

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

PROCESOS DE TERMODINÁMICA (IM8601)

**CLASE 18: Ciclos termodinámicos ideales
de aire y turbinas**

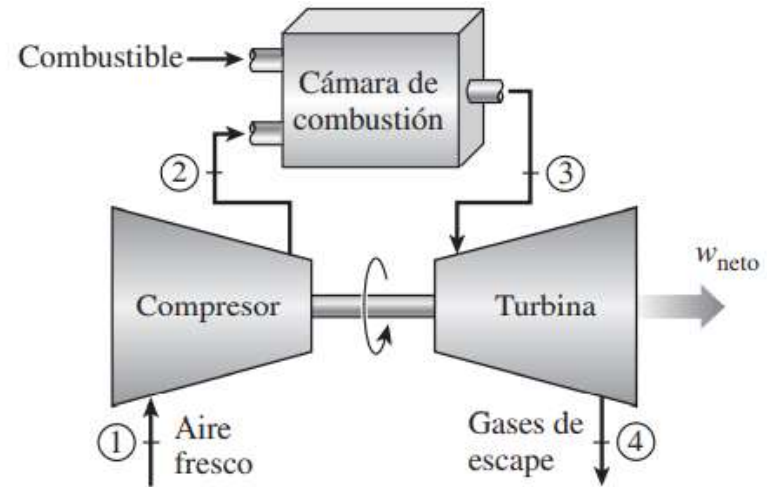
CICLO ESCOLAR: 22-2

DOCENTE: M. en I. José Ulises Cedillo Rangel

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

El ciclo Brayton fue propuesto por George Brayton por vez primera para usarlo en el motor reciprocante que quemaba aceite desarrollado por él alrededor de 1870. Actualmente se utiliza en turbinas de gas donde los procesos tanto de compresión como de expansión suceden en maquinaria rotatoria. Las turbinas de gas generalmente operan en un ciclo abierto. Se introduce aire fresco en condiciones ambiente dentro del compresor, donde su temperatura y presión se elevan.



Un motor de turbina de gas de ciclo abierto.

El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión, donde el combustible se quema a presión constante. Los gases de alta temperatura que resultan entran a la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, produciendo potencia. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan hacia fuera (no se recirculan), causando que el ciclo se clasifique como un ciclo abierto.

<https://youtu.be/rC1efGWBrCQ> EL FUNCIONAMIENTO DE UNA TURBINA DE GAS 8:00

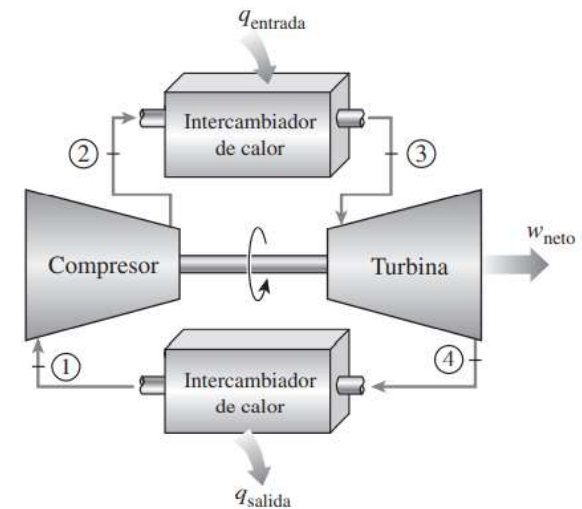
https://youtu.be/SYnK_XLIiO EXPLICACIÓN DEL CICLO BRAYTON 10:07

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

El ciclo de turbina de gas abierto descrito anteriormente puede modelarse como un ciclo cerrado, empleando las suposiciones de aire estándar. En este caso los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero el proceso de combustión se sustituye por uno de adición de calor a presión constante desde una fuente externa, mientras que el proceso de escape se reemplaza por otro de rechazo de calor a presión constante hacia el aire ambiente. El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta en este ciclo cerrado es el ciclo Brayton, el cual está integrado por cuatro procesos internamente reversibles:

- 1-2 Compresión isentrópica (en un compresor)
- 2-3 Adición de calor a presión constante
- 3-4 Expansión isentrópica (en una turbina)
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante



Un motor de turbina de gas de ciclo cerrado.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

