

ÍNDICE

	Página
<u>PRÓLOGO</u>	2
<u>REPASO DE TERMODINÁMICA</u>	3
<u>VAPOR DE AGUA</u>	4
<u>COMBUSTIBLES Y COMBUSTIÓN</u>	6
<u>CALDERAS DE VAPOR</u>	7
<u>EQUIPOS AUXILIARES DE CALDERAS</u>	9
<u>CALENTADORES DE AGUA DE ALIMENTACIÓN</u>	10
<u>TIRO, CHIMENEAS Y VENTILADORES</u>	11
<u>TURBINAS DE VAPOR</u>	12
<u>CONDENSADORES</u>	20
<u>TURBOCOMPRESORES</u>	22
<u>TURBINAS DE GAS</u>	29
<u>MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS</u>	32
<u>RECOPIACIÓN DE EXÁMENES</u>	41
<u>TEORÍA</u>	50
<u>EJERCICIOS DE BÚSQUEDA BIBLIOGRÁFICA</u>	55
<u>APÉNDICE DE TABLAS Y DIAGRAMAS</u>	62

PRÓLOGO

Cuando un joven ingeniero recién titulado comienza a buscar su primer empleo, se topa con preguntas como: Tiene usted este título, eso está muy bien, pero...¿qué es realmente lo que usted sabe hacer?, ¿cual es verdaderamente su especialidad?

Pues bien, con el ánimo de dar cumplida respuesta a estas preguntas, se ha recopilado esta colección de problemas muchos de los cuales han sido propuestos tanto en exámenes parciales como en finales.

Estos problemas intentan reflejar situaciones aproximadamente reales, para que el alumno además de aprender a aplicar los conocimientos teóricos aprendidos en teoría, se familiarice con los órdenes de magnitud, analizando críticamente las hipótesis establecidas y los resultados obtenidos, adquiera una visión de conjunto y vislumbre las grandes posibilidades de ejercicio profesional que ofrece tan interesantes materias.

REPASO DE TERMODINÁMICA

PROBLEMA N° 1.1

Hallar el volumen específico (1 kilogramo) del aire a 15,6°C y a una presión absoluta de 1,033 bar .

Solución: 0,814 m³ por kg.

PROBLEMA N° 1.2

Un recipiente perfectamente aislado se halla dividido en dos compartimentos, uno conteniendo 0,545 kg. de H₂ a una presión absoluta de 14 bar y a una temperatura de -1,1°C y el otro 9,534 kg. de N₂ a una presión absoluta de 7 bar y a una temperatura de -1,1°C. Hallar la presión final en el caso de que se quite el tabique que separa ambos compartimentos.

Solución: 8,75 bar abs.

PROBLEMA N° 1.3

En una evolución isotérmica se expansionan 0,227 kg de aire en un cilindro desde una presión absoluta de 7 bar y 100°C hasta doblar su volumen primitivo. Determinar: (a) el trabajo realizado, en kgm; (b) la variación de energía interna, en kcal; (c) el calor suministrado, y (d) la variación de entropía.

Solución: (a) 1712,58 kgm; (b) 0; (c) 4,019 kcal; (d) 0, 0215.

PROBLEMA N° 1.4

Hallar la energía requerida para elevar la temperatura de 0,454 Kg de aire a una presión absoluta de 1,033 bar desde 315,5°C a 815,5°C suponiendo: (a) un calor específico constante 0,24; (b) un calor específico medio ; (c) por integración.

Solución: (a) 54,43 kcal; (b) 59,97 kcal; (c) 60,30 kcal.

PROBLEMA N° 1.5

Un ciclo de Carnot invertido requiere 3,03 CV y extrae energía de un lago para calentar una casa. Esta se mantiene a 21,1°C y requiere 504 kcal por minuto. Hallar la temperatura del lago.

Solución: 2,2°C.

PROBLEMA N° 1.6

Un motor térmico trabaja entre las temperaturas límite de 1371°C y 260°C. Este motor recibe 2520 kcal por cada 1,01 CVh al freno, (a) ¿Cuál es el rendimiento térmico real? (b) Hallar el rendimiento según el ciclo Carnot.

Solución: (a) 25,47%; (b) 67,6%.

PROBLEMA N° 1.7

Supongamos que en el cilindro de un motor hay 28,33 litros de aire puro a 38,8°C y a una presión absoluta de 0,98 bar. Este aire se comprime isoentrópicamente hasta reducir su volumen a 3,54 litros, luego se calienta a 1371°C a volumen constante, se expande isoentrópicamente en el cilindro hasta alcanzar su volumen primitivo y se enfría hasta su presión inicial. (a) dibujar el ciclo; (b) hallar el rendimiento del ciclo, y (c) el trabajo realizado por ciclo, suponiendo constantes c_p y c_v y de valor 0,24 y 0,171, respectivamente.

VAPOR DE AGUA

PROBLEMA N° 2.1

(a) ¿Qué presión absoluta existe dentro de un recipiente cerrado que confina agua y vapor de agua saturado seco o bien saturado húmedo mantenidos a una temperatura de 176,7°C? (b) ¿Cuál debería ser la temperatura del vapor de agua en el interior del recipiente si su presión absoluta fuese de 35 bar?.

PROBLEMA N° 2.2

Calcular los equivalentes caloríficos de la variación de energía interna y del trabajo realizado al vaporizar 22,7 kg de agua a la temperatura correspondiente a una presión absoluta de 35 bar.

Solución: 8454, 6 kcal; 1058 kcal.

PROBLEMA N° 2.3

Una caldera produce vapor de agua saturado seco a una presión absoluta de 19,25 bar. La variación de entalpía del agua de alimentación vale 575,96 kcal/kg. ¿Cuál es la temperatura del agua de alimentación al entrar en la caldera?.

Solución: 96,15°C.

PROBLEMA N° 2.4

Una caldera de vapor recibe el agua de alimentación a una temperatura de 96,1°C y produce 45400 Kg por hora de vapor húmedo a una presión absoluta de 24,5 bar y un título de 0,975. Hallar la variación de entalpía producida.

Solución: 25477200 kcal.

PROBLEMA N° 2.5

Un generador de vapor que consta de caldera y recalentador se alimenta con agua a una temperatura inicial de 98,9°C. El vapor sale de la caldera a una presión absoluta de 57,75 bar y con un título de 0,99, y del recalentador a una presión absoluta de 56 bar y a una temperatura de 371°C. (a) Calcular el recalentamiento. (b) Determinar la variación de entalpía, en kcal por kg, en la caldera, en el recalentador y en ambos aparatos combinados. (c) ¿Qué variación de volumen, en m³ por kg, tiene lugar en el recalentador?.

Solución: (a) 101°C; (b) 567,22, 82,66 y 649,88 kcal por kg; (c) 0,0148 m³ por kg.

PROBLEMA N° 2.6

Una caldera de vapor equipada con recalentador recibe el agua de alimentación a una temperatura de 110°C y produce 227.000 kg por hora de vapor a 426, 65°C y a una presión absoluta de 26,25 bar. Hallar (a) el recalentamiento; (b) el calor específico medio del vapor recalentado, y (c) la variación total de entalpía en el proceso.

Solución: (a) 201°C; (b) 0,588; (c) 153.631. 800 kcal por hora.

PROBLEMA N° 2.7

Un calorímetro del tipo de estrangulación está construido a base de accesorios de tubo y con una placa perforada. Los instrumentos de que se dispone son dos termómetros de escala apropiada y un barómetro aneroide. Con este equipo se toman los datos siguientes : temperatura inicial del vapor húmedo, 176,7°C; temperatura del vapor de escape, 110°C; presión barométrica, 760 mm de mercurio. Calcular el título del vapor.

Solución: 0,962.

PROBLEMA N° 2.8

Determinar el título y entalpía total de un vapor de agua a una presión absoluta final de 1,26 bar después de haberse expandido isoentrópicamente partiendo de una presión absoluta y título iniciales de valores 11,9 bar y 0,97, respectivamente.

PROBLEMA N° 2.9

Mediante el diagrama de Mollier hallar la entalpía total de un vapor de agua en las siguientes condiciones: (a) presión absoluta 17,5 bar y 260°C; y (b) presión absoluta 17,5 bar y título 0,95.

PROBLEMA N° 2.10

Calcular el volumen específico, la entalpía y la entropía del líquido correspondiente a 1 kg de agua a una presión absoluta de 175 bar y a una temperatura de 218,3°C.

COMBUSTIBLES Y COMBUSTIÓN

PROBLEMA N° 3.1

Una muestra de 7 kg de carbón pesa, después de ser desecada al aire 6,7 kg. Cuando se deseca en la estufa, 1,20 g de la muestra desecada al aire se reducen a un peso de 1,17g. Encontrar el porcentaje total de humedad de la muestra original.

Solución: 6,8%.

PROBLEMA N° 3.2

El análisis elemental de un carbón, expresado en tanto por ciento en peso, es el siguiente: C = 70,75; H₂ = 4,62; O₂ = 9,94; S = 0,54; humedad = 9,72 y cenizas = 4,43. Cuando se queman en un hogar 19.435 kg de este carbón se recogen 981 kg de cenizas y residuo, de los cuales el 14% resulta ser carbono. El análisis de los gases de la chimenea proporciona los siguientes datos expresados en tanto por ciento en volumen: CO₂ = 11,0; O₂ = 6,0; CO = 0,5 ¿Cuál es el porcentaje de exceso de aire utilizado?.

Solución: 42,52%.

PROBLEMA N° 3.3

Un gas natural, medido a una temperatura de 26,7 °C y a una presión de 127 mm de columna de agua (temperatura, 15,6°C), se quema en un calorímetro de gas, obteniéndose los siguientes datos: temperatura del agua a la entrada = 22,85°C; temperatura del agua a la salida = 33,15°C; peso del agua utilizada = 5,993 kg; gas utilizado = 8,5 litros, y presión barométrica = 711,2 mm de mercurio. Calcular la potencia calorífica superior del gas por metro cúbico a 15,6 °C y a una presión absoluta de 1,033 bar, suponiendo que todo el vapor de agua formado se condense.

Solución: 6.443,6 kcal por m³.

PROBLEMA N° 3.4

Determinar la relación aire/ combustible requerida para la combustión del C₁₂H₁₆.

Solución: 13,75 por kg.

PROBLEMA N° 3.5

Se quema C₇H₁₆ con un 20% de aire en defecto. Encontrar (a) la ecuación de combustión suponiendo que se quema todo el H₂; (b) el porcentaje de CO₂ leído en un Orsat; (c) la relación aire/combustible en kilogramos por kilogramo; (d) los kilogramos de vapor de agua formado por kilogramo de combustible quemado; y (e) presión parcial absoluta, en bar, del vapor de agua formado si la presión atmosférica es de 1,033 bar.

Solución: (b) 6,49%; (c) 12,1 kg/kg; (d) 1,44 kg/kg; (e) 0,1715 bar.

PROBLEMA N° 3.6

El análisis Orsat de los gases de un motor de combustión interna da los siguientes porcentajes en volumen: CO₂ = 12,1; O₂ = 0,3; CO = 3,5; H₂ = 1,3; CH₄ = 0,3; N₂ = 82,5. Determinar: (a) La probable ecuación de combustión; (b) la probable fórmula del combustible, y (c) la relación aire/combustible.

Solución: (c) = 13,3 kg/kg.

CALDERAS DE VAPOR

PROBLEMA N° 4.1

En un ensayo realizado con una caldera se obtuvieron los siguientes resultados: Calor absorbido por la caldera, 74,8% de la potencia calorífica superior del combustible quemado, porcentajes en peso: C, 62; H₂, 4; N₂, 1; O₂, 8; S, 2; humedad, 8; cenizas, 15, y kcal por kg, 6.608. Análisis de los gases de los humos, porcentajes en volumen: CO₂, 13; CO, 1; O₂, 5 y N₂, 81.

Temperatura del aire y del combustible al entrar en el hogar, 23,2 °C; temperatura de los gases de los humerales, 233 °C; temperatura del vapor en la caldera, 182 °C; porcentaje de saturación del aire al entrar en el hogar, 70%; carbón quemado por hora, 908 kg; cenizas y escorias por hora, 190,68 kg; y carbono sin quemar en las cenizas y escorias, 18%. Presión barométrica, 760 mm de mercurio. Calcular y tabular el balance térmico completo de dicha caldera por kilogramo de combustible tal como se quema.

Solución: Caldera 74%, humedad combust. 0.83%, H₂ 3.73 %, Humedad aire 0.18%, humos 8.07%, combust. incompleta 3.59%, combustible en escoria 4.66%, otros 4.14%

PROBLEMA N° 4.2

Una caldera acuotubular produce 7.264 kg de vapor por hora a una presión absoluta de 14 bar y un título del 98% cuando la temperatura del agua de alimentación es 23,9 °C. Hallar (a) el factor de vaporización; (b) la valorización equivalente, en kilogramos por hora; (c) los HP de caldera desarrollados; (d) el porcentaje de la potencia nominal desarrollado en el supuesto de que la superficie de caldeo valga 186 m²; y (e) el rendimiento total si el carbón tiene una potencia calorífica superior de 5.040 kcal por kg y se consume a razón de 1.362 kg por hora.

PROBLEMA N° 4.3

Una caldera de vapor produce vapor saturado seco a una presión absoluta de 21 bar partiendo de agua de alimentación a 82,2 °C. Calcular la potencia de caldera necesaria para abastecer una turbina de 100 kW en el supuesto que necesite 14,5 kg por kW-hora.

Solución: 100,8 kW de caldera.

PROBLEMA N° 4.4

En unos ensayos efectuados con una caldera se obtuvieron los resultados siguientes: cantidad de agua suministrada a la caldera, 27.240 kg por hora; temperatura del agua de alimentación, 83,3 °C; presión relativa del vapor, 14 bar; título del vapor, 99%, y presión barométrica, 725,2 mm de mercurio. (a) Hallar las kcal absorbidas por hora. (b) Determinar el número de metros cuadrados de superficie de caldeo en el supuesto que la caldera desarrolle el 225% de su potencia nominal durante el ensayo.

PROBLEMA N° 4.5

Una caldera produce 45.400 kg de vapor por hora a una temperatura total de 537,7 °C. La temperatura del agua de alimentación es 145,6 °C; la presión absoluta del vapor, 84 bar; la potencia calorífica superior del carbón tal como se quema, 6.160 kcal por kg, y el rendimiento total, 85%. ¿Cuántos kilos de carbón se necesitarán por hora?

Solución: 5.992,8 kg por hora.

PROBLEMA N° 4.6

Una caldera de vapor requiere 8.626 kg de carbón por hora; la potencia calorífica superior del carbón es 7.560 kcal por kg; la temperatura del agua de alimentación, 93,3 °C; la presión relativa del vapor en la caldera, 12,6 bar. Un calorímetro del tipo de estrangulación señala una temperatura de 115,6 °C a una presión atmosférica de 724,7 mm de mercurio. El rendimiento total de la caldera es 76%. (a) Hallar las kcal absorbidas por hora. (b) El número de kilogramos de vapor producidos por hora. (c) El título del vapor producido.

PROBLEMA N° 4.7

Se dispone de combustibles de las siguientes potencias caloríficas: gas natural, 8900 kcal/ m³; fuel-oil, 10.640 kcal/kg; carbón, 7.000 kcal/kg tal como se quema, y lignito, 3.920 kcal/kg. El costo del gas natural es 20 ptas. los 30 m³; fuel -oil, 100 ptas. el barril de 151 litros (densidad, 0,87); carbón, 700 ptas. la tonelada, y lignito, 400 ptas. la tonelada. Los rendimientos de la caldera son: 87% para el gas; 84% para el fuel -oil; 76% para el carbón, y 60% para el lignito. Calcular el costo de producir 1.000 kg de vapor saturado seco a 100 °C para cada combustible.

PROBLEMA N° 4.8

El vapor empleado por una turbina es 5,45 kg/kWh a una presión absoluta de 45,5 bar y a una temperatura de 371°C. El rendimiento total de la caldera es del 82% con agua de alimentación a 148,9°C. (a) ¿Cuántos kilogramos de carbón de 6.720 kcal se requieren por kWh?. (b) Si el carbón cuesta 700 ptas, por tonelada, ¿Cuál será el costo del combustible por kWh?

PROBLEMA N° 4.9

En los ensayos efectuados con una caldera de vapor fueron obtenidos los siguientes valores: Pesos: agua de alimentación, 50.100 kg; carbón empleado, 6.280 kg; y residuos secos sacados del cenicero, 900 kg (el análisis indicó 30% de combustible). Presiones: vapor, 22,75 bar (absoluta); presión barométrica, 754,4 mm. Temperaturas: agua de alimentación, 79,45 °C; vapor, 315 °C; gases de los humerales, 287,7 °C; y sala de calderas, 26,7 °C. Porcentaje de saturación del aire del local, 55. Análisis del carbón, porcentajes en peso: C, 65; H₂, 5; N₂, 1; O₂, 8; S, 2; humedad, 8; cenizas, 11; y kcal por kg, 7.280. Análisis de los gases de los humerales, porcentajes en volumen: CO₂, 13,3; CO, 0,55; O₂, 4,35, y N₂, 81,8. En el supuesto de que la superficie de caldeo del generador sea de 1.023 m² y el volumen del hogar sea de 56,7 m³, hallar (a) las kcal absorbidas por hora; (b) los HP de caldera desarrollados; (c) la vaporización equivalente en kilogramos por hora ; (d) el calor liberado por metro cúbico de volumen de hogar; (e) el rendimiento total.

