



# TERMODINÁMICA DE TIEMPOS FINITOS APLICADA A CICLOS OTTO

Dr. Alejandro Medina Domínguez,  
Dr. José Miguel Mateos Roco,  
Dr. Ing. Pedro L. Curto-Risso

Setiembre 2020

<http://campus.usal.es/gtfe>

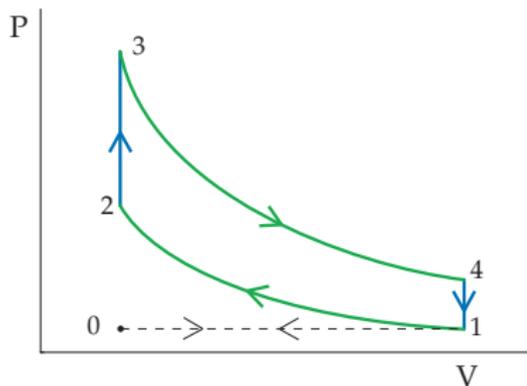


# ESQUEMA

- 1 CICLO IDEAL
- 2 CICLO REAL
- 3 FUENTES DE IRREVERSIBILIDADES
- 4 DESEMPEÑO DEL MOTOR



# CICLO OTTO DE AIRE.



- 1-2 Proceso de compresión adiabática
- 2-3 Proceso de aporte de calor isócoro
- 3-4 Proceso de expansión adiabática
- 4-1 Proceso de cesión de calor isócoro



## TRABAJO DEL CICLO

$$W_{cicloideal} = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-1}$$

PRIMER PRINCIPIO APLICADO AL CICLO:

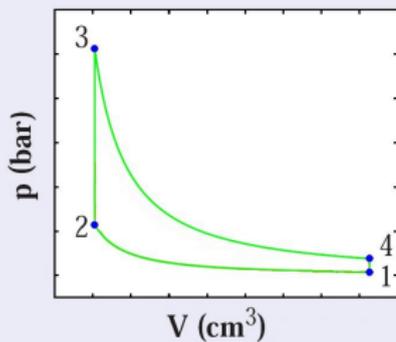
$$W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-1} = Q_{1-2} + Q_{2-3} + Q_{3-4} + Q_{4-1}$$

$$W_{cicloideal} = Q_{1-2} + Q_{2-3} + Q_{3-4} + Q_{4-1}$$

$$W_{cicloideal} = W_{rev} = |Q_{2-3}| - |Q_{4-1}|$$



# TRABAJO DEL CICLO DE AIRE



$$|W_{\text{rev}}| = |Q_{23}| - |Q_{41}|$$

$$|Q_{23}| = mc_v (T_3 - T_2) ; |Q_{41}| = mc_v (T_4 - T_1)$$

$$\text{Con } \tau = T_1/T_3; T_2 = T_1 r^{\gamma-1} \text{ y } T_4 = T_3 r^{1-\gamma}$$

$$|Q_{23}| = T_3 [mc_v (1 - \tau r^{\gamma-1})]$$

$$|Q_{41}| = T_3 [mc_v (r^{1-\gamma} - \tau)]$$

$$|W_{\text{rev}}| = mT_3 [c_v (1 - \tau r^{\gamma-1}) - c_v (r^{1-\gamma} - \tau)]$$

$$\eta = \frac{|W_{\text{rev}}|}{|Q_{23}|} = 1 - \frac{mc_v (r^{1-\gamma} - \tau)}{mc_v (1 - \tau r^{\gamma-1})} r^{1-\gamma} = 1 - r^{1-\gamma}$$



## TRABAJO DEL CICLO DE AIRE

Si le asignamos valores normales a la relación de compresión y al índice politrópico;  $r = 12$  y a  $\gamma = 1,4$ .

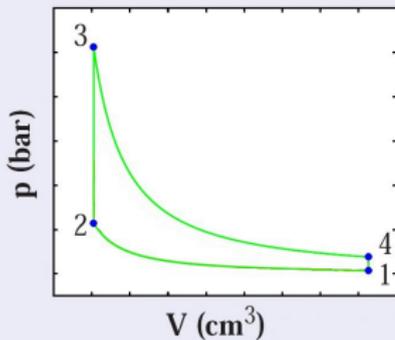
EL RENDIMIENTO ES:

$$\eta = 1 - (12)^{1-1,4} = 0,63$$

Un resultado demasiado elevado para los valores que se conocen de este tipo de máquinas térmicas.

