

CICLOS DE LAS MÁQUINAS TÉRMICAS

Termodinamica

2021

Fac Ingenieria - UNCuyo

1

UNIDAD 10: CICLOS DE MOTORES DE GAS

10.A. Definición de Máquina Térmica: combustión interna y externa. Ciclo ideal y real. Ciclos reversibles de Carnot.

10.B. Ciclo Otto. Descripción. Relación de compresión. Rendimiento. Diagrama rendimiento en función de la relación de compresión. Calor específico constante y variable.

10.C. Ciclo Diesel. Descripción. Relación de compresión y de inyección. Rendimiento, Diagrama rendimiento en función de las relaciones de compresión e inyección. Comparación con el ciclo Otto. Ciclo Semidiesel: Descripción.

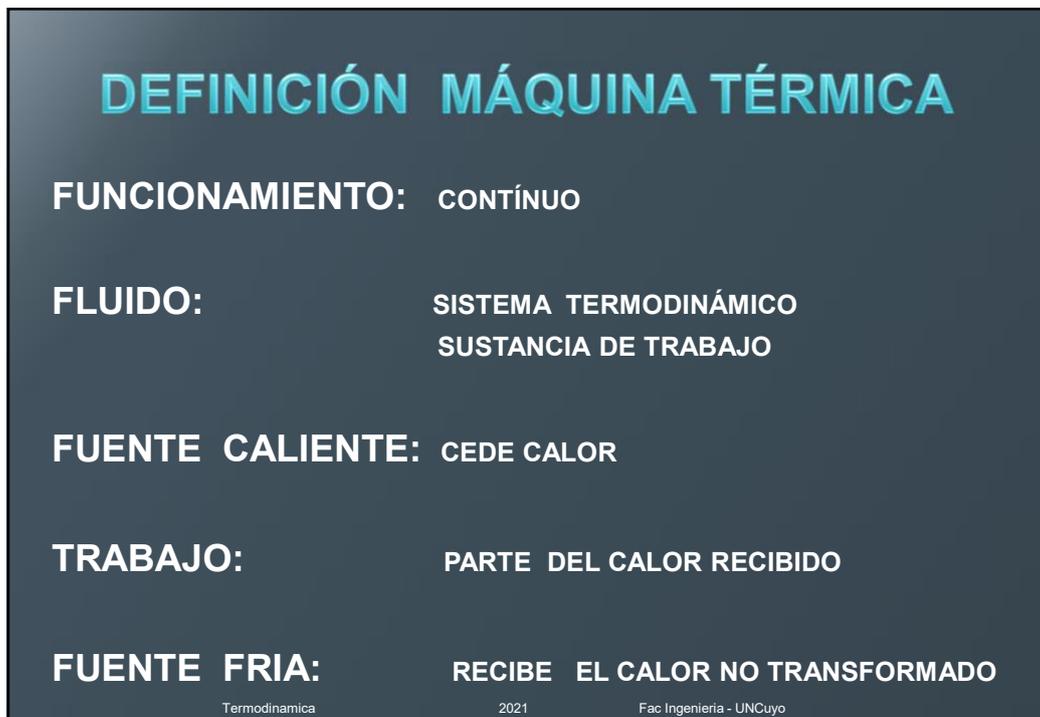
10.D. Rendimiento comparativo: Otto, Diesel y Semi-Diesel. Motor ideal y real: diferencias. Ciclo indicado. Potencia indicada. Análisis de un ciclo indicado. Potencia indicada y efectiva. Rendimiento mecánico.

Termodinamica

2021

Fac Ingenieria - UNCuyo

2



MÁQUINAS TÉRMICAS

Un gas o mezcla de gases contenidos en un cilindro experimentan un ciclo, obligando a un pistón a realizar movimientos alternativos que se transmiten a un eje en forma de rotación.

El gas durante el ciclo modifica sus propiedades: P, T y V.

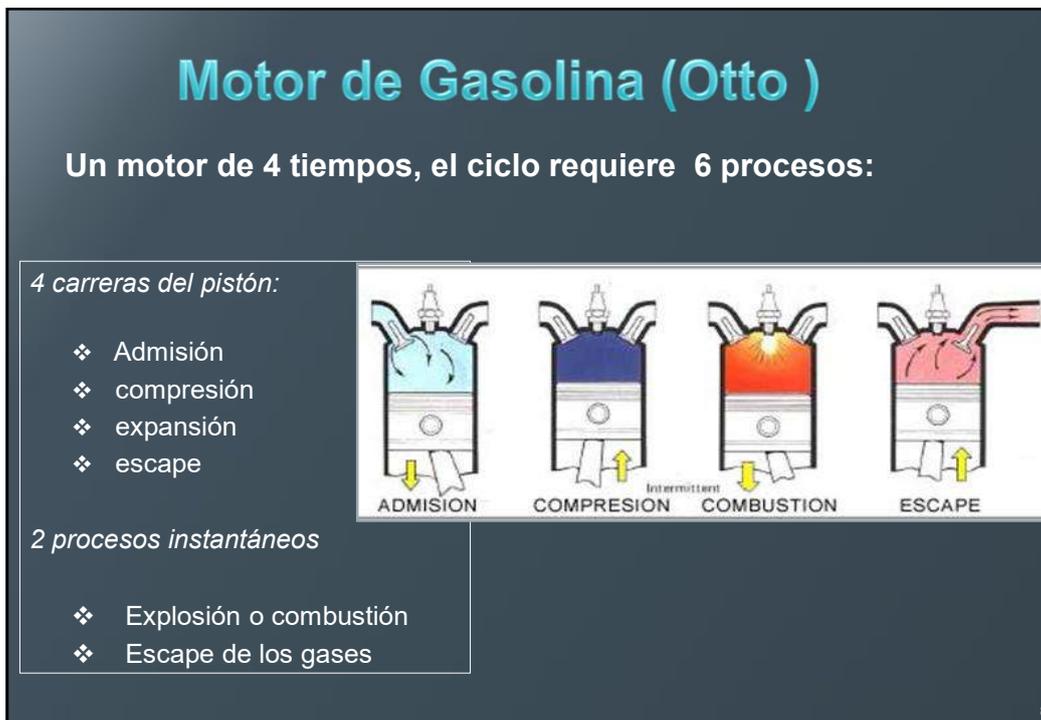
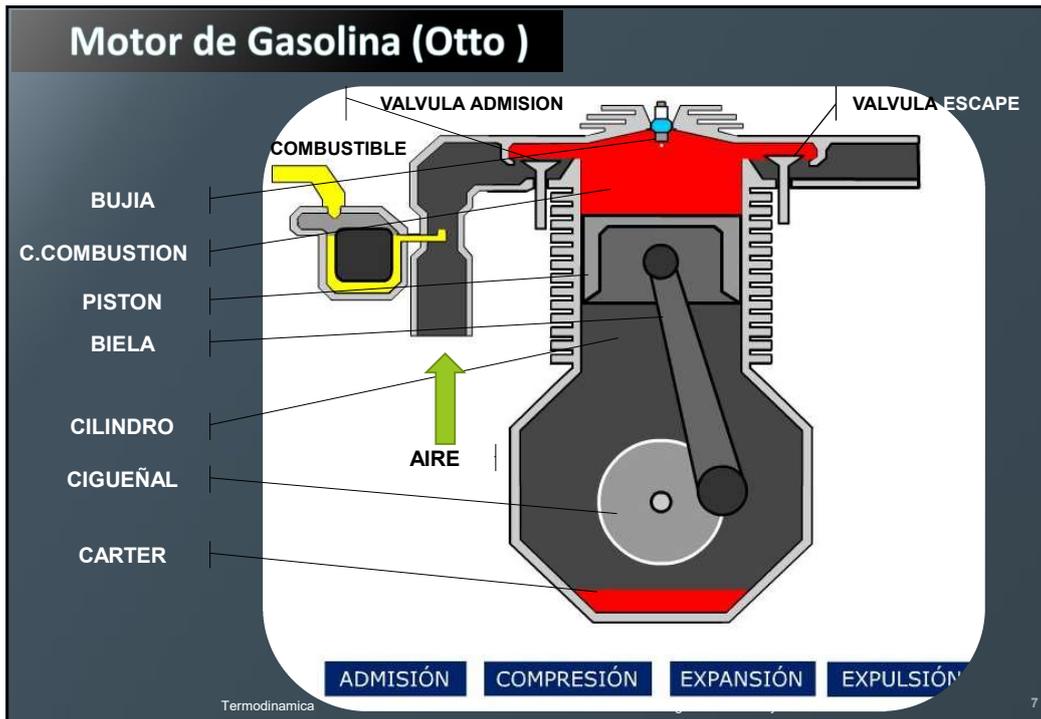
Los motores pueden ser:

- **Combustión Interna:** combustión en el propio cilindro
- **Combustión Externa:** caldera exterior produce el calentamiento del agua.