PROBLEMA N° 4.10

En funcionamiento continuo, una caldera de vapor es un aparato de flujo permanente (constante). En el supuesto de que el agua entre a una presión absoluta de 14 bar, a una temperatura de 67,25 °C, con un volumen específico de 0,00102 m³/kg teniendo una energía interna de 67,2 kcal por kg, una velocidad de 366 m por minuto y una altura de 1,53 m, y salga de la caldera en forma de vapor a una presión absoluta de 13,3 bar, un volumen específico de 0,15 m³/kg, una energía interna de 623,3 kcal por kg, una velocidad de 1.830 m por minuto y una altura de 18,3 m, hallar la variación de entalpía por kilogramo de agua de alimentación. **Solución:** 602,6 kcal/kg.

EQUIPOS AUXILIARES DE LAS CALDERAS DE VAPOR

PROBLEMA N° 5.1

En un recalentador el vapor de agua entra a una presión absoluta de 21 bar y con un título del 98%. El vapor sale del aparato a una presión de 20,83 bar y a una temperatura total de 315,6 °C. Determinar el calor añadido en el recalentador por unidad de peso de vapor.

PROBLEMA N° 5.2

Determinar el peso de agua de alimentación a 82,2 °C necesario para quitar totalmente el recalentamiento de la unidad de peso de vapor a una presión absoluta de 42 bar y 343,3 °C en un saturador del tipo de pulverizador.

Solución: 0,1119 kg por kg.

PROBLEMA N° 5.3

Un recalentador del tipo de convección recibe vapor de agua a una presión absoluta de 31,5 bar y con un título del 98,5%. El vapor sale del recalentador a 389 °C. Hallar (a) El aumento de entalpía en el recalentador en kcal/kg; (b) el aumento del volumen específico, en m³/kg; y (c) el calor específico medio del vapor recalentado en kcal/kg/°C.

PROBLEMA N° 5.4

A través de un precalentador se hace pasar aire a razón de 81.720 kg por hora, y su temperatura pasa de 26,7 °C a 176,7 °C; los gases quemados, a una temperatura de 315,6°C, entran en el calentador a razón de 85.352 kg por hora. Hallar la temperatura de salida de los gases quemados en el supuesto de que el calor específico c_p para el aire y gases valga 0,25.

PROBLEMA N° 5.5

Una llama luminosa transmite calor por radiación a un cuerpo negro según la fórmula $Q = 4,92 \times 10^{-8} \times A(T_1^4 - T_2^4)$, en donde A = superficie en m²; T_1 = temperatura de la llama en grados absolutos C; T_2 = temperatura de la superficie del tubo, en grados absolutos C; Q = cantidad de calor, en kcal/h. Calcular la energía absorbida por hora y por m² de superficie de recalentador, en el supuesto que la temperatura de llama sea 1.760 °C y que la de la superficie del recalentador sea 293 °C. Suponer que la superficie de éste sea la de un cuerpo negro, es decir, la de un absorbedor perfecto de calor radiante.

Solución: 836.923 kcal/m².

PROBLEMA N° 5.6

Un calentador de aire se halla instalado en la entrada a la chimenea de una fábrica de cemento utilizando parte del calor perdido en los gases procedentes del horno de cemento; el aire que pasa por el calentador absorbe el 10% del calor suministrado por el combustible al horno. Cada hora se queman 566,6 m³ de gas natural, suministrándose el aire en la proporción de 13,2 a 1 en volumen, con respecto al gas. Este tiene una potencia calorífica de 8.900 kcal/m³; la temperatura inicial del aire es 23,9°C. Calcular la temperatura final del aire calentado. Densidad media de los gases quemados, 0,642 kg/m³; del aire, 0,8 kg/m³; y del gas natural, 1,123 kg/m³. Empléese para el aire $c_p = 0,25$.

CALENTADORES DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

PROBLEMA N° 6.1

El funcionamiento de una sala de calderas se modifica de forma que la temperatura del agua de alimentación es 93,3 °C en vez de 60 °C. La central utiliza carbón de una potencia calorífica de 6.100 kcal/kg tal como se quema, con un rendimiento global del 70% para una y otra condición de funcionamiento. ¿ Qué peso adicional de agua puede vaporizarse por cada 908 kg de carbón quemado, si la presión absoluta del vapor vale 14 bar y el título de vapor es 0,97?.

Solución: 390,4 kg.

PROBLEMA N° 6.2

Quince mil ochocientos noventa kg de vapor se condensan por hora en un calentador de contacto directo. El vapor tiene una presión absoluta de 1,05 bar y su título es 0,96. Las pérdidas caloríficas del calentador ascienden al 10% del calor obtenido del vapor. Hallar el peso por hora de agua que puede calentarse de 15,6 °C a 82,2 °C.

Solución: 115.089 kg.

PROBLEMA N° 6.3

Un calentador del tipo de superficie tiene 48,83 m² de superficie calefactora, y trabaja con un coeficiente de transmisión de calor U, de 1.756,8 kcal/hora/ m²/°C. El vapor entra a una presión absoluta de 4,2 bar y con un título de 0,99. ¿Qué peso de agua puede calentarse por hora, de 15,6 °C a 126,7 °C?.

Solución: 43.674,8 kg.

PROBLEMA N° 6.4

Un calentador de contacto directo funciona para elevar la temperatura de 63.560 kg de agua por hora de 26,7 °C a 100,6 °C cuando se alimenta con vapor seco a una presión absoluta de 1,05 bar. Las pérdidas caloríficas del calentador ascienden al 8% de la energía calorífica añadida al agua. A continuación se efectúa un segundo calentamiento en un aparato del tipo de superficie, el cual recibe el agua a 98,9 °C y aumenta su temperatura hasta hacerla igual a la del vapor saturado a una presión absoluta de 4,2 bar. Hallar la superficie de calentamiento requerida sabiendo que U = 1.952 kcal/hora/ m²/°C.

TIRO, CHIMENEAS Y VENTILADORES

PROBLEMA Nº 7.1

Una chimenea con tiro natural está construida para producir una diferencia de presión de 2,4 cm de agua en su base en las condiciones siguientes: temperatura aire exterior, 35 °C; temperatura media de los gases quemados, 254,4 °C; temperatura del fluido del aparato medidor del tiro, 37,8 °C, y la presión barométrica 732,8 mm de mercurio. ¿Cuál deberá ser la altura de la chimenea en metros, si el tiro producido realmente es 0,85 del teóricamente posible?.

PROBLEMA Nº 7.2

Una chimenea de 56,39 m de altura puede funcionar en verano o invierno en las siguientes condiciones: temperatura media de los gases quemados, 260 °C; temperatura del fluido del indicador de tiro, 37,8 °C, y presión barométrica, 744,2 mm de mercurio. La temperatura del aire exterior puede ser -34,4 °C en invierno y 37,8 °C en verano. ¿Cuán menor es el tiro teórico posible en verano que en invierno? .

Solución: 1,9 cm de agua.

PROBLEMA Nº 7.3

En una sala de calderas se gastan 9.080 kg de carbón por hora, produciéndose en peso 14 unidades de gases de combustión secos por unidad de combustible quemado, existiendo las siguientes temperaturas medias: aire exterior, 35 °C; gases a la entrada de la chimenea, 343,3 °C; gases en el interior de la chimenea, 260 °C, y fluido aparato medidor de tiro, 37,8 °C. El tiro requerido cuyo valor es 2,9 cm de agua es 0,75 del teóricamente posible cuando la presión barométrica vale 745,5 mm de mercurio. ¿Cuáles deberán ser las dimensiones de la chimenea en el supuesto de que la velocidad del gas sea 0,35 de la teóricamente posible?.

Solución: 81,69 m de altura y 3,14 m de diámetro.

PROBLEMA Nº 7.4

Un ventilador acoplado a una canalización descarga $2.408 \text{ m}^3/\text{min}$ de aire en condiciones normales, venciendo una presión total de 10,8 cm de agua cuando la presión estática vale 10,1 cm de agua. La temperatura del fluido del indicador de tiro es de 21,1 °C. La potencia absorbida por el ventilador es 76 HP (al freno). Hallar los rendimientos total y estático del aparato.

Solución: 74,6% y 70,4%.

PROBLEMA Nº 7.5

En una sala de calderas se gastan 1.362 kg de carbón por hora produciéndose en peso 15 unidades de gases de combustión por unidad de combustible. Las pérdidas de tiro probables serán: a través del lecho de combustible, 0,38 cm de agua; conductos de la caldera, 0,76 cm; bifurcación, 0,3 cm; velocidad de los gases 0,13 cm; dos curvas de la bifurcación, 0,1 cm. Las temperaturas medias previstas son: aire exterior, 26,7 °C; gases al entrar en la chimenea, 287,8 °C; gases quemados, en el interior de la chimenea, 204,4 °C. El tiro real puede suponerse 0,8 del teórico, y el coeficiente de velocidad de los gases, 0,35. Hallar el diámetro y la altura de la chimenea requerida cuando la presión barométrica vale 748 mm de mercurio, y la densidad del fluido del indicador de tiro vale $996,08 \text{ kg/m}^3$.

TURBINAS DE VAPOR

PROBLEMA N° 8.1

Una turbina de vapor del tipo de acción se emplea para accionar un generador a 3600 r.p.m. ; el diámetro medio del rodete es de 1.220 mm. La cantidad de vapor seco a suministrar es 4.903,2 kg por hora a una presión absoluta de 14 bar . Suponiendo una expansión isoentrópica con una presión absoluta en el condensador de 50,8 milímetros de mercurio y despreciando los rozamientos, hallar (a) el número teórico de escalonamientos de velocidad requerido; (b) el número teórico de escalonamientos a presión ; y (c) el número de escalonamientos de presión en el supuesto de que haya dos escalonamientos de velocidad para el primer escalonamiento de presión.

Solución: 2, 7, 2+3

PROBLEMA N° 8.2

Una turbina de vapor del tipo de reacción se utiliza para accionar un generador que gira a 3000 r.p.m. El diámetro medio del rodete es de 1.220 mm. Suponiendo que la expansión sea isoentrópica y que se desprecian los rozamientos, hallar el número de escalonamientos requerido en una turbina de reacción "teórica", en el caso de que se suministren por hora 4.903,2 kg de vapor seco, a una presión absoluta de 14 bar ; la presión absoluta del condensador vale 50,8 mm de mercurio.

Solución: 14

PROBLEMA N° 8.3

Una turbina recibe vapor a una presión absoluta de 14 bar y a una temperatura total de 371°C. La presión absoluta del condensador vale 50,8 mm de mercurio. Hallar (a) el rendimiento del ciclo de Rankine despreciando el trabajo de la bomba; (b) el consumo específico ideal de vapor en kg y libras por HP-hora; (c) el consumo específico real de vapor, en el supuestos de que el rendimiento de la máquina valga 0,54; y (d) el rendimiento térmico.

Solución: 31.5%, 2.8, 5.217%

PROBLEMA N° 8.4

Una turbina con doble extracción trabaja según un ciclo regenerativo ideal, con una presión absoluta inicial de 14 bar, una temperatura total de 232,2°C, una extracción de vapor a una presión absoluta de 5,25 bar, otra extracción a una presión absoluta de 1,75 bar, y una presión absoluta en el condensador de 25,4 mm de mercurio. Despreciando el trabajo de la bomba, hallar por unidad de peso de caudal de vapor, (a) el peso de vapor extraído en la baja presión; (b) el peso de vapor extraído en la alta presión; y (c) el rendimiento del ciclo regenerativo.

NOTA. La resolución resulta más expeditiva utilizando el diagrama de Mollier para determinar las entalpías correspondientes a la expansión isoentrópica.

Solución: 0.073 kg/kg, 0.1455 kg/kg, 31.42%

PROBLEMA N° 8.5

Una tobera ideal recibe vapor a una presión absoluta inicial de 21 bar y a una temperatura total de 315,6 °C. La presión absoluta de descarga vale 3,5 bar. Suponiendo una expansión isoentrópica, hallar la velocidad de salida en m/seg.

PROBLEMA N° 8.6

Una tobera ideal de vapor expansiona 2.451,6 kg de vapor por hora desde una presión

absoluta inicial de 14 bar y a una temperatura total de 260 °C hasta una presión de 2,8 bar. Hallar en centímetros (a) el diámetro de la garganta; (b) el diámetro de salida; y (c) la longitud de la tobera.

PROBLEMA N° 8.7

Calcular el peso de vapor, en kg/hora que puede ser descargado por una tobera ideal cuya garganta tenga una sección de 3,23 cm² cuando se alimenta con vapor saturado seco a una presión absoluta de 21 bar.

Solución : 3.400,5 kg.

PROBLEMA N° 8.8

Una máquina de vapor recibe este fluido a una presión absoluta de 14 bar y a una temperatura 204,4 °C. La presión absoluta de escape vale 1,4 bar. En el supuesto de que se le acople una turbina de baja presión cuya presión absoluta de escape valga 25,4 mm de mercurio para utilizar el fluido saliente de la primera, ¿cuál será el porcentaje de aumento en energía utilizable, en el supuesto de que la expansión sea isoentrópica?

Solución : 115 %.

PROBLEMA N° 8.9

Una turbina de acción con un solo escalonamiento recibe vapor saturado seco a una presión absoluta de 12,6 bar; la presión absoluta de escape vale 0,28 bar. La velocidad periférica de los álabes es 427 m/seg y el ángulo de la tobera vale 20°. (a) Suponiendo un flujo isoentrópico, dibujar a escala un diagrama de velocidades en el que aparezca el ángulo del álabe, en grados, y la velocidad absoluta de salida del vapor en m/seg. (b) Hallar la potencia teórica efectuada, en kW, en el supuesto de que el caudal valga 1 kg por segundo. (c) Calcular el rendimiento del escalonamiento de la turbina.

PROBLEMA N° 8.10

Supongamos que el consumo total de vapor de una turbina controlada por un regulador del tipo de estrangulación varíe con la carga según una línea recta. Un turbo generador de 21.000 kW es alimentado con vapor a una presión absoluta de 28 bar y a una temperatura de 315,6 °C; su presión absoluta de escape vale 0,07 bar. El rendimiento de la máquina para su potencial nominal es 60 %. En vacío la turbina gasta 11.350 kg de vapor por hora. ¿Cuál será el consumo de vapor en kg por kW-h, a 2/3 de carga?

PROBLEMA N° 8.11

Un turbo generador consume 8,17 kg de vapor por kW-h medido en el cuadro de interruptores. La presión absoluta del vapor es 21 bar; la temperatura total, 287,8 °C; el vacío en el condensador de chorro vale 685,8 mm de mercurio; la presión barométrica, 736,6mm de mercurio; el rendimiento mecánico y eléctrico del grupo, 90 %; temperatura del agua al entrar en el condensador de chorro, 13,9 °C; temperatura de salida del agua, 29,4 °C. Hallar (a) el rendimiento térmico basado en los kW-h suministrados al cuadro de interruptores; (b) título del vapor en el escape (despreciando las pérdidas por radiación); y (c) peso teórico del agua para el condensador requerida por kg.

Solución : (a) 15,57 %; (b) 97,20 %; (c) 36,6 kg por kg de vapor.

PROBLEMA N° 8.12

Determinar el número de escalonamientos de reacción teóricos de una turbina que gira a 3.600 r.p.m. cuando se alimenta con 2724 kg de vapor por hora a una presión absoluta de

18,2 bar y a una temperatura de 260 °C. El vapor se expansiona hasta una presión absoluta de escape de 0,069 bar. El diámetro medio del rodete vale 1220 mm.

PROBLEMA N° 8.13

Una turbina de vapor gira a 3.600 r.p.m. El diámetro medio de los álabes del rodete vale 1.220 mm. El vapor entra a una presión absoluta de 31,5 bar y a una temperatura de 287,8 °C. La presión absoluta en el condensador vale 0,052 bar. Suponiendo una expansión isoentrópica, determinar el número teórico de escalonamientos requerido para cada uno de los casos siguientes : (a) todos los escalonamientos de velocidad; (b) todos los escalonamientos de presión; (c) primer escalonamiento, dos hileras de velocidad; el resto de los escalonamientos del tipo de Rateau; y (d) los escalonamientos de reacción.