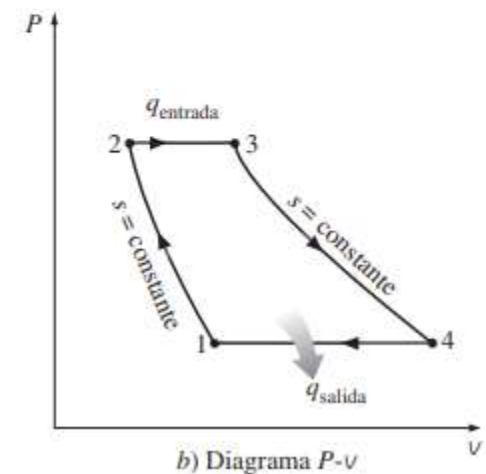
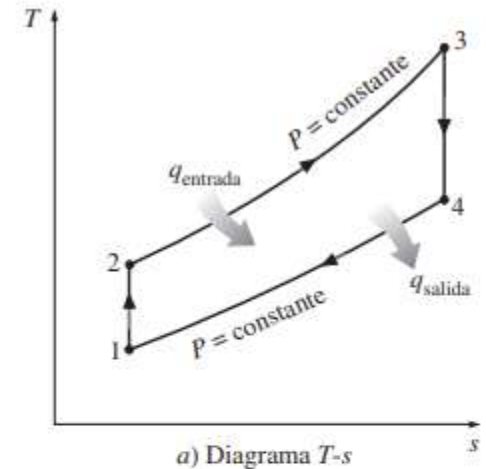
Los cuatro procesos del ciclo Brayton se ejecutan en dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto deben analizarse como procesos de flujo estacionario. Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, el balance de energía para un proceso de flujo estacionario puede expresarse, por unidad de masa, como:

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

Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo es

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1)$$



Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

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

$$\eta_{\text{tér, Brayton}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isoentrópicos, por lo que $P_2 = P_3$ y $P_4 = P_1$. Por lo tanto:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$

Al sustituir estas ecuaciones en la relación de eficiencia térmica y al simplificar, se obtiene

$$\eta_{\text{tér, Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

donde: $r_p = \frac{P_2}{P_1}$

es la relación de presión y k la relación de calores específicos.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

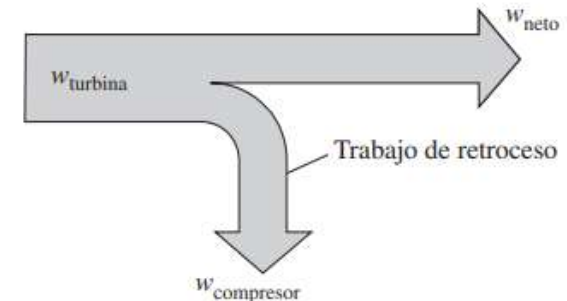
Las dos principales áreas de aplicación de las turbinas de gas son la propulsión de aviones y la generación de energía eléctrica. Cuando se emplean en propulsión de aviones, la turbina de gas produce la potencia suficiente para accionar tanto al compresor como a un pequeño generador que a su vez acciona al equipo auxiliar. Los gases de escape de alta velocidad son los responsables de producir el empuje necesario para impulsar la aeronave. Las turbinas de gas también se utilizan como centrales eléctricas estacionarias que producen energía eléctrica como unidades independientes o en conjunto con las centrales eléctricas de vapor en el lado de alta temperatura. En estas centrales los gases de escape de las turbinas de gas sirven como fuente de calor para el vapor. El ciclo de turbina de gas también puede ejecutarse como un ciclo cerrado para su utilización en centrales nucleares, en las que el fluido de trabajo no se limita al aire y puede emplearse un gas con características más convenientes (como el helio).

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

En las centrales eléctricas de turbina de gas, la relación entre el trabajo del compresor y el trabajo de la turbina, denominada relación del trabajo de retroceso, es muy alta. Usualmente más de la mitad de la salida de trabajo de la turbina se utiliza para activar el compresor. La situación es aún peor cuando las eficiencias isoentrópicas del compresor y de la turbina son bajas. Esto contrasta considerablemente con las centrales eléctricas de vapor, donde la relación de trabajo de retroceso es solamente un pequeño porcentaje.

Sin embargo, esto no sorprende dado que un líquido se comprime en las centrales de energía de vapor en lugar de un gas, y el trabajo de flujo estacionario reversible es proporcional al volumen específico del fluido de trabajo. Una central eléctrica con una alta relación del trabajo de retroceso requiere una turbina más grande para suministrar los requerimientos de energía adicionales del compresor. En consecuencia, las turbinas utilizadas en las centrales de turbina de gas son más grandes que las que se utilizan en las de vapor que para la misma salida de potencia neta.

