UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI TRIESTE

Dipartimento di Ingegneria e Architettura







Corso di MACCHINE [065IN]
Corso di MACCHINE MARINE [100IN]

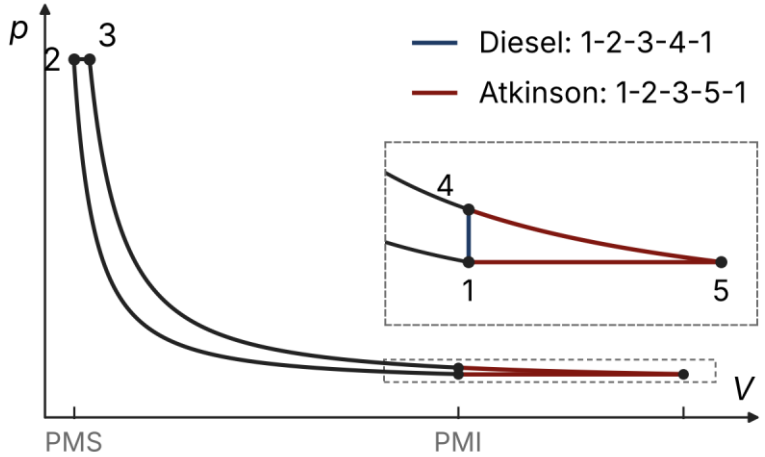
Prof. Rodolfo Taccani
Prof. Lucia Parussini
Prof. Ronelly De Souza

A.A. 2026-2027

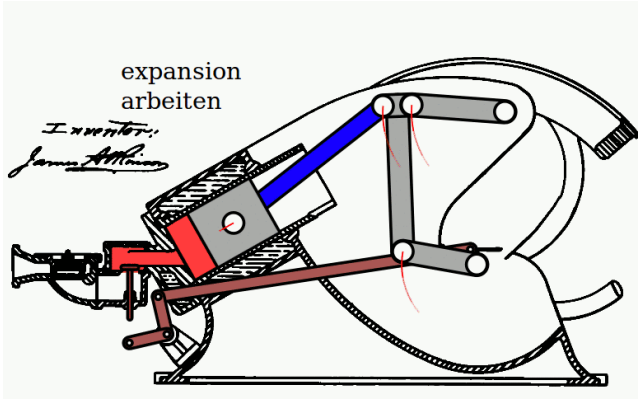
Esercitazione 10

Motore 4T marino: varianti Diesel e Atkinson

Si vuole calcolare il ciclo ideale e il rendimento indicato di un motore commericale 4T per la propulsione marina (ME, CPP variable speed) nelle varianti Diesel e Atkinson.



Cicli ideali Diesel (1-2-3-4-1) e Atkinson (1-2-3-5-1): l'Atkinson prolunga l'espansione fino alla pressione iniziale.



Schema di un motore a ciclo Atkinson (animazione).

Esercitazione 10

Dati del motore

Dati dalla scheda tecnica (4 tempi, 6 cilindri in linea, combustibile liquido tradizionale F, 100% del carico).

Grandezza	Simbolo	Valore	Unità
Numero di tempi	τ	4	–
Corsa	C	580	mm
Alesaggio	D	460	mm
Velocità media dello stantuffo	$\bar{u}_p$	11.6	m/s
Velocità di rotazione	n	600	giri/min
Potenza per cilindro	P	1200	kW
Temperatura dopo l'intercooler (punto 1)	T_1	50	°C
Consumo specifico di combustibile (HFO)	$SFOC$	183.4	g/kWh

Con $\bar{u}_p = 11.6$ m/s, compresa tra 7 e 12 m/s, il motore è di tipo medium speed. Il punto 1 corrisponde all'aria dopo il raffreddamento nell'intercooler.

Esercitazione 10

Dati stimati: pressione di sovralimentazione

Dai data sheet del produttore i dati disponibili non sono sufficienti per procedere con i calcoli: i parametri mancanti vanno quindi stimati.

Delle condizioni del punto 1 è nota solo la temperatura; per la pressione si ipotizza un valore tipico della pressione di sovralimentazione.