PROBLEMA N° 8.14

Una turbina compound recibe vapor a una presión absoluta de 84 bar y a una temperatura de 482 °C. Después de expansionarse hasta una temperatura de 260 °C en el cuerpo de alta presión de la turbina, el vapor se recalienta hasta alcanzar una temperatura de 482 °C, y a continuación se expansiona en el cuerpo de baja presión hasta una presión absoluta de escape de 0,034 bar. Suponer una expansión isoentrópica. (a) Hallar la presión de escape del cuerpo de alta presión. (b) ¿Cuál será el título del vapor en el escape del cuerpo de baja presión? (c) ¿Qué porcentaje de la potencia total de la turbina se produce respectivamente en los cuerpos de alta y baja presión?. (d) Hallar el rendimiento del ciclo de recalentamiento.

PROBLEMA N° 8.15

Una turbina recibe vapor a una presión absoluta de 35 bar y a una temperatura de 315,6 °C; la presión absoluta de escape vale 0,052 bar. (a) Hallar el rendimiento del ciclo regenerativo teórico en el caso de que el vapor se extraiga a una presión absoluta 2,8 bar. (b) Hallar el rendimiento del ciclo de Rankine, suponiendo que no haya extracción. Despreciar el trabajo de la bomba.

PROBLEMA N° 8.16

En un ciclo de vapor con recalentamiento a la entrada de la turbina se tiene vapor a 50 bar y 500°C. Este se expande idealmente hasta la saturación y se recalienta hasta la entalpía inicial. Si la expansión final se realiza de forma también ideal hasta la presión de 0.05 bar, ¿Cuál es el contenido de humedad del vapor que sale de la turbina?.

Si se desea limitar el cambio de temperatura del agua de enfriamiento del condensador a 12°C, calcular los kg de agua de enfriamiento necesarios por kg de vapor, si se supone que el condensado es líquido saturado. Calcular el rendimiento del ciclo considerando todos los procesos como ideales.

PROBLEMA N° 8.17

Se considerará uno solo de los últimos escalonamientos de una turbina de vapor axial de acción de escalonamientos simétricos o de grado de reacción 1/2. El vapor entra en este escalonamiento con una presión absoluta de 1.34 bar y un grado de humedad del 5%. El ángulo de salida del álabe de la corona fija es 20°. La velocidad axial del vapor se mantiene constante en el escalonamiento e igual a 0.7 de la velocidad periférica. La turbina gira a 500 rpm. La altura de los álabes a la entrada del escalonamiento es de 152.4 mm y el diámetro medio del escalonamiento es 12 veces dicha altura. El rendimiento interno del escalonamiento es 75%.

Calcular:

- (a) triángulos de velocidades;
- (b) potencia desarrollada por este escalonamiento en la turbina;
- (c) presión de vapor a la salida del escalonamiento.

Solución: 156.37 kW; 1.3 bar

PROBLEMA N° 8.18

Una turbina axial de acción de Laval de contrapresión de un solo escalonamiento recibe vapor de agua a una presión absoluta de 8 bar y una temperatura de 400° C. La presión a la salida de la turbina es de 2 bar. La turbina consta de una tobera y de una corona móvil. La tobera forma un ángulo de 18° con la velocidad periférica y el ángulo $\beta_2 = 30^\circ$; la velocidad periférica es igual a 0.45 de la velocidad absoluta a la salida de la tobera. La velocidad absoluta en la tobera experimenta una pérdida a causa de la fricción en la misma del 10% y la relativa en la corona móvil una disminución por la misma causa del 15%. El flujo másico de vapor de agua por la turbina es de 5 kg/s. El rendimiento mecánico es del 96%.

Calcular:

- (a) triángulos de velocidades a la entrada y a la salida;
- (b) trabajo interno de la turbina;
- (c) potencia útil o potencia del eje.

Solución: 248.63 kJ/kg; 1193.42 kW.

PROBLEMA N° 8.19

Una turbina de vapor axial de reacción de 22380 kW, que gira a 500 rpm, es alimentada con vapor a una presión absoluta de 20 bar y a una temperatura de 288°C; mientras que la presión del condensador es 134 mbar; el factor de recalentamiento es 1,04 y el rendimiento interno de un escalonamiento es 78%.

Calcular:

- (a) volumen específico y grado de humedad del vapor a la entrada del condensador;
- (b) consumo de vapor y consumo específico de vapor;
- (c) la altura de los álabes y el diámetro del tambor en un escalonamiento con las siguientes características: presión absoluta a la entrada: 1,34 bar; título del vapor 0,95; altura de los álabes 0,10 del diámetro medio; velocidad absoluta del vapor 0.7 de la velocidad periférica.

Solución: 9.855 m³/kg; 0.884; 32.98 kg/s; 5.3 kg/kWh; 0.19 m; 1.73 m

PROBLEMA N° 8.20

Una turbina de vapor compound consta de dos cuerpos de alta y de baja presión. El agua entra en la caldera a 26,4 °C. El vapor entra en la turbina de alta sobrecalentado a 100°C y 20 bar. El vapor que sale de la turbina de alta a 2,7 bar, pasa primero a un recalentador, donde alcanza 180°C de recalentamiento y luego a la turbina de baja, donde se expande hasta la presión del condensador de 33 mbar.

Dibujar el diagrama Ts del ciclo de esta instalación y calcular el trabajo desarrollado y el calor absorbido por el vapor.

PROBLEMA N° 8.21

Un gasto de 0,5 kg/s de vapor salen de una tobera de Laval a una velocidad de 1100 m/s.

Calcular:

- (a) potencia del chorro;
- (b) velocidad periférica de la corona móvil más conveniente para aprovechar esta potencia.

PROBLEMA N° 8.22

En un escalonamiento simétrico de una turbina de reacción que gira a 1500 rpm el flujo másico de vapor es de 5 kg/s; el diámetro medio tanto de la corona fija como de la corona móvil es 775 mm, los ángulos de entrada de la velocidad absoluta y relativa son respectivamente 25 y 145°; el rendimiento interno del escalonamiento es 80%.

Calcular:

- (a) los triángulos de velocidades;
- (b) potencia desarrollada por el escalonamiento.

PROBLEMA N° 8.23

Una turbina de vapor con escalonamientos de reacción gira a 750 rpm y consume un caudal de vapor de 14 kg/s. En un escalonamiento intermedio el diámetro medio de la corona fija y móvil 2150 mm y la altura de los álabes fijos y móviles 160mm; el ángulo de salida de la velocidad relativa 25°; el estado de vapor a la entrada del escalonamiento viene determinado por una presión de 380 mbar y un grado de humedad del 3%; el rendimiento interno del escalón es 75%.

Calcular:

- (a) triángulos de velocidades;
- (b) potencia desarrollada por el escalonamiento;
- (c) caída de presión del vapor en el escalonamiento.

PROBLEMA N° 8.24

Por una turbina de un solo escalonamiento circula un caudal másico de vapor de 2 kg/s; el salto entálpico aprovechado en las toberas es 150 kJ/kg; el vapor sale de las toberas a una presión absoluta de 7 bar con una humedad del 3%; el ángulo de salida de las toberas es 18° y el de salida de los álabes móviles 20°; velocidad periférica 240 m/s; la velocidad relativa a la salida es 0,85 de la velocidad relativa de entrada.

Calcular:

- (a) estado del vapor a la salida del rodete;
- (b) potencia de la turbina.

PROBLEMA N° 8.25

En una turbina de vapor de acción el vapor sobrecalentado a 7 bar y 250°C entra en la corona móvil a una velocidad de 600 m/s, formando un ángulo de 25° con la velocidad periférica de 240 m/s. El ángulo de los álabes a la salida es 20°. La velocidad relativa a la salida es 0,9 de la velocidad relativa a la entrada.

Calcular:

- (a) Ángulo de entrada de los álabes móviles.
- (b) Velocidad absoluta del vapor a la salida de los álabes.
- (c) Trabajo desarrollado por la turbina.

PROBLEMA N° 8.26

El vapor sale de la tobera de una turbina de acción formando un ángulo de 20° con la velocidad periférica de los álabes simétricos móviles, que es igual a 90 m/s. Despréciense los rozamientos.

Calcular :

- (a) Ángulo que los álabes móviles forman con la misma velocidad periférica.
- (b) Velocidad del vapor relativa a los álabes .

PROBLEMA N° 8.27

Una turbina de vapor de acción de un solo escalonamiento tiene dos toberas, cuyas gargantas tienen un diámetro de 3,2 mm. Entrada en la tobera, vapor saturado seco a 7 bar; presión a la salida de las toberas, 1 bar; rendimiento de las toberas, 95%; rendimiento de los álabes de la corona móvil 30%.

PROBLEMA N° 8.28

En el primer escalonamiento de una turbina de vapor de acción, cuyo caudal másico es de 4,3 kg/s entra el vapor saturado seco en las toberas de la corona fija con una presión de 8 bar expansionándose en las toberas con un rendimiento del 88% hasta una presión a la entrada de la corona móvil de 5,3 bar.

Calcular el número de toberas, su ancho y altura, si el escalonamiento es de admisión parcial, el diámetro medio de la corona fija es de 625 mm, el espesor de las paredes es 3 mm, el ángulo de las toberas es de 14° y el paso aproximado 62,5 mm.

PROBLEMA N° 8.29

En una turbina de un solo escalonamiento, que gira a 3.000 r.p.m., se conocen los siguientes datos:

Componente tangencial de la velocidad absoluta de entrada:	350 m/s
Componente tangencial de la velocidad absoluta de salida:	0 m/s
Velocidad periférica:	200 m/s
Caudal que circula por la turbina:	20 kg/s

Se pide:

- (a) Potencia que está suministrando la turbina.
- (b) Par en estas condiciones.

Solución: 1400 kW; 4456.3 Nm

PROBLEMA N° 8.30

De una turbina centrípeta se conocen los datos siguientes:

Triángulo de entrada al rodete de la turbina:

velocidad absoluta:	$c_1 = 300$ m/seg
velocidad relativa:	$w_1 = 100$ m/seg
velocidad periférica:	$u_1 = 290$ m/seg

Triángulo de salida del rodete de la turbina:

velocidad absoluta:	$c_2 = 50$ m/seg
velocidad relativa:	$w_2 = 190$ m/seg

velocidad periférica: $u_2 = 180 \text{ m/seg}$

Si el gasto es de 0,2 kg/seg, calcular la potencia que está suministrando esta turbina.

Solución: 16.53 kW

PROBLEMA N° 8.31

En un escalonamiento de una turbina de vapor axial de acción ($p = \text{cte. en el rotor}$), el salto en la tobera es de 180 kJ/kg y el ángulo de salida de la tobera es 20° respecto al plano del rodete; siendo el álabe simétrico ($\alpha_{\text{entrada}} = \alpha_{\text{salida}}$) y suponiendo que no existen pérdidas por fricción, calcular el trabajo periférico si la turbina está funcionando con la velocidad periférica de máximo rendimiento, por los siguientes caminos:

- Aplicando la ecuación que nos da el trabajo periférico.
- Sabiendo que por ser el álabe simétrico, y por no existir fricción, la velocidad absoluta de salida tiene la dirección del eje.
- Calculando los triángulos de velocidades y aplicando la primera forma de la ecuación de Euler.
- Aplicando la segunda forma de la ecuación de Euler, una vez conocidos los triángulos de velocidades.
- Teniendo en cuenta que el trabajo periférico es igual al salto isentrópico menos las pérdidas.

Solución: 158.9kJ/kg

PROBLEMA N° 8.32

En el escalonamiento de la turbina anterior se sustituye el álabe simétrico por un álabe asimétrico con $\alpha_2 = \alpha_1$.

Determinar gráficamente el valor de u que hace máximo el rendimiento periférico y obtener el valor del trabajo periférico. Comparar los resultados con los del problema anterior.

Solución: 317.78 m/s; 173856.6 J/kg

PROBLEMA N° 8.33

Una turbina de vapor multicelular, trabaja con vapor en las siguientes condiciones:

Presión de admisión: 35 bar
 Temperatura de admisión: 480 °C
 Presión en escape: 0,035 bar
 Gasto de vapor: 20 kg/seg.

El primer escalonamiento de esta turbina es una rueda Curtis (dos escalonamientos de velocidad), siendo el salto isentrópico de este escalonamiento los $2/5$ del salto isentrópico total. Sabiendo que el ángulo de salida del fluido de la tobera es $\alpha_1 = 18^\circ$, que los álabes son simétricos, que no existe fricción ni en la tobera ni en los álabes, y, por último, que la turbina está funcionando con la velocidad periférica de máximo rendimiento.

Calcular:

- Diámetro medio de la rueda, sabiendo que la turbina mueve un alternador que gira a 3.000 r.p.m.
- Potencia que suministra este escalonamiento, aplicando la ecuación de Euler.

(3) ¿ Se deberá emplear admisión parcial en este escalonamiento?.

Solución: 1.53 m; 9226.4 kW;SI

PROBLEMA N° 8.34

Una turbina de vapor de contrapresión, constituida por una rueda Curtis de dos escalonamientos de velocidad, desarrolla 1.600 kW a 3.000 r.p.m., siendo las condiciones del vapor a la entrada de la turbina de 50 bar y 400 °C. La contrapresión de escape es de 6 bar.

Calcular:

(1) Determinar el consumo de vapor en kg/seg.

(2) Dibujar la evolución en un diagrama $h-s$.

Se conocen los datos complementarios siguientes:

(a) La velocidad periférica de la máquina es la de máximo rendimiento.

(b) El ángulo de salida del vapor de la tobera es $\alpha_1 = 17^\circ$.

(c) El coeficiente de pérdida de velocidad relativa es función de la deflexión .

(d) El coeficiente de pérdida de velocidad en la tobera es 0,9

(e) Alabes y directrices simétricos.

(f) El rendimiento mecánico de la turbina es 0,98.

Solución: 5.47 kg/s;

CONDENSADORES

PROBLEMA N° 9.1

Determinar la superficie de tubo requerido para un condensador que trabaja en las siguientes condiciones: temperatura de entrada del vapor, 43,3 °C ; temperatura del agua de circulación, entrada 21,1 °C, salida 36,7 °C; temperatura del condensado, 43,3 °C. El coeficiente total de transmisión calorífica U vale 3.97 kW/m² °C. El caudal de vapor es de 22.700 kg por hora. Entalpía del vapor al entrar en el condensador: 2372kJ/kg.

PROBLEMA N° 9.2

Utilizando los datos del problema n° 5, determinar el número y la longitud de tubos de 19 mm de diámetro exterior, de 1,2 mm de grueso de pared, necesarios para un condensado de dos pasos en el supuesto que la velocidad del agua sea 2,13 m/seg.

Solución: 460 tubos por paso; 5,03 m.

PROBLEMA N° 9.3

Un condensador de superficie con una superficie de enfriamiento de 2.44,6 m² se alimenta con 13.153 litros por minuto de agua de refrigeración, la cual entra a 0 °C y sale a 12,2 °C. El condensado abandona el condensador a 33,18 °C, la presión absoluta en el condensador es de 38 mm de mercurio. (Peso del agua, 0,99 kg/litro.) Hallar (a) el calor absorbido por el agua de refrigeración, en kcal/hora; (b) la diferencia de temperatura media logarítmica entre el vapor y el agua de refrigeración en °C ; y (c) el coeficiente de transmisión calorífica U , en kcal/hora/m²/°C.

PROBLEMA N° 9.4

En un condensador de superficie el vapor entra a una presión absoluta de 25,4 mm de mercurio, con una velocidad de 182,8 m/seg, y con un título del 95 %, y sale en forma de condensado a una temperatura de 23,9 °C y con una velocidad de 3,05 m/seg. El agua de refrigeración entra a 15,6 °C y sale a 21,1 °C. Determinar (a) el peso del agua de refrigeración requerido por unidad de peso de vapor condensado; (b) el volumen total de agua de refrigeración requerido por minuto para una turbina de 25.000 kW con un consumo específico de vapor de 5,45 kg por kW-hora; y (c) el diámetro de la entrada al condensador.

PROBLEMA N° 9.5

En un condensador de superficie la temperatura inicial del agua de circulación es 12,8°C y la salida, 37,8 °C. En la máquina de vapor este fluido entra saturado seco a una presión absoluta de 9,8 bar; el escape de la máquina entra en el condensador a una presión absoluta de 0,14 bar. La máquina desarrolla una potencia indicada de 180 HP y consume 9,08 kg de vapor por HP indicado. La temperatura final del vapor condensado es 52,2 °C. (a) ¿Cuál es el título del vapor al entrar en el condensador? (b) ¿Cuál es el rendimiento térmico de la máquina basándose en la potencia indicada?.

Solución: (a) 95 %; (b) 11,59 %.

PROBLEMA N° 9.6

Calcular la superficie de tubo requerida para un condensador de superficie que recibe el vapor procedente de una turbina cuyo consumo específico es 8,17 kg por kW·hora. El vapor entra en la turbina a una presión absoluta de 14 bar, y a una temperatura de 248 °C; la presión absoluta en el condensador es de 51 mm de mercurio. La carga del generador es de 3.000 kW; su rendimiento mecánico, 90%. Suponer que no hay pérdidas ni

sobreenfriamiento en el condensado. El agua entra a 23,9 °C y sale a 35 °C. Tomar $U = 3.172$.