MÁQUINAS TÉRMICAS

Motor de combustión interna

- Ciclo Otto (explosión)
- Ciclo Diesel (combustión)



Cada uno de los cuatro dibujos siguientes se corresponde con un tiempo del ciclo del motor de gasolina. Identifícalos y ORDENALOS

1 2 3 4

Termodinamica 2021 Fac Ingenieria - UNCuyo

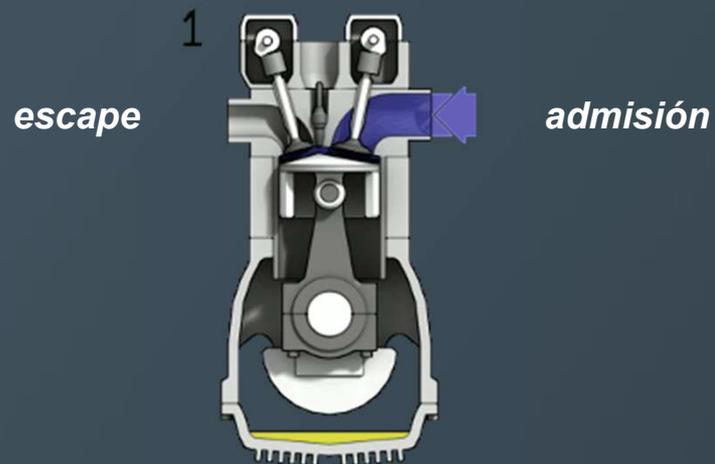
Cada uno de los cuatro dibujos siguientes se corresponde con un tiempo del ciclo del motor de gasolina. Identifícalos y ORDENALOS

2 4 3 1

admisión *compresión* *combustión* *escape*

Termodinamica 2021 Fac Ingenieria - UNCuyo

ESQUEMA DE UNA MAQUINA TÉRMICA



Termodinamica

2021

Fac Ingenieria - UNCuyo

CICLOS

REALES :

AIRE - COMBUSTIBLE

TEÓRICOS O IDEALES:

AIRE

Termodinamica

2021

Fac Ingenieria - UNCuyo

12

HIPÓTESIS PARA SU ESTUDIO TÉRMODINÁMICO

PROCESOS

- IDEALES
- INTERNAMENTE REVERSIBLES
- CALOR APORTADO DESDE UNA O MAS FUENTES EXT

FLUIDO DE TRABAJO

- AIRE (GAS IDEAL)

CALORES ESPECÍFICOS

- CONSTANTES CON TEMPERATURA
- CONDICIONES ESTANDAR

$P = 1 \text{ atm.}$

$T = 25 \text{ °C}$

Termodinamica

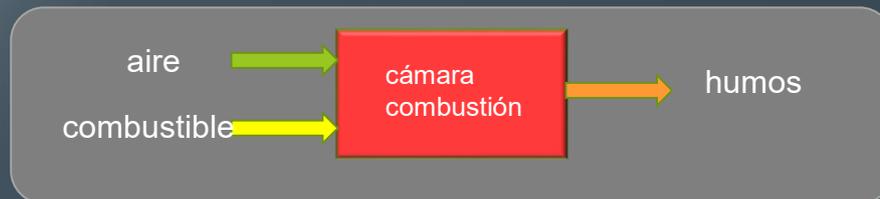
2021

Fac Ingenieria - UNCuyo

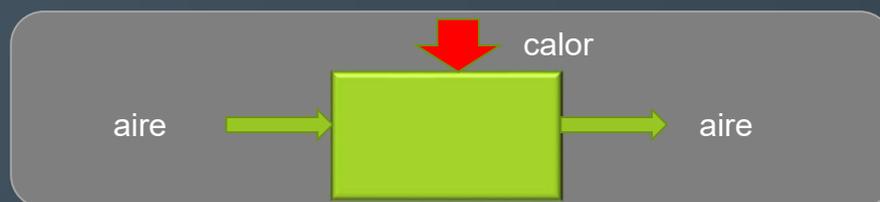
13

HIPÓTESIS PARA SU ESTUDIO TÉRMODINÁMICO

REAL



IDEAL



Termodinamica

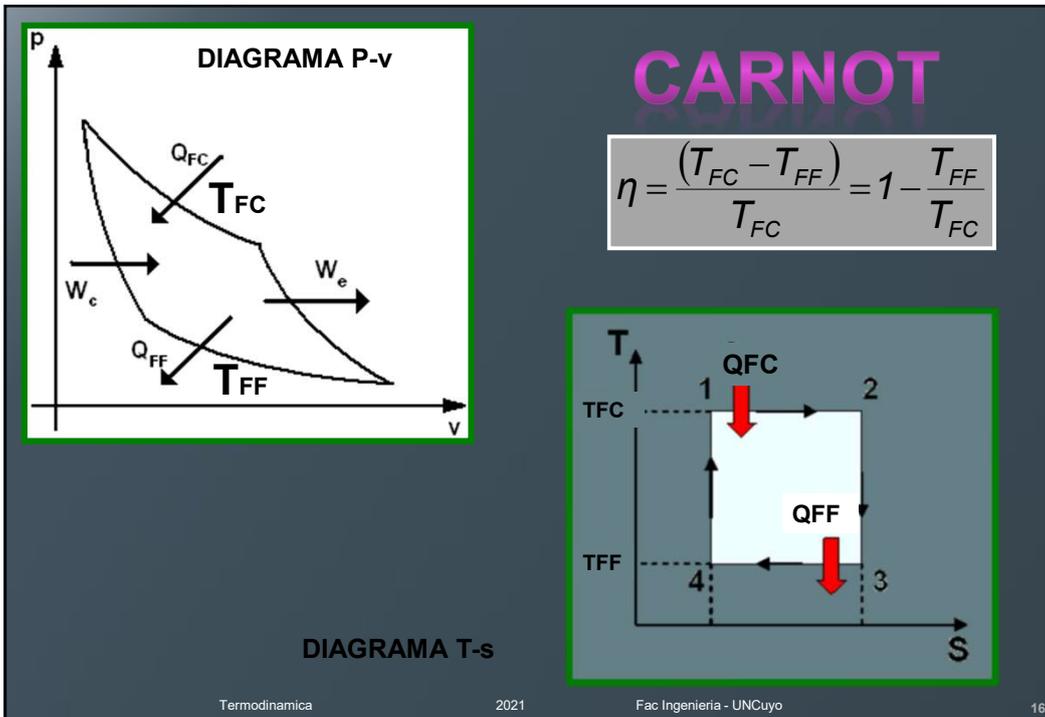
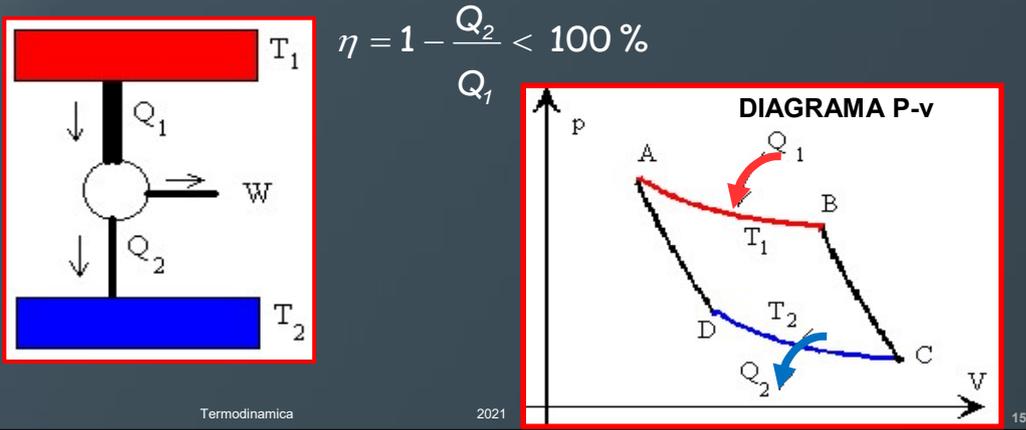
2021

