3.2) * Obsérvese que estos resultados se han obtenido anteriormente (Cfr 9.3.2)

De las expresiones (9.9), teniendo en cuenta (9.46), se obtiene:

$$U = \sum_{i=1}^k n_i \bar{u}_i = \sum_{i=1}^k n_i u_i \quad H = \sum_{i=1}^k n_i \bar{h}_i = \sum_{i=1}^k n_i h_i \quad U = \sum_{i=1}^k n_i \bar{u}_i = \sum_{i=1}^k n_i u_i \quad H = \sum_{i=1}^k n_i \bar{h}_i = \sum_{i=1}^k n_i h_i$$

Como cada componente de la mezcla se comporta como gas ideal, tanto U como H serán función sólo de la temperatura. Para la entropía, y únicamente para el tipo de proceso que consideramos en el apartado siguiente, podemos llegar a una expresión análoga a las anteriores.

5.5 AIRE SECO Y AIRE ATMOSFERICO

AIRE SECO Y ATMOSFÉRICO: El aire es una mezcla de Nitrógeno, Oxígeno y pequeñas cantidades de otros gases.

Aire Atmosférico: Es aquel que contiene cierta cantidad de vapor de agua o humedad.

Aire seco: No contiene vapor de agua.

Es conveniente tratar al aire como una mezcla de vapor de agua y de aire seco, porque la composición del aire seco permanece relativamente constante, pero la cantidad de vapor de agua cambia por la condensación y evaporación de los océanos, lagos, ríos e incluso del agua del cuerpo humano. Esta pequeña cantidad de humedad desempeña un papel importante en la comodidad humana y es considerada en los dispositivos de acondicionamiento de aire. La temperatura del aire en aplicaciones de acondicionamiento de aire varía de -10 a 50°C . En este intervalo el aire seco puede tratarse como gas ideal

con un valor de c_p constante de $1.005 \text{ KJ}/(\text{Kg} \cdot \text{K})$ ó $0.240 \text{ Btu}/(\text{Lbm} \cdot \text{R})$. A 0°C , la entalpía de aire se determinan por:

$$h_{\text{aire seco}} = c_p \cdot T = (1.005 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}) \cdot T$$

a 50°C su $P_{\text{sat, H}_2\text{O}} = 12.3 \text{ kPa}$

a $P < 12.3 \text{ kPa}$, el vapor de agua puede tratarse como un gas ideal, incluso cuando es un vapor saturado.

P_v = Presión parcial del Vapor: Es la presión que el vapor de agua ejercería si existiera solo a la temperatura y volumen del aire atmosférico.

La entalpía del Vapor de agua en el aire puede tomarse a la entalpía del vapor saturado a la misma temperatura, es decir:

$$\begin{aligned} h_v(T, P_{\text{baja}}) &\approx h_g(T) \\ h_g(T) &\approx 2501.3 + 1.82 \cdot T; [\text{KJ} / \text{Kg}] \\ h_g(T) &\approx 1601.5 + 0.4335 \cdot T; [\text{Btu} / \text{Lbm}] \end{aligned}$$

Esto, solo para el intervalo de -10°C a 50°C (15 a 120°F), con errores despreciables.

HUMEDAD ESPECÍFICA Y RELATIVA DEL AIRE:

HUMEDAD ABSOLUTA O ESPECÍFICA: Es la masa del vapor de agua presente en una masa unitaria de aire seco, conocida también como relación de humedad.

$$\begin{aligned} \omega &= m_v / m_a [\text{Kg de vapor de agua} / \text{Kg de vapor de aire seco}] \\ \omega &= m_v / m_a = (P_v \cdot V / (R_v \cdot T)) / (P_a \cdot V / (R_a \cdot T)) = (P_v / R_v) / (P_a / R_a) = 0.622 P_v / P_a \\ \omega &= 0.622 P_v / (P - P_v) \end{aligned}$$

Dónde: P , es la presión total.