Solución: 547,8 m².

TURBOCOMPRESORES

PROBLEMA N° 10.1

Un compresor centrífugo descarga 2,27 kg de aire por segundo. En el supuesto de que la velocidad periférica valga 457,2 m/s, el factor de deslizamiento, 1,04, y el factor de potencia absorbida, 0,9, calcular la potencia comunicada al aire.

Solución: 443.8 kW

PROBLEMA N° 10.2

La temperatura de estancamiento en la entrada de un compresor es 288,6 °C abs, y en la salida del mismo, 475,6 °C abs. Suponiendo que el calor específico medio c_p valga 0,25 kcal/kg/°C, hallar la potencia requerida en el caso de que se compriman 2,27 kg de aire por segundo.

Solución: 443870 W

PROBLEMA N° 10.3

Hallar la potencia isoentrópica requerida para comprimir 14,16 m³ por minuto de aire libre desde una presión absoluta de 1,029 bar y 15,6 °C hasta una presión absoluta de 7 bar.

Solución: 61 kW

PROBLEMA N° 10.4

Hallar la potencia en el eje necesaria para comprimir 14,16m³ de aire por minuto desde una presión absoluta de 1,029 bar y 15,6 °C hasta una presión absoluta de 7 bar con un turbocompresor de un solo escalonamiento, en el supuesto de que el rendimiento (isoentrópico) de la compresión sea 90%, y que el rendimiento mecánico sea 80%.

Solución: potencia al freno = 84.7 kW.

PROBLEMA N° 10.5

Un compresor centrífugo descarga 0,454 kg de aire por segundo. La velocidad periférica del impulsor es 365,75 m/seg; el factor de deslizamiento vale 0,9; el factor de potencia absorbida es 1,04. Hallar la potencia desarrollada en el eje.

Solución: 56.7 kW

PROBLEMA N° 10.6

Hallar la presión de descarga que puede preverse en un compresor centrífugo de un solo escalonamiento, con una velocidad periférica de los álabes de 365, 75 m/s, en el supuesto de que el rendimiento isoentrópico sea 85%; el factor de deslizamiento 0,9; el factor de potencia absorbida, 1,04; la temperatura de estancamiento de entrada, 288,6 °C abs; la presión absoluta de estancamiento de entrada, 1,029 bar, y el calor específico medio, 0,25. Considérese que el medio es aire, con $c_p/c_v = 1,4$.

PROBLEMA N° 10.7

En un compresor centrífugo las condiciones de estancamiento de entrada son: 283 °C abs, y 0,994 bar (presión absoluta). La presión absoluta de estancamiento de salida es 9,94 bar y el rendimiento isoentrópico, 82%. Hallar la temperatura de estancamiento de salida. Dibujar la compresión sobre el diagrama Ts. Considérese que el medio es aire con $\gamma = 1,4$.

PROBLEMA N° 10.8

Un motor trabaja con una relación másica combustible/aire de 1/15,3. El motor está provisto de un turbosobrealimentador que comprime la mezcla desde una presión de 0,53 bar y una temperatura inicial de -6,6 °C a una presión final de 1 bar . Se sabe que la

mezcla de 1 kg de combustible con aire ocupa $12,22 \text{ m}^3$ a 20°C y a una presión de 1 bar . El exponente adiabático de la mezcla es $c_p/c_v = 1,39$. El rendimiento interno del compresor es 82% . El motor consume 5 kg/s de combustible.

Calcular :

- Temperatura real de la mezcla a la entrada del motor.
- Potencia del sobrealimentador.

Solución: $56,78^\circ\text{C}$; $4708,3 \text{ kW}$

PROBLEMA N° 10.9

En condiciones normales el volumen específico de una mezcla de aire-combustible es $0,66 \text{ kg/m}^3$. El valor de c_p/c_v de la mezcla es $1,39$. Esta se comprime en un compresor centrífugo desde una presión de 670 mbar y -4°C hasta una presión de $1,2 \text{ bar}$. El rendimiento interno del compresor es 81% .

Calcular el trabajo interno de compresión.

Solución: $51,42 \text{ kJ/kg}$

PROBLEMA N° 10.10

Un turbocompresor centrífugo de salida radial de los álabes, compuesto de rodete y difusor aspira de la atmósfera a 18°C y 1 bar de presión. Gracias al difusor la energía dinámica del aire a la salida del compresor es despreciable. El diámetro exterior del rodete, que gira a 15.000 r.p.m. , es de 500 mm . Se despreciarán todas las pérdidas. No existe corona directriz a la entrada.

Calcular :

- Temperatura del aire a la salida del compresor.
- Relación de compresión.

Solución: $171,6^\circ\text{C}$; $4,4$

PROBLEMA N° 10.11

En un escalonamiento simétrico de un compresor axial, el triángulo de velocidad en el diámetro medio tiene los valores siguientes :

$$\begin{aligned} C_1 = W_2 = C_3 = 190 \text{ m/s} & & W_1 = C_2 = 246 \text{ m/s} \\ U = 330 \text{ m/s} & & \beta_1 = 35^\circ \end{aligned}$$

El aire que se supondrá incompresible entra en el escalonamiento a 15°C y una presión absoluta de 735 torr .

Calcular :

- Incremento de presión en la corona fija y corona móvil.
- Trabajo absorbido por el rodete en el escalonamiento.
- Incremento de entalpía en el escalonamiento.
- Temperatura del aire a la salida del escalonamiento.

Solución: 145 mbar ; $24,09 \text{ kJ/kg}$; $24,09 \text{ kJ/kg}$; 39°C

PROBLEMA N° 10.12

Un escalonamiento simétrico de un compresor axial tiene una velocidad en el diámetro medio (1) de 225 m/s. La entrada del aire en el escalonamiento es axial con una velocidad absoluta de 120 m/s. El ángulo $\beta_2 = 60^\circ$. La componente axial de la velocidad absoluta de la corona móvil es 120 m/s. A la entrada del escalonamiento considerado, la presión absoluta es de 0,9 bar y la temperatura 14°C. El rendimiento interno del escalonamiento es 87%.

Calcular :

- (a) El incremento teórico total de presión en el escalonamiento.
 - (b) La parte de aumento teórico de la presión total producida en la corona móvil.
 - (c) El incremento de temperatura en el escalonamiento.
 - (d) Presión estática real a la salida del escalonamiento.
 - (e) Potencia absorbida por este escalonamiento del compresor.
- (1) Los triángulos de velocidades se refieren a este diámetro medio .

Solución: 38273 Pa; 25026 Pa; 34.9°C; 1.233E5 Pa; 472.9kW

PROBLEMA N° 10.13

Entra aire a un turbocompresor de un escalonamiento a $t_1 = 15^\circ\text{C}$ y $p_1 = 1\text{bar}$. La velocidad de entrada al impulsor es $c_1 = 100\text{ m/s}$ y a la salida del mismo $c_2 = 170\text{ m/s}$. Del difusor sale el aire con velocidad $c_3 = 120\text{ m/s}$. El proceso de compresión es según la politrópica $pv^{1.48} = C$. El trabajo de compresión es de 130 kJ/kg. El rendimiento interno en el impulsor y en el difusor es el mismo.

Calcular :

- (1) Presión a la salida del impulsor.
- (2) Temperatura del aire a la salida del impulsor.
- (3) Rendimiento interno del impulsor.
- (4) Presión a la salida del difusor.
- (5) Relación de presiones en el escalonamiento.
- (6) Temperatura del aire a la salida del escalonamiento.

PROBLEMA N° 10.14

Un turbocompresor centrífugo aspira aire a razón de $4\text{ m}^3/\text{s}$ a 1 bar y 20°C . El rendimiento interno en el rotor y en el difusor es el mismo.

Calcular :

- (1) Rendimiento interno.
- (2) Potencia de compresión.

PROBLEMA N° 10.15

Un turbocompresor centrífugo de un escalonamiento succiona aire a 15°C y 1 bar . La velocidad absoluta de entrada es $c_1 = 115\text{ m/s}$ y alcanza a los álabes del inductor bajo un ángulo de 75° , determinándose una prerrotación del fluido en el sentido de giro del impulsor. El triángulo de velocidades a la entrada está en un plano paralelo al eje de la máquina. El diámetro medio del inductor es 20 cm y el exterior del impulsor 100 cm. La velocidad de giro es de 3600 r.p.m. Los álabes tienen salida radial y la velocidad relativa de salida del fluido es de 25 m/s. Considerando que la transferencia de energía está condicionada fundamentalmente por propiedades dinámicas, esto es, que no son muy

sensibles los cambios en la densidad y la temperatura.

Calcular:

- (1) Ganancia en presión debida a la acción centrífuga.
- (2) Ganancia en presión por cambio en la velocidad relativa.
- (3) Ganancia de presión teórica en el rotor.
- (4) Energía transferida de la máquina al fluido por kg de aire.
- (5) Grado de reacción teórico.
- (6) Velocidad de salida teórica del difusor.
- (7) Ganancia de presión teórica en el difusor.

PROBLEMA N° 10.16

Calcule la potencia en kW necesaria para comprimir 10 kg/s de un gas de una presión $p_1 = 1 \text{ bar}$ y $\rho = 0,9 \text{ kg/m}^3$, hasta una presión de 4 bar, si el proceso es de la forma $p v^{1.3} = C$.

Solución: $W_c = 1800 \text{ kW}$

PROBLEMA N° 10.17

Se comprimen 10 g de aire desde una presión de 1 bar y 10°C hasta otra presión de 6 bar. El trabajo de compresión es de 3 kJ y el calor perdido por el aire durante el proceso es 2 kJ. Calcule la temperatura del aire al final del proceso.

Solución: $T_2 = 148^\circ\text{C}$

PROBLEMA N° 10.18

Se comprime un gas siguiendo el proceso $p v = C$. Las condiciones iniciales son : $c_1 = 10 \text{ dm}^3$ y $p_1 = 1 \text{ bar}$. Condiciones finales: $c_2 = 2 \text{ dm}^3$. Calcular el trabajo de compresión.

Solución: $W_c = 1610 \text{ joule}$

PROBLEMA N° 10.20

En un compresor centrífugo entra aire a 20°C , la relación de presiones es 3 y el proceso de compresión es politrópico, de la forma $p v^{1.52} = C$. Suponiendo que el compresor está aislado y que son despreciables los cambios de energía cinética y potencial, calcular el calor de recalentamiento.

Solución: $q_{recal} = 21514 \text{ J/kg}$

PROBLEMA N° 10.21

Un compresor enfriado aspira aire a razón de $120 \text{ m}^3/\text{min}$ a la presión de 1 bar y temperatura de 25°C y lo comprime politrópicamente con $n = 1.33$ hasta 4 bar. Calcular el calor eliminado.

Solución: $Q_{eliminado} = 45.6 \text{ kW}$

PROBLEMA N° 10.22

Entra aire a un compresor a 1 bar y 10°C con velocidad despreciable y se descarga a 3 bar y 100°C a través de un conducto de 2 dm^2 de sección transversal con una velocidad de 160 m/s. La potencia de compresión es de 1000 kW. Calcule el calor transferido por kg.

Solución: $q = - 8807 \text{ J/kg}$

PROBLEMA N° 10.23

Un turbocompresor axial de una turbina de gas de un motor de avión gira a 20.000 r.p.m. El diámetro del tambor del rotor es de 20 cm y la altura del álabe, de la raíz a la punta, es de 2,25 cm. El aire alcanza al álabe del rotor del primer escalonamiento con una velocidad absoluta de 150 m/s y bajo un ángulo de 30° con la dirección axial. La máquina opera con diagrama simétrico. El aire que entra está a -5°C y 900 mbar.

- (1) Dibujar el diagrama de velocidades de vértice común y de base común.
- (2) Calcular la velocidad axial y la de prerrotación del fluido.
- (3) Calcular la velocidad periférica del rotor para el diámetro medio.
- (4) Determinar la energía transferida por kg de aire.
- (5) Calcular el incremento de presión en el escalonamiento suponiendo que la velocidad absoluta de salida del escalonamiento $c_3 = c_1 = 150$ m/s.

Solución: 129.9 m/s; 75 m/s; 233 m/s; 19339 J/kg; 226.26 mbar

PROBLEMA N° 10.24

Entra aire al primer escalonamiento de un turbocompresor axial estacionario sin prerrotación, con una velocidad axial de 100 m/s, saliendo del estator del escalonamiento con una velocidad $c_3 = c_1 = c_a$. La velocidad periférica exterior es 185 m/s, el caudal de 100 m³/s. El diámetro exterior es de 80 cm. El ángulo $\alpha_1 = 28^\circ$ y el $\alpha_2 = 75^\circ$. El aire entra a 1 bar y 10°C.

- (1) Dibujar el diagrama de velocidades.
- (2) Calcular el incremento de presión en el escalonamiento.
- (3) Calcular el grado de reacción.
- (4) Determinar la velocidad de giro. (Se supone $c_a = \text{cte}$).

Solución: 359.98 mbar; 0.59; 4416rpm.

PROBLEMA N° 10.25

Un turbocompresor axial aspira 10 kg/s de aire a 1 bar y 15°C y lo descarga a 127 °C. La compresión es adiabática politrópica con $n = 1,47$. El rendimiento interno de la máquina es de 85%. No hay cambio apreciable en las velocidades de entrada y salida.

Calcular :

- (1) La presión en la descarga.
- (2) La potencia de compresión si no hubiera pérdidas mecánicas.
- (3) La potencia en el acoplamiento considerando un rendimiento mecánico de 97%.

Solución: 2.79 bar; 1120kW; 1155kW.

PROBLEMA N° 10.26

Un turbocompresor centrífugo tiene un gasto volumétrico a la entrada de 6 m³/s de aire a 1 bar y 20°C. A la salida la presión es de 4 bar. El proceso de compresión es adiabático politrópico de la forma $pv^{1.55} = \text{Cte}$

Calcular:

- (1) Valores del diámetro de referencia y de la velocidad periférica del rotor.

- (2) Velocidad de giro.
- (3) Número de escalonamientos.
- (4) Temperatura del aire a la salida.
- (5) Rendimiento interno de la máquina.
- (6) Potencia de compresión.

Solución: 238 m/s; M=238 m/s; 7575 rpm; 6; 206°C; 76%; 1335 kW

PROBLEMA N° 10.27

Un turbocompresor centrífugo refrigerado comprime aire a razón de 10 m³/s a una temperatura de 20°C. La relación de presiones es 5. El proceso de compresión es politrópico de la forma $pv^{1.55} = Cte$

Determine:

- (1) Diámetro de referencia y velocidad periférica del rotor.
- (2) Velocidad de giro.
- (3) Número de escalonamientos.
- (4) Temperatura del aire a la salida.
- (5) Calor eliminado.

Solución: 80 cm; 223 m/s; 5324 rpm; 7; 137°C 31.38 kJ/kg

PROBLEMA N° 10.28

Un turbocompresor axial aspira aire a razón de 100 m³/s a 1 bar y 20°C. La relación de presiones es 3. El proceso de compresión es de la forma $pv^{1.5} = Cte$. El diámetro de referencia es 87 cm y la velocidad de giro 4000 rpm.

Calcular:

- (1) Velocidad periférica y número de Match.
- (2) Coeficiente de flujo.
- (3) Número de escalonamientos.
- (4) Temperatura del aire a la descarga.
- (5) Rendimiento interno.
- (6) Potencia de compresión.

Solución: 182.2 m/s; 0.53; 0.725; 10 escalon.; 149°C; 0.837; kW

PROBLEMA N° 10.29

El gasto efectivo de aire atmosférico de un turbocompresor isotérmico es de 80.000 m³/h a una temperatura de 15°C y presión de un bar. La relación de presiones es 7.5. El agua de enfriamiento entra a 15°C.

Calcular:

- (1) Tipo de compresor.
- (2) Velocidad de giro efectiva.
- (3) Potencia en el acoplamiento.
- (4) Temperatura del aire a la descarga. Hacer uso de los ábacos correspondientes.

PROBLEMA N° 10.30

Resuelva el problema anterior para un gasto efectivo de aire atmosférico de 300000 m³/h

PROBLEMA N° 10.31

El gasto de aire en condiciones normales es de $10000 \text{ Nm}^3/\text{h}$, a 20°C y 1 bar. La relación de presiones es 9. La temperatura del agua de enfriamiento es 20°C . La humedad relativa 60%.

Calcular:

- (1) Volumen efectivo de aire seco que entra.
- (2) Volumen efectivo de aire atmosférico a la entrada.
- (3) Tipo de compresor.
- (4) Velocidad de giro efectiva.
- (5) Temperatura del aire a la descarga. Haga uso de los ábacos correspondientes.