Fac Ingenieria - UNCuyo

14

PRIMER CICLO PROPUESTO CARNOT

Ciclo reversible para un gas permanente



CARNOT

- a-b: Expansión isotérmica
- b-c: Expansión adiabática
- c-d: Compresión isotérmica
- d-a: Compresión adiabática

Termodinamica

2021 Fac Ingenieria - UNCuyo 17

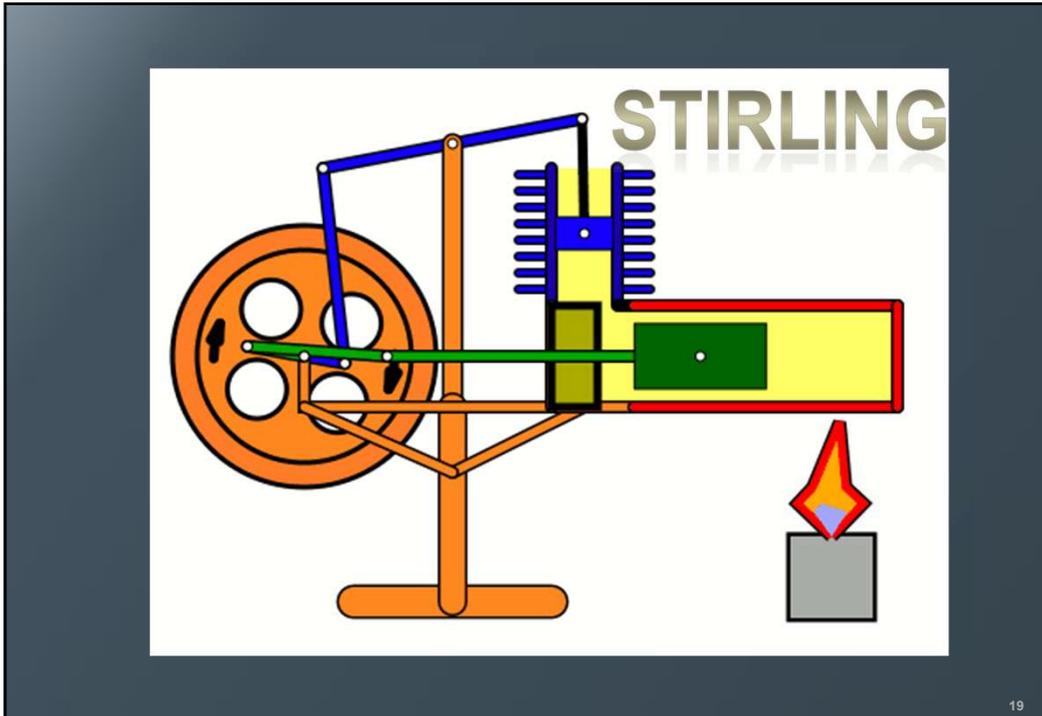
STIRLING

Motor de combustión externa

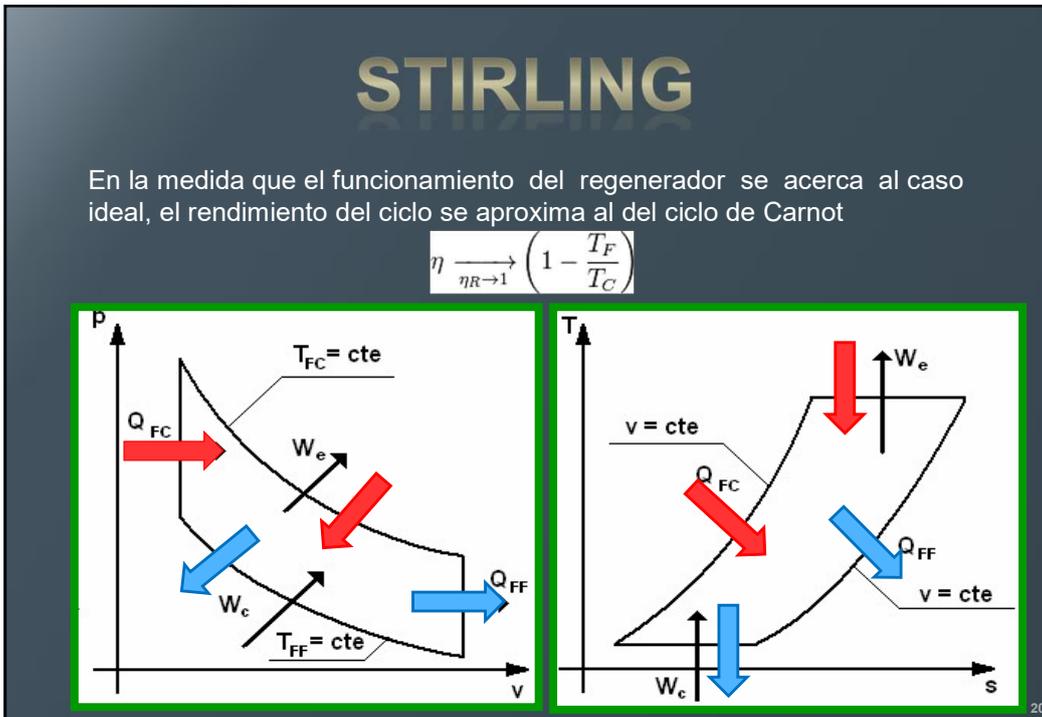
En este ciclo el fluido evoluciona realizando dos transformaciones isotérmicas y dos a volumen constante (isocoras).

Termodinamica

2021 Fac Ingenieria - UNCuyo 18



19

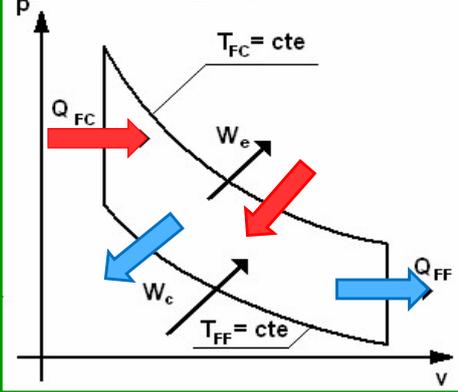


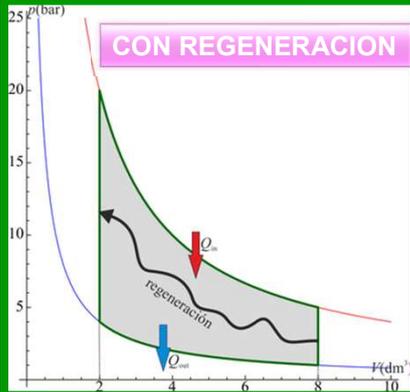
20

STIRLING



Con regeneración el único calor absorbido es a T_{FC} y el cedido a T_{FF} .
El rendimiento de este ciclo ideal es el mismo que el de una máquina de Carnot



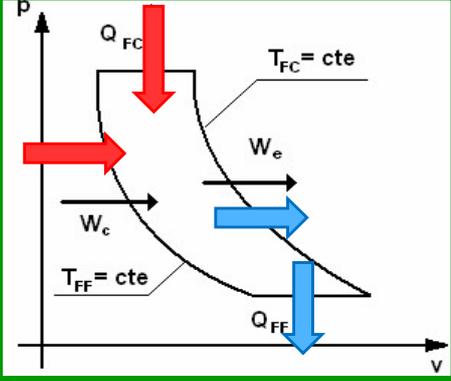


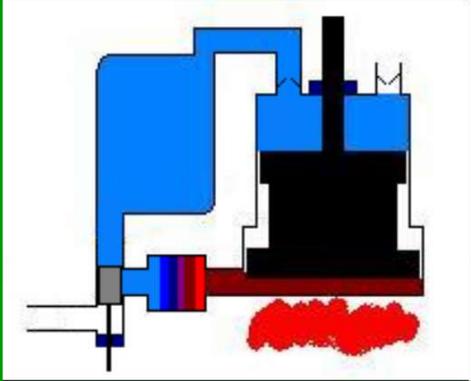
OTROS CICLOS REVERSIBLES

ERICSSON

Motor de combustión externa

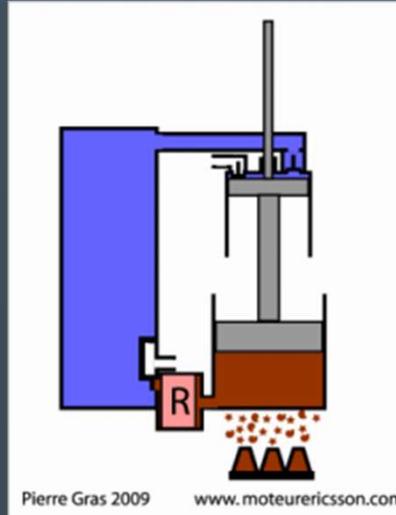
Es similar al Stirling pero el fluido evoluciona realizando dos transformaciones isotermas y dos isobaras.