# TRABAJO DEL CICLO DE AIRE-COMBUSTIBLE

Para ajustarnos más a la realidad, consideremos lo que pasa cuando el fluido de trabajo es una mezcla de combustible y aire.



$$|W_{\text{rev}}| = |Q_{23}| - |Q_{41}|$$

$$|Q_{23}| = mc_{v,23} (T_3 - T_2)$$

$$|Q_{41}| = mc_{v,41} (T_4 - T_1)$$

$$|Q_{23}| = T_3 [mc_{v,23} (1 - \tau r^{\gamma_{12} - 1})]$$

$$|Q_{41}| = T_3 [mc_{v,41} (r^{1 - \gamma_{34}} - \tau)]$$

$$|W_{\text{rev}}| = mT_3 [c_{v,23} (1 - \tau r^{\gamma_{12} - 1}) - c_{v,41} (r^{1 - \gamma_{34}} - \tau)]$$

$$\eta = \frac{|W_{\text{rev}}|}{|Q_{23}|} = 1 - \frac{c_{v,41} (r^{1 - \gamma_{34}} - \tau)}{c_{v,23} (r^{1 - \gamma_{12}} - \tau)}$$



## TRABAJO DEL CICLO DE AIRE-COMBUSTIBLE

Si le asignamos valores normales a la relación de compresión, a los índices politrópicos, los calores específicos y la relación de temperaturas;  $r = 12$ ,  $\gamma_{12} = 1,32$ ,  $\gamma_{34} = 1,26$ ,  $c_{v,23} = 1030 \text{ J/kgK}$ ,  $c_{v,41} = 960 \text{ J/kgK}$  y  $\tau = 0,1$ .

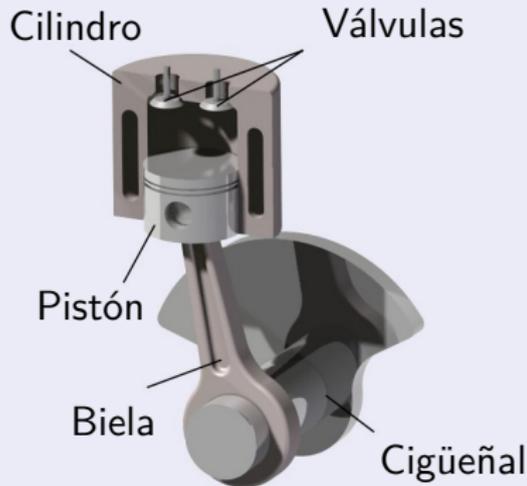
EL RENDIMIENTO ES:

$$\eta = 1 - \frac{960 (12^{1-1,26} - 0,1)}{1030 (12^{1-1,32} - 0,1)} 12^{1-1,32} = 0,492$$

El resultado sigue siendo demasiado elevado para los valores que se conocen de este tipo de máquinas térmicas.

# DESCRIPCIÓN BÁSICA DEL SISTEMA

## DESCRIPCIÓN

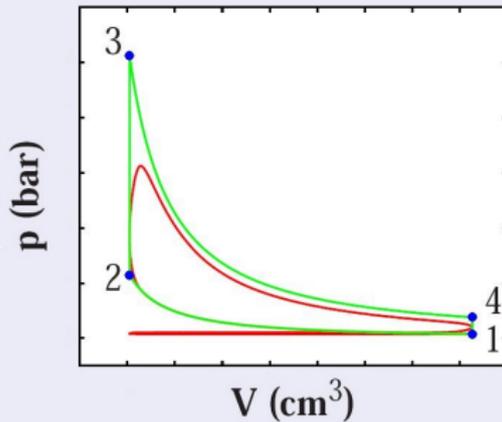


## PROCESOS

- Admisión: entrada de gases al sistema (sist. abierto).
- Compresión: compresión de gases (sist. cerrado).
- Expansión: después de la combustión, expansión de gases (sist. cerrado).
- Escape: expulsión de gases a la atmósfera (sist. abierto).

# EL CICLO DE UN MOTOR REAL

El trabajo del ciclo no es reversible.



## ¿QUÉ IRREVERSIBILIDADES HAY?

- Debidas a la transferencia de calor.
- Debidas al rozamiento.
- Irreversibilidades internas:
  - Turbulencias.
  - Velocidades de combustión finitas.
  - Efectos de bombeo en la admisión y el escape.
  - etc.



## IRREVERSIBILIDADES INTERNAS

Vamos a intentar cuantificar el efecto de las irreversibilidades internas. Utilizamos la desigualdad de Clausius.

$$\frac{Q_H}{T_H} - \frac{Q_L}{T_L} \leq 0 \quad (1)$$

La igualdad se da cuando el proceso es irreversible.

Definimos un coeficiente de irreversibilidad de tal forma que se cumple:

$$I_R \frac{Q_H}{T_H} - \frac{Q_L}{T_L} = 0 \quad (2)$$

Cuando  $I_R = 1$  el proceso es reversible



## APLICACIÓN DEL COEFICIENTE DE IRREVERSIBILIDAD AL RENDIMIENTO DEL CICLO

Por definición el rendimiento del ciclo se puede escribir como:

$$\eta = 1 - \frac{|Q_L|}{|Q_H|}$$

Aplicando la ecuación que define el coef.  $I_R$  tenemos que

$$\eta = 1 - I_R \frac{|T_L|}{|T_H|}$$

Utilizando la desigualdad de Clausius

$$\eta = 1 - I_R \left( \frac{|Q_L|}{|Q_H|} \right)_{rev}$$



## APLICACIÓN DEL COEFICIENTE DE IRREVERSIBILIDAD AL RENDIMIENTO DEL CICLO

Por lo tanto el rendimiento se puede escribir como

$$\eta = \frac{|Q_H|_{rev} - I_R |Q_L|_{rev}}{|Q_H|_{rev}}$$

El numerador es el trabajo del ciclo considerando irreversibilidades internas y el denominador es la entrada de calor del ciclo.