PROBLEMA N° 10.32

Resuelva el problema anterior para un gasto estándar de $60000 \text{ m}^3/\text{h}$

PROBLEMA N° 10.33

Un compresor rotativo recibe amoníaco recalentado a $-6,7^\circ\text{C}$ y lo descarga en forma de flujo constante en un condensador a 110°C . Los efectos de transmisión de calor y velocidad son despreciables. En el supuesto de que el rendimiento mecánico sea 90% y el calor específico medio $0,45 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$, hallar la potencia requerida en el eje para un caudal de 4,54 kg por minuto.

Solución: 18.48kW.

TURBINAS DE GAS

PROBLEMA N° 11.1

En un escalonamiento intermedio de una turbina de gas de reacción, los datos que se conocen son:

- (a) Grado de reacción del escalonamiento: $R = 0,5$ y velocidad axial constante.
- (b) Presión de entrada en el estator: 5 bar.
- (c) Temperatura de entrada al estator: 400 °C.
- (d) Velocidad absoluta de entrada al estator: $c_0 = 75$ m/seg.
- (e) Angulo de salida del fluido del estator: $\alpha_1 = 25^\circ$.
- (f) Altura de entrada de los álabes del estator: $h = 200$ mm.
- (g) Diámetro medio de la rueda a lo largo de todo el escalonamiento: $D = 1,5$ m.
- (h) La admisión se efectúa a lo largo de toda la periferia de la máquina.

Suponiendo que este escalonamiento trabaja con la relación cinemática de máximo rendimiento y que la velocidad de salida es recuperada en el siguiente, determinar la potencia periférica que suministra el escalonamiento, así como la altura de los álabes a la salida del rotor.

Solución: 9682 kW; 290 mm

PROBLEMA N° 11.2

Una turbina consume 9,08 kg de aire por segundo con una relación de presiones de 4/1. Suponiendo que el rendimiento del generador sea 70%, que los rendimientos individuales de la turbina y compresor sean 87%, que el calor específico medio sea constante e igual a 0,25 tanto para el aire como para los gases, y despreciando las pérdidas mecánicas, hallar (a) las temperaturas de entrada y salida del aire en el regenerador; (b) ídem de los gases, y (c) la diferencia de temperatura medio. Presión absoluta de entrada = 1,029 bar; temperatura de entrada = 15,6 °C, y temperatura de entrada a la turbina = 871 °C.

Solución: (a) 450 °C abs ; 708 °C abs ; (b) 819 °C abs; 560,8 °C abs ; (c) 92,7 °C.

PROBLEMA N° 11.3

Una turbina simple de gas tiene una relación de presiones de 4/1 y consume 27,24 kg de aire por segundo. Presión absoluta de entrada, 1,029 bar, temperatura de entrada, 15,61° C; temperatura máxima 871 °C. Hallar: (a) el rendimiento del ciclo; (b) el trabajo neto efectuado por segundo; (c) la potencia teórica, y (d) la razón de trabajo. Suponer condiciones teóricas.

Solución: (a) 450 °C abs; 708 °C abs; (b) 819 °C abs; 560,8 °C abs; (c) 92,7 °C.

PROBLEMA N° 11.4

Determinar la superficie, en m^2 , de un intercambiador de calor, de tipo tubular, a contracorriente, con un rendimiento del 80% en el supuesto de que entren en el mismo los gases de escape a 649 °C y el aire procedente del compresor, a 193,3 °C. Suponer: que el peso de los caudales de aire y gas sean los mismos e iguales a 32,7 kg por segundo; que el coeficiente global de transmisión de calor sea 24, 4 kcal/hora/ $m^2/^\circ C$, y que $c_p = 0,25$, tanto para los gases como para el aire.

Solución: 4.817, 4 m^2 .

PROBLEMA N° 11.5

Utilizando los datos del problema anterior, determinar el número de tubos de 12,7 milímetros de diámetro interior, y de 6,7 m de longitud, necesarios para formar la superficie requerida, partiendo de la superficie exterior de los tubos.

PROBLEMA N° 11.6

En una turbina de gas, que funciona según el ciclo sencillo de Brayton, entra aire a la presión de 0,98 bar y a la temperatura absoluta de 300 K; la relación de compresión es 8 y la temperatura máxima del ciclo $T_3 = 900$ K. Se supondrá que evoluciona aire en todo el ciclo con $c_p/c_v = 1,41$ y $c_p = 1,0048$ kJ/kg·K.

Calcular :

- Los parámetros del aire en los puntos característicos del ciclo.
- El rendimiento térmico del ciclo.
- La variación de este rendimiento con la relación de compresión $\pi_c = 2,4,6,8$ y 10 sucesivamente.

PROBLEMA N° 11.7

Las turbinas de gas funcionan con un elevado coeficiente de aire ($\pi_c = 2,75$ a 5) para que la temperatura de los humos al incidir en los álabes de las primeras ruedas no resulte excesiva, evitando problemas de corrosión y fatiga en los mismos.

El turbocompresor de una turbina de gas, toma aire, a $p_1 = 1$ bar y $t_1 = 20$ °C, y lo manda a la cámara de combustión con una presión $p_2 = 7,2$ bar y con $\lambda = 4,2$ en régimen de máxima potencia. El combustible que utiliza es gas natural [$C = 75$ %, $H = 25$ % y $PCI = 11.900$ kcal/kg]. El rendimiento del turbocompresor es de 0,86 y el de la turbina del 0,91.

Calcular :

- el trabajo desarrollado por la turbina,
- el trabajo necesario para girar el turbocompresor,
- la energía mecánica disponible,
- el rendimiento del ciclo,
- la exergía destruida en el turbocompresor y el rendimiento exergético correspondiente,
- idem en la turbina.

Solución: 13421.3 kJ/kmol; -7753.3 kJ/kmol; 5668 kJ/kmol; 29.05%; 92.4%; 95.99%

PROBLEMA N° 11.8

Una turbina de gas funciona según el ciclo sencillo de Brayton con la siguientes características $p_1=1$ bar, $t_1=170$ °C, $t_3= 600$ °C; relación de presiones 8; rendimiento interno de la turbina =0.88; rendimiento interno del compresor=0.87; pérdidas en los diferentes conductos del motor despreciables.

Calcular:

- rendimiento térmico del ciclo de Brayton;
- rendimiento interno de la turbina de gas.

Solución:

PROBLEMA N° 11.9

En una planta con turbina de gas de ciclo abierto, el calor liberado en la combustión es 28.000 kW. La planta entrega 5000 kW de potencia útil. La eficiencia interna del compresor es de 80% y la de la turbina de 84%. El aire entra a 0.1 MPa y 20°C. La temperatura más alta del ciclo es de 1000 K. Se permite despreciar las caídas de presión en la conducción, las velocidades en la conducción, y las pérdidas mecánicas. Suponiendo que el gas tiene propiedades de aire considerando como gas perfecto:

- (a) Calcular las relaciones de presiones compatibles con los datos.
- (b) El gasto que corresponde a cada relación de presiones.

PROBLEMA N° 11.10

En la figura se muestra la sección en esquema de un rotor de un sólo escalonamiento centrífugo con diámetro exterior de su rodete de 80.32 cm. No hay componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida de la turbina. Se usa una relación combustible/aire de 0.015. La velocidad axial en la entrada y salida de la turbina es de 121.9 m/s. El ángulo de las toberas del estator con respecto a la dirección axial es de 70°. Hallar el número de r.p.m. del conjunto compresor-turbina. El compresor tiene álabes radiales y puede suponerse que el factor de deslizamiento es de 0.9.

PROBLEMA N° 11.11

Calcular el trabajo interno desarrollado por una turbina de gas (no el trabajo neto del motor completo), suponiendo que el gas que evoluciona es aire y que funciona con un rendimiento interno de 89%. La presión y temperatura de entrada es 7 bar y 900°C, y la presión final 1,025 bar. Calcular también la temperatura real de los gases de escape de la turbina.

MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS

PROBLEMA N° 12.1

Determinar el rendimiento de un ciclo Otto teórico para las siguientes relaciones de compresión: 8, 10 y 12.

PROBLEMA N° 12.2

Determinar el rendimiento de un ciclo Diesel teórico para las siguientes relaciones de compresión: 8, 10 y 12. El combustible se inyecta, en cada caso, durante el 10% final de la carrera.

PROBLEMA N° 12.3

Calcular el volumen del espacio perjudicial, en tanto por ciento del desplazamiento, para un ciclo Otto teórico cuyo rendimiento es 50%.

Solución: 21,4%.

PROBLEMA N° 12.4

El gráfico promedio del indicador de un motor de 9 cilindros, de cuatro tiempos, de 152,4 mm de carrera y 139,7 mm de diámetro de cilindro, tiene 101,6 mm de longitud y una superficie de 38,7 cm². La altura máxima del gráfico vale 88,9 mm y representa una elevación máxima de presión de 46,62 bar. Hallar (a) La presión efectiva media indicada; (b) la potencia indicada de motor trabajando a 1.800 r.p.m.; (c) el par indicado; (d) la presión efectiva media al freno, en el supuesto que el rendimiento mecánico sea 87%, y (e) el par en el freno.

Solución: (a) 20 bar; (b) 833 HP (indicados); (c) 335,5 kgm; (d) 17,4 bar; (e) 292,6 kgm.

PROBLEMA N° 12.5

Hallar el diámetro de cilindro y la carrera de un motor de gasolina, de cuatro tiempos y seis cilindros, el cual desarrolla 120 HP al freno con una velocidad media de pistón de 762 m por minuto. Suponer: rendimiento volumétrico, 85%; rendimiento mecánico, 80%; gasolina, 11.200 kcal/kg; relación teórica aire-combustible, 15:1 (en peso); exceso de aire, 20%; rendimiento térmico en el freno, 23%; relación carrera-diámetro de cilindro, 1:1; vapor de gasolina dos veces más denso que el aire; aire y vapor de gasolina a una presión absoluta de 0,98 bar y 82,2 °C al final del tiempo de aspiración.

Solución: 113,5 mm.

PROBLEMA N° 12.6

Calcular la temperatura al final de la combustión a volumen constante de un ciclo mixto, suponiendo una relación de compresión (volumétrica) $r = 17$ y una presión máxima de 85 bar. El estado inicial es, $p_1 = 1$ bar y $t_1 = 20$ °C.

Solución: 1465,7 K

PROBLEMA N° 12.7

Calcular las temperaturas, las presiones y el rendimiento térmico del ciclo mixto del problema anterior, considerando ciclo teórico aire-combustible, si la proporción de aire es, $\lambda = 1.3$ (PCI = 10.000 kcal/kg de gasóleo).

Resolverlo:

(a) considerando la compresión una politrópica de exponente $n = 1,35$, y la expansión una politrópica de exponente $n = 1,25$,

(b) considerando isoentrópicas la compresión y la expansión.

Si $p_3/p_2 = r'' = 1,6$ (fig. 7-39), y $v_4/v_3 = r' = 1,345$, calcular el rendimiento del ciclo suponiendo aire y capacidades caloríficas constantes y compararlo con los resultados anteriores.

Solución: 54.35%; 53.95%

PROBLEMA N° 12.8

Repetir el problema anterior, si en lugar de darnos la presión máxima del ciclo, se nos dice que la combustión a volumen constante representa el 30 % de la total. Considérese para la compresión $n = 1,35$, y para la expansión $n = 1,25$.

Solución: 54.33%

PROBLEMA N° 12.9

Un motor de encendido provocado (MEP) tiene una relación de compresión, $r = v_1/v_2 = 9,25$, y funciona con gasolina (PCI = 10.400 kcal/kg). Para un régimen de elevada potencia, los datos son los siguientes: $p_1 = 1$ bar, $t_1 = 20$ °C y $\lambda = 1,08$.

Calcular las temperaturas y las presiones en los vértices del ciclo teórico (aire-combustible), y su rendimiento térmico:

- considerando para la compresión $n = 1,35$ y para la expansión $n = 1,3$,
- considerando isoentrópicas ambas transformaciones.
- Obtener también el rendimiento suponiendo aire y capacidades caloríficas constantes.

Solución: 43.72%

PROBLEMA N° 12.10

Un motor diesel lento tiene una relación de compresión $r = v_1/v_2 = 22$, y funciona con fuel-oil [$C = 86,50$ %, $H = 9,96$ % y PCI = 9.730 kcal/kg]. Para un régimen de elevada potencia, los datos son los siguientes: $p_1 = 1$ bar, $t_1 = 20$ °C y $\lambda = 1,35$.

- Calcular, el rendimiento térmico del ciclo teórico (diesel aire-combustible), considerando para la compresión $n = 1,35$ y para la expansión $n = 1,25$.
- Si la relación teórica de volúmenes después y antes de la combustión es $r' = 2,5$, determinar el rendimiento del ciclo, suponiendo aire y capacidades caloríficas constantes.

Solución: 52.42%; 63.95%

PROBLEMA N° 12.11

En el banco de pruebas de motores térmicos del laboratorio se ensaya un motor diesel de 4T, con una cilindrada total $V_T = 219$ cm³. En condiciones de régimen se obtiene los siguientes parámetros:

- fuerza medida por el dinamómetro eléctrico, $F_e = 23$ N;
- fuerza suministrada por el dinamómetro en la motorización del diesel, $F_m = 20$ N;
- revoluciones, $n = 15$ rps.

El brazo del par es $r = 0,2$ m. Calcular:

- la potencia efectiva,

- (b) la potencia destruida por rozamientos mecánicos,
- (c) la potencia indicada,
- (d) la presión media efectiva,
- (e) el rendimiento mecánico.

Solución: 433.5 W; 377 W; 810.5 W; 2.64 bar; 53.5%.

PROBLEMA N° 12.12

En la experiencia anterior se midió un consumo de gasóleo (PCI = 10.000 kcal/kg, y densidad 850 kg/m³) de 6 cm³ en 45 s. Calcular:

- (a) el rendimiento efectivo,
- (b) el consumo específico de combustible,
- (c) el rendimiento indicado.

Solución: 9.1%; 945 g/kWh; 17%.

PROBLEMA N° 12.13

En el laboratorio se recibe para su evaluación un motor de gasolina de un cilindro y 4T. Se conocen los siguientes datos:

- (1) el diámetro del cilindro, $D = 76,2$ mm;
- (2) la carrera, $h = 60,32$ mm;
- (3) el par máximo, $M_{\max} = 14,9$ Nm, a 2.600 rpm.

Calcular:

- (a) la potencia efectiva,
- (b) la presión media efectiva.

Solución: 4.06 kW; 6.81 bar

PROBLEMA N° 12.14

Ensayado en el banco de pruebas el motor del problema anterior, se obtiene las siguientes mediciones:

- (1) consumo específico de gasolina en las condiciones de par máximo, 10 cm³ en 25 s;
- (2) fuerza del par en la motorización sin encendido, para la evaluación de rozamientos mecánicos a dichas revoluciones (2.600 rpm), $F_m = 50$ N.

Calcular:

- (a) la potencia destruida en rozamientos mecánicos,
- (b) la potencia indicada,
- (c) el rendimiento mecánico,
- (d) el rendimiento efectivo,
- (e) el consumo específico de combustible,
- (f) el rendimiento indicado,
- (g) la presión media indicada.

Solución: 2723W; 6780W; 59.8%; 31.1% ; 266 g/kWh; 51.8%; 11.39 bar.

PROBLEMA N° 12.15

En un motor de gasolina de 4T y 275 cm^3 de cilindrada, se mide en el banco de pruebas una fuerza de 30 N a 2.000 rpm ($r = 0,2 \text{ m}$). En estas condiciones, el consumo de gasolina ha sido de 6 cm^3 en 20 s , y el de aire $2,3 \text{ l/s}$. Calcular:

- la potencia efectiva,
- la presión media efectiva,
- el rendimiento efectivo,
- el consumo específico de combustible,
- el rendimiento volumétrico.

Solución: 1257 W ; 2.4 bar ; 12.8% ; 646 g/kWh ; 50.1% .

PROBLEMA N° 12.16

Se dispone de un motor diesel 4T monocilíndrico, de $69,85 \text{ mm}$ de diámetro y $57,15 \text{ mm}$ de carrera. Instalado en el banco de pruebas, se obtienen los siguientes datos a media carga:

rpm	600	900	1.200	1.500	1.800
$F_e \text{ N}$	20	23	24	27	30
$F_m \text{ N}$	22	23	23,5	23,5	24
$V \text{ (COMB) cm}^3$	5	5	5	5	5
$t \text{ s}$	47	37	32	26	24

Estas pruebas se realizaron a la temperatura de servicio. Dibujar las curvas características del motor.

PROBLEMA N° 12.17

El balance térmico de un motor Diesel lento de 2 tiempos es:

Radiación:.....	5%
Agua de refrigeración:.....	27%
Aceite:.....	3%
Gases de escape:.....	29%

Realizar un estudio comparativo de este motor con un MEP de cuatro tiempos y un MEC rápido,

PROBLEMA N° 12.18

Un motor Diesel de aspiración natural, funcionando a 20°C y 1 bar ($\rho_a = 1,2 \text{ kg/m}^3$), tiene las siguientes características:

$N_e = 126 \text{ kW}$ a 2000 r.p.m. , $V_T = 10,170 \text{ litros}$, rendimiento $\eta_V = 0,88$, rendimiento $\eta_e = 0,35$, $c.e.c. = 257 \text{ gr/kW}\cdot\text{h}$, $F = 1/20$, $PCI = 40.000 \text{ kJ/kg}$.