$T_1 = 50\ °C$

Noto: aria dopo l'intercooler

$p_1 = 4.8\ bar$

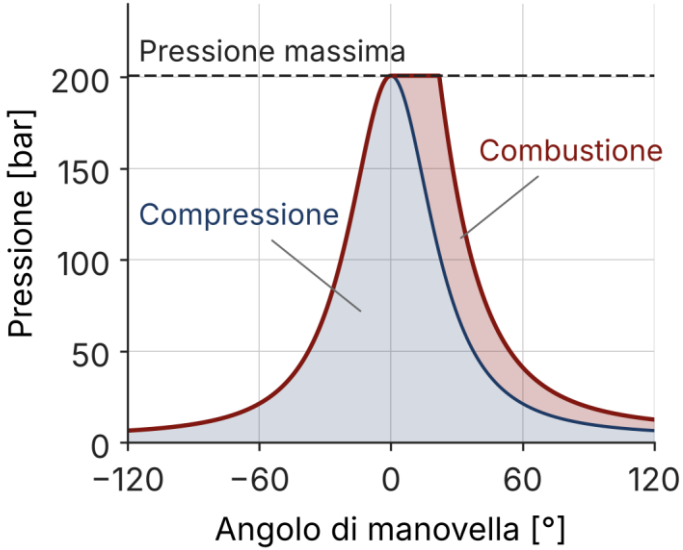
Stimato: sovralimentazione

Esercitazione 10

Dati stimati: pressione massima di combustione

Dati motore (stimati)

Per la pressione massima di combustione si considera il fatto che nei Diesel marini per avere una bassa produzione di NOx si effettua una combustione ritardata avendo dunque il massimo della pressione dovuta alla compressione coincidente con quella dovuta alla combustione. Dal confronto dei motori in tabella si osserva un valore di pressione massima di 200 ÷ 208 bar per un motore del 2006.
Assumiamo quindi
$p_2 = p_3 = 200$ bar



Combustione ritardata (low NOx): il picco di combustione non supera quello di compressione ($p_2 = p_3$). Curve calcolate con $p_1 = 4.8$ bar, $\rho_v = 14.4$, $k = 1.4$.

Esercitazione 10

Confronto con motori marini di riferimento

Motore	MAN B&W 9L 58/64	MAN B&W 18V 48/60B	Wärtsilä 9L64	MaK M43C
Anno	1985	2006	2006	2006
Numero di cilindri	9 in linea	18 a V	9 in linea	9 in linea
Corsa C [mm]	640	600	900	610
Alesaggio D [mm]	580	480	640	430
C/D	1.10	1.25	1.40	1.42
n [giri/min]	428	514	333.3	514
v_m [m/s]	9.13	10.28	10.00	10.45
pme [bar]	23	25.8	25	26.4
P [kW]	12510	21600	18090	9000
P/cil [kW]	1390	1200	2010	1000
p_{max} [bar]	–	200	–	208
c_s [g/kWh]	177	176	175	177
c_{olio} [g/kWh]	0.8	0.8	–	0.6
Massa [t]	213	265	320	–
M/P [kg/kW]	17	12	17	–

Per i motori del 2006 la pressione massima di combustione è di 200÷208 bar: si assume quindi $p_2 = p_3 = 200$ bar.

Esercitazione 10

Dati stimati: volumi al PMS e al PMI

Dati motore (stimati)

Rimane da determinare il volume al PMS (V_2) e quello al PMI (V_1).
Si sa che ρ_v (rapporto di compressione volumetrico)

$$\rho_v = \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/k}$$

Inoltre

$$V_1 - V_2 = \pi \frac{D^2}{4} C$$

Quindi
$V_1 = 0.1036\,\mathrm{m}^3$
$V_2 = 0.0072\,\mathrm{m}^3$

Si ricorda che: HFO H_i=41 MJ/kg

Esercitazione 10

Trasformazioni del ciclo ideale

1-2 adiabatica
2-3 isobara
3-4-5 adiabatica
4-1 isocora
5-1 isobara

Per gas ideali:
Trasformazione adiabatica

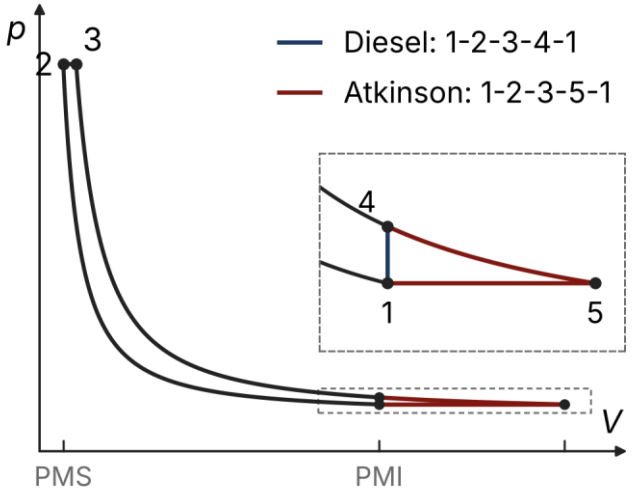
$$pV^k = cost$$
$$pT^{k/(1-k)} = cost$$

Trasformazione isobara

$$\frac{V}{T} = cost$$

Trasformazione isocora

$$\frac{p}{T} = cost$$



Esercitazione 11

Motore tradizionale (F) e dual fuel (DF)

Si vuole calcolare il volume del serbatoio di combustibile e le potenze termiche recuperabili da un motore 4 tempi alimentato con HFO, LNG e CNG. Si fa riferimento a due motori commericali a 16 cilindri a V, il secondo dei quali è dual fuel.

Si chiede di determinare:

1. il volume dei serbatoi necessario per garantire un'autonomia di 7 giorni con un carico dell'85%, nel caso di funzionamento con HFO, LNG e CNG;
2. la potenza termica recuperabile dai gas di scarico del motore e dall'acqua di raffreddamento delle camicie;
3. nel caso di alimentazione con LNG, le portate di fluido caldo necessarie per rigassificare l'LNG e portarlo alla temperatura di immissione, e la potenza del compressore per iniettarlo alla pressione richiesta.

Esercitazione 11

Dati del motore F

motore alimentato con combustibile liquido tradizionale per la propulsione navale (ME) a velocità variabile (CPP variable speed). Le caratteristiche dei gas di scarico sono valutate dopo il turbocompressore, con HFO come combustibile.

Grandezza	Simbolo	Valore	Unità
Velocità di rotazione	n	600	giri/min
Potenza per cilindro	P	1200	kW
Numero di cilindri	z	16	–
Consumo specifico (85% del carico)	$SFOC$	173.0	g/kWh
Portata massica dei fumi (85% del carico)	$\dot{m}_f$	29.6	kg/s
Temperatura dei fumi (85% del carico)	T_f	336	°C
Calore recuperabile acqua camicie HT (100%)	Q_{JW}	2400	kW

Esercitazione 11

Dati del motore DF

motore dual fuel per la propulsione navale (ME) a velocità variabile (CPP variable speed), alimentato a gas naturale (LNG o CNG). Fumi dopo il turbocompressore.

Grandezza	Simbolo	Valore	Unità
Velocità di rotazione	n	600	giri/min
Potenza per cilindro	P	1145	kW
Numero di cilindri	z	16	–
Consumo specifico del solo gas (85%)	$BSEC$	7373.3	kJ/kWh
Consumo della fiamma pilota (85%)		1.2	g/kWh
Portata massica dei fumi (100% del carico)	$\dot{m}_f$	29.3	kg/s
Portata massica dei fumi (75% del carico)	$\dot{m}_f$	21.9	kg/s
Temperatura dei fumi (100% del carico)	T_f	367	°C
Temperatura dei fumi (85% del carico)	T_f	384	°C
Temperatura dei fumi (75% del carico)	T_f	390	°C

Esercitazione 11

DF: raffreddamento e alimentazione del gas

caratteristiche del sistema di raffreddamento ad alta temperatura (HT cooling water system) e condizioni a cui va portato il gas naturale per l'immissione nel motore.

Grandezza	Simbolo	Valore	Unità
Acqua HT prima dei cilindri (100% del carico)	T_{in}	75	°C
Acqua HT dopo il raffreddamento	T_{out}	93	°C
Calore recuperabile acqua camicie (100%)	Q_{JW}	2224	kW
Pressione minima del gas in ingresso (100%)	p	600÷800	kPa
Temperatura del gas in ingresso	T	0÷60	°C

Esercitazione 11

Stoccaggio del gas naturale

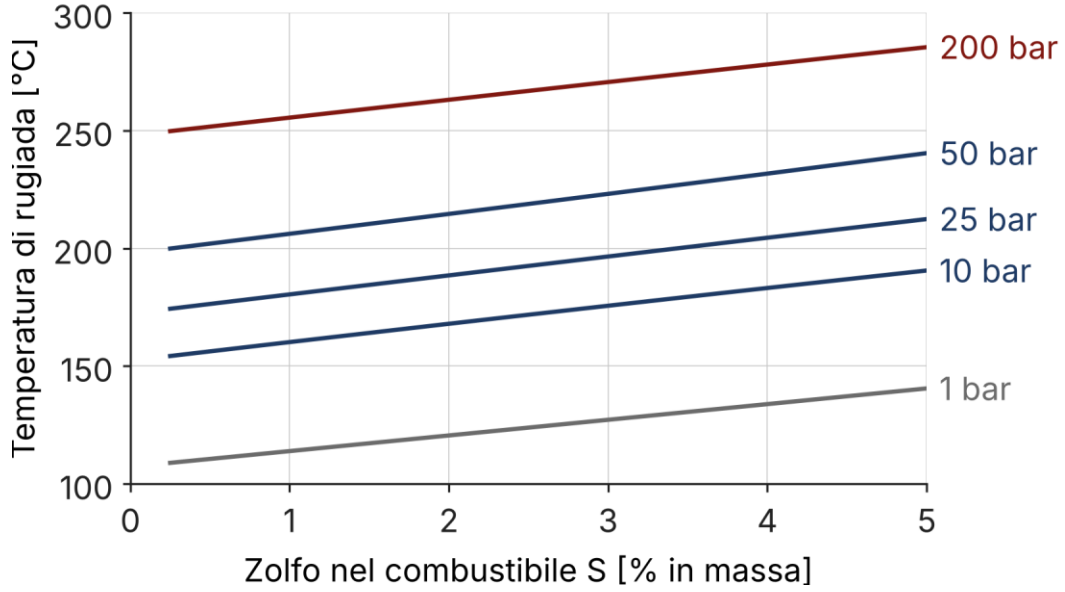
il gas naturale può essere stoccato come gas naturale liquefatto (LNG) o compresso (CNG). Approssimando il gas naturale come metano, in funzione delle condizioni di stoccaggio si ricavano i valori di densità ed entalpia riportati in tabella.

Modalità di stoccaggio	p [bar]	T [°C]	ρ [kg/m³]	h [kJ/kg]
LNG	1	−162	423.11	−1.8014
CNG	300	25	212.65	692.52
CNG	700	25	307.99	693.42

Proprietà del metano (valori verificati con CoolProp, con lo stesso stato di riferimento per l'entalpia).

Esercitazione 11

Temperatura di rugiada dell'acido solforico



Temperatura di rugiada dell'acido solforico al variare della percentuale in massa di zolfo nel combustibile, per diversi valori della pressione (curve ridisegnate).

Esercitazione 11

Rigassificazione dell'LNG nel diagramma p-h

Trasformazioni del processo di rigassificazione dell'LNG, con pressione di esercizio di circa 7 bar:

1-2 compressione del liquido;

2-3 vaporizzazione e riscaldamento del gas fino alla temperatura di immissione (nel diagramma 3′ a 0 °C e 3 a 20 °C).

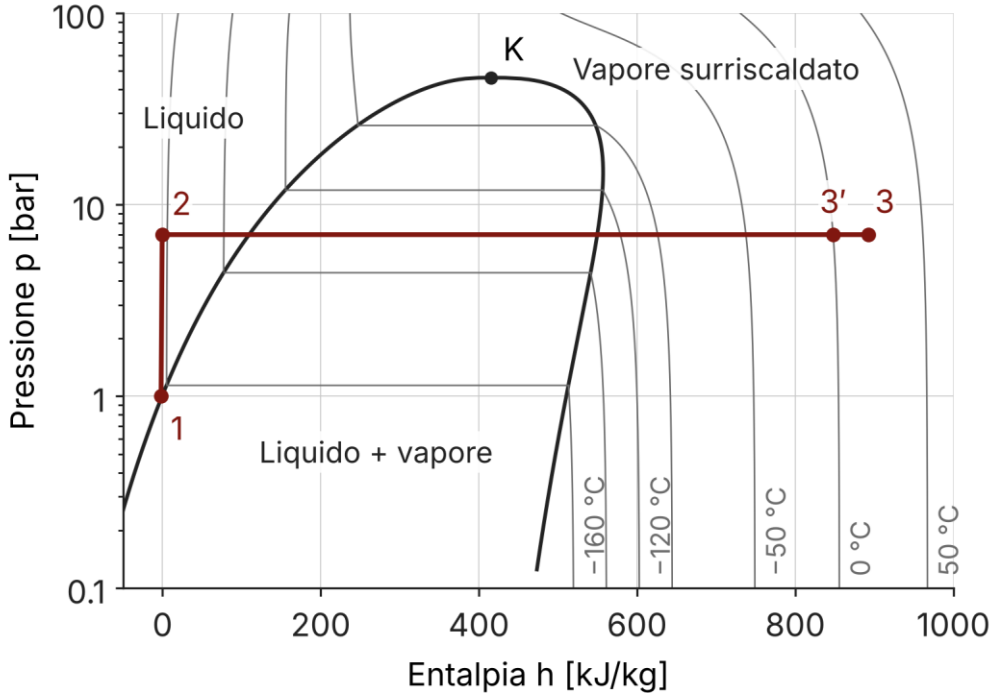


Diagramma calcolato con CoolProp; entalpia con lo stesso riferimento della tabella di stoccaggio.

UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI TRIESTE

Dipartimento di
Ingegneria
e Architettura