$$|W_I| = |Q_H|_{rev} - I_R |Q_L|_{rev}$$

Utilizando la notación anterior

$$|W_I| = |Q_{23}|_{rev} - I_R |Q_{41}|_{rev}$$

$$|W_I| = m T_3 \left[ c_{v,23} \left( 1 - \tau r^{\gamma_{12}-1} \right) - I_R c_{v,41} \left( r^{1-\gamma_{34}} - \tau \right) \right]$$



## APLICACIÓN DEL COEFICIENTE DE IRREVERSIBILIDAD AL RENDIMIENTO DEL CICLO

El rendimiento del ciclo considerando irreversibilidades internas es

$$\eta = 1 - I_R \frac{c_{v,41} (r^{1-\gamma_{34}} - \tau)}{c_{v,23} (r^{1-\gamma_{12}} - \tau)} r^{1-\gamma_{12}}$$

Según resultados experimentales y simulaciones, el valor de  $I_R$  normal se encuentra en el intervalo de 1,1 a 1,4. Asumiendo como un valor aceptable  $I_R = 1,2$  y asignándole valores normales a  $r = 12$ ,  $\gamma_{12} = 1,32$ ,  $\gamma_{34} = 1,26$ ,  $c_{v,23} = 1030 \text{ J/kgK}$ ,  $c_{v,41} = 960 \text{ J/kgK}$  y  $\tau = 0,1$ .

EL RENDIMIENTO ES:

$$\eta = 1 - 1,2 \frac{960 (12^{1-1,26} - 0,1)}{1030 (12^{1-1,32} - 0,1)} 12^{1-1,32} = 0,391$$

El valor del rendimiento continúa disminuyendo pero numéricamente continúa siendo elevado.



# ESTIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE IRREVERSIBILIDAD

Considerando la variación de entropía en los procesos de absorción y cesión de calor.

$$\Delta S_H = \frac{Q_H}{T_H} \quad \Delta S_L = \frac{Q_L}{T_L}$$

Utilizando la ecuación de la definición de  $I_R$  se tiene que

$$I_R |\Delta S_H| - |\Delta S_L| = 0 \Rightarrow I_R = \frac{|\Delta S_H|}{|\Delta S_L|}$$

Utilizando la relación  $Tds = du + pdv$  y considerando que la cesión de calor es isócara, se tiene que

$$ds = \frac{c_v}{T} dT + \frac{R}{T} dv \Rightarrow ds = \frac{c_v}{T} dT$$



# ESTIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE IRREVERSIBILIDAD

Considerando  $c_v$  constante, integrando el resultado anterior durante los procesos de absorción y cesión de calor se obtiene

$$|\Delta S_H| = |\Delta S_{23}| = c_{v,23} \ln \left( \frac{T_3}{T_2} \right)$$

$$|\Delta S_L| = |\Delta S_{41}| = c_{v,41} \ln \left( \frac{T_4}{T_1} \right)$$

$$I_R = \frac{c_{v,41} \ln \left( \frac{T_4}{T_1} \right)}{c_{v,23} \ln \left( \frac{T_3}{T_2} \right)} = \frac{c_{v,41} \ln \left( \frac{r^{1-\gamma_{34}}}{\tau} \right)}{c_{v,23} \ln \left( \frac{r^{1-\gamma_{12}}}{\tau} \right)}$$



# ESTIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE IRREVERSIBILIDAD

Cuando los índices politrópicos de la carrera de compresión y expansión son iguales el resultado se reduce a<sup>†</sup>:

$$I_R = \frac{C_{v,41}}{C_{v,23}}$$

<sup>†</sup> Resultado de Angulo-Brown, 1996 Journal of Physics D: Applied Physics 29, 80



## ESTIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE IRREVERSIBILIDAD

Asignándole los valores de:  $r = 12$ ,  $\gamma_{12} = 1,32$ ,  $\gamma_{34} = 1,26$ ,  
 $c_{v,23} = 1030 \text{ J/kgK}$ ,  $c_{v,41} = 960 \text{ J/kgK}$  y  $\tau = 0,1$ .