ESTE MOTOR QUIERE SER SOBREALIMENTADO CON UN COMPRESOR ROOTS ACCIONADO POR EL PROPIO MOTOR. Girando el motor a 200 r.p.m. el compresor suministra el caudal de aire necesario con un rendimiento de compresión = $0,7$ y una relación de compresión $1,8$. Si se supone que se ha modificado la bomba de inyección para mantener el mismo dosado y que ρ_e y ρ_V se mantienen, comparar ambos motores en cuanto a potencia, y consumo específico.

Datos:

Calor específico del aire a presión constante:..... $c_p = 1 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

Relación entre calores específicos del aire:..... $\gamma = 1,4$

Solución: 158.6 kW; 290 g/kWh

PROBLEMA N° 12.19

En un MEP de cuatro tiempos, se ha realizado un balance térmico que arroja los siguientes resultados:

Radiación:.....14%

Agua de refrigeración y aceite:.....25%

Productos sin quemar y energía del escape:.....34%

¿Si en un momento determinado el consumo horario de combustible era de 10 litros/h, qué potencia aproximada estaba dando el motor ?.

Datos:

Densidad del combustible:..... $\rho_f = 0,74 \text{ kg/dm}^3$

Potencia calorífica del combustible:..... $PCI = 44.000 \text{ kJ/kg}$

Solución: 24.42 kW

PROBLEMA N° 12.20

Un motor Diesel rápido tiene el siguiente balance térmico:

Radiación:.....10%

Agua de refrigeración:.....25%

Aceite:.....2%

Productos sin quemar y energía de escape:.....30%

¿Cuál es el caudal de agua de refrigeración que necesita el motor si desarrolla 150 kW y el salto térmico del agua en el radiador es de 8°C?.

Datos:

Calor específico del agua:..... $C_p = 4,18 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

Solución: 3.394 l/s

PROBLEMA N° 12.21

Un motor Diesel de camión, ha sido ensayado en una sala de pruebas, con un banco cuya constante es 10^4 , los resultados obtenidos se encuentran en la tabla adjunta. Se pide dibujar las curvas de par, potencia y consumo específico en función del régimen del motor, señalando los puntos singulares.

- Densidad del combustible:..... $\rho_f = 0,83 \text{ kg/dm}^3$

- REVOLUCIONES POR MINUTO

DEL MOTOR.....800 1000 1200 1400 1600 1800 2000

- NEWTONS DE LA BALANZA.....647 668 673 669 660 646 626

- TIEMPO DE CONSUMO DE

una PROBETA DE 300 cm^3 74,5 58,4 48,9 41,4 36 32 28,9

PROBLEMA N° 12.22

Un motor de dos tiempos y un cilindro de motocicleta, con barrido por carter, tiene una cilindrada de 250 cm^3 y una relación de compresión volumétrica de 9/1.

Girando el motor a 4.000 r.p.m. el coeficiente de admisión vale $R_S = 0,85$ y el coeficiente de carga $= 0,70$, suponiendo que la mezcla fresca que admite el motor, tiene un dosado de $F = 1/12$ y que su temperatura es de 30°C , siendo la presión de escape de $1,02 \text{ bar}$, se pide:

Calcular la masa de combustible sin quemar que pierde el motor por el escape debido al cortocircuito. ¿Qué porcentaje representa de la masa que se quema en el interior del cilindro?.

Datos:

Densidad del aire a 0°C y 1 bar $\rho_{a0} = 1,293 \text{ kg/m}^3$.

Solución:22%

PROBLEMA N° 12.23

Un motor de encendido provocado empleado en automoción, tiene las siguientes características, funcionando a 20°C y 1 bar :

Potencia:.....60 kW a 5.000 r.p.m.

Cilindrada:.....2.000 cm^3

Rendimiento volumétrico:.....0,75

Rendimiento efectivo:.....0,28

Dosado relativo:..... $F_R = 1$

Se modifica el sistema de carburación para emplear gas pobre, suponiendo que se mantienen los demás parámetros, ¿Cuál es la nueva potencia del motor?.

Datos:

Gas pobre:

Potencia calorífica:..... $PCI = 8.500 \text{ kJ/kg}$

Peso molecular:..... $P_{mf} = 32$

Dosado estequiométrico:..... $F_e = 1/2,5$

Aire:

Densidad a 20°C y 1 bar :..... $\rho_a = 1,2 \text{ kg/m}^3$

Peso molecular:..... $P_{ma} = 29$

Solución:42.4 kW

PROBLEMA N° 12.24

Con ayuda de captadores se ha comprobado que las condiciones del fluido en el interior del cilindro de un motor Diesel, al final del proceso de admisión, son $p_1 = 0,84 \text{ bar}$, $t_1 = 54^\circ\text{C}$.

¿Cuál es el rendimiento volumétrico con el que estaba trabajando el motor, si las condiciones ambientales eran $p_a = 1 \text{ bar}$, $t_a = 20^\circ\text{C}$?.

Solución:75%

PROBLEMA N° 12.25

Un motor desarrolla a nivel del mar (20°C y 1 bar) una potencia de 45 kW a 5.600 r.p.m.
¿Qué potencia desarrollaría este mismo motor en un lugar cuyas condiciones ambientales fueran 15°C y 0,94 bar?

Solución: 42.9 kW

PROBLEMA N° 12.26

De un motor Diesel de aspiración natural de cuatro tiempos y seis cilindros en línea, que se encuentra funcionando a 2.000 r.p.m., se conocen los datos siguientes:

Carrera:.....S= 155 mm
 Diámetro:.....D= 118 mm
 Combustible inyectado por cilindro y ciclo:.....0,09 gr.
 Gasto másico de aire:.....180 gr/s
 Consumo específico de combustible:.....257 gr/kW·h
 Condiciones ambientales en las que está funcionando el motor:.....20°C y 1 bar

Se pide:

- (1) Rendimiento volumétrico.
- (2) Dosado con el que trabaja el motor.
- (3) Rendimiento efectivo del motor.
- (4) Presión media efectiva en estas condiciones.
- (5) Potencia que desarrolla el motor
- (6) Consumo horario de combustible en litros/hora.

Datos complementarios:

Densidad del aire a 20°C y 1 bar.....1,2 kg/m³
 Densidad del combustible.....0,83 kg/dm³
 Potencia calorífica del combustible.....40.000 kJ/kg

Solución: 88.5%; 1/20; 35%; 7.43 bar; 126 kW; 39 l/h.

PROBLEMA N° 12.27

De un motor Diesel de automóvil, se conocen las siguientes características:

Régimen de revoluciones al que está funcionando el motor:.....4.000 r.p.m.
 Cilindrada del motor:.....V_T= 1906 cc
 Consumo específico:.....290 gr/kW·h
 Relación carrera-diámetro:.....1,1
 Rendimiento volumétrico:.....0,78
 Dosado:.....1/18

El motor es de cuatro tiempos y cuatro cilindros y se encuentra funcionando a 1 bar y 20°C ($\rho_a = 1,2 \text{ Kg/m}^3$). Se pide:

- (1) Carrera y diámetro del pistón.
- (2) Presión media efectiva.
- (3) Potencia que está desarrollando el motor .

- (4) Par motor para esta potencia:
 (5) ¿Sería la presión media efectiva anterior, la máxima que puede desarrollar el motor?.

Solución: 92.2 mm; 6.46 bar; 41 kW; 97.88 Nm; No

PROBLEMA N° 12.28

Un motor Diesel monocilíndrico de 4 tiempos, empleado para servicios auxiliares, tiene las siguientes características:

Régimen máximo	3.000 r.p.m.
Potencia a este régimen	10 kW
Par motor máximo	33 m·N a 2.000 r.p.m.
Cilindrada	740 cm ³

Determinar la presión media efectiva para el régimen de máxima potencia y máximo par. ¿Qué potencia máxima desarrollaría el motor a 32°C y 0,9 bar, si los resultados anteriores se obtuvieron a 20°C y 1 bar?.

Solución: 8.8 kW

PROBLEMA N° 12.29

De un motor deportivo de automóvil, cuatro cilindros, cuatro tiempos, con un diámetro de pistón de 80 mm y una carrera de 80 mm, se pide determinar la presión media efectiva, la cilindrada, la potencia, el par y la velocidad lineal media del pistón a 6.300 r.p.m. (régimen de máxima potencia) sabiendo que:

- | | |
|--|--|
| (1) Rendimiento volumétrico a 6.300 r.p.m. | $\eta_v = 0,78$ |
| (2) Dosado de máxima potencia. | $F = 1/12,5$ |
| (3) Consumo específico efectivo. | $cec = 325 \text{ gr/Kw}\cdot\text{h}$ |
| (4) Condiciones ambientales 20°C y 1 bar. | $(\rho_a = 1,2 \text{ Kg/m}^3)$ |

Solución: 106.1 Nm

PROBLEMA N° 12.30

Determinar la presión media indicada y efectiva así como el diámetro, carrera y cilindrada total, de un motor de gasolina cuatro tiempos empleado en automoción que desarrolla 35 kW a 6200 r.p.m., partiendo de los datos siguientes:

Relación de compresión volumétrica:.....	$r = 9.5/1$
Relación combustible aire:.....	$F = 1/14$
Rendimiento volumétrico a plena carga y 6200 r.p.m.:.....	$\eta_n = 0.75$
Rendimiento mecánico:.....	$\eta_m = 0.88$
Coefficiente de calidad respecto al ciclo teórico de aire:.....	$K = 0.53$
Relación carrera-diámetro:.....	$S/D = 1.0$
Número de cilindros:.....	$Z = 4$
Potencia calorífica del combustible:.....	$H_p = 42000 \text{ kJ/kg}$
Condiciones ambientales 20°C y 1 bar:.....	$(\rho_a = 1.2 \text{ kg/m}^3)$
Relación entre calores específicos del aire:.....	$\gamma = 1.40$

Solución: 8.5 y 7.5 bar; 903 cm³; 64.5 y 69 mm.

PROBLEMA N° 12.31

Determinar el rendimiento, el trabajo específico, y la presión media indicada del ciclo de aire equivalente de combustión a volumen constante, para una relación de compresión de 5 a 1. Las condiciones en el instante inicial de la compresión son $p_1 = 1$ bar, $t_1 = 20^\circ\text{C}$ y el calor suministrado al ciclo es de $Q_2 = 2600$ kJ/kg.

Resolver el problema aplicando la ecuación del rendimiento del ciclo.

Datos: Calor específico del aire a presión constante $C_p = 1$ kJ/kg·K.

Constante del aire $R' = 0.287$ kJ/kg·K.

Solución:

PROBLEMA N° 12.32

Un ciclo de aire equivalente de presión limitada, tiene en el instante inicial de la compresión una presión $p_1 = 0.9$ bar y una temperatura $t_1 = 41^\circ\text{C}$, su relación de compresión volumétrica es $r = 14$, la presión máxima de combustión es $p_3 = 70$ bar y el calor total aportado al ciclo es $Q = 2000$ kJ/kg. Calcular el rendimiento del ciclo, el trabajo específico y la p.m.i.

Solución: 62%; 1240 kJ/kg; 13.35 bar

PROBLEMA N° 12.33

Un ciclo de aire de combustión a presión constante, tiene un rendimiento de $\eta_t = 0.5$ y el trabajo específico desarrollado por el ciclo es $W_u = 950$ kJ/kg, suponiendo que la temperatura al comienzo de la compresión es de 35°C . ¿Con qué relación de compresión volumétrica trabaja el ciclo?. Datos: $C_p = 1$ kJ/kg·K, $R = 0.287$ kJ/kg·K, $\gamma = 1.40$.

Solución: 11.78

PROBLEMA N° 12.34

Realizar un estudio comparativo en cuanto a rendimiento y trabajo específico, entre los ciclos $v = \text{cte.}$, $p = \text{limitada}$ y $r = \text{cte.}$, suponiendo en todos ellos la misma relación de compresión $r = 14$, el mismo calor total aportado $Q = 2000$ kJ/kg y las mismas condiciones al comienzo de la admisión $p_1 = 0.9$ bar y $t_1 = 41^\circ\text{C}$. Se supondrá la presión máxima de combustión en el ciclo de presión limitada de 70 bar .

MAQUINAS TÉRMICAS

- recopilación de exámenes -

PROBLEMA 1 Determinar la potencia del motor eléctrico para el accionamiento del ventilador de tiro forzado de una caldera de vapor cuya producción es de 4.2 kg/s, que funciona con gas natural cuya composición es: CO₂: 0.2 %; CH₄: 98.9 %; C₂H₆: 0.3 %; C₃H₈: 0.1 %; C₄H₁₀: 0.1 %; N₂: 0.4 % y su P.C.I. = 35.800 kJ/Nm³.

Las condiciones del vapor sobrecalentado son 14 bar y 280 °C, la temperatura del agua de alimentación es de 130°C y el rendimiento de la caldera, del 90 %. El exceso de aire es del 10 % y la temperatura del aire frío que entra en el ventilador, 20°C, la elevación de presión total calculada del ventilador es de 215 mm.c.a., la presión barométrica del aire, 0.98 bar, el rendimiento de explotación del ventilador, del 60 %, y la reserva de potencia del motor eléctrico del 10 %.

Solución: Z = 18.73 kg/kg_{comb}; 14.4 kW

PROBLEMA 2 La velocidad de rotación de una turbina de vapor de reacción es de 3000 r.p.m.. La velocidad periférica de los álabes es de 100 m/s. La relación de velocidades periférica y absoluta es de 0.56 y el ángulo de salida de los álabes es de 20°. El grado de reacción de la turbina es del 50%. Cuando el volumen específico del vapor es de 0.65 m³/kg y la longitud media de los álabes del escalonamiento es de 25 mm, calcular el gasto de vapor a través de la turbina en kg/h. Se desprecia el efecto del espesor de los álabes en la superficie anular.

Si suponemos que la turbina tiene 5 escalonamientos, calcular el salto entálpico de la turbina suponiendo que el salto entálpico de todos los escalonamientos es idéntico. Calcular también la potencia de la turbina.

Solución: D = 0.63 m; 16913 kg/h; 553.42 kW

PROBLEMA 3 Sugiera el tipo de compresor, velocidad de giro, diámetro del rotor, número de escalonamientos y potencia necesaria para comprimir 2400 m³/min de aire a 1 bar y 20°C hasta 4 bar.

Obviamente éste problema no tiene solución única, pero habrá que dar alguna solución razonable y no sólo técnicamente posible.

PROBLEMA 4 Determinar la velocidad del vapor al incidir sobre los álabes del rotor de un escalonamiento de reacción de una turbina, si antes de entrar en el escalonamiento los parámetros del vapor son 15 bar y 300°C y la expansión del vapor en el escalonamiento tiene lugar hasta la presión de 10 bar. El grado de reacción es del 50 % y el coeficiente de velocidad de las toberas es 0.98.

PROBLEMA 5 Se comprime aire con una relación de compresión de 5. Suponiendo el exponente politrópico de la compresión 1.2, determinar la cantidad de calor que se disipa por unidad de masa de aire durante la compresión, así como en el enfriamiento posterior del aire comprimido hasta la temperatura inicial, siendo ésta de 20 °C.

PROBLEMA 6 El rendimiento global de un turbogenerador se puede desglosar en los siguientes términos:

- rendimiento eléctrico del alternador: 0.97 - rendimiento mecánico del turboalternador: 0.85 - rendimiento interno de la turbina: ?

El generador a carga nominal produce 20 MW de potencia eléctrica, con unas condiciones del vapor a la entrada de la turbina de 30 bar y 320°C. La presión en el condensador es de 0.07 bar.

El consumo específico de vapor a 2/3 de la carga nominal es de 6.37 kg/kW h. para mantener la velocidad de sincronismo con carga nula, por la turbina han de pasar 11300 kg/h de vapor.

Si la turbina está regulada por estrangulación de flujo y no tiene extracciones, determinar:

a) El gasto de vapor para 2/3 de la carga nominal b) El gasto de vapor para la potencia nominal c) Dibujar la línea de Willans d) El c.e.v. a carga nominal. e) El rendimiento interno de la turbina.

PROBLEMA 7

Un turbocompresor centrífugo opera con una relación de presiones igual a 5. El compresor está refrigerado y aspira 10 m³/s de aire a 1 at. y 19°C.

Para un exponente politrópico de compresión $n=1.3$, se pide:

a) Diámetro del rodete b) Número de álabes del rodete c) velocidad de giro d) Número de escalonamientos e) temperatura del aire a la salida del compresor f) Número de Mach. ¿Es aceptable? e) Caudal de agua de refrigeración necesario en l/min, si disponemos de agua a 15°C y deseamos que a la salida no sobrepase los 40°C.