Aire Saturado: Es considerado como el punto donde el aire ya no puede contener más humedad. Cualquier humedad agregada al aire saturado se condensará. Para el aire Saturado la Presión de Vapor es igual a la Presión de Saturación del agua:

Ejemplo:

Aire a 25°C y 100 KPa

$P_{\text{sat, H}_2\text{O}}$ a $25^\circ\text{C} = 3.169 \text{ KPa}$

Si $P_v = 0$ Aire Seco $P_v < 3.169 \text{ KPa}$ Aire no saturado $P_v = 3.169 \text{ KPa}$ Aire saturado

5.6 HUMEDAD ESPECIFICA Y RELATIVA

Humedad absoluta (a) o densidad de vapor: es el peso de vapor de agua que existe en cada unidad de volumen del aire. Se expresa en gramos de vapor de agua por cada metro cúbico de aire. La humedad del aire varía cuando el aire se expande o se contrae, aunque el contenido de agua no se altere. Ejemplo: si tenemos 10 gramos de vapor de agua en 1 metro cúbico de aire, y si éste se dilata a 2 metros cúbicos (por calentamiento), entonces los 10 gramos van a estar contenidos en 2 metros cúbicos representando ahora una humedad absoluta de 5 gramos por metro cúbico. Humedad específica (q): es la masa de vapor de agua contenida en una unidad de masa del aire húmedo. Se expresa en gramos de vapor por kilogramo de aire húmedo. Es una expresión de la humedad del aire más constante que la humedad absoluta. Ejemplo: si un kilogramo de aire con una determinada cantidad de vapor de agua, es sometido a variaciones de temperatura, cambia su volumen pero no su masa, o sea, seguirá teniendo un kilogramo. Esto quiere decir que la masa específica varía con el contenido del vapor de agua pero no con los cambios térmicos o de volumen del aire. Razón o proporción de mezcla (r): es la masa de vapor de

agua existente en la unidad de masa de aire seco y se expresa igual que la humedad (gramos de vapor por kilogramo de aire seco). La diferencia numérica entre ambas es muy pequeña, pero la proporción de mezcla es un elemento bastante constante y conservativo en el aire. Humedad relativa (HR): es la relación entre la cantidad de vapor de agua que se halla en el aire y la máxima capacidad que podría contener a esa temperatura. Esta relación se expresa siempre en forma de tanto por ciento (%). La humedad relativa varía siempre que cambie la cantidad de vapor de agua presente en el aire y también cuando varía la temperatura y volumen del mismo. Por ejemplo, un descenso térmico trae una disminución en la capacidad del aire, motivo por el cual aumenta la humedad relativa al hallarse el aire más cerca de saturación. Cuando la temperatura, y por tanto la capacidad del aire, disminuye hasta que la humedad alcanza el 100%, significa que el aire está saturado. La temperatura para la cual dicha humedad relativa fue alcanzada se el punto de rocío (TR). Un enfriamiento más allá del mismo, da lugar a la condensación. El punto de rocío del aire tiene una propiedad de suma importancia: toda vez que el contenido de agua de una masa de aire se mantiene constante, también el punto de rocío se mantiene invariable (propiedad conservativa del aire). Tensión de vapor (e) y (E): es la presión total que el aire ejerce (en un determinado momento y lugar) una pequeña parte de esa presión es debida a la contribución del vapor de agua existente. Es la presión que ejerce el peso del vapor por unidad de superficie. Este valor es conocido como tensión de vapor (o presión parcial del vapor de agua). Esta variable se expresa en milibares, asimismo, depende directamente del contenido de vapor de agua del aire, y por ello por cada temperatura existe un valor máximo de dicha tensión, que se denomina tensión de vapor de saturación (E). Déficit de saturación (DS): es la cantidad de vapor de agua que puede admitir una masa de aire a determinada temperatura para alcanzar el estado de saturación a esa misma temperatura. Su unidad de medida se expresa en mm de Hg o mb.

5.7 TEMPERATURAS DE PUNTO DE ROCIO

El punto de rocío o temperatura de rocío es la temperatura más alta a la que empieza a condensarse el vapor de agua contenido en el aire, produciendo rocío, neblina, cualquier tipo de nube o, en caso de que la temperatura sea lo suficientemente baja, escarcha.

Para una masa dada de aire, que contiene una cantidad dada de vapor de agua (humedad absoluta), se dice que la humedad relativa es la proporción de vapor contenida en relación a la necesaria para llegar al punto de saturación, es decir, al punto de rocío, y se expresa en porcentaje. Así cuando el aire se satura (humedad relativa igual al 100 %) se llega al punto de rocío. La saturación se produce por un aumento de humedad relativa con la misma temperatura, o por un descenso de temperatura con la misma humedad relativa.