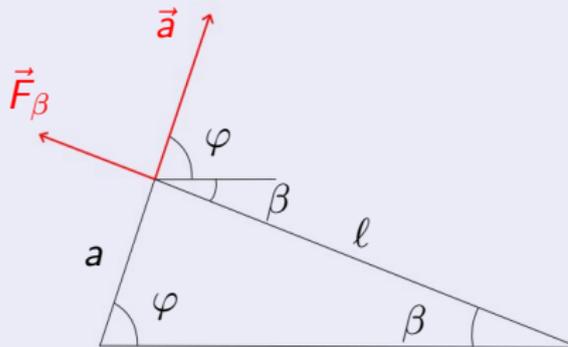
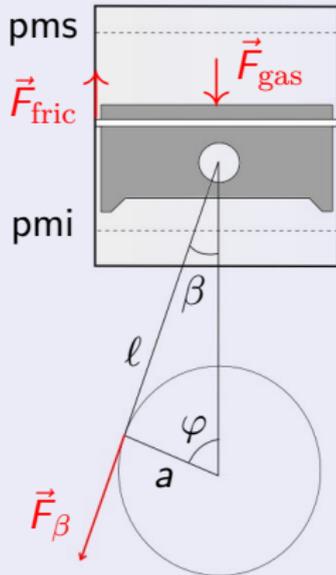
$$I_R = \frac{c_{v,41} \text{Ln} \left( \frac{r^{1-\gamma_{34}}}{\tau} \right)}{c_{v,23} \text{Ln} \left( \frac{r^{1-\gamma_{12}}}{\tau} \right)} = \frac{960 \text{Ln} \left( \frac{12^{1-1,26}}{0,1} \right)}{1030 \text{Ln} \left( \frac{12^{1-1,32}}{0,1} \right)} = 1,024$$

**¡MUY DIFERENTE A LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES!**

Esto se debe a que de esta forma se considera únicamente el efecto de una diferencia en el fluido de trabajo. Las demás irreversibilidades internas, como una combustión no isócara, o el efecto de bombeo durante la admisión y el escape, no están contempladas.

# ECUACIÓN MECÁNICA

## RELACIONES GEOMÉTRICAS DEL MOTOR



$$f = a/l$$

$$\dot{x} = a \left( \sin \varphi + f \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - f^2 \sin^2 \varphi}} \right) \dot{\varphi}$$



# IRREVERSIBILIDADES ASOCIADAS A LA FRICCIÓN

Una primera aproximación a las fuerzas de fricción: lineal con la velocidad del pistón.

$$|F_{fric}| = \mu |\dot{x}|$$

$$\dot{x} = a\omega\xi_1$$

$$\xi_1 = \left( \operatorname{sen} \varphi + f \frac{\operatorname{sen} \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - f^2 \operatorname{sen}^2 \varphi}} \right)$$



## TRABAJO DE LA FUERZA DE ROZAMIENTO

Definición del trabajo de la fuerza  $F$  que se desplaza una distancia  $\Delta x$ :

$$W = \int_{x_0}^{x_0 + \Delta x} F dx$$

Considerando a  $F = F_{fric}$  y  $x = V/A_p$  con  $V$ , el volumen de la cámara de combustión y  $A_p$  el área del pistón. Haciendo el siguiente de variable:

$$\frac{dV}{d\varphi} = \frac{dx}{d\varphi} A_p$$

La expresión para el trabajo de la fuerza de fricción es:

$$|W_{fric}| = \frac{1}{A_p} \int_0^{4\pi} |F_{fric}| \frac{dV}{d\varphi} |d\varphi$$



## TRABAJO DE LA FUERZA DE ROZAMIENTO

A partir de las relaciones geométricas se conoce la siguiente expresión para el volumen de la cámara en función del ángulo del cigüeñal

$$\frac{dV}{d\varphi} = \frac{V_0(r-1)}{2} \xi_1$$

Considerando este resultado y la expresión para  $\dot{x}$ , el trabajo de las fuerzas de fricción se reduce a:

$$|W_{fric}| = \frac{a\mu\omega V_0(r-1)}{2A_p} \int_0^{4\pi} \xi_1^2 d\varphi$$



## TRABAJO DE LA FUERZA DE ROZAMIENTO

Si consideramos los siguientes valores (realistas):

$$\begin{aligned}
 a &= 32,45 \times 10^{-3} \text{ m} & \mu &= 10 \text{ kg/s} & \omega &= 1500 \text{ rpm} = 157,1 \text{ rad/s} \\
 V_0 &= 2,27 \times 10^{-5} \text{ m}^3 & r &= 12 & A_p &= 3,848 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \\
 \ell &= 150,0 \times 10^{-3} \text{ m} & & & &
 \end{aligned}$$

$$|W_{fric}| = \frac{(32,45 \times 10^{-3} \text{ m})(10 \text{ kg/s})(157,1 \text{ rad/s})(2,27 \times 10^{-5} \text{ m}^3)(12 - 1)}{2(3,848 \times 10^{-3} \text{ m}^2)} \int_0^{4\pi} \xi_1^2 d\varphi$$

$$|W_{fric}| = 1,654 \text{ J} \int_0^{4\pi} \left( \sin \varphi + 0,21633 \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - 0,21633^2 \sin^2 \varphi}} \right)^2 d\varphi = 10,517 \text{ J}$$



## ESTIMACIÓN DEL RENDIMIENTO A PARTIR DE LAS FUERZAS DE FRICCIÓN

Por definición el rendimiento es la energía que se obtiene del sistema dividido la energía que consume el sistema:

$$\eta = \frac{|W|}{|Q_{23}|} = \frac{|W_I| - |W_{fric}|}{|Q_{23}|}$$

Con  $r = 12$ ,  $\gamma_{12} = 1,32$ ,  $\gamma_{34} = 1,26$ ,  $c_{v,23} = 1030 \text{ J/kgK}$ ,  $c_{v,41} = 960 \text{ J/kgK}$ ,  
 $\tau = 0,1$ ,  $T_3 = 3300 \text{ K}$  y  $m = 2,77 \times 10^{-4} \text{ kg}$ .