PROBLEMA 8 Se desea diseñar un condensador de dos pasos por los tubos para operar en las siguientes condiciones:

Gasto de vapor 10300 kg/h (vapor húmedo). T^a de entrada del vapor 43.3 °C, no hay subenfriamiento del condensado.

T^a de entrada del agua 21.1°C. Carga térmica del condensador: 6.6°C.

Coefficiente global de transmisión de calor $U= 3.9 \text{ kW/m}^2\text{°C}$. Entalpía del vapor a la entrada: 566.7 kcal/kg. Velocidad del agua por los tubos: 2 m/s.

Determinar el número y la longitud (en metros) de los tubos de 20 mm de diámetro interior y 1.1 mm de espesor de pared. Si la pérdida de carga al paso del agua de refrigeración es de 5 mca, ¿a cuanto asciende la potencia de accionamiento de la bomba de circulación, si ésta tiene un rendimiento del 63%?

PROBLEMA 9 Un compresor centrífugo tiene 11 álabes radiales, y la velocidad periférica del rodete es de 380 m/s. El rendimiento adiabático total a total es del 73%. La temperatura de estancamiento a la entrada es de 19°C. ¿Cuanto vale el factor de deslizamiento? Si se comprime aire, calcular la relación de presiones de estancamiento entre la salida y la entrada.

PROBLEMA 10 Una cámara de combustión de una turbina de gas utiliza un combustible de P.C.I. = 42.000 kJ/kg y composición C_{11.5} H_{33.1}. La temperatura del aire a la entrada es de 141 °C y su velocidad de 83 m/s. El combustible entra en la cámara a 45 °C. Los productos de la combustión salen de la cámara a 800 °C y velocidad de 172

m/s. Calcular el rendimiento de la cámara de combustión si se trabaja con el 300 % de aire teórico.

Nota: Utilizar las tablas de propiedades termodinámicas de los gases de combustión.

PROBLEMA 11 Calcular la superficie (m^2) de calefacción de una caldera que produce vapor saturado seco a una presión de 30 bar a partir de líquido saturado. La caldera quema carbón pulverizado a razón de 5000 kg a la hora. El rendimiento global de la caldera es del 80%, y el poder calorífico del carbón es de 7000 kcal/kg. Se producen 18 kg de humos por kg de carbón quemado. El coeficiente global de transmisión de calor es $U=3000 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$. La temperatura más alta de los gases de combustión es de 1616°C. Calcular también el gasto (kg/s) de vapor que es capaz de producir en estas condiciones.

PROBLEMA 12 Un turbocompresor axial aspira aire a razón de $100 \text{ m}^3/\text{s}$ a 1bar y 20°C. La relación de presiones es 3. El exponente politrópico de la compresión es $n=1.5$. El diámetro del rotor es de 87 cm y la velocidad de giro de 4000 r.p.m.

Calcular:

- 1) Velocidad periférica y número de Mach.
- 2) Número de escalonamientos.
- 3) Temperatura del aire a la salida.
- 4) Rendimiento isentrópico.
- 5) Potencia consumida en la compresión en kW.

PROBLEMA 13 La energía necesaria para el funcionamiento de una fábrica comprende:
- una cierta cantidad de vapor saturado seco a la presión de 1.4 bar,
- una potencia eléctrica constante de 1000 kW.

La fábrica trabaja durante 300 días al año. Las necesidades de vapor saturado a 1.4 bar son 10 tn/h durante 100 días y 5 tn/h durante el resto de los 200 días.

Para responder a esta demanda, se utiliza una caldera alimentada por fuel-oil de P.C.I.=41800 kJ/kg, siendo la presión de salida del vapor de 30 bar y la temperatura de 385°C. La temperatura del agua de alimentación es de 50°C y el rendimiento de la caldera del 90%.

El rendimiento electromecánico del turboalternador es del 95%.

Para producir las energías térmica y eléctrica necesarias se estudian dos posibles alternativas:

Alternativa A: La turbina a contrapresión suministra todo el vapor de proceso necesario y las puntas de energía eléctrica necesaria se obtienen comprando a la red exterior, mientras que en los periodos en que hay exceso de energía eléctrica autogenerada, el sobrante se vende a la red exterior.

Alternativa B: La turbina a contrapresión suministra estrictamente la potencia eléctrica demandada, el vapor de escape es utilizado para proceso, y el complemento de vapor necesario es suministrado por una derivación ante la turbina, expandiéndolo y saturándolo mediante un desrecalentador alimentado con agua fría a 15°C. El exceso de vapor es utilizado en el calentamiento del agua de alimentación de la caldera.

Calcular:

- a) El gasto de agua fría por hora que hay que inyectar en la alternativa B.
- b) Calcular la producción de vapor de la caldera y el consumo anual de combustible en las dos alternativas.
- c) Los kWh de energía eléctrica que habrá que comprar y que habrá que vender en el caso

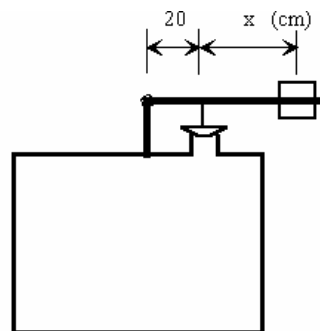
de utilizar la alternativa A.

Nota: Se supone que los rendimientos de las instalaciones no se modifican.

PROBLEMA 14 Calcular la superficie (m^2) de calefacción de una caldera que produce vapor saturado seco a una presión de 30 bar a partir de líquido saturado. La caldera quema carbón pulverizado a razón de 5000 kg a la hora. El rendimiento global de la caldera es del 80%, y el poder calorífico del carbón es de 7000 kcal/kg. Se producen 18 kg de humos por kg de carbón quemado. El coeficiente global de transmisión de calor es $U=3000 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$. La temperatura más alta de los gases de combustión es de 1616°C. Calcular también el gasto (kg/s) de vapor que es capaz de producir en estas condiciones.

PROBLEMA 15 Un rodete de un compresor centrífugo con once álabes radiales, tiene una velocidad periférica de 320 m/s. El rendimiento adiabático total a total es del 73 %. El fluido que se comprime es aire ($\gamma = 1.4$), cuya temperatura de estancamiento a la entrada es de 19.5°C. Calcular la relación de presiones de estancamiento entre la salida y la entrada.

PROBLEMA 16 Para la seguridad del recipiente que representa el esquema de la figura, se quiere diseñar el dispositivo que lo proteja de sobrepresiones. El depósito, calentado por su parte inferior, produce vapor saturado a una temperatura de 150 °C. Determinar la distancia "x" a la que deberá estar situada la masa m de 500 gramos para que la presión máxima en el depósito no sobrepase 1.2 veces la presión nominal de trabajo.



PROBLEMA 17 En un ciclo de vapor con recalentamiento, a la entrada de la turbina se tiene vapor a 50 bar y 500°C. Este se expande hasta 0.05 bar, ¿cuál es el contenido de humedad que sale de la turbina? Si se desea limitar el cambio de temperatura del agua de enfriamiento del condensador a 12°C, calcular los kg de agua de enfriamiento necesarios por kg de vapor, si se supone que el condensado es líquido saturado. Calcular el rendimiento del ciclo considerando suponiendo todos los procesos ideales.

Solución: 1.5%; 47.5 kg agua/kg vapor; 40.37%

PROBLEMA 18

Un motor diesel de dos tiempos y seis cilindros, con bomba de barrido Roots, da una presión de barrido de 1.38 bar y tiene una cilindrada de 6980 cm^3 con relación de

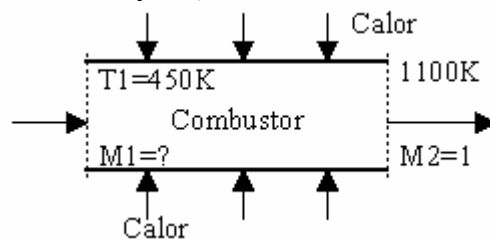
compresión = 16. El motor desarrolla una potencia de 130 kW a 2000 r.p.m. siendo el coeficiente de admisión de 1.28. Si el dosado con el que trabaja el motor es $F=1/30$, se pide calcular:

- El valor de la presión media efectiva a 2000 r.p.m.
- Masa de combustible que inyecta por unidad de tiempo en los cilindros
- Consumo específico de combustible
- Potencia para accionar el compresor si su rendimiento interno es del 74%

La presión ambiental es de 1 bar y la temperatura de 20°C

PROBLEMA 19

En una cámara de combustión de sección constante, la temperatura de entrada de aire y combustible es de 450 K. A la salida la temperatura ha de ser 1100 K. calcular el número de Mach máximo que puede tolerarse a la entrada sin que se produzca estrangulamiento o choque a la salida. Considerar $\gamma = 1,4$.



Solución: $M_1 = 0.3$

PROBLEMA 20

Un motor de combustión interna de 300 kW funciona con un combustible de P.C.I.=42400 kJ/kg y el c.e.c.=0.224 kg/kWh. El consumo de aire es de 24 kg/kg combustible. La temperatura de los gases de escape es de 450°C y el $c_p=1.15$ kJ/kgK. El gasto de agua de refrigeración es de 22000 kg/h y la elevación de temperatura de ésta es de 8.5°C. La temperatura del aire ambiente es de 20°C. Establecer el balance de energía del motor expresado en tantos por ciento.

PROBLEMA 21

Determinar la potencia del motor eléctrico para el accionamiento del ventilador de tiro forzado para el aire necesario para la combustión de un carbón de composición gravimétrica:

$C = 41.6\%$; $H_2 = 2.8\%$; $S = 0.2\%$; $N_2 = 0.7\%$; $O_2 = 11.7\%$; cenizas 10% ; $H_2O = 33\%$

El consumo de combustible es de 2.1 kg/s y el exceso de aire para la combustión del 25%, la diferencia de presiones totales en el ventilador 190 mm de columna de agua, la presión barométrica es de 0.97 bar, la temperatura del aire frío que entra al ventilador de 20 °C y el rendimiento mecánico del ventilador es del 60%.

PROBLEMA 22

En una etapa de una turbina Parsons se entrega vapor saturado seco a 3 bar desde los álabes fijos a la velocidad de 90 m/s. La altura media de los álabes es de 40 mm y el ángulo de salida de los álabes móviles es de 20°. La velocidad axial del vapor es 3/4 de la velocidad periférica. El gasto de vapor es de 9000 kg/h. Se desprecia el espesor de los álabes en el área anular de paso. Calcular:

- las revoluciones por minuto a las que gira;
- la potencia producida en la etapa;

Solución: 202 rpm; 13.143 kW.

PROBLEMA 23

Por un conducto de sección constante de 0.1 m² circula aire a 4 bar, 50°C y velocidad de 30 m/s. Queremos aumentar la velocidad del aire hasta los 100 m/s sin modificar la sección del conducto. Para ello suministramos calor desde el exterior a través de las paredes a lo largo de un tramo. Si suponemos despreciables los rozamientos, calcular la temperatura y la presión al final del tramo y el flujo de calor necesario. Suponemos $c_p=1.005$ kJ/kg K constante.

Solución: 91608 kW(cantidad de movimiento)

PROBLEMA 24

Un compresor centrífugo gira a 16000 r.p.m. tomando aire a 17 °C y comprimiéndolo con una relación de compresión de 4/1 y rendimiento isentrópico del 82%. Los álabes son radiales y el factor de deslizamiento es de 0.85. El ángulo de pregiro es de 20° con respecto a la dirección axial; el diámetro medio del ojo es de 20 cm y la velocidad absoluta del aire a la entrada es de 120 m/s. Calcular el diámetro del impulsor.

Solución: 0.549 m

PROBLEMA 25

Una turbina con extracción de vapor para cogeneración, trabaja con unas condiciones de vapor a la entrada de 35 bar y 350°C y presión en el condensador de 0.04 bar, asegura 4 kg/s de vapor de proceso a una presión de 4 bar.

Determinar la potencia eléctrica del turbogenerador, si el gasto de vapor en la turbina 8 kg/s, el rendimiento interno de la parte de alta presión (antes de la extracción) es del 75%, el rendimiento interno de la parte de la baja presión (después de la extracción) es del 77%, el rendimiento mecánico del 97% y el rendimiento del generador eléctrico también del 97%.

PROBLEMA 26

Un compresor centrífugo comprime 1.36 kg/s de aire y gira a 12000 r.p.m. El radio de entrada del impulsor es de 3.8 cm y la velocidad tangencial del aire en ella es el 60% de la velocidad periférica correspondiente, mientras que el radio de salida del impulsor es de 22.9 cm y la velocidad tangencial del aire en ella es el 94% de la velocidad periférica correspondiente. Calcular la potencia necesaria para accionar el compresor.

PROBLEMA 27

De las pruebas realizadas en una caldera se obtuvieron los siguientes resultados:

- Gasto de vapor: 1.6 kg/s.
- Gasto de combustible: 900 kg/h.
- P.C.I. del combustible: 6600 kcal/kg.

- Composición del combustible: 80% C; 15% H₂; 5% cenizas.
- Temperatura del aire y del combustible a la entrada del hogar: 25°C.
- Temperatura de los humos a la salida: 230°C.
- Temperatura del agua de alimentación: 30°C.
- Temperatura de salida del vapor saturado: 180°C.
- Composición de los humos secos:
12.5% CO₂; 1.8% O₂; 84.7% N₂; 1% CO.
- Salida de cenizas y escorias: 60 kg/h.
- El carbono sin quemar en las cenizas es el 25% del residuo.

Hacer el balance de energía en kcal/kg de comb. con los siguientes puntos:

- Energía suministrada a la caldera.
- Calor absorbido por el vapor.
- Pérdidas en los humos secos.
- Evaporación del H₂O producto de la combustión del Hidrógeno.
- Pérdidas por combustión incompleta.

Nota: Despreciar el contenido de vapor de agua del aire.

PROBLEMA 28

Una turbina de vapor tiene que girar a 3000 r.p.m. El diámetro medio de los álabes del rodete es de 1.2 m. El vapor entra a una presión de 30 bar y 300°C. La presión en el condensador es de 0.05 bar.

Calcular el número teórico de escalonamientos para los siguientes casos:

- Todos los escalonamientos de velocidad.
- Todos los escalonamientos de presión.
- Todos los escalonamientos de reacción (R=0.5)
- Una rueda Curtis seguida de escalonamientos de reacción (R=0.5)

TEORÍA

RESPONDER CONCISAMENTE A LAS SIGUIENTES CUESTIONES:

- Clasificaciones de los sistemas de inyección diesel en motores de combustión interna alternativos.
- ¿Qué es un sobrecalentador, un economizador y un precalentador de aire? Tipos.
- ¿Qué misión tienen los sopladores de hollín en las calderas de vapor?
- ¿Porqué hay que tratar el agua de alimentación de calderas de vapor?. ¿Qué procesos conoces para la depuración del agua?
- Para arranques y paradas frecuentes, ¿qué es más conveniente, la refrigeración líquida o por aire?. Porqué.
- En un ciclo de Rankine, ¿porqué interesa mantener un cierto grado de vacío en el condensador?. ¿Qué inconvenientes presentan la presencia de gases incondensables en el condensador? ¿Cómo se remedia la entrada de estos gases?
- Explica la razón por la que el rendimiento interno de una turbina es superior al correspondiente al de cada uno de sus escalonamientos (suponiendo que todos los escalonamientos tienen el mismo rendimiento interno).
- Tipos de bombas de inyección mecánica para motores Diesel.
- ¿A qué se llama vapor de cierre?
- ¿Qué diferencia hay entre un escalonamiento de acción y un escalonamiento de reacción cuyo grado de reacción es cero?.
- Dibujar un esquema de bloques de la marcha de los gases y del agua-vapor en una caldera que disponga de recalentador.
- Explica cómo funciona un desgasificador.
- ¿Porqué los turbosobrealimentadores de motores de de automoción tienen una válvula de by-pass?
- Una turbina de vapor consta de una rueda Curtis y dos escalonamientos de reacción. Dibujar (en desarrollo) la forma de sus toberas y álabes fijos y móviles. Representar bajo éste dibujo cómo varía la presión y la velocidad del vapor a lo largo de estos escalonamientos.
- Si en un ciclo simple de turbina de gas tenemos fijadas las temperaturas máxima y

mínima ¿cómo han de ser las relaciones de presiones?
máximo rendimiento b) para obtener potencia máxima a) para obtener
respectivos en un diagrama T-s Dibujar los ciclos

- Técnicas de enfriamiento de turbinas de gas.
- ¿Qué es el barrido en un motor de dos tiempos? Tipos de barrido.
- Explica el concepto de ciclo regenerativo.
- Referido al análisis de combustión en calderas, representar en un gráfico las pérdidas de energía por combustión incompleta y las pérdidas de energía por calor sensible en los humos, frente a la relación aire-combustible e interpretar el gráfico.
- Referido a turbinas de vapor, explica a qué se llama vapor de cierre.
- Explica lo que es el sistema difusor de un turbocompresor y de que partes puede constar, para el caso de compresores centrífugos.
- Ventajas e inconvenientes de las turbinas de gas de doble eje frente a las de eje único.
- En una caldera de recuperación, explica la influencia que tiene, el hecho de que la postcombustión esté antes o después del sobrecalentador.
- Refrigeración de turbocompresores. Rendimiento isotérmico.
- Explicar el fenómeno de "bombeo" en turbocompresores.
- Tipos de cámaras de combustión en motores Diesel, su funcionamiento y características de cada tipo en cuanto a consumo, presión de inyección, rumorosidad y suavidad de funcionamiento.
- Ventajas e inconvenientes de la inyección de gasolina frente a la carburación.
- Definir temperatura adiabática de llama, temperatura de ignición y temperatura de inflamación.
- ¿Qué es la relación de circulación de una caldera de vapor?. Representar en una gráfica cómo varía el gasto agua-vapor frente al gasto de vapor, e indicar en qué zona debe trabajar la caldera.
- ¿Qué es el tiro?
- ¿Cuál es la finalidad de las purgas en calderas?