Haciendo un ejemplo aplicativo:

$$Pr = \sqrt[5]{\frac{H}{100}} \cdot (110 + T) - 110$$

Símbolo	Nombre	Unidad
Pr	Punto de rocío	
T	Temperatura	°C
H	Humedad relativa	%

Sin embargo la fórmula ampliamente utilizada es :

$$Pr = \sqrt[5]{\frac{H}{100}} \cdot (112 + 0.9 \cdot T) + (0.1 \cdot T) - 112$$

Símbolo	Nombre	Unidad
Pr	Punto de rocío	
T	Temperatura	°C
H	Humedad relativa	%

Esta última fórmula, aunque es ampliamente usada, no siempre genera el resultado correcto.

La temperatura del punto de rocío también depende de la presión de la masa de aire, hecho que no se tiene en cuenta en las fórmulas anteriores.

5.8 TEMPERATURAS DE BULBO SECO Y BULBO HUMEDO

TEMPERATURA DE BULBO SECO: Es la temperatura ordinaria del aire atmosférico.

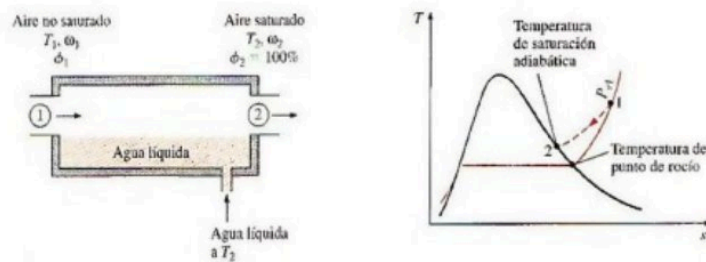
TEMPERATURA DE PUNTO DE ROCÍO (TPr): Se define como la temperatura a la que se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante.

Es decir: la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión del vapor:

$$T_{pr} = T_{sat} @ P$$

La temperatura ordinaria y la temperatura de punto de rocío del aire saturado son idénticas.

TEMPERATURA DE SATURACIÓN ADIABÁTICA Y BULBO HÚMEDO Otra manera de determinar la humedad absoluta o relativa se relaciona con un proceso de saturación Adiabático, mostrado en la figura en su proceso adiabático y su diagrama T-s.



El sistema se compone de un canal largo aislado que contiene una pila de agua. Por el Canal se hace pasar una corriente uniforme de aire no saturado que tiene una humedad específica de ω_1 (desconocida) y una temperatura de T_1 . Cuando el aire fluye sobre el agua, un poco de esta se evapora y mezcla con la corriente de aire. El contenido de humedad del aire aumentará durante este proceso y su temperatura descenderá, puesto que parte del calor latente de evaporación del agua que se gasificará provendrá del aire.

Si el canal tiene un largo suficiente la corriente del aire saldrá como aire saturado ($\Phi = 100\%$) a la temperatura de T_2 . A esta se le denomina: **Temperatura de Saturación Adiabática**. Si se suministra agua de reemplazo al canal a la rapidez de evaporación y a la temperatura T_2 , este proceso puede analizarse como un proceso de flujo estable, el cual, no incluye interacciones de calor ni trabajo, y los cambios de energía cinética y potencial son despreciables. El balance de energía y masa se reduce a:

Balance de masa:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad (\text{La razón del flujo másico del aire seco permanece constante})$$

$$\dot{m}_{w1} + \dot{m}_f = \dot{m}_{w2} \quad (\text{La razón del flujo másico del vapor de agua en el aire se incrementa por una cantidad igual a la razón de evaporación } \dot{m}_f)$$

o

$$\dot{m}_a \omega_1 + \dot{m}_f = \dot{m}_a \omega_2$$

Por lo tanto,

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1)$$

Balance de energía:

$$\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sal}} \quad (\text{puesto que } \dot{Q} = 0 \text{ y } \dot{W} = 0)$$

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_f h_{f2} = \dot{m}_a h_2$$

o

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} = \dot{m}_a h_2$$

Al dividir entre \dot{m}_a se obtiene

$$h_1 + (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} = h_2$$

o

$$(c_p T_1 + \omega_1 h_{f1}) + (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} = (c_p T_2 + \omega_2 h_{f2})$$

$$\omega_2 = \frac{0.622 P_{v2}}{P_2 - P_{v2}}$$

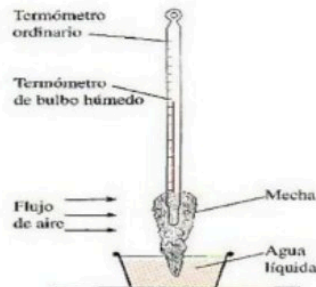
Se obtiene

Puesto que: $\Phi_2 = 100\%$

Si el aire que entra al canal ya está saturado, entonces la temperatura de saturación adiabática T_2 será idéntica a la T_1 , en cuyo caso, $\omega_1 = \omega_2$. En general la temperatura de Saturación Adiabática entre las temperaturas de entrada y el punto de Rocío.

TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO:

Es la temperatura medida al emplear un termómetro cuyo bulbo está cubierto con una mecha de algodón saturada con agua, sobre la cual se sopla aire. Se emplea comúnmente en aplicaciones de acondicionamiento de aire.



5.9 AIF

Finalmente se muestran todos los procesos de acondicionamiento de ambientes y su representación en la carta psicrométrica:

Aho

cambios que hemos estado estudiando. De la misma manera que es necesario saber cuánta humedad y aire hay en las diferentes mezclas, también es necesario conocer cuánto calentamiento o enfriamiento se requiere, para hacer cambios en la condición de las mezclas de aire y humedad. Esto es tan cierto para las temperaturas en refrigeración (conservación y congelación), como lo es para las temperaturas del aire acondicionado para el confort humano.

Si tuviéramos que considerar solamente calentar y enfriar el aire en las mezclas, la cantidad de calor agregado o removido, sería comparativamente simple. Solo tendríamos que agregar o quitar «calor sensible» del aire, el cual es aproximadamente 0.24 kcal/kg o C, según se muestra en la columna 4 de la figura 13.1 para el aire seco. Puesto que el calor sensible en la mezcla proviene casi totalmente del aire, el contenido de calor por kilogramo de aire seco, como se muestra en la columna 4 de la tabla 13.1, es el mismo que el calor sensible de la mezcla, como se muestra en la columna 6 de la tabla 13.5.

Es el contenido de humedad el que complica el problema. Esto no sería tan difícil si la humedad permaneciera siempre como vapor, ya que siempre estaríamos tratando con el «calor sensible» del vapor, el cual es aproximadamente 0.45 kcal/kg o C (de la humedad, no de la mezcla). En la mayoría de las aplicaciones donde el aire y la humedad tengan que calentarse o enfriarse, algo del vapor de agua se vuelve líquido (condensado), o el agua líquida se evapora. Cuando un kilogramo de vapor de agua se condensa, libera aproximadamente 539 kcal, mismas que debe absorber el equipo de enfriamiento. Cuando se evapora un kilogramo de agua, deben agregarse aproximadamente 539 kcal, las cuales deben ser suministradas por el equipo de calefacción.

Esto se llama «calor latente» y la carga de este calor puede ser muy grande, algunas veces más grande que la carga completa de calor sensible, requerida para cambiar la temperatura del aire y humedad en unos 28 o 35 grados. Por otra parte, la carga latente no incluye cambio de temperatura, sólo un cambio en el contenido de vapor a líquido.

En la columna 7 de la tabla 13.3, se muestran los contenidos de calor latente del vapor de agua, a temperaturas desde 0 o C hasta 45 o C. Estos valores son la cantidad de calor en kilocalorías, que se requieren para cambiar un kilogramo de agua de líquido a vapor a la misma temperatura. Deberá notarse que este valor no siempre es el mismo; ya que se requiere menos calor para evaporar un kilogramo de agua a 15 o C (588.87 kcal), que un kilogramo de agua a 0 o C (597.66 kcal). A más altas temperaturas, el calor latente sigue siendo menor, hasta que a 100 o C es 539 kcal/kg, cantidad que se considera generalmente como calor latente de evaporación del agua.

La columna 8 es el calor total, y es la suma del calor sensible más el calor latente. Por lo tanto, a 15 o C, el calor total es 603.87 kcal/kg (15+588.87). Como el nombre implica, el calor total es la cantidad total de calor en el

vapor de agua saturado. Así, si calentamos un kilogramo de agua de 0 o C a 15 o C, y luego se evapora a 15 o C, deben agregarse 603.87 kcal.

La misma cantidad de calor deberá removerse, al enfriar un kilogramo de vapor de agua saturado, de 15 a 0 o C y luego condensarlo a 0 o C.