$$|W_I| = mT_3 \left[ c_{v,23} (1 - \tau r^{\gamma_{12}-1}) - I_R c_{v,41} (r^{1-\gamma_{34}} - \tau) \right] = 286,4 \text{ J}$$

$$|Q_{23}| = mT_3 c_{v,23} (1 - \tau r^{\gamma_{12}-1}) = 733,0 \text{ J}$$

$$\eta = \frac{|W_I| - |W_{fric}|}{|Q_{23}|} = \frac{286,4 \text{ J} - 10,517 \text{ J}}{733,0 \text{ J}} = 0,376$$



## MODELO EMPÍRICO PARA EL CÁLCULO DE FRICCIÓN

Barnes y Moss desarrollaron una fórmula empírica para calcular el trabajo debido a las fuerzas de fricción para motores de encendido por chispa, de cuatro cilindros (845 a 2000 cm<sup>3</sup>) en función de la velocidad de giro.

$$|W_{fric}|(J) = Vd \left[ 97000 + 15000 \left( \frac{N}{1000} \right) + 5000 \left( \frac{N}{1000} \right)^2 \right]$$

Asumiendo que puede ser lineal la relación entre el trabajo y el número de cilindros.

$$|W_{fric}| = 2,497 \times 10^{-4} m^3 \left[ 97000 + 15000 \left( \frac{1500rpm}{1000} \right) + 5000 \left( \frac{1500rpm}{1000} \right)^2 \right] = 32,652J$$

Hay grandes diferencias con el modelo lineal, esto se debe a que hay muchos elementos que en el modelo se consideran como fricción, pero que en realidad son pérdidas debido a otras fuentes.



## IRREVERSIBILIDADES ASOCIADAS A LA PÉRDIDA DE CALOR

Ley de Newton para la transferencia de calor.

$$\dot{Q}_p = hA(T - T_p)$$

Considerando una geometría cilíndrica de la cámara de combustión.

$$\dot{Q}_p = h\pi d \left( \frac{d}{2} + x \right) (T - T_p)$$

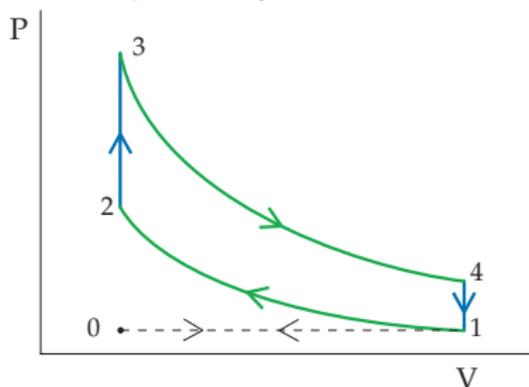
Utilizando valores medios de temperatura y distancia,  $\bar{T}$  y  $\bar{x}$ .

$$\dot{Q}_p = h\pi d \left( \frac{d}{2} + \bar{x} \right) (\bar{T} - T_p)$$



## IRREVERSIBILIDADES ASOCIADAS A LA PÉRDIDA DE CALOR

Asumiendo burdamente que la transferencia de calor más importante se da en la carrera de potencia (cuando los gases de la cámara de combustión se encuentran más calientes). Se puede aproximar una distancia promedio y una temperatura promedio, entre los puntos 3 y 4.



- $\bar{x} = \frac{x_3 + x_4}{2} = \frac{x_0}{2}(1 + r)$
- $\bar{T} = \frac{T_3 + T_4}{2} = \frac{T_3}{2}(1 + r^{1-\gamma_{34}})$



## IRREVERSIBILIDADES ASOCIADAS A LA PÉRDIDA DE CALOR

Considerando  $\tau_p$  al cociente entre  $T_p$  y  $T_3$ .

$$\dot{Q}_p = h\pi d \left( \frac{d}{2} + \frac{x_0}{2}(1+r) \right) \left( \frac{1+r^{1-\gamma_{34}}}{2} - \tau_p \right) T_3$$

Para calcular el calor perdido durante un ciclo asumimos  $\dot{Q}$  constante. Si  $t$  es el tiempo que el sistema completa un ciclo,  $t/4$  es el tiempo en que transcurre la carrera de potencia, por lo tanto el calor liberado será.

$$Q_p = \frac{h\pi dt}{16} (d + x_0(1+r)) (1 + r^{1-\gamma_{34}} - 2\tau_p) T_3$$



## IRREVERSIBILIDADES ASOCIADAS A LA PÉRDIDA DE CALOR

No todo el calor que se pierde en un ciclo es trabajo que se pierde, existe una relación entre ambos.