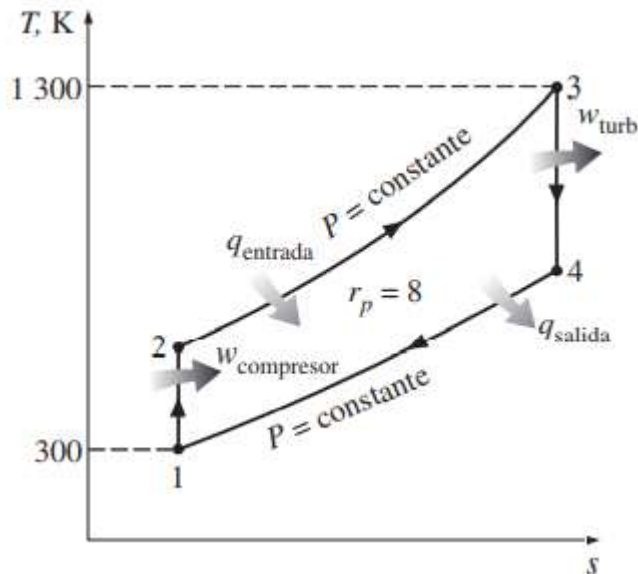


La fracción de trabajo de la turbina que se emplea para accionar el compresor se denomina relación del trabajo de retroceso.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

Una central eléctrica de turbina de gas que opera en un ciclo Brayton ideal tiene una relación de presión de 8. La temperatura del gas es de 300 K en la entrada del compresor y de 1 300 K en la entrada de la turbina. Utilice las suposiciones de aire estándar y determine a) la temperatura del gas a la salida del compresor y de la turbina, b) la relación del trabajo de retroceso y c) la eficiencia térmica



Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

Ciclo Brayton ideal simple

- Existen condiciones estacionarias de operación
- Son aplicables las suposiciones de aire estándar
- Los cambios de energía cinética y potencial son despreciables
- Se considera la variación de los calores específicos con la temperatura.

1. Las temperaturas del aire en la salida del compresor y la turbina se determinan de las relaciones isentrópicas:

Proceso 1-2, compresión isentrópica de un gas ideal

$$T_1 = 300 \text{ K} \rightarrow \begin{cases} h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg} \\ P_{r1} = 1.3860 \end{cases}$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = (8)(1.3860) = 11.088 \rightarrow \begin{cases} T_2 = 540 \text{ K salida del compresor} \\ h_2 = 544.35 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

Proceso 3-4, expansión isentrópica de un gas ideal:

$$T_3 = 1300 \text{ K} \rightarrow \begin{cases} h_3 = 1395.97 \text{ kJ/kg} \\ P_{r3} = 330.9 \end{cases}$$

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = \left(\frac{1}{8}\right)(330.9) = 41.36 \rightarrow \begin{cases} T_4 = 770 \text{ K} \\ h_4 = 789.37 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P _r	u kJ/kg	v _r	s° kJ/kg · K
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P _r	u kJ/kg	v _r	s° kJ/kg · K
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire (conclusión)

T K	h kJ/kg	P _r	u kJ/kg	v _r	s° kJ/kg · K
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P _r	u kJ/kg	v _r	s° kJ/kg · K
760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

2. Para determinar la relación del trabajo de retroceso, se requiere determinar la entrada de trabajo al compresor y la salida de trabajo de la turbina:

$$W_{\text{comp, entrada}} = h_2 - h_1 = 544.35 - 300.19 = 244.16 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{\text{turb, salida}} = h_3 - h_4 = 1395.97 - 789.37 = 606.60 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto:

$$r_{\text{bw}} = \frac{W_{\text{comp, entrada}}}{W_{\text{turb, salida}}} = \frac{244.16 \text{ kJ/kg}}{606.60 \text{ kJ/kg}} = 0.403$$

Es decir solo 40.3% de la salida de trabajo de la turbina se emplea únicamente para activar el compresor.

3. La eficiencia térmica del ciclo es la relación entre la salida de potencia neta y la entrada de calor total:

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = 1395.97 - 544.35 = 851.62 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} W_{\text{neto}} &= W_{\text{salida}} - W_{\text{entrada}} \\ &= 606.60 - 244.16 = 362.4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

Por lo tanto:

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{362.4 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}} = 0.426 \rightarrow 42.6\%$$

O bien se puede determinar de la siguiente forma:

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = 789.37 - 300.19 = 489.2 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{489.2 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}}$$

$$= 1 - \frac{489.2 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}} = 0.4255 \rightarrow 42.6\%$$

Bajo las suposiciones de aire frío estándar (calores específicos constantes, valores a temperatura ambiente) la eficiencia térmica sería

$$\eta_{\text{tér, Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad K=1.4$$

$$= 1 - \frac{1}{8^{(1.4-1)/1.4}}$$

$$= 0.4479 \rightarrow 44.8\%$$

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON CON INTERENFRIAMIENTO, RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN

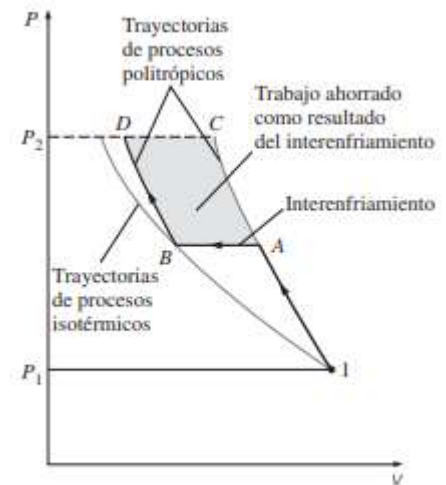
<https://youtu.be/OKVL3VeHhHU> TURBINAS DE GAS, MANUAL DE CAMPO, PRINCIPALES ELEMENTOS DE UNA TURBINA DE GAS 15:40



Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON CON INTERENFRIAMIENTO, RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN

El trabajo neto de un ciclo de turbina de gas es la diferencia entre la salida de trabajo de la turbina y la entrada de trabajo del compresor, y puede incrementarse si se reduce el trabajo del compresor o si aumenta el de la turbina o ambas cosas. El trabajo requerido para comprimir un gas entre dos presiones especificadas puede disminuirse al efectuar el proceso de compresión en etapas y al enfriar el gas entre ésta; es decir, usando compresión en etapas múltiples con interenfriamiento. Cuando el número de etapas aumenta, el proceso de compresión se aproxima al proceso isotérmico a la temperatura de entrada del compresor y el trabajo de compresión disminuye. De igual modo, la salida de trabajo de una turbina que opera entre dos niveles de presión aumenta al expandir el gas en etapas y recalentarlo entre éstas; es decir, si se utiliza expansión en múltiples etapas con recalentamiento. Esto se lleva a cabo sin que se eleve la temperatura máxima en el ciclo. Cuando aumenta el número de etapas, el proceso de expansión se aproxima al proceso isotérmico.



Comparación de entradas de trabajo en un compresor de una sola etapa (IAC) y un compresor de dos etapas con interenfriamiento (IABD).

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON CON INTERENFRIAMIENTO, RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN

El argumento anterior se basa en un principio simple: el trabajo de compresión o expansión de flujo estacionario es proporcional al volumen específico del fluido. Por lo tanto, el volumen específico del fluido de trabajo debe ser lo más bajo posible durante un proceso de compresión y lo más alto posible durante un proceso de expansión.

Esto es precisamente lo que logran el interenfriamiento y el recalentamiento. La combustión en las turbinas de gas ocurre comúnmente con cuatro veces la cantidad requerida de aire para la completa combustión, para evitar temperaturas excesivas. Por lo tanto, los gases de escape son ricos en oxígeno y el recalentamiento puede lograrse sencillamente rociando combustible adicional en los gases de escape entre dos estados de expansión.

El fluido de trabajo sale del compresor a una temperatura menor, mientras que de la turbina lo hace a una temperatura más alta, cuando se usa interenfriamiento y recalentamiento. Esto hace que la regeneración sea más atractiva dado que existe un mayor potencial para realizarla. También, los gases que salen del compresor pueden calentarse a una temperatura más alta antes de que entren a la cámara de combustión debido a la temperatura más elevada del escape de la turbina.