OTROS CICLOS REVERSIBLES ERICSSON

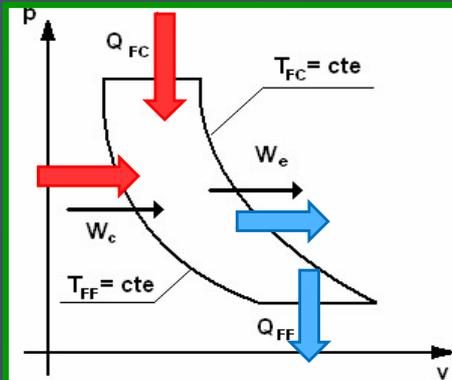
Es similar al Stirling pero el fluido evoluciona realizando dos transformaciones isotermas y dos isobaras.



Pierre Gras 2009 www.moteurericsson.com

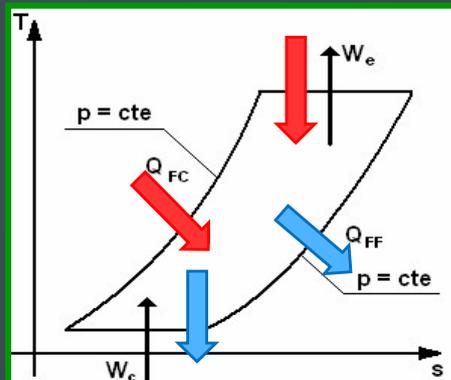
23

OTROS CICLOS REVERSIBLES ERICSSON



Termodinamica

2021



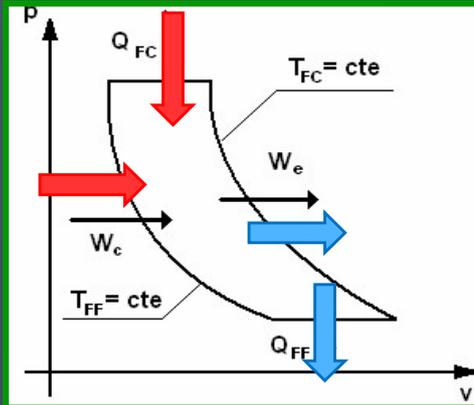
Fac Ingenieria - UNCuyo

24

OTROS CICLOS REVERSIBLES

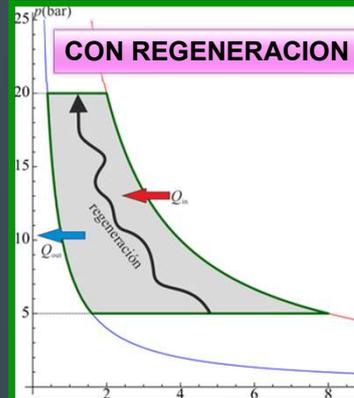
ERICSSON

Con regeneración el único calor absorbido es a T_{FC} y el cedido a T_{FF} . El rendimiento de este ciclo ideal es el mismo que el de una máquina de Carnot



Termodinamica

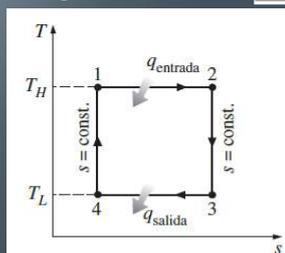
2021



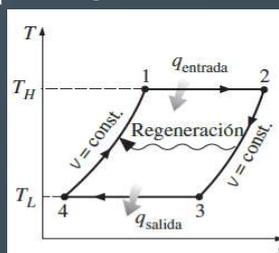
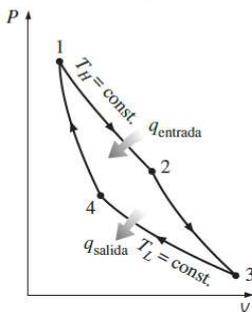
Fac Ingenieria - UNCuyo

25

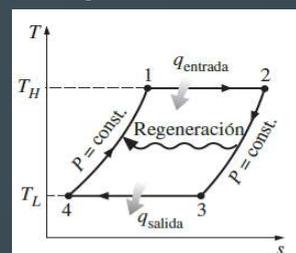
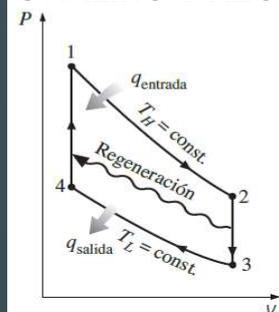
$$\eta_{\text{TERM CARNOT}} = 1 - \frac{T_{FF}}{T_{FC}} = \eta_{\text{TERM STIRLING C/REG}} = \eta_{\text{TERM ERICSSON C/REG}}$$



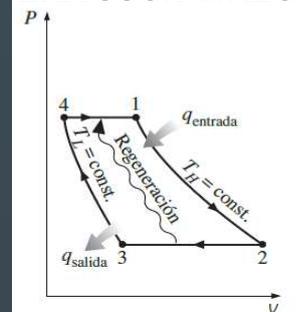
CARNOT



STIRLING C/REG

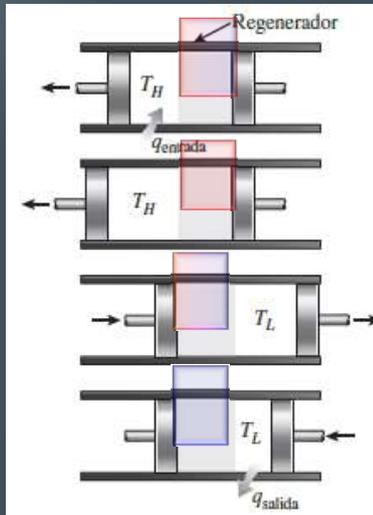


ERICSSON C/REG

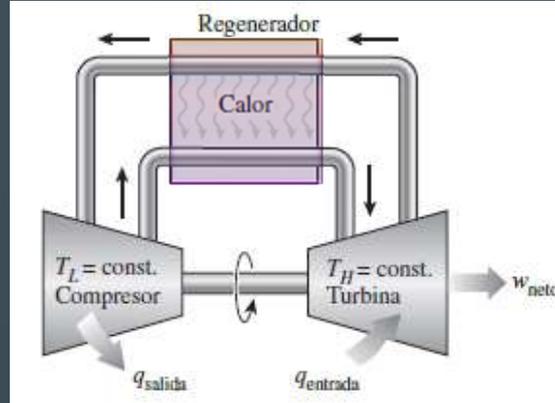


26

SISTEMAS DE REGENERACION



STIRLING
Termodinamica



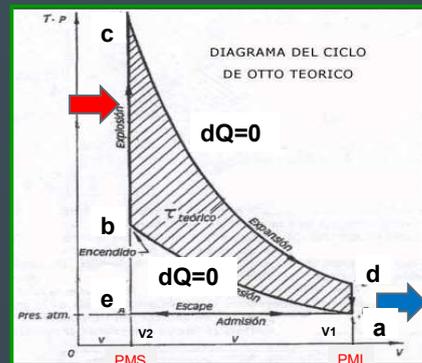
ERICSSON

CICLO OTTO NORMAL DE AIRE

ciclo ideal o teórico: prescinde de efectos perturbadores (rozamiento, pérdidas de calor, etc.). Conformado por 2 transformaciones isocoras y 2 adiabáticas

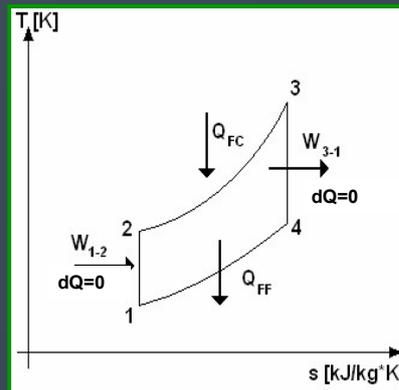
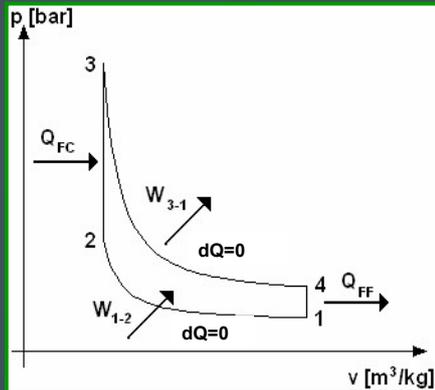
Consideraciones:

- Sustancia: aire
- Gas ideal
- Calores específicos ctes.
- Transformaciones cuasi-estáticas
- Sin rozamientos



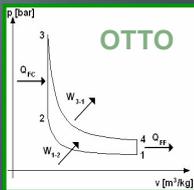
CICLO OTTO NORMAL DE AIRE

El aire se puede considerar que tiene calores específicos constantes para simplificar .
 En ese caso se determinan a *temperatura ambiente* : "aire estándar frío"



29

APLICANDO AL CICLO LA PRIMERA LEY



O bien

$$\sum_{\text{ciclo}} Q_i = \sum_{\text{ciclo}} W_i$$

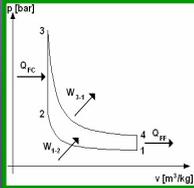
$$Q_{\text{neto}} = W_{\text{neto}}$$

$$Q_{FC} - Q_{FF} = W_{\text{neto}}$$

Calor cedido por la Fuente Caliente: $Q_{FC} = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2)$

Calor recibido por la Fuente Fría: $|Q_{FF}| = m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1)$

LO IMPORTANTE DE UN CICLO ES SU EFICIENCIA



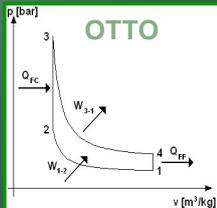
$$\eta = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{FC}}$$

$$\eta = \frac{Q_{FC} - Q_{FF}}{Q_{FC}} = 1 - \frac{Q_{FF}}{Q_{FC}}$$

$$\eta = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

esta expresión no tiene en cuenta el fluido de trabajo.

RENDIMIENTO ES FUNCION DEL FLUIDO DE TRABAJO



$$\eta = 1 - \frac{T_1 \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

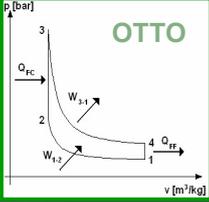
- PROCESO (1 – 2) : COMPRESIÓN ISOENTRÓPICA

$$T_1 \cdot V_1^{k-1} = T_2 \cdot V_2^{k-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1}$$

- PROCESO (3 – 4) : EXPANSIÓN ISOENTRÓPICA

$$T_3 \cdot V_3^{k-1} = T_4 \cdot V_4^{k-1} \Rightarrow \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1}$$

RELACIÓN DE COMPRESIÓN



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

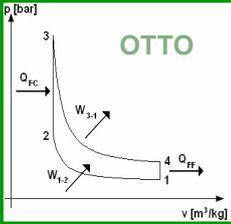
$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{K-1} \Rightarrow \frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \Rightarrow \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{K-1}$$

$$\eta = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1 \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

Termodinamica
2021
Fac Ingenieria - UNCuyo
33



$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{K-1} \quad r_c = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_4}{v_3}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{K-1}}$$

RENDIMIENTO EN FUNCION DEL FLUIDO DE TRABAJO

Termodinamica
2021
Fac Ingenieria - UNCuyo
34

Calor específico variable con T

Cálculo de la variación de entropía para gases ideales:

$$s_2 - s_1 = \int \frac{c_p}{T} dT - R_p \ln \frac{P_2}{P_1} \quad \text{KJ / kg K}$$

Existen tablas que permiten calcular la integral del $c_p(T)$ quedando:

$$s_2 - s_1 = (s_{20} - s_{10}) - R_p \ln \frac{P_2}{P_1} \quad \text{KJ / kg K}$$

Presión relativa y volumen específico relativo

● procesos isentrópicos $s_2 = s_1$ $s_2 - s_1 = 0$

$$s_{20} = s_{10} + R_p \ln \frac{P_2}{P_1} \quad \frac{P_2}{P_1} = e^{\frac{s_{20} - s_{10}}{R_p}} = \frac{e^{(s_{20} / R_p)}}{e^{(s_{10} / R_p)}} = \frac{Pr_2}{Pr_1}$$

Calor específico variable con T

Cálculo de la variación de entropía para gases ideales:

$$s_2 - s_1 = \int \frac{c_v}{T} dT + R_p \ln \frac{v_2}{v_1} \quad \text{KJ / kg K}$$

Presión relativa y volumen específico relativo

● procesos isentrópicos $s_2 = s_1$

$$s_{20} = s_{10} + R_p \ln \frac{v_2}{v_1} \quad \frac{v_2}{v_1} = \frac{e^{(s_{20} / R_p)}}{e^{(s_{10} / R_p)}} = \frac{vr_2}{vr_1}$$

Calor específico variable con T

Presión relativa y volumen específico relativo

- procesos isentrópicos

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{Pr_2}{Pr_1} \quad \frac{v_2}{v_1} = \frac{vr_2}{vr_1}$$

- Existen tablas de aire ideal en donde para cada T se dan valores de: $s_0 - P_r - v_r$

YUNUS A. ÇENGEL - MICHAEL A. BOLES

Apendice - Tablas y Diagramas

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s^0 kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s^0 kJ/kg · K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.44	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013

LIMITACIONES EN LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN PARA EL OTTO

- FÍSICAS

RESISTENCIA DE LOS MATERIALES

- QUÍMICAS

CALIDAD DEL COMBUSTIBLE

AUTOENCENDIDO

DETONANCIA

PARA COMBUSTIBLES DE USO NORMAL Y MATERIALES COMUNES (MOTORES DE GASOLINA - NAFTA), LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN

ESTA COMPRENDIDA ENTRE 7 y 10

Termodinamica

2021

Fac Ingenieria - UNCuyo

39

RENDIMIENTO EN FUNCION DE $r_c - K$

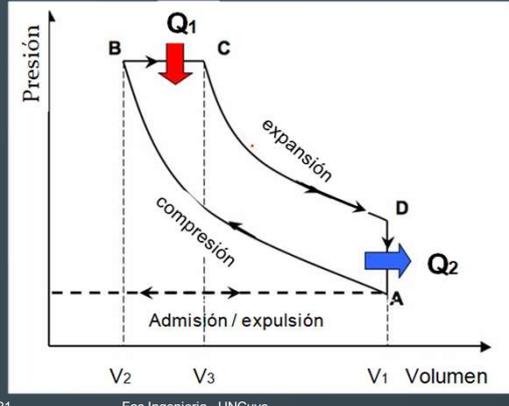
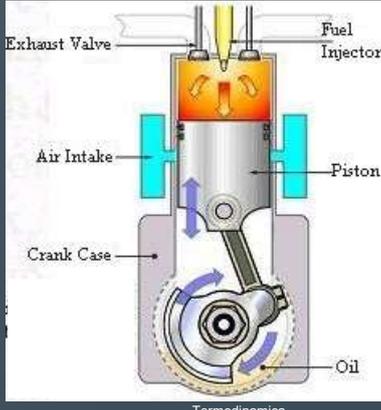
$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}}$$