Mozurkewich y Berry<sup>†</sup> definen un factor de irreversibilidad asociado a la transferencia de calor,  $\epsilon$ .

$$\epsilon = \frac{|W_p|}{|Q_p|}$$

Por lo tanto,

$$W_p = \frac{\epsilon h \pi d t}{16} (d + x_0(1 + r)) (1 + r^{1-\gamma_{34}} - 2\tau_p) T_3$$

<sup>†</sup> M. Mozurkewich and R.S. Berry. Optimal paths for thermodynamics systems: The ideal Otto cycle. J. Appl. Phys., 53(3):p.1277, 1982



## IRREVERSIBILIDADES ASOCIADAS A LA PÉRDIDA DE CALOR

Utilizando valores adecuados:  $\epsilon = 0,10$ ,  $h = 1300 \text{ W/m}^2\text{K}$ ,  $N = 1500 \text{ rpm}$ ,  
 $d = 0,07 \text{ m}$ ,  $x_0 = 5,9 \times 10^{-3} \text{ m}$ ,  $r = 12$ ,  $\gamma_{34} = 1,26$ ,  $T_3 = 3300 \text{ K}$  y  $T_p = 600 \text{ K}$ .  
 El tiempo del ciclo es  $t = 120/N = 0,08 \text{ s}$

$$W_p = \frac{(0,10)(1300 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}})\pi(0,07 \text{ m})(0,08 \text{ s})}{16} \left(0,07 \text{ m} + 5,9 \times 10^{-3}(1 + 12)\right) \left(1 + 12^{1-1,26} - 2 \frac{600 \text{ K}}{3300 \text{ K}}\right) 3300 \text{ K}$$

$$W_p = 80,3 \text{ J}$$



## RENDIMIENTO DEL CICLO CONSIDERANDO TODAS LAS IRREVERSIBILIDADES

Por definición el rendimiento es la energía que se obtiene del sistema dividido la energía que consume el sistema:

$$\eta = \frac{|W|}{|Q_{23}|} = \frac{|W_I| - |W_{fric}| - |W_p|}{|Q_{23}|}$$

Considerando los valores calculados anteriormente.

$$\eta = \frac{|W_I| - |W_{fric}| - |W_p|}{|Q_{23}|} = \frac{286,4J - 32,65J - 80,3J}{733,0J} = 0,24$$

Este resultado se acerca muchísimo a los resultados de rendimiento obtenidos en motores reales de encendido por chispa.



## ANÁLISIS DE DESEMPEÑO DEL MOTOR PARA CIERTOS PARÁMETROS

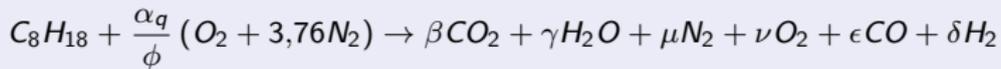
Analizaremos como se comporta un motor a la variación de los siguientes parámetros.

### PARÁMETROS

- Relación de compresión.
- Velocidad de giro.
- Riqueza de combustible.

### ACLARACIÓN

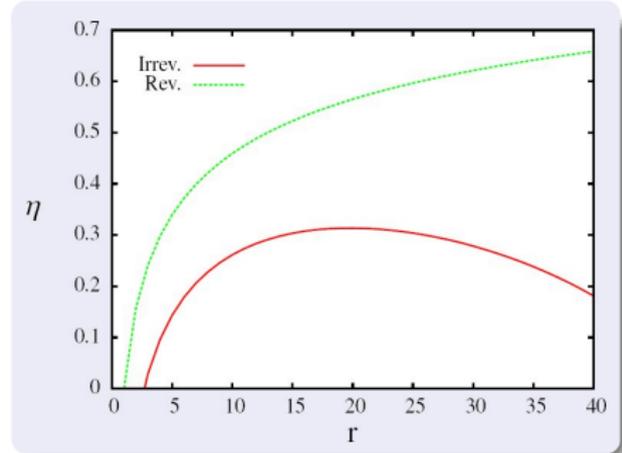
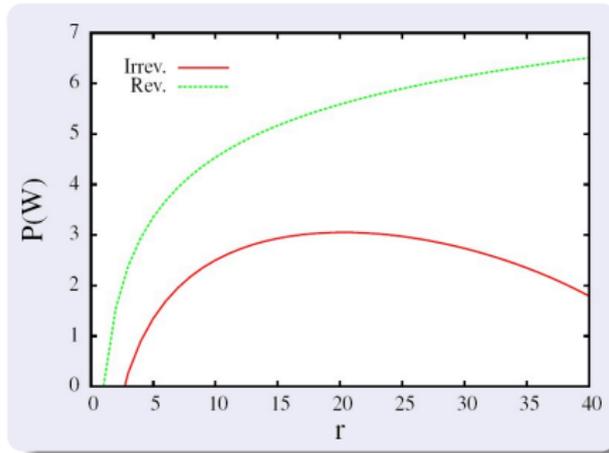
A diferencia del análisis anterior, la temperatura  $T_3$  no se considerará dato. Se calcula a partir de la temperatura adiabática de llama utilizando una reacción de oxidación del  $C_8H_{18}$  con aire.