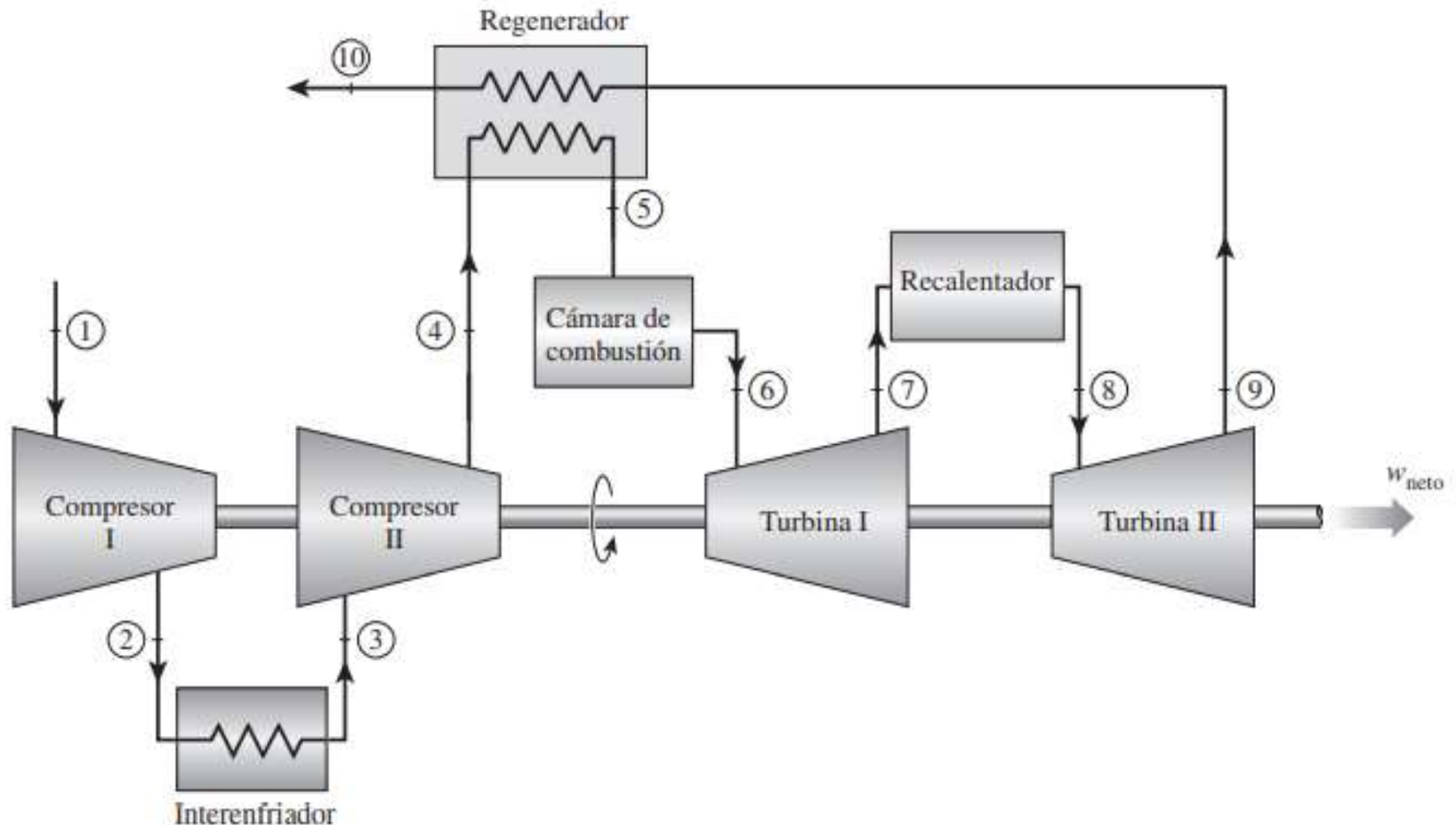
Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON CON INTERENFRIAMIENTO, RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN

En las siguientes figuras, se presentan un esquema del arreglo físico y el diagrama T-s, respectivamente, de un ciclo de turbina de gas de dos etapas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.

El gas entra a la primera etapa del compresor en el estado 1, se comprime de modo isoentrópico hasta una presión intermedia P_2 ; se enfría a presión constante hasta el estado 3 ($T_3 = T_1$), y se comprime isoentrópicamente en la segunda etapa hasta la presión final P_4 . En el estado 4 el gas entra al regenerador, donde se calienta hasta T_5 a presión constante. En un regenerador ideal, el gas saldrá de éste a la temperatura del escape de la turbina, es decir, $T_5 = T_9$. El proceso de adición de calor (o combustión) primario toma lugar entre los estados 5 y 6. El gas entra a la primera etapa de la turbina en el estado 6 y se expande isoentrópicamente hasta el 7, donde entra al recalentador. Ahí se recalienta a presión constante hasta el estado 8 ($T_4 = T_6$), donde pasa a la segunda etapa de la turbina. El gas sale de la turbina en el estado 9 y entra al regenerador, donde se enfría hasta el estado 10 a presión constante. El ciclo se completa cuando el gas se enfría hasta el estado inicial (o al purgar los gases de escape)

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas



Una máquina de turbina de gas con compresión en dos etapas con interenfriamiento, expansión en dos etapas con recalentamiento y regeneración.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

La entrada de trabajo en un compresor de dos etapas se minimiza cuando se mantienen relaciones de presión iguales en cada etapa. Puede demostrarse que este procedimiento también maximiza la salida de trabajo de la turbina. Así, para el mejor desempeño tenemos:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \quad \text{y} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9}$$

En el análisis de los ciclos reales de turbina de gas, las irreversibilidades que están presentes dentro del compresor, la turbina y el regenerador, así como las caídas de presión en los intercambiadores de calor, deben ser consideradas. La relación del trabajo de retroceso de un ciclo de turbina de gas mejora debido al interenfriamiento y el recalentamiento. Sin embargo, esto no significa que la eficiencia térmica también mejorará.