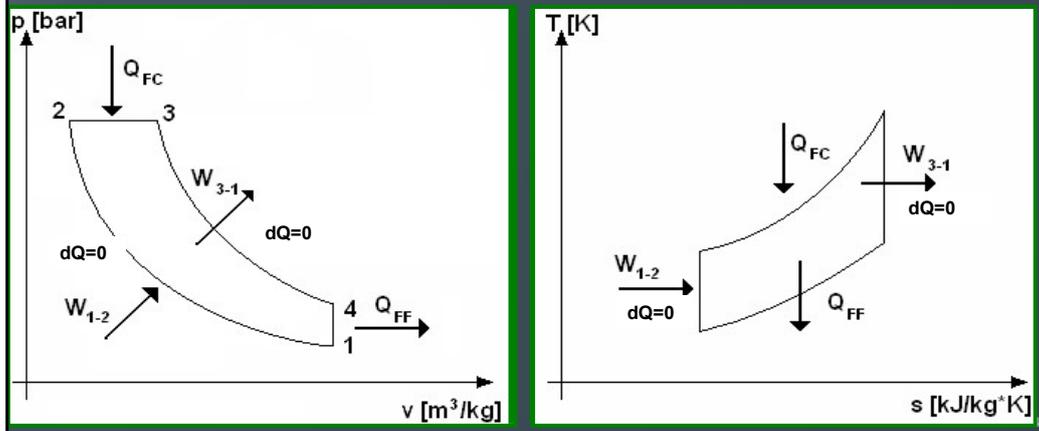
40

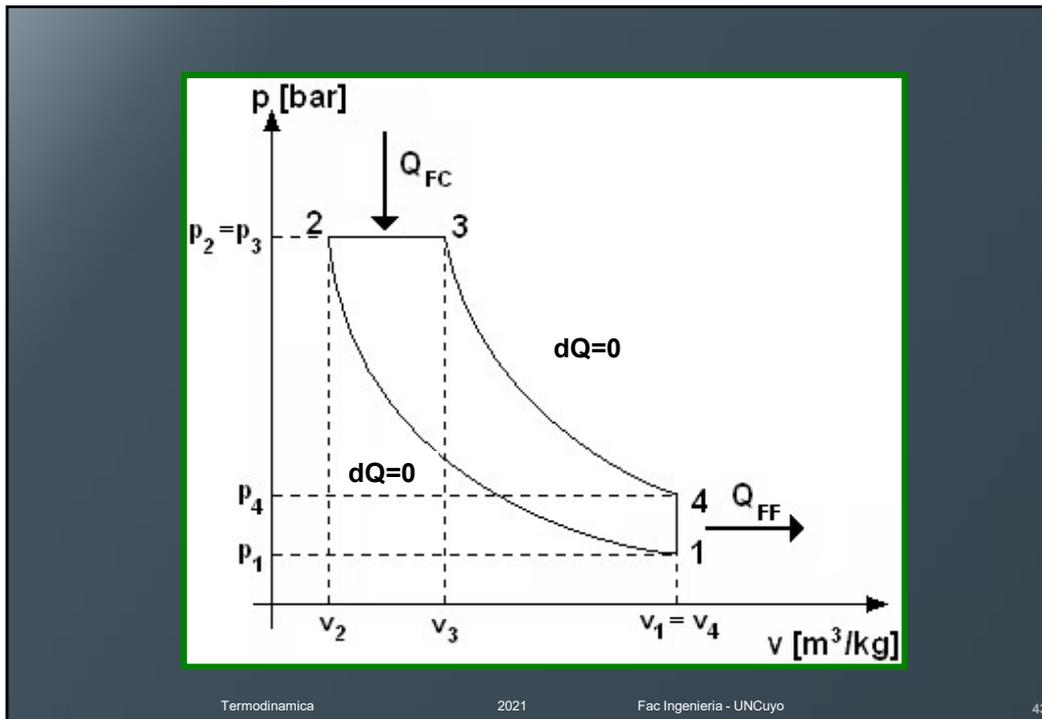
CICLO DIESEL

Toma aire durante la admisión, se comprime adiabáticamente hasta una T suficientemente elevada para inflamar el combustible pulverizado en el interior del cilindro después de la compresión. El resto del ciclo es igual al anterior.



ESTUDIO DE UN CICLO DIESEL NORMAL DE AIRE





Termodinamica

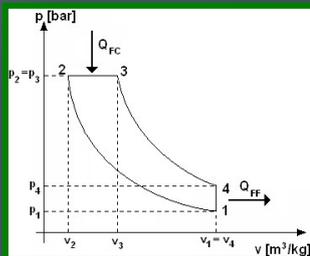
2021

Fac Ingenieria - UNCuyo

43

Calor cedido por la Fuente Caliente: $Q_{FC} = m c_P (T_3 - T_2)$

Calor recibido por la Fuente Fría: $|Q_{FF}| = m c_V (T_4 - T_1)$



$$\eta = \frac{W_{neto}}{Q_{FC}}$$

$$\eta = \frac{Q_{FC} - Q_{FF}}{Q_{FC}} = 1 - \frac{Q_{FF}}{Q_{FC}}$$

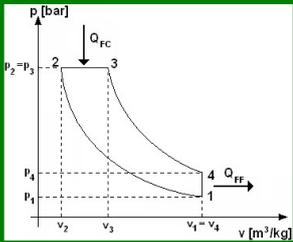
$$\eta = 1 - \frac{m c_v (T_4 - T_1)}{m c_P (T_3 - T_2)}$$

Termodinamica

2021

Fac Ingenieria - UNCuyo

44



RELACION DE COMPRESIÓN

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

RELACION DE INYECCIÓN

$$r_i = \frac{V_3}{V_2}$$

- PROCESO (1 – 2) : COMPRESIÓN ISOENTRÓPICA**

$$T_1 \cdot V_1^{k-1} = T_2 \cdot V_2^{k-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \Rightarrow T_2 = T_1 r_c^{k-1}$$

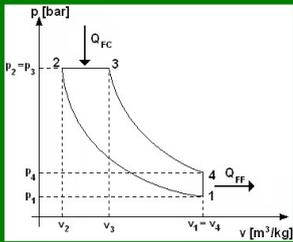
- PROCESO (3 – 4) : EXPANSIÓN ISOENTRÓPICA**

$$T_3 \cdot V_3^{k-1} = T_4 \cdot V_4^{k-1} \Rightarrow T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1}$$

Termodinamica 2021 Fac Ingenieria - UNCuyo 45

ISÓBARA CON SUMINISTRO DE Q_{FC}

$P_2 = P_3 \quad \frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{V_3}{V_2} \right) \Rightarrow T_3 = T_2 \left(\frac{V_3}{V_2} \right) \Rightarrow T_3 = T_2 r_i$



$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} \Rightarrow T_4 = T_2 r_i \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1}$$

$$V_3 = r_i V_2 \quad V_4 = r_c V_2 \Rightarrow T_4 = T_2 r_i \left(\frac{r_i}{r_c} \right)^{k-1}$$

$$T_4 = T_2 \left(\frac{r_i^k}{r_c^{k-1}} \right)$$

Termodinamica 2021 Fac Ingenieria - UNCuyo 46

$$\eta = 1 - \frac{m c_v (T_4 - T_1)}{m c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{\frac{c_p}{c_v} (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{k (T_3 - T_2)}$$

$$T_2 = T_1 r_c^{K-1} \quad \frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{r_c^{K-1}}$$

$$T_3 = T_2 r_i \quad \frac{T_3}{T_2} = r_i$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{k T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

$$T_4 = T_2 \left(\frac{r_i^K}{r_c^{K-1}} \right) = T_1 r_c^{K-1} \left(\frac{r_i^K}{r_c^{K-1}} \right) \Rightarrow T_4 = T_1 r_i^K$$

$$\frac{T_4}{T_1} = r_i^K$$

Termodinamica 2021 Fac Ingenieria - UNCuyo

RENDIMIENTO DE UN CICLO DIESEL

$$\eta = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{k T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

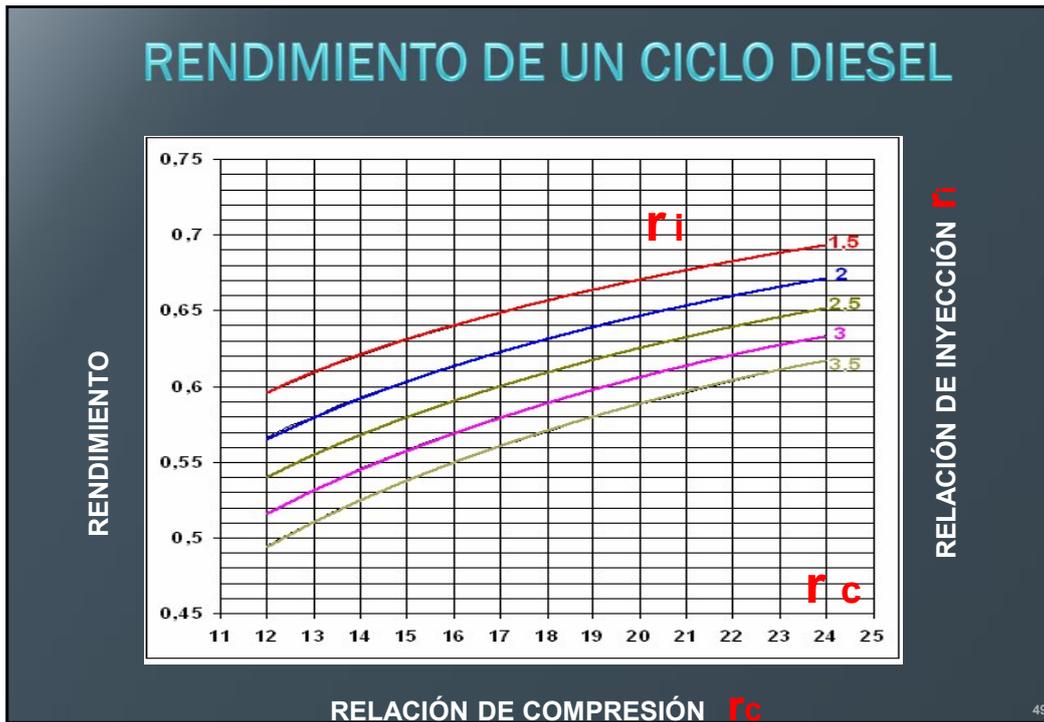
$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{r_c^{K-1}}$$

$$\frac{T_3}{T_2} = r_i$$

$$\frac{T_4}{T_1} = r_i^K$$

$$\eta = 1 - \frac{r_i^K - 1}{k r_c^{K-1} (r_i - 1)}$$

Termodinamica 2021 Fac Ingenieria - UNCuyo



Comparación rendimientos

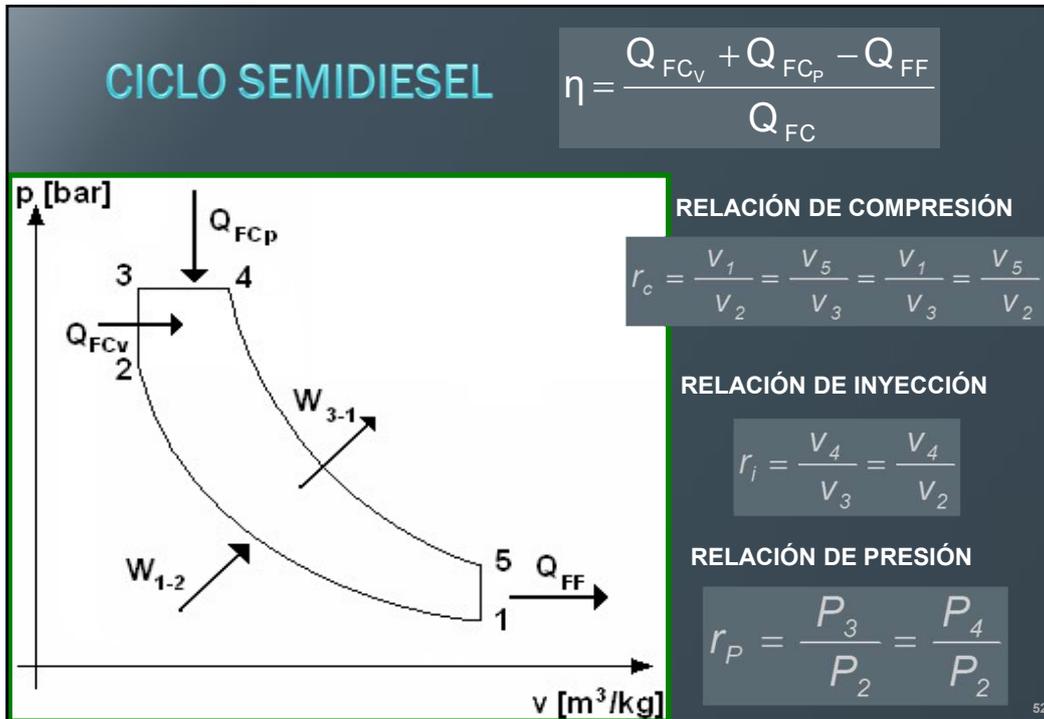
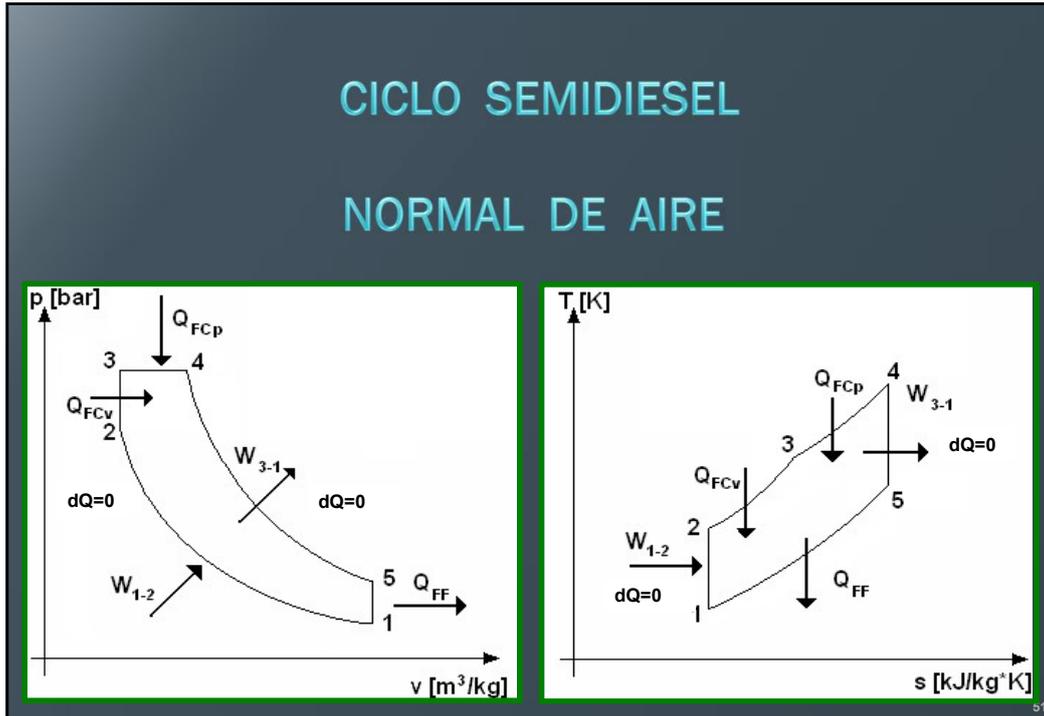
$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}}$$

RENDIMIENTO OTTO

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \frac{r_i^k - 1}{k(r_i - 1)}$$

RENDIMIENTO DIESEL

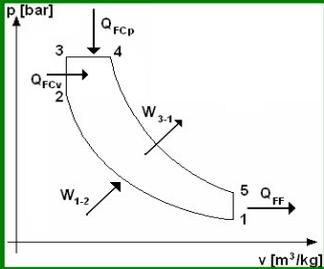
Termodinamica
2021
Fac Ingenieria - UNCuyo
50



Calor Fuente Caliente a P=cte : $Q_{FC_P} = m c_p (T_4 - T_3)$

Calor Fuente Caliente a V=cte : $Q_{FC_V} = m c_v (T_3 - T_2)$

Calor recibido por la Fuente Fría: $|Q_{FF}| = m c_v (T_4 - T_5)$



$$Q_{FC} = Q_{FC_V} + Q_{FC_P}$$

$$\eta = \frac{W_{neto}}{Q_{FC}}$$

$$\eta = \frac{Q_{FC_V} + Q_{FC_P} - Q_{FF}}{Q_{FC}}$$

Termodinamica 2021 Fac Ingenieria - UNCuyo 53

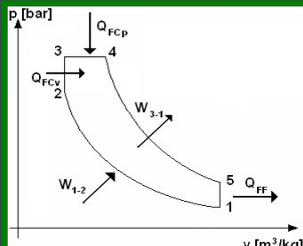
$$\eta = \frac{Q_{FC_V} + Q_{FC_P} - Q_{FF}}{Q_{FC}} = 1 - \frac{Q_{FF}}{Q_{FC_V} + Q_{FC_P}}$$

$$\eta = 1 - \frac{m c_v (T_5 - T_1)}{m c_v (T_3 - T_2) + m c_p (T_4 - T_3)}$$

RELACIÓN DE COMPRESIÓN

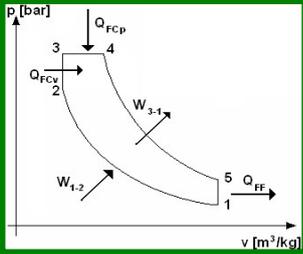
$$r_c = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_5}{V_3} = \frac{V_1}{V_3} = \frac{V_5}{V_2}$$

RELACIÓN DE INYECCIÓN

$$r_i = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_2}$$


Termodinamica 2021 Fac Ingenieria - UNCuyo 54

RELACIÓN DE PRESIÓN

$$r_P = \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_4}{P_2}$$


- **PROCESO (1 – 2) : COMPRESIÓN ISOENTRÓPICA**

$$T_1 \cdot v_1^{k-1} = T_2 \cdot v_2^{k-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \Rightarrow T_2 = T_1 r_C^{k-1}$$