Con  $\phi$ , la relación de equivalencia de combustible y aire ( $\phi = \frac{m_f/m_a}{(m_f/m_a)_q}$ ).

## VARIACIÓN CON LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN

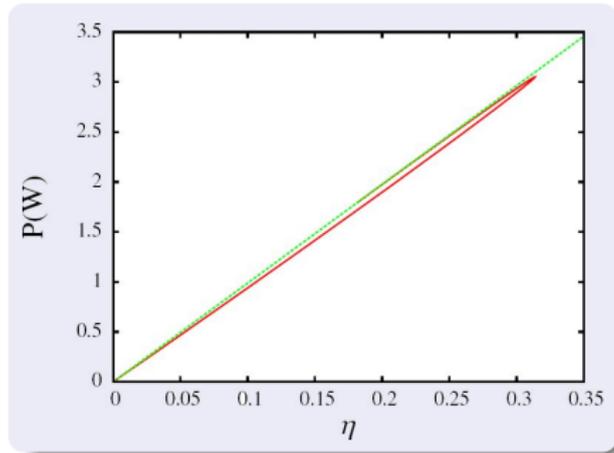
Fijados, la velocidad de giro y la riqueza del combustible, se calcula la potencia y el rendimiento para diferentes relaciones de compresión.



Se observan diferencias significativas entre el ciclo con irreversibilidades y el ciclo reversible.

# VARIACIÓN CON LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN

Cuando se dibuja la potencia en función del rendimiento, la figura, para el sistema con irreversibilidades, tiene forma de bucle.



Dicho en otras palabras, la potencia y el rendimiento están acotados, mientras que para el ciclo reversible no parece haber cota en el intervalo considerado.



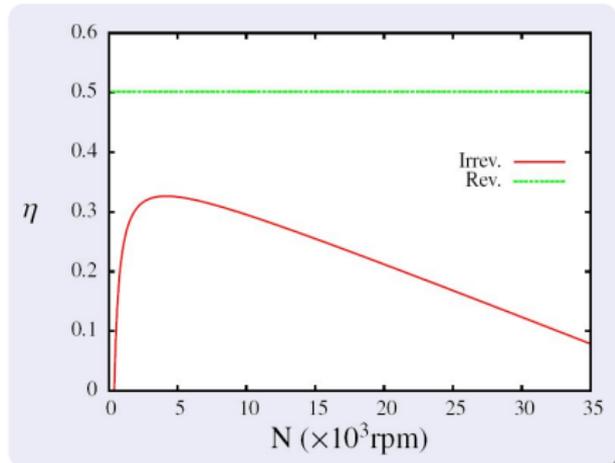
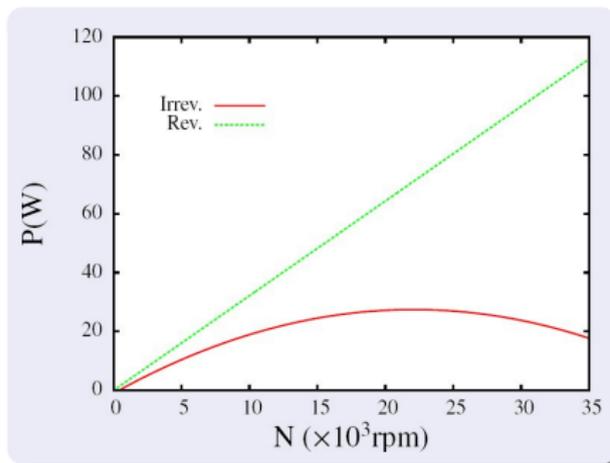
## VARIACIÓN CON LA VELOCIDAD DE GIRO

### ACLARACIÓN IMPORTANTE

Cabe aclarar que hay parámetros que varían considerablemente al variar la velocidad de giro, como la masa que entra dentro de la cámara de combustión, el coeficiente de irreversibilidades internas o el coeficientes de transferencia de calor. Con el objetivo de simplificar lo más posible los modelos, los resultados que se presentan a continuación no tienen en cuenta estos efectos. Por lo tanto puede haber valores que no sean del todo realistas.

## VARIACIÓN CON LA VELOCIDAD DE GIRO

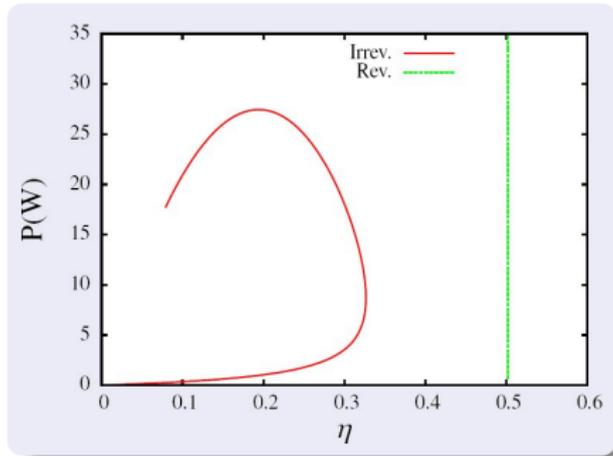
Fijados, la relación de compresión y la riqueza del combustible, se calcula la potencia y el rendimiento para diferentes velocidades de giro.