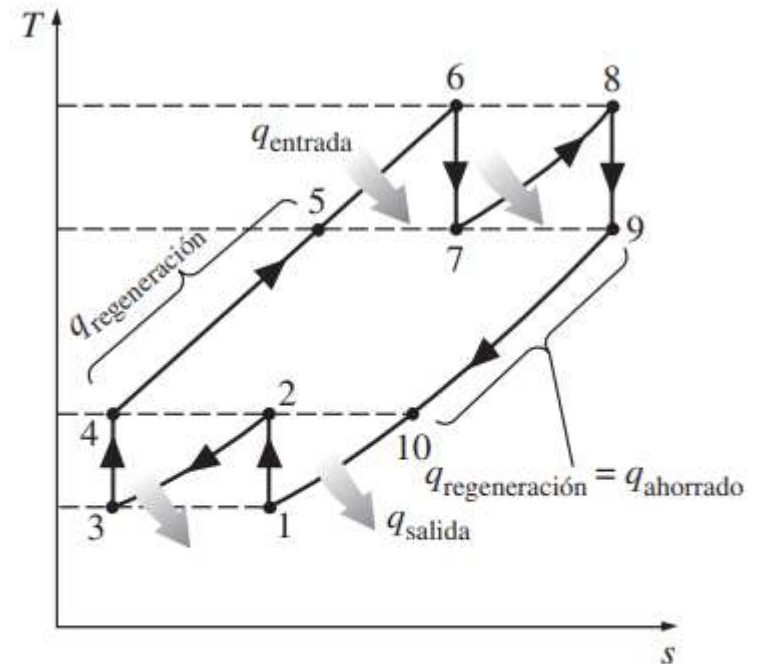
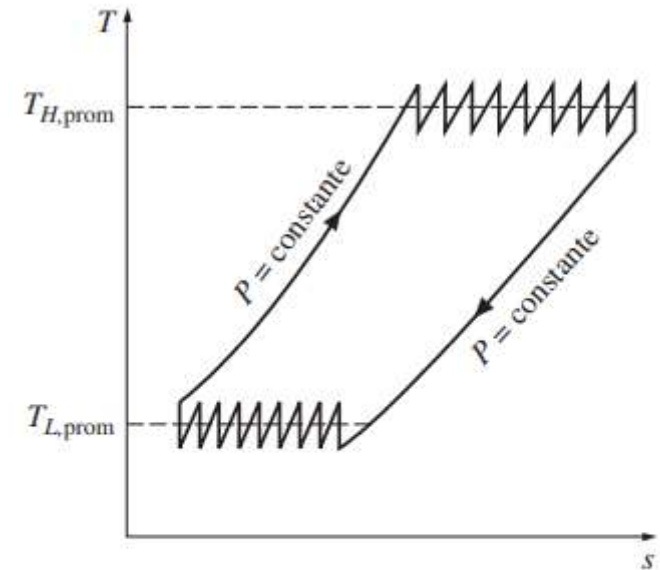


Diagrama T - s de un ciclo de turbina de gas ideal con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

El hecho es que el interenfriamiento y el recalentamiento siempre disminuirán la eficiencia térmica a menos que estén acompañados de la regeneración. Esto se debe a que el interenfriamiento disminuye la temperatura promedio a la cual se añade el calor, y el recalentamiento aumenta la temperatura promedio a la cual el calor se rechaza. Por lo tanto, en centrales eléctricas de turbina de gas, el interenfriamiento y el recalentamiento se utilizan siempre en conjunción con la regeneración.

Si el número de etapas de compresión y expansión aumenta, el ciclo ideal de turbina de gas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración se aproxima al ciclo Ericsson, y la eficiencia térmica se aproximará al límite teórico (la eficiencia de Carnot). Sin embargo, la contribución de cada etapa adicional a la eficiencia térmica es cada vez menor y el uso de más de dos o tres etapas no puede ser justificado económicamente.

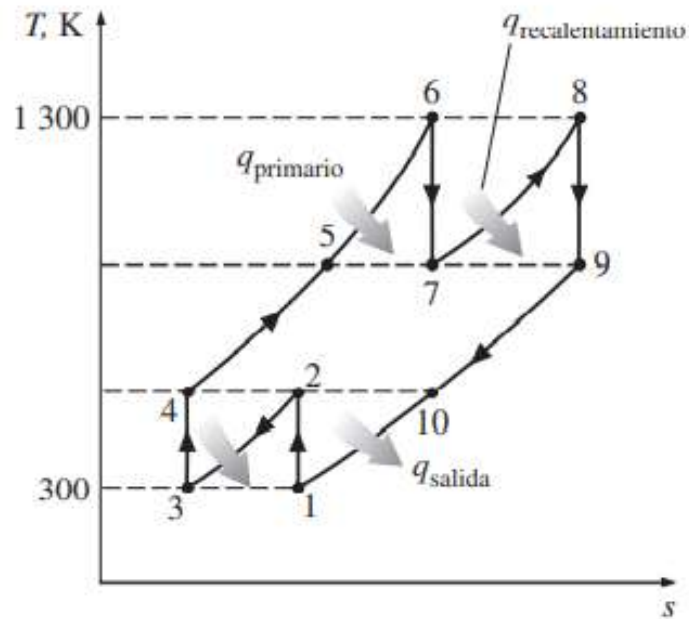


Cuando aumenta el número de etapas de compresión y expansión, el ciclo de turbinas de gas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración se aproxima al ciclo Ericsson.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