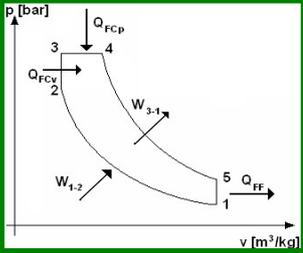
- **PROCESO (2 – 3) : V CONSTANTE**

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} \Rightarrow T_3 = T_2 \frac{P_3}{P_2} \Rightarrow T_3 = T_2 r_P$$

Termodinamica 2021 Fac Ingenieria - UNCuyo 55

$$\begin{aligned} T_3 &= T_2 r_P \\ T_2 &= T_1 r_C^{k-1} \end{aligned} \Rightarrow T_3 = T_1 r_P r_C^{k-1}$$

- **PROCESO (4 – 5) : EXPANSIÓN ISOENTRÓPICA**



$$T_5 v_5^{k-1} = T_4 v_4^{k-1} \Rightarrow T_5 = T_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^{k-1}$$

$$T_5 = T_1 r_P r_C^{k-1} r_i r_i^{k-1} r_C^{1-k}$$

$$T_5 = T_1 r_P r_i^k$$

Termodinamica 2021 Fac Ingenieria - UNCuyo 56

RENDIMIENTO CICLO SEMI-DIESEL

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \cdot \frac{r_p \cdot r_i^k - 1}{(r_p - 1) + k \cdot r_p \cdot (r_i - 1)}$$

- RENDIMIENTO EN FUNCION DE r_c



57

RENDIMIENTO CICLO SEMI-DIESEL

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \cdot \frac{r_p \cdot r_i^k - 1}{(r_p - 1) + k \cdot r_p \cdot (r_i - 1)}$$

- RENDIMIENTO EN FUNCION DE r_c Y $r_p = 2.5$



58

Comparación rendimientos

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}}$$

OTTO

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \cdot \frac{r_i^k - 1}{k(r_i - 1)}$$

DIESEL

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \cdot \frac{r_p \cdot r_i^k - 1}{(r_p - 1) + k \cdot r_p \cdot (r_i - 1)}$$

SEMI DIESEL

Termodinamica
2021
Fac Ingenieria - UNCuyo
59

RENDIMIENTO COMPARATIVO

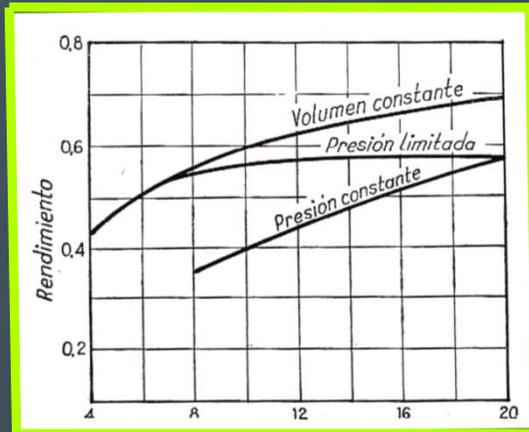
Otto, Diesel y Semi-Diesel

- **Potencia de los 3 ciclos funcionando con igual relación de compresión y calor recibido. Para el semi-Diesel la $P_{max} = 68 \text{ kg/cm}^2$**

60

RENDIMIENTO COMPARATIVO

Otto, Diesel y Semi-Diesel



- Rendimiento para los 3 ciclos funcionando con igual compresión y calor recibido. Para el semi-Diesel la $P_{\max} = 68 \text{ kg/cm}^2$

61

Motor Otto -Diesel

- A igualdad de cilindros, el **motor** de gasoil es más pesado dado que son materiales más resistentes debido los esfuerzos mayores que tienen que soportar.
- El motor diesel sufre menos desgaste debido a que siempre gira a menos revoluciones que uno de gasolina a igualdad de velocidad. El motor Diesel tiene por sus características estructurales una carrera muy larga lo que es contraproducente con las altas revoluciones. Además, y aunque logran alcanzar las 5000 rpm, todavía falta para conseguir bombas de inyección capaces de suministrar alta presión a altas revoluciones. De todas formas tampoco interesa demasiado que alcancen altos giros de cigüeñal, porque si funcionan rápidos...¿donde se queda el bajo consumo?
- El **motor** diesel se usa sobretodo en camiones y autobuses debido a que tiene un reparto de su fuerza más lineal que un **motor** de gasolina. En este último la fuerza es mediante una explosión momentánea, mientras que en el diesel la fuerza se produce durante toda la carrera descendente del pistón.

62

Motor Otto -Diesel

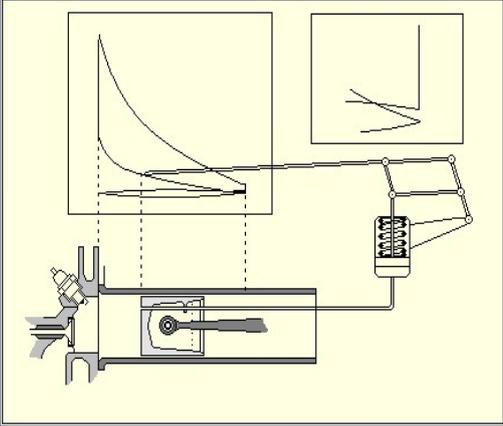
- El rendimiento específico de un **motor** de gasoil es mejor que el de un **motor** de **gasolina**, porque para un mismo trabajo gasta menos cantidad de combustible.
- Los motores de **gasolina**, por lo general, al ser más ligeros en sus piezas móviles, por ello que un **gasolina** funcionaría mejor en altas y un diesel en bajas.

Motor Ideal – Real: DIFERENCIAS MAS IMPORTANTES

- **PÉRDIDAS DE CALOR**
- **COMBUSTIÓN NO INSTANTÁNEA**
- **TIEMPO DE APERTURA DE LA VÁLVULA DE ESCAPE**
- **VARIACIÓN DE LOS CALORES ESPECÍFICOS CON LA TEMPERTAURA**
- **DISOCIACIÓN DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN (CO₂ Y H₂O)**
- **PÉRDIDA POR BOMBEO: Trabajo de admisión - escape**

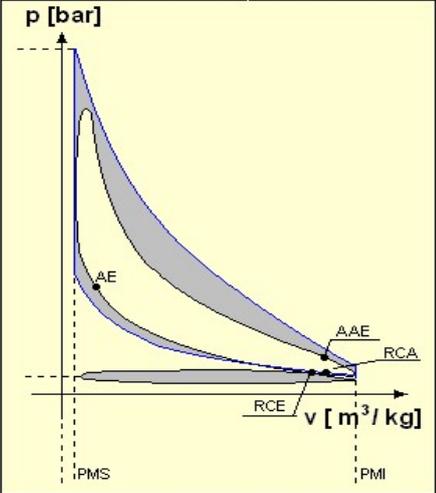
Motor Ideal - Real

CICLO INDICADO



Termodinamica 2021 Fac Ingenieria - UNCuyo 65

Motor Ideal - Real



POTENCIA INDICADA
Es la potencia desarrollada en el interior del cilindro

PRESION MEDIA EFECTIVA
presión ficticia constante que durante una carrera proporciona un trabajo igual a un ciclo

$$PME = \frac{W_{neto}}{v_{pmi} - v_{pms}}$$

Termodinamica 2021 Fac Ingenieria - UNCuyo 66

MOTORES ALTERNATIVOS

POTENCIA INDICADA

$$N_i = \frac{V \cdot p_i \cdot n}{60 \cdot v} \cdot \text{kW}$$

V: Cilindrada [litros]
 Pi: Presión media Indicada [Mpa]
 n : velocidad de giro motor [rpm]
 v: Tiempos del ciclo descriptos [n°]

Termodinamica 2021 Fac Ingenieria - UNCuyo 67

MOTORES ALTERNATIVOS

POTENCIA EFECTIVA

La potencia desarrollada en el interior del cilindro (potencia indicada) no se transmite íntegramente al eje motor de salida (potencia efectiva), si no que parte de esta potencia se pierde por rozamientos de las partes mecánicas del motor;

$$N_e = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot \tau \cdot n \cdot \text{kW}$$

n: velocidad de giro motor [rpm]
 τ: Par motor (torque) [KJ]

Estos datos surgen de un banco de ensayo

68

MOTORES ALTERNATIVOS

POTENCIA PERDIDA

$$N_p = N_i - N_e$$

N_i: Potencia indicada

N_e: Potencia efectiva

RENDIMIENTO MECÁNICO DEL MOTOR

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$