Nuevamente se observan diferencias significativas entre el ciclo con irreversibilidades y el ciclo reversible.

## VARIACIÓN CON LA VELOCIDAD DE GIRO

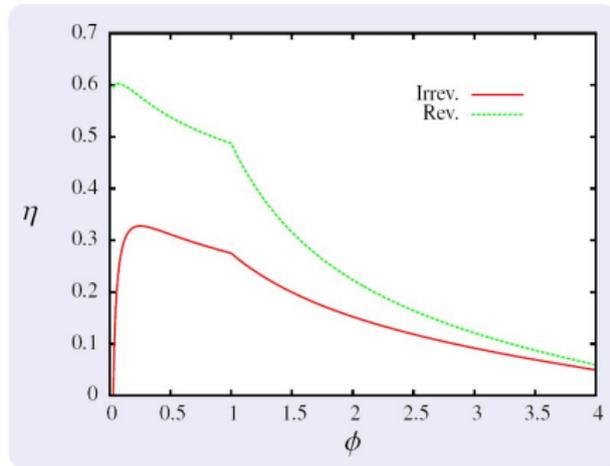
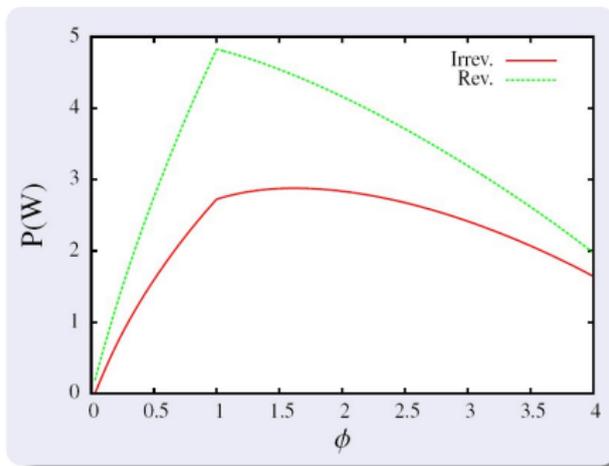
Cuando se dibuja la potencia en función del rendimiento, la figura, para el sistema con irreversibilidades, tiene forma de bucle.



Al igual que cuando variaba la relación de compresión, al variar la velocidad de giro, la potencia y el rendimiento están acotados, mientras que para el ciclo reversible la única cota parece ser la del rendimiento.

# VARIACIÓN CON LA RIQUEZA DEL COMBUSTIBLE

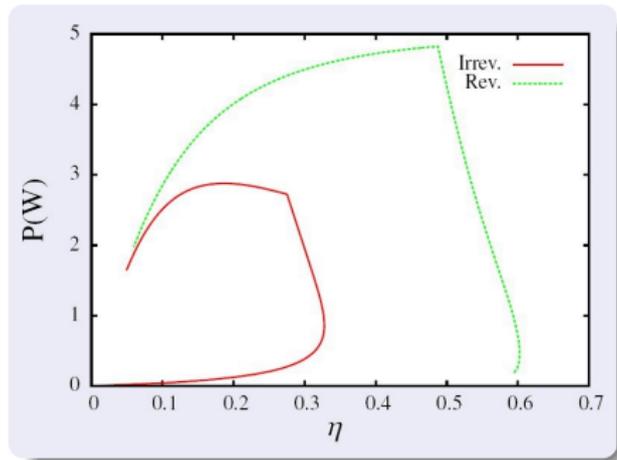
Fijados, la relación de compresión y la velocidad de giro, se calcula la potencia y el rendimiento para diferentes riquezas del combustible.



Nuevamente se observan diferencias significativas entre el ciclo con irreversibilidades y el ciclo reversible. Se observa un punto singular en la figura debido a que hay un cambio de comportamiento cuando la relación de combustible y aire alcanza el valor estequiométrico.

## VARIACIÓN CON LA RIQUEZA DEL COMBUSTIBLE

En este caso ambas figuras presentan un comportamiento similar, esto se debe a que al considerar el efecto de la riqueza del combustible en el ciclo reversible se está considerando la irreversibilidad asociada a la reacción combustión.



Por lo tanto los dos ciclos presentan una tendencia a formar un bucle.



# DESEMPEÑO DEL MOTOR

Cuando se considera el ciclo Otto sin tener en cuenta ninguna irreversibilidad, los resultados de la termodinámica no representan el comportamiento real de estas máquinas.

Sin embargo, cuando se incorporan al análisis modelos que tienen en cuenta los efectos de las diferentes irreversibilidades, los resultados presentan comportamientos más parecidos a los de la realidad.

Dicho en otras palabras, cuando se considera el ciclo irreversible, la potencia y el rendimiento se encuentran acotados, mientras que el ciclo reversible no presenta cota para la potencia y la cota del rendimiento es la de Carnot (muy diferente a la de los ciclos reales).



FIN