- Hacer un esquema de sistemas de agua de refrigeración para condensadores. a)abierto; b)cerrado; c)mixto.
- ¿Qué es el grado de reacción de un escalonamiento de una turbina?
- ¿A qué se llama estado de estancamiento isentrópico o total de un fluido en movimiento?
- Considere la siguiente instalación de turbina de vapor: después de una cierta expansión, se extrae vapor para calentamiento del agua de alimentación en un precalentador de tipo abierto; después de una expansión adicional hay un recalentamiento, y por último expansión hasta el condensador. Dibujar el esquema de la instalación y representar en un diagrama T-s el ciclo ideal correspondiente.
- Para la pregunta anterior, escribir las ecuaciones correspondientes a la cantidad de vapor extraído, al trabajo neto y al rendimiento del ciclo.
- Indicar los tipos de sobrecalentadores que hay, y cómo se comportan con la variación de carga de la caldera.
- Si se diseña una turbina de vapor con regulación de vapor mediante toberas, ¿cuál es la razón más importante que obliga a emplear en el primer escalonamiento, uno de tipo de acción?
- Indíquese los principales dispositivos que se emplean para eliminar las partículas sólidas de los humos, y explicar en qué se basa su funcionamiento.
- Explique en qué consiste una rueda Curtis, e indique cómo varían la presión y velocidad a lo largo de ella.
- ¿Para qué sirven los parámetros de diseño de turbocompresores?
- Dibujar un esquema de turbina de gas con regenerador y compresión y expansión escalonadas. Representar en un diagrama T-s el ciclo
- Cómo varía el rendimiento de un MCI alternativo con la relación de compresión. ¿Porqué?
- ¿En qué consiste el ciclo Cheng ? ¿Qué ventajas presenta respecto del ciclo simple?
- ¿Qué es presión motriz en una caldera de vapor acuotubular? ¿Cómo funciona la circulación natural en la caldera? ¿A qué se llama relación de circulación?
- ¿Para qué sirven los precalentadores de aire? Describir los distintos tipos que conozcas
- En los condensadores, ¿para qué se utilizan las bombas de vacío?. Cómo se

- minimizan las pérdidas de vapor en el condensador.
- ¿Cómo se logra velocidad de flujo supersónica en la descarga de una tobera?
 - Hacer un esquema de un carburador con bomba de aceleración. Indicar sus elementos.
 - En una turbina de múltiples escalonamientos ¿qué es mayor, el rendimiento interno de la turbina, o el rendimiento interno de un escalonamiento?. Explicar porqué.
 - Inyección de gasolina en los M.E.P. Clasificación de los sistemas de inyección.
 - ¿Cómo influye el exceso o defecto de aire en el balance energético de una caldera?
 - Para qué sirven y cómo funcionan los acumuladores de vapor.
 - En turbocompresores, ¿a qué se llama eficiencia adiabática total a total?
 - Sistemas de lubricación de motores de combustión interna alternativos.
 - Operaciones que realizan las cámaras de combustión de las turbinas de gas. Dibujar esquemáticamente una cámara de combustión y señalar sus principales componentes.
 - Explicar cómo funciona un desgasificador térmico.
 - Formas de regulación de las turbinas de vapor.
 - Curvas características de los turbocompresores.
 - Explicar el concepto de ciclo regenerativo de las turbinas de gas.
 - Hacer un dibujo esquemático de una cámara de combustión de turbina de gas y explicar su funcionamiento.
 - Explicar las diferencias entre los ciclos Otto real y teórico.
 - Variación de la relación de compresión con la velocidad periférica en un turbocompresor de álabes radiales.
 - Siempre que se aporta calor a un fluido que circula a través de un conducto, se produce una pérdida de presión de estancamiento. Explica este hecho.
 - Dibuja los puntos de funcionamiento de una turbina de gas si además de modificar la entrada de combustible, puede variarse la velocidad de giro del compresor.
 - Explica lo que es el "pinch-point" y la aproximación en una caldera de recuperación.

- Uno de los indicadores de rentabilidad más utilizados es el "tiempo de retorno simple". Explicar lo que es esto.

- Hacer un esquema de bloques de la marcha de los gases y del agua-vapor en una caldera.

- Clasificación de purgadores, indicando en qué se fundamenta su funcionamiento.

- Formas de regulación de una turbina de vapor, indicando cómo se realiza cada una de ellas.

- Hacer un esquema y explicar cómo funciona un eyector.

EJERCICIOS DE BÚSQUEDA BIBLIOGRÁFICA MÁQUINAS TÉRMICAS

EJERCICIO 1

TRATAMIENTO DEL AIRE A LA SALIDA DEL COMPRESOR.

Cálculo y diseño de un refrigerador posterior de agua, de una instalación de aire comprimido.

El compresor de aire tiene un caudal de $20 \text{ Nm}^3/\text{min}$ a una presión de 7 bar.

T^a del aire a la entrada: 140°C y a la salida 35°C

T^a del agua a la entrada 20°C y a la salida 30°C

Diámetro interior del tubo: 12 mm; Diámetro exterior 10 mm

EJERCICIO 2

Especifique el tubo necesario para transportar 272000 kg/h de vapor a 90 bar y 540°C con una velocidad aproximada de 50 m/s. ¿Qué tipo y espesor de aislamiento se necesita si se quiere reducir las pérdidas de calor al 0.015% del calor que circula? La temperatura ambiente es de 15°C .

Si la tubería tiene una longitud de 32m, ¿qué tipo de junta de dilatación y qué longitud de deslizamiento deberá tener ésta?

EJERCICIO 3

En el modelo a escala de una caldera de vapor fabricado a escala 1/8 se efectuó el estudio de transmisión de calor por convección. Para diferentes velocidades del aire se obtuvieron los siguientes valores del coeficiente de película:

c [m/s]	2	3.14	4.65	8.8
h [$\text{W}/\text{m}^2\text{C}$]	50.4	68.6	90.6	141

La temperatura media del aire que circula a través del modelo es de 20°C . El diámetro de los tubos del modelo es de 12.5 mm. Al elaborar los datos experimentales, el coeficiente de película fue referido a la media aritmética de la diferencia de temperaturas entre el fluido y la pared.

Basándose en los datos obtenidos en el modelo, hallar la fórmula para el cálculo de la transmisión de calor por convección en el primer conducto de gases de la caldera en forma de la dependencia $\text{Nu}=\text{f}(\text{Re})$.

EJERCICIO 4

La investigación de las pérdidas de calor de la superficie de los conductos horizontales de vapor en las condiciones de convección libre se efectuó en una instalación de laboratorio en el que las mediciones se efectuaron para un tubo horizontal de 30 mm de diámetro.

Los experimentos se efectuaron para diferentes temperaturas de pared de tubo. Con esto se obtuvieron los siguientes valores para el coeficiente de película:

T [°C]	210	250	290	330	370
h [W/m ² °C]	11.75	12.34	12.87	13.34	13.75

La temperatura ambiente lejos de la superficie del tubo fue de 30 °C. Hallar la relación $Nu=f(Gr)$ para un amplio intervalo de temperaturas.

EJERCICIO 5

Los gases de salida de una central térmica se utilizan para precalentar aire en un intercambiador de flujos cruzados. Los gases de salida entran en el intercambiador a 450 °C y salen a 200°C. El aire entra en el intercambiador a 70 °C y salen a 250°C a razón de 10 kg/s. Calcular y diseñar dicho intercambiador.

EJERCICIO 6

Un recuperador de flujos cruzados precalienta aire mediante los humos formados en la caldera. El gasto de los humos es de 2.7 kg/s y el del aire 2 kg/s. La temperatura de entrada de los humos es de 350°C y la del aire 35°C.

Calcular y diseñar dicho recuperador.

EJERCICIO 7

La temperatura de la superficie del colector de salida de un sobrecalentador de vapor de alta presión es de 500°C.

Calcular las pérdidas de calor de 1m de colector desnudo si su diámetro exterior es de 275 mm, el coeficiente de absorción es de 0.8 y la temperatura de la protección 30 °C.

Calcular las pérdidas de calor por unidad de longitud del colector considerado con la condición de que su superficie esté rodeada por una pantalla de acero de 325 mm de diámetro cuyo coeficiente de absorción es de 0.7.

Comparar los resultados obtenidos.

EJERCICIO 8

Se necesita una torre de refrigeración para el servicio de un turbogenerador de 60 MW. Calcular el gasto aproximado de agua así como las características y dimensiones de la torre.

EJERCICIO 9

Cálculo y diseño de un refrigerador de aceite de un transformador eléctrico que es enfriado desde 80°C hasta 30°C a razón de 1360 kg/min mediante agua a 15°C.

EJERCICIO 10

Cálculo y diseño de un sobrecalentador de convección para sobrecalentar vapor saturado seco a 20 bar a razón de 7970 kg/h mediante humos que entran a 620°C con un caudal másico de 9564kg/h.

EJERCICIO 11

En un sistema de refrigeración de R-12 de 30240 frigorías/h, el refrigerante líquido saturado que sale del condensador es enfriado de 27 a 21°C en un cambiador de calor de tubería doble concéntrica. Esto se logra haciendo pasar el líquido por la tubería interna y el vapor saturado procedente del evaporador a -7°C por la parte anular.

Calcular y dimensionar dicho intercambiador.

EJERCICIO 12

Un tubo de caldera contiene agua hirviendo a 88 bar. El flujo de calor es de 165 kW/h m² de superficie externa del tubo. La temperatura del metal no debe exceder de 500°C.

Hallar el diámetro, espesor y material de la tubería teniendo en cuenta el ensuciamiento.

EJERCICIO 13

Cálculo y diseño de un calentador de agua de alimentación de tipo cerrado de dos pasos .

Datos:

Presión en el calentador 0.3 bar.

Entalpía del vapor extraído de la turbina: 2545 kJ/kg

Gasto de agua de alimentación: 150728 kg/h

T^a entrada agua de alimentación :27°C

T^a salida agua de alimentación 66°C

EJERCICIO 14

Cálculo y diseño de una chimenea con tiro natural para producir una diferencia de presión de 2.4 cm.c.a. teniendo en cuenta que la temperatura del aire exterior es de 35°C, la temperatura media de los humos es de 255°C y la presión barométrica de 733 mmHg.

EJERCICIO 15

En una sala de calderas se gastan 9080 kg/h de carbón produciéndose 14 kg de humos secos /kg de combustible quemado. Las temperaturas medias son las siguientes:

Aire exterior 35°C
Humos a la entrada de la chimenea 344°C
Humos en el interior de la chimenea 260°C

El tiro requerido es de 2.9 cm.c.a. y la presión barométrica es de 746 mmHg. Calcular y diseñar la chimenea.

EJERCICIO 16

Una caldera con hogar para quemar carbón pulverizado, se equipa con un precalentador de aire.

Producción de vapor de la caldera: 45400 kg/h
Cantidad de aire que se precalienta : 22700 kg/h
Resistencia del calentador de aire : 15 mm.c.a.
Longitud de conducto desnudo: 18.3 m
Número de codos :3
Presión requerida en la cámara de aire en los mecheros: 89 mm.c.a.

Determinar la presión que tiene que vencer el ventilador de tiro forzado, y seleccionar las características de dicho ventilador.

EJERCICIO 17

A través de un precalentador se hacen pasar 81720 kg/h de aire, con una variación de temperatura de 27 a 177°C; los humos a una temperatura de 315°C entran en el calentador a razón de 85352 kg/h.

Calcular y diseñar el aparato.

EJERCICIO 18

Calcular y diseñar un calentador de aire que se halla instalado en la entrada de la chimenea de una fábrica de cemento utilizando parte del calor perdido en los gases procedentes de un horno de cemento. Se queman $566.6 \text{ m}^3/\text{h}$ de gas natural suministrándose el aire en la proporción de 13.2 a 1 en volumen con respecto al gas. La temperatura inicial del aire es de 24°C .

EJERCICIO 19

Cálculo y diseño de un regenerador tubular de turbina de gas de 80 % de rendimiento en el supuesto de que entren en el mismo gases de escape a 650°C y el aire procedente del compresor esté a 194°C . El gasto de aire es de 32.7 kg/s .

EJERCICIO 20

Cálculo y diseño de un economizador de las siguientes características:

Ancho del paso del gas: 9.4 m
Tubos verticales en línea
Flujo de gas: 415.000 kg/h
Flujo de agua: 31200 kg/h
 T^a del gas a la entrada del economizador : 388°C
 T^a del agua a la entrada del economizador: 235°C
 T^a del agua a la salida del economizador 248°C
 T^a del gas a la salida del economizador: 346°C

EJERCICIO 21

Cálculo y diseño de un precalentador de superficie de las siguientes características:

Gasto de agua de alimentación 198534 kg/h
 T^a de entrada de agua de alimentación: 99°C
 T^a de salida del agua de alimentación : 131°C
Presión en el calentador : 3.5 bar
Condensado extraído 15600 kg/h
 T^a del condensado extraído: 178°C
Número de pasos : 2
Entalpía del vapor extraído de la turbina: 2818 kJ/kg

EJERCICIO 22

Una caldera de tambor transversal y tubos inclinados debe trabajar con las siguientes condiciones de máximo:

Producción de vapor: 45400 kg/h

Presión de vapor a la salida del sobrecalentador: 30 bar
Temperatura del vapor a la salida del sobrecalentador: 372°C
Temperatura del agua de alimentación: 93°C
Anchura del hogar entre paredes: 3.66m
P.C.S. del carbón: 30235kJ/kg
Rendimiento de la caldera: 85%

Calcular el volumen del hogar necesario si se limita la emisión térmica a 215 kW/m³.
Dibújese una sección en corte de caldera y hogar, indicando la altura promedio del hogar.

EJERCICIO 23

Un captador SOLAR de 10 x 2 m consta de tubos de refrigeración por los que circula un fluido, situados en la base del colector. Este se encuentra cubierto por una lámina de vidrio simple, y el espacio comprendido entre el vidrio y la placa del colector se vacía como se indica en la figura.

La placa del colector es negra y las superficies laterales son refractarias. La superficie del fondo del colector está bien aislada.

Las propiedades del vidrio son:

coeficiente de absorción = 0.05, transmisibilidad = 0.88 , para la radiación de longitud de onda corta, y coeficiente de absorción = 0.9, transmisibilidad = 0.04 para la radiación de longitud de onda larga.

El flujo de refrigerante por unidad de tiempo se ajusta de modo que la superficie de la placa del colector se mantiene a 55°C. Si la intensidad solar es 950 W/m² y la temperatura ambiente es 25°C calcular:

- Temperatura del vidrio.
- La ganancia neta de energía radiativa en la placa del colector.

EJERCICIO 24

Efectuar el cálculo térmico y determinar las dimensiones principales de un intercambiador de calor tubular vertical tipo vapor-agua destinado a calentar 30 tn/h de agua desde 20 a 95°C.

El agua circula por el interior de tubos de latón con diámetro $d_2/d_1 = 14/12$ mm a la velocidad de 1.5 m/s. Como agente de transmisión de calor para calentamiento se utiliza vapor de agua saturado seco a 127.5 kPa, que se condensa en la superficie externa de los tubos.

Durante el cálculo admitir que las pérdidas de calor al ambiente circundante son iguales al 2% del calor que se suministra.

EJERCICIO 25

El esquema de la figura representa un sistema solar diseñado para el suministro de potencia eléctrica. Determinar la máxima potencia que puede producir si la radiación incidente es de 3200 kJ/h m^2 .

Las características del colector son:

Coefficiente global de transmisión de calor = $7 \text{ kJ/h m}^2 \text{ K}$;
factor de eficiencia del colector = 0.92.

Flujo másico de agua a través del colector = 30 kg/h m^2 .

Producto transmitancia por absortancia = 0.8.

Temperatura ambiente = 20°C .

Área del colector = 50000 m^2 .

Suponer que el rendimiento de la máquina es aproximadamente $1/3$ del que le correspondería a un motor de Carnot que operase entre la temperatura ambiente como foco frío y la temperatura de salida del colector. -