Un ciclo de turbina de gas ideal con dos etapas de compresión y otras dos de expansión tiene una relación de presión total de 8. En cada etapa del compresor entra aire a 300 K y en cada etapa de la turbina entra a 1 300 K. Determine la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica de este ciclo de turbina de gas, suponiendo que a) no hay regeneradores y b) hay un regenerador ideal con eficacia de 100 por ciento.



Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

Un ciclo de turbina de gas ideal con dos etapas de compresión y otras dos de expansión tiene una relación de presión total de 8. En cada etapa del compresor entra aire a 300 K y en cada etapa de la turbina entra a 1 300 K. Determine la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica de este ciclo de turbina de gas, suponiendo que a) no hay regeneradores y b) hay un regenerador ideal con eficacia de 100 por ciento.

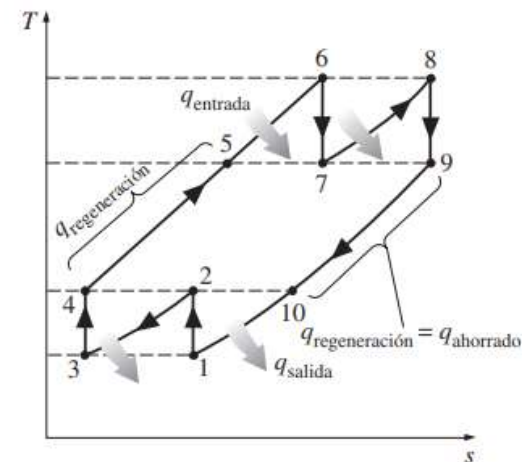
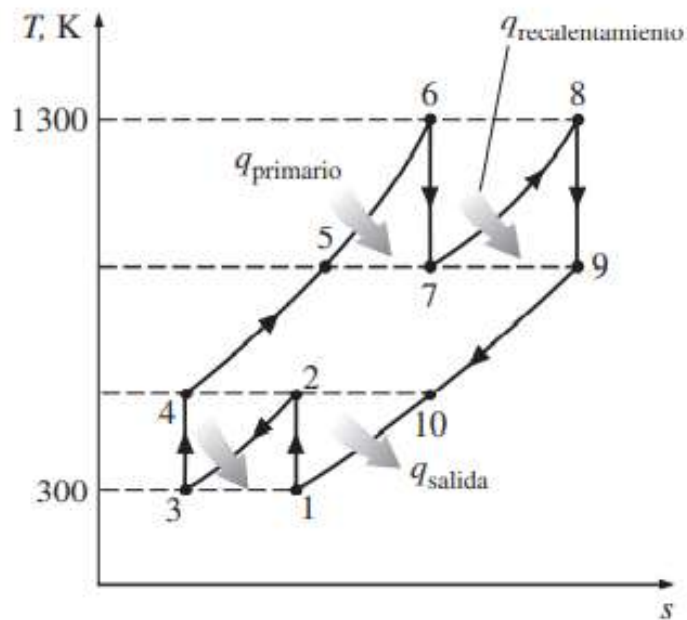


Diagrama T-s de un ciclo de turbina de gas ideal con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

- Se tiene un ciclo de turbina de gas ideal con dos etapas de compresión y dos de expansión.
 - Existen condiciones estacionarias de operación.
 - Son aplicables las condiciones de aire estándar.
 - Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes y despreciables.
1. Para compresión y expansión de dos etapas, la entrada de trabajo se minimiza cuando la de la salida de trabajo se maximiza y ambas etapas del compresor y de la turbina tienen la misma relación de presión.

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \sqrt{8} = 2.83 \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} = \sqrt{8} = 2.83$$

2. La temperatura (y la entalpía) del aire a la salida de cada etapa de compresión será la misma.

$$\text{Entradas: } T_1 = T_3 \quad h_1 = h_3 \quad T_6 = T_8 \quad h_6 = h_8$$

$$\text{Salidas: } T_2 = T_4 \quad h_2 = h_4 \quad T_7 = T_9 \quad h_7 = h_9$$

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

Bajo estas condiciones, la entrada de trabajo en cada etapa del compresor será la misma y también la salida de trabajo de cada etapa de la turbina.