El contenido de calor (o entalpía), como se muestra en la tabla 13.3, está basado en un kilogramo de vapor de agua por peso. Tal como se mencionó anteriormente, es más conveniente tratar con el aire saturado sobre la base del peso, de tal manera que los valores de la tabla 13.5, sean manejados como mezclas de aire y vapor de agua consistentes, de un kilogramo de aire saturado con vapor de agua. El contenido de calor sensible, como se muestra en la columna 6 de la tabla 13.5, es el calor sensible de un kilogramo de aire.

Sin embargo, un kilogramo de aire contiene solamente una pequeña fracción de agua. Como se muestra en las columnas 4 y 5 de la misma tabla, a 15 o C hay solamente 4.835 gramos de humedad en un kilogramo de aire seco, aún cuando esté saturado. Por lo tanto, el calor latente de esta humedad, es solamente de 6.2671 kcal. El calor sensible del aire seco a 15 o C, es 7.91 kcal, y el calor latente del vapor de agua que contiene es 6.27 kcal, así que, el calor total del kilogramo de aire saturado a 15 o C es 14.18 kcal ($7.91 + 6.27$).

Existe otra pequeña fuente de calor en la mezcla: el calor sensible del vapor de agua. Sin embargo, aún en el punto de saturación, la cantidad de vapor de agua en peso es muy pequeña (aproximadamente 1% a 15 o C), así que su calor sensible normalmente se desprecia. En instalaciones muy grandes o en aplicaciones especiales, puede ser suficiente que tenga que ser considerado, pero en la práctica común, el calor total incluye solamente el calor sensible del aire y el calor latente de la humedad.

Si esta mezcla la calentamos hasta 21 o C, seguirá conteniendo 4.835 gramos de humedad y su porcentaje de humedad será 68.0% ya que a 21 o C debería contener 7.109 gramos de humedad en el punto de saturación ($4.835 \div 7.109 \times 100$). Pero aún se necesitan 9.166 kcal para calentar al aire a 21 o C, pero como sólo contiene 4.835 gramos de humedad, el calor latente será 6.27 kcal, el mismo que a 15 o C.

Así que, para encontrar el contenido de calor total de un kilogramo de aire seco parcialmente saturado con humedad, sumamos el calor sensible del

aire (de la columna 6, tabla 13.5) a la temperatura del aire, más el calor latente en su punto de rocío ($9.3628 + 6.2671 = 15.6299$ kcal).

Otra manera de encontrar el calor total, es sumando el calor sensible del aire a esta temperatura, más el calor latente del aire multiplicado por el porcentaje de humedad: $(9.3628) + (0.68 \times 9.1662) = 15.5958$ kcal.

Para poder resolver problemas de mezclas de aire y humedad, las «Tablas Psicrométricas» como las de las tablas 13.1, 13.3 y 13.5, nos proporcionan todos los datos que necesitamos, de tal manera que si tenemos:

1. El volumen del espacio del cual podemos calcular el número de kilogramo de aire seco.
2. La temperatura de la mezcla de aire y agua.
3. La temperatura del punto de rocío.

ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR (m)	PRESION		
	ABSOLUTA		BARO- METRICA mm Hg
	kPa	psia	
-300	105.21	15.26	789
-150	103.21	14.97	774
nivel del mar	101.325	14.696	760
150	99.49	14.430	746
300	97.65	14.163	732
450	96.03	13.928	720
600	94.33	13.682	708
750	92.60	13.430	695
900	90.97	13.194	682
1,050	89.34	12.958	670
1,200	87.71	12.722	658
1,350	86.15	12.495	646
1,500	84.52	12.259	634
1,650	83.03	12.042	623
1,800	81.54	11.826	612
1,950	79.98	11.600	600

ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR (m)	PRESION		
	ABSOLUTA		BARO- METRICA mm Hg
	kPa	psia	
2,100	78.55	11.393	589
2,250	77.06	11.176	578
2,400	75.63	10.970	567
2,550	74.21	10.763	557
2,700	72.85	10.566	546
2,850	71.49	10.370	536
3,000	70.20	10.182	527
3,200	68.45	9.928	513
3,400	67.06	9.726	503
3,600	65.05	9.434	488
3,800	63.53	9.214	477
4,000	62.12	9.010	466
4,500	57.82	8.391	434
5,000	54.52	7.908	409
5,500	53.02	7.689	398
6,000	48.62	7.052	365

Tabla 13.6 - Presión atmosférica a diferentes altitudes.