3. En ausencia de regeneración, la relación de trabajo de retroceso y la eficiencia térmica se determinan a partir de las tablas de aire como gas ideal:

$$T_1 = 300 \text{ K} \rightarrow \begin{cases} h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg} \\ P_{r1} = 1.386 \end{cases}$$

$$\frac{P_{r2}}{P_{r1}} = \frac{P_2}{P_1} \quad P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = \sqrt{8} (1.386) = 3.92 \rightarrow \begin{cases} T_2 = 403.3 \text{ K} \\ h_2 = 409.31 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

$$T_6 = 1300 \text{ K} \rightarrow \begin{cases} h_6 = 1395.97 \text{ kJ/kg} \\ P_{r6} = 330.9 \end{cases}$$

$$P_{r7} = \frac{P_7}{P_6} \cdot P_{r6} = \frac{1}{\sqrt{8}} \cdot 330.9 = 116.99 \rightarrow \begin{cases} T_7 = 10806.4 \text{ K} \\ h_7 = 1053.33 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P _r	u kJ/kg	v _r	s° kJ/kg · K
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P _r	u kJ/kg	v _r	s° kJ/kg · K
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire (conclusión)

T K	h kJ/kg	P _r	u kJ/kg	v _r	s° kJ/kg · K
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P _r	u kJ/kg	v _r	s° kJ/kg · K
1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
1040	1091.85	133.3	793.36	23.29	3.01260

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

4. Entonces las relaciones de balances de energía:

$$\begin{aligned} W_{\text{comp, entrada}} &= 2 (W_{\text{comp, entrada}, 1}) \\ &= 2 (h_2 - h_1) = 2 (404.31 \text{ kJ/kg} - 300.19 \text{ kJ/kg}) \\ &= 208.24 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{\text{turb, salida}} &= 2 (W_{\text{turb, salida}, 1}) \\ &= 2 (h_6 - h_7) = 2 (1395.97 \text{ kJ/kg} - 1053.33 \text{ kJ/kg}) \\ &= 685.28 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{\text{neto}} &= W_{\text{turb, salida}} - W_{\text{comp, entrada}} \\ &= 685.28 \text{ kJ/kg} - 208.24 \text{ kJ/kg} \\ &= 477.04 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{\text{entrada}} &= q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}} \\ &= (h_6 - h_4) + (h_8 - h_7) \\ &= (1395.97 - 404.31) + (1395.97 - 1053.33) \\ &= 1334.3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

5. Por lo tanto

$$r_{bw} = \frac{W_{\text{comp, entrada}}}{W_{\text{turb, salida}}} = \frac{208.24 \text{ kJ/kg}}{685.28 \text{ kJ/kg}} = 0.304 \rightarrow 30.4\%$$

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{477.04 \text{ kJ/kg}}{1334.30 \text{ kJ/kg}} = 0.358 \rightarrow 35.8\%$$

Comparando los resultados del ejemplo en el que hay compresión y expansión en una sola etapa, indica que la compresión en etapas múltiples con recalentamiento, mejoran la relación del trabajo de retroceso de 40.3 a 30.4%, pero contrario se ve disminuida la eficiencia térmica de 42.6 a 35.8%. Por ello el interenfriamiento y el recalentamiento no se recomiendan en centrales de turbinas de gas a menos que se acompañen de regeneración

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

6. Un regenerador reduce los requerimientos de entrada de calor al precalentar el aire que sale del compresor mediante el uso de los gases de escape calientes. En un regenerador ideal, el aire del compresor se calienta hasta la temperatura de salida de la turbina T_9 antes de entrar a la cámara de combustión. Así bajo las suposiciones de aire estándar, $h_5 = h_7 = h_9$

$$\begin{aligned} q_{\text{entrada}} &= q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}} \\ &= (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7) \\ &= (1395.97 - 1053.33) + (1395.97 - 1053.33) \\ &= 685.28 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

7.

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{477.69 \text{ kJ/kg}}{685.28 \text{ kJ/kg}} = 0.696 \rightarrow 69.6\%$$

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

En comparación con el caso sin regeneración la eficiencia térmica casi se duplica como resultado de la regeneración. El efecto global que la compresión y la expansión en dos etapas como interenfriamiento, recalentamiento y regeneración tienen sobre la eficiencia térmica es un incremento superior a 63%.

Cuando el número de etapas de compresión y expansión aumenta, el ciclo se aproximará al ciclo Ericsson y la eficiencia térmica se aproximará a:

$$\begin{aligned}\eta_{\text{tér}, \text{Ericsson}} &= \eta_{\text{tér}, \text{Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \\ &= 1 - \frac{300 \text{ K}}{1300 \text{ K}} \\ &= 0.769\end{aligned}$$

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza