

COMPRESSEUR - COMPRESSORI - ESERCIZI SVOLTI -

versione#B1 - Prof.A.Tonini - www.andytonini.com

INDICE: [BILANCI](#) - [MULTISTADIO](#) - [ALTERNATIVI](#) - [ROTATIVI](#) - [CENTRIFUGHI](#) - [ASSIALI](#) - [ANELLO LIQ.](#) - [CICLI](#) - [ESERCIZI](#) -

Il compressore è una macchina OPERATRICE (per funzionare necessita di un motore) che cede energia a un aeriforme, gas o vapore; si distingue dalla pompa in quanto agisce su un fluido *comprimibile*, con volume specifico che cambia in funzione della pressione.

■ PRINCIPI TEORICI: vedi fig.1 lato:

1A - legge gas perfetti $pV = nRT$, con n =moli; $R=8,314 \text{ J/K mol}$; $T=\text{K}$;

-trasformazione isoterma ($T=\text{cost.}$): $pV=\text{cost.}$ a $T=\text{cost.}$; $p_1V_1=p_2V_2$;

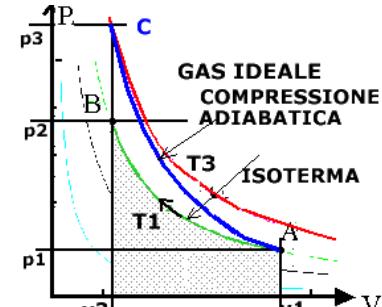
-trasformazione adiabatica (senza scambio di calore con l'esterno),

$pV^\gamma = \text{cost.}$; $p_1V_1^\gamma = p_3V_3^\gamma$; $T_3 > T_1$; $\gamma = c_p/c_v$; c calori specifici; [aria O₂ N₂ $\gamma=1,4$; vap., NH₃ $\gamma=1,29$]; $c_p = c_v + R$ e anche $c_p/R = \gamma/(\gamma-1)$ per cal.specif.molari;

1B - **1° principio termodin.**, trasformazioni reversibili; $Q = \Delta U + W$;

posto a $p=\text{cost.}$ $W = p\Delta V = p(V_2-V_1)$, risulta $Q = U_2-U_1 + pV_2-pV_1 = H_2 - H_1 = \Delta H$;

[con $H=U+pV$ entalpia, U en.interna, funzioni di stato];



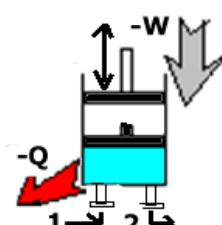
1C - LAVORO DI COMPRESSEUR nelle trasformazioni - per 1 mole GAS IDEALE (diagr.1) -

- compressione isoterma A-B (a $T=\text{cost.}$): $\rightarrow W = \int_1^2 p dV = RT \ln(p_1/p_2) \text{ J/mol}$;

[con $Q=W$, $\Delta U=0$, e $p_1/p_2=v_2/v_1$];

-compressione adiabatica da $p_1 \rightarrow p_3$ (più elevata, a pari V_{fin} , per vincere dilataz. gas con $T >$), no scambio di calore con esterno, $Q=0$; $\rightarrow W = 1/(\gamma-1) RT_1 [(p_3/p_1)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1] \text{ J/mol}$;

[\[INDICE\]](#)



■ COMPRESSEUR di un gas ideale – bilanci:

► **tubazione** trasporto gas [portata costante]: [fig.1]

bil.mat.]: conservazione della massa $F_M 1 = F_M 2 \rightarrow p_1 v_1 \text{ Sez.1} = p_2 v_2 \text{ Sez.2}$ portate in massa;

conservazione delle moli: $n_1 = n_2$, con $n = F_M/\text{peso molec.}$;

N.B.: per stesso diam. e quota z $\rightarrow p_1 > p_2$ e $v_1 < v_2$;

► **compressore** [funziona come un sistema aperto - gas **1**entra- **2** esce]: [fig.2]

bilancio di energia: $\Delta H + \Delta E_{\text{cin}} + \Delta E_{\text{pot}} = Q - W$;

per compressore adiabatico $Q=0$, $\Delta \text{quot} \equiv 0$ quindi $\Delta E_{\text{cin}} = \Delta E_{\text{pot}} = 0$;

da cui: lavoro fatto sul sistema (fluido) $\rightarrow W = \Delta H$; similm.per la potenza $W/t = W \rightarrow W = \Delta H$;

► **LAVORO DI COMPRESSEUR – 1 ciclo** -

in moli: $W = n c_p (T_2 - T_1)$; [in massa: $W = m C_p (T_2 - T_1)$];

per 1 MOLE GAS IDEALE: $T_1 = p_1 V_1 / nR$; $T_2 = p_2 V_2 / nR$; e posto $C_p/R = (\gamma-1)/\gamma$ relaz.Mayer, sostituendo e semplificando:

in moli $\rightarrow W = [\gamma/(\gamma-1)] R T_1 [(p_2/p_1)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1]$;

in vol. $\rightarrow W = [\gamma/(\gamma-1)] p_1 [(p_2/p_1)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1]$;

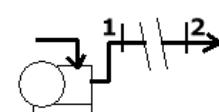


Fig.1

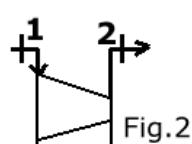


Fig.2

► **POTENZA UTILE DEL COMPRESSORE** (W/t): bilancio per portata costante, con $N_U = \text{lavoro} W \times \text{portata} / t = \text{potenza utile}$;

in moli $\rightarrow N = F_N [\gamma/(\gamma-1)] R T_1 [(p_2/p_1)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1]$ con $F_N = \text{portata in moli kmol/s}$;

in vol. $\rightarrow N = F_{V1} [\gamma/(\gamma-1)] p_1 [(p_2/p_1)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1]$, essendo $p_1 F_{V1} = F_N R T_1$ portata entrante;

\rightarrow POTENZA utile con portata in moli F_N , $N_U = F_N [\gamma/(\gamma-1)] R T_1 [(p_2/p_1)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1]$;

\rightarrow POTENZA utile con portata volumetrica: $N_U = F_{V1} [\gamma/(\gamma-1)] p_1 [(p_2/p_1)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1]$; $\rho_c = p_2/p_1$ rapp.compressione;

\rightarrow POTENZA ASSORBITA: $N_{\text{Ass}} = N_{\text{UT}}/\eta$ con $\eta = \text{rendimento tot.compressore}$ (70÷80%).

[\[INDICE\]](#)

■ COMPRESSORI A PIU' STADI

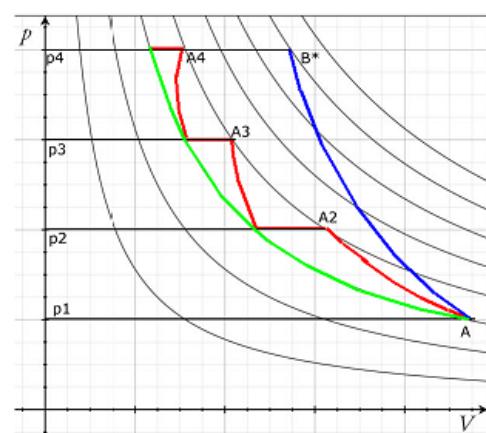
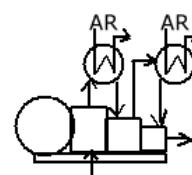
Se necessario raggiungere pressioni di mandata elevate, si fa uso di compressori a più stadi ($n_s = \text{N}^{\text{stadi}}$), con stesso rapporto di compressione negli stadi, e raffreddamenti intermedi, con risparmi di energia (lavoro minimo) e migliore sicurezza;

rapp.compressione $\rho_c = p_2/p_1 = p_3/p_2 = \sqrt[n_s]{(p_{\text{fin}}/p_{\text{iniz}})}$;

$\rightarrow W = n_s \gamma/(\gamma-1) nR T_1 [(p_2/p_1)^{(\gamma-1)/n_s \gamma} - 1]$;

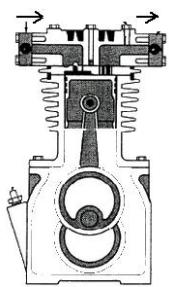
in fig.: A-B* :adiabatica monostadio;

A-A4: adiabatiche multistadio con raffreddamenti intermedi fino alla T isoterma iniziale [in verde];

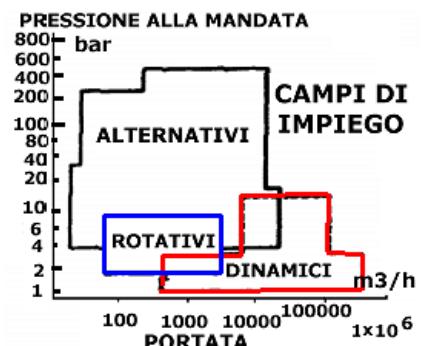


■ APPARECCHIATURE DI TRASPORTO GAS: TIPI DI COMPRESSORI – CARATTERISTICHE E CAMPI DI IMPIEGO

C. semplice effetto alternativo



TIPI	CATEGORIE	PRESTAZIONI
VOLUMETRICI	ALTERNATIVI a pistoni – (membrana)	$p_c = 3 \div 6$ per stadio; $p_{FIN} \rightarrow 3500$ bar; $F \leq 10 \text{ Nm}^3/\text{s}$
	ROTATIVI: lobi – vite – palette	$p_{FIN} \rightarrow 5 \text{ bar}$; $F \leq 3 \text{ Nm}^3/\text{s}$
DINAMICI (o turbo compressori)	CENTRIFUGHI una girante	$p_c = 1,25$; $F \geq 40 \text{ Nm}^3/\text{s}$; $n = 5 \times 10^3 \div 1 \times 10^4 \text{ rpm}$
	C. giranti multiple ($\rightarrow 8$)	$F \geq 40 \text{ Nm}^3/\text{s}$; $n = 5 \times 10^3 \div 1 \times 10^4 \text{ rpm}$
VENTILATORI	ASSIALI	$p_c = 1,25/\text{pala}$; $F \rightarrow 167 \text{ Nm}^3/\text{s}$
	ELICOIDALI CENTRIFUGHI	$F \rightarrow 40 \text{ Nm}^3/\text{s}$; $p_c \leq 2$ $F \rightarrow 50 \text{ Nm}^3/\text{s}$; $p_{mand} \rightarrow 0,1 \text{ bar}$

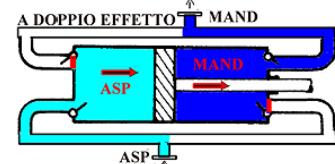


[\[INDICE\]](#)

■ Compressori VOLUMETRICI ALTERNATIVI – (vedi def.base precedenti)

Caratterizzati da variazione alternativa del volume; il gas da comprimere è aspirato nel cilindro (tubo di aspirazione + valvola), quello compresso è espulso dal cilindro (valvola + tubo di mandata); sul condotto di mandata è spesso presente un serbatoio (detto "polmone") che serve a smorzare gli sbalzi di pressione e portata legati al moto alternativo del pistone, e fa' da riserva di gas. I compressori alternativi sono azionati da motori lenti elettrici (100 – 150rpm, con riduttori di velocità) o da motori a combustione interna.

FUNZIONAMENTO: può essere a semplice effetto (una mandata ogni corsa) o a doppio effetto (vedi fig.). A causa di sollecitazioni termiche (compressione di gas) sono necessari sistemi di raffreddamento del compressore in uscita e/o intermedi se a più stadi. **PORTATA PULSANTE:** la portata erogata dipende dal numero di cicli effettuati nell'unità di tempo: la portata è quindi pulsante; nel caso a doppio effetto la portata pulsante è più regolare.



REGOLAZIONE:

- uso di volumi di spazio nocivo addizionali, che si possono variare in modo continuo spostando una parete mobile (sulla testata) per mezzo di un dispositivo esterno;
- ricircolo di una parte del gas uscente (mandata); - variazione del n°giri del motore.
- laminazione all'aspirazione, per riduzione della pressione (strozzamento), e quindi di volume, in ingresso con una valvola.

USI:

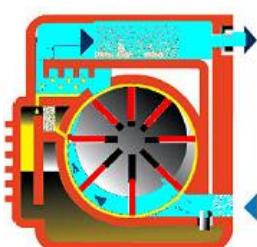
- per portate limitate e alti rapporti di compressione (più di uno stadio);
- a causa delle tracce di olio dovute alla lubrificazione di cilindri e valvole, necessitano di filtri;
- per potenze installate molto limitate, nella compressione dell'aria (salvo che per alte e altissime portate, dove si tende ad usare rispettivamente i compressori centrifughi e assiali multistadio), consente rapporti di compressione di 7:1 - 9:1 per stadio: si possono quindi raggiungere pressioni di mandata particolarmente alte;
- negli impianti industriali di produzione del polietilene LDPE (compressori alternativi da 250 bar a circa 2500 bar), che possono essere raggiunti anche in configurazioni a più di uno stadio. (In tal caso il gas è compresso in sequenza da più pistoni in serie).

[\[INDICE\]](#)

■ Compressori volumetrici rotativi - soffianti

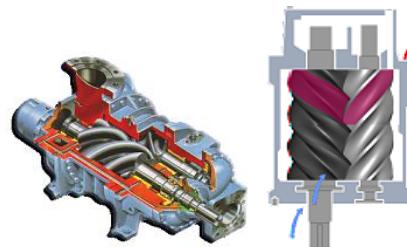
Caratteristiche comuni:

silenziosi; movimento degli organi di compressione circolare; portata continua non pulsante, portate anche elevate $F \rightarrow 200 \text{ Nm}^3/\text{min}$, velocità $\rightarrow 3000 \text{ rpm}$; senza valvole quindi tenute non molto spinte, bassi rapporti di compressione e $p_{mandata} \rightarrow 3,5 \text{ bar}$; spesso senza oli lubrificanti.



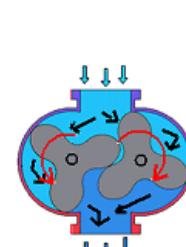
TIPO A PALETTE - LAMELLE:

rotore eccentrico rispetto all'involucro, dotato di lamelle mobili che per forza centrifuga comprimono (riduzione di volume) e trascinano il gas, entrando e uscendo dalle loro sedi;



TIPO A VITE:

azione combinata di 2 viti ingranate tra loro; gas aspirato compresso tra le spire (riduzione di volume), in moto parallelo all'asse dei rotori, esce da lato opposto;



TIPO A LOBI - ROOT

Due rotori (uno motorizzato, l'altro trascinato) opportunamente sagomati ad assi paralleli ruotano in sincronia in senso opposto spingendo il liquido dalla bocca di aspirazione a quella di mandata, con rallentamento e quindi compressione; rotori a due lobi, anche 2 e 3, con riduzione di ingombro radiale.



■ COMPRESSORI CENTRIFUGHI DINAMICI –

gas spinto a forte velocità da girante di forma particolare; en.cinetica → en.di pressione (nel diffusore, per rallentamento), variabile col n°giri. Basso rapporto di compressione per girante: impiego di più stadi ($p \rightarrow >300$ bar). Vantaggi: moti non alternativi, quindi velocità elevate ($\rightarrow 10000$ rpm) e elevate portate ($\rightarrow >100000$ Nm³/h); attriti limitati (supporto albero, con tenute a labirinto girante-albero);

azionamento diretto con motori veloci

(elettrici – turbine a vapore); nel tipo multistadio la sistemazione è a doppio corpo con giranti simmetriche (compensazione delle spinte). Giranti sagomate di dimensioni decrescenti all'aumento n°stadi. Raffreddamento a camicia con acqua. By-pass automatico per evitare situazioni meccanicamente pericolose e vibrazioni per portate eccessivamente basse (zona di pompaggio).

■ COMPRESSORI ASSIALI DINAMICI –

L'energia viene fornita al gas da serie di palette montate sul rotore: flusso parallelo all'asse del rotore, con migliori condizioni fluidodinamiche. Tra le palette mobili ci sono quelle fisse, fermate sulla cassa, con funzione di convogliamento e diffusione. Caratteristiche: portate elevatissime,

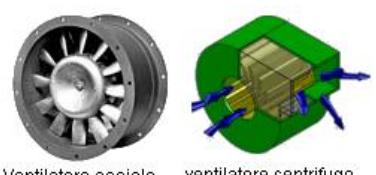
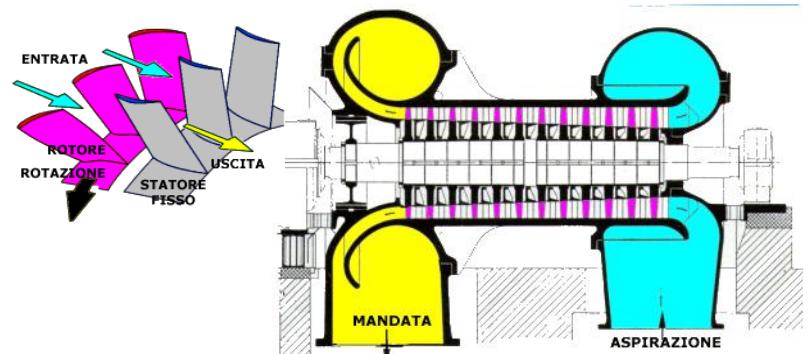
■ VENTILATORI

USI: trasporto elevate quantità di gas a bassa pressione (10÷30 mm H₂O)

per alimentazione caldaie forni apparecchiature chimiche, per raffreddamento; (in alternativa ai compressori volumetrici, per basse pressioni, chiamati anche soffianti).

TIPI:

ventilatori assiali: il gas viene aspirato e mandato nella stessa direzione, parallelamente all'asse della girante; *ventilatori centrifughi* (o *radiali*): il gas viene aspirato lungo la direzione dell'asse della girante, ma viene inviato in direzione radiale (cioè in direzione perpendicolare all'asse della girante);

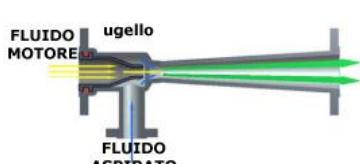


■ EIETTORI per gas

L'elettore è una macchina statica, senza organi in movimento, impiegata come compressore per ottenere l'innalzamento della pressione di uscita di un fluido mediante la spinta di un gas motore in pressione (di natura uguale o diversa – p.es. vapore H₂O) iniettato all'inizio del convergente; (convergente: en.pressione → en.cinetica; divergente: en.cinetica → pressione) .

Usi:

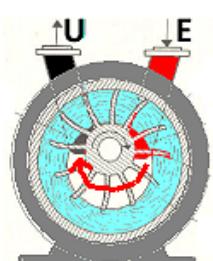
- Come compressori di vapore. In questo caso il fluido motore e quello mosso sono costituiti da vapore d'acqua.
- Come pompa a vuoto. Per questo impiego, il fluido motore è solitamente il vapore d'acqua, ma nelle piccole installazioni si usano anche aria compressa o acqua. Per alti gradi di vuoto uso di più eiettori in serie (con condensazione intermedia del vapore).
- Come pompa per fluidi, solitamente con uguale fluido motore e fluido mosso (pompa ad acqua,...).
- [\[INDICE\]](#)



■ POMPE AD ANELLO LIQUIDO (per gas e vapori)

Quando si deve creare una depressione (vuoto) in un reattore, si aspira il gas presente nel recipiente con una pompa adatta. Una di tali apparecchiature è la pompa ad anello liquido, all'interno della quale c'è un liquido che viene spinto dalle palette della girante sulle pareti della carcassa formando appunto un anello liquido. La girante ha un asse di rotazione eccentrico tale da creare camere che variano il loro volume al suo girare. Sul fianco della carcassa vi sono i condotti di aspirazione e di scarico. L'utilità di questa apparecchiatura risiede nella perfetta tenuta delle camere garantita dal liquido interno.

Prestazioni e vantaggi: pressioni di aspirazione → a 33 mbar ass., portate → a 4200 m³/h, potenza da 1,5 a 55 KW; possibilità di aspirare gas e vapori, anche in **presenza di liquido trascinato**. Compressione isotermica dei gas. Gas aspirato **non inquinato** da lubrificanti. Assenza di parti sottoposte ad **usura**.



il lavoro risulta pari all'area racchiusa sul diagramma (p, V) dal ciclo di lavoro della macchina:

$$Wid. = [\gamma/(\gamma-1)] p1 (V_B - V_A) [(p2/p1)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1] = [\gamma/(\gamma-1)] R T1 [(p2/p1)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1]$$

potenza assorbita dal compressore: $Nass. = W F / \eta$;

N.B.: funzionamento reale

Il ciclo reale del compressore differisce dal ciclo ideale a causa di questi motivi:

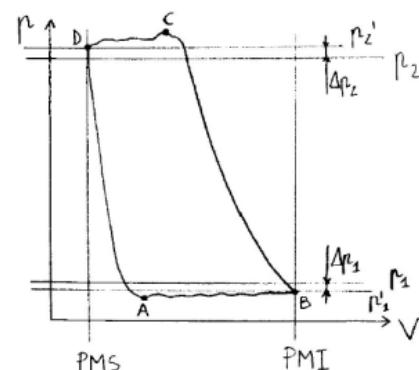
Perdite per attriti meccanici ($hm < 1$)

Perdite per trafileamento attraverso le valvole (laminazioni)

Perdite per fughe

Perdite per scambio termico con le pareti

Salvi di pressione per apertura/chiusura valvole



[\[INDICE\]](#)

- ESERCIZI SUI COMPRESSORI: - Prof.A.Tonini - www.andytonini.com

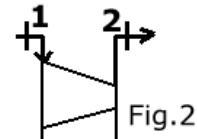
ES.A

Compressore di aria- dati: $F_V = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$; $T1 = 15^\circ\text{C}$; $p1 = 1 \text{ bar}$; $p2 = 16 \text{ bar}$; $\gamma = 1,4$; $M = 29,1 \text{ g/mol}$; determinare potenza utile.

Soluzione: $[R = 8,31 \text{ J/mol K}; 1 \text{ bar} = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa}]$

$F_{V1} = F_N RT1 \rightarrow F_N = F_{V1}/RT1 = 11,61 \text{ mol/s}$

pot.utile: $N_u = F_N [\gamma/(\gamma-1)] R T1 [(p2/p1)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1] = 117665 \text{ W} = 117,7 \text{ kW}$.



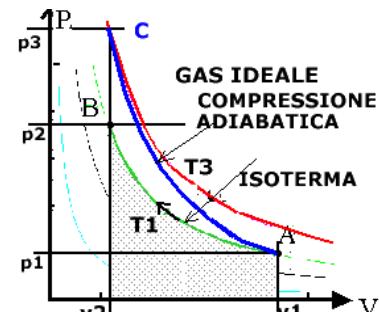
ES.1

Compressione isoterma per **1 mole** di gas $p1 = 24 \text{ bar}$ da volume $V1 = 1250 \text{ cm}^3$ a $V2 = 160 \text{ cm}^3$, a $T1 = 20^\circ\text{C}$ (293 K) costante; determinare la pressione finale e il lavoro.

Soluzione:

$$p2 = p1 V1 / V2 = 187,5 \text{ bar};$$

$$W = RT1 \ln(p2/p1) = 8,314 \times 293 \times \ln(187,5/24) = 5008 \text{ J/mol}$$



ES.2

Compressione adiabatica per **200 Nm³** di gas ($\gamma = 1,30$) da $T1 = 20^\circ\text{C}$ (293K) $p1 = 2 \text{ bar}$ a $p3 = 8 \text{ bar}$; determinare n°moli, T_{finale} e lavoro di compressione.

Soluzione:

$$n = Nm^3 \times 44,6 = 8923 \text{ mol} = 8,923 \text{ kmol}; R = 8,314 \text{ kJ/kmol K};$$

$$T3 = T1 [p1/p3]^{(1-\gamma)/\gamma} = 403 \text{ K (130°C)};$$

$$W = [\gamma/(\gamma-1)] n R T1 [(p3/p1)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1] = 1(1,3-1) \times 8,923 \times 8,314 \times 293 [(8/2)^{(1,3-1)/1,3} - 1] = 27322 \text{ kJ}$$

Es.3 (simil testo 6.1)

Det lavoro compressione di gas da 1 a 2 e T_{finale} ;

dati: aria $\gamma = 1,4$; **n=100 mol**; (1) $p1 = 1 \text{ bar}$; $T1 = 20^\circ\text{C} = 293 \text{ K}$; (2) $p2 = 13 \text{ bar}$; $R = 8,314 \text{ J/mol K}$;

$$W = [\gamma/(\gamma-1)] n R T1 [(p2/p1)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1] = (1,4/(1,4-1)) \times 100 \times 8,314 \times 293 \times (13)^{(1,4-1)/1,4} - 1 = 921586 \text{ J};$$

$$T1 p1^{(1-\gamma)/\gamma} = T2 p2^{(1-\gamma)/\gamma} \rightarrow T2 = T1 (p1/p2)^{(\gamma-1)/\gamma} = T1 (p2/p1)^{(\gamma-1)/\gamma} = 609,7 \text{ K} = 336,7^\circ\text{C}.$$



Es.4 (simil testo 3)

Compressione adiabatica di **2000 Nm³** aria da (1) $p1 = 1 \text{ bar}$ $T1 = 20^\circ\text{C}$ (293K) a (2) $p2 = 20 \text{ bar}$; c_p aria $\approx 0,24 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$; determinare temperatura finale e lavoro di compressione.

Soluzione:

$$W = [\gamma/(\gamma-1)] F_N R T1 [(p2/p1)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1] = W = F_M (H2 - H1) = F_M c_p (T2 - T1);$$

$$F_N = 2000 \text{ Nm}^3/\text{h} / (22,4 \times 3600) = 0,025 \text{ kmol/s}; F_N = F_M / \text{peso molec.}, F_M = 29 \times 0,025 = 0,725 \text{ kg/s}; \gamma = 1,4;$$

$$W = \dots = 288,48 \text{ kJ/s} = 68,9 \text{ kcal/s} = F_M c_p (T2 - T1); \rightarrow \Delta T = 396^\circ\text{C}; T2 = 396^\circ\text{C} + 20^\circ\text{C} = 416^\circ\text{C} = 689 \text{ K}$$

ES.9 (semplificato)

Evaporatore con termocompressione:

alimentazione F = acqua di mare $T_F=10^\circ\text{C}$, $X_F=4\%$, soluzione uscente S1 con $X_{S1} = 8\%$ e IPE di 1°C ; si produce vapore (acqua demineralizzata) $V1=100 \text{ kg/h}$, come condensa SC uscente a $T_{SC}=50^\circ\text{C}$; $p1=p2=1 \text{ bar}$; compressore comprime fino a $p3=2 \text{ bar}$; vapore di rete per integrazione processo VB a $P_{VB}=2 \text{ bar}$ $T_{VB}=120^\circ\text{C}$; coeff.globale $U=1500 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$; calori specifici unitari; dimensionare l'impianto di compressione.

Soluzione:

$\text{IPE}=1^\circ\text{C} \rightarrow p1=1 \text{ bar}; T1=100 + \text{IPE} = 101^\circ\text{C}$;

Bilanci di materia: $F + VB = S1 + SC$; $SC = V1 + VB$; $\rightarrow F = V1 + S1$; $FX_F = S1X_{S1}$; $\rightarrow S1 = 100 \text{ kg/h}$; $F=200 \text{ kg/h}$;

Bilanci di energia:

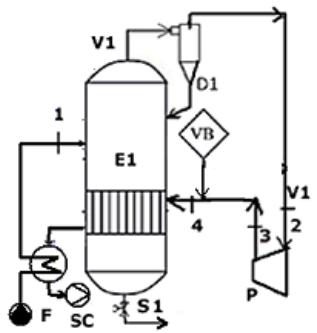
compressore: (2) $p2=1 \text{ bar}$; $T2=101^\circ\text{C}$; dal diagr entropico $\rightarrow H2=637 \text{ kcal/kg}$;

(3) $p3=2 \text{ bar}$; dal diagr entropico $\rightarrow T3=170^\circ\text{C}$; $H3=667 \text{ kcal/kg}$;

energia fornita dal compressore $W_p = V1 (H3 - H2) = 3000 \text{ kcal/h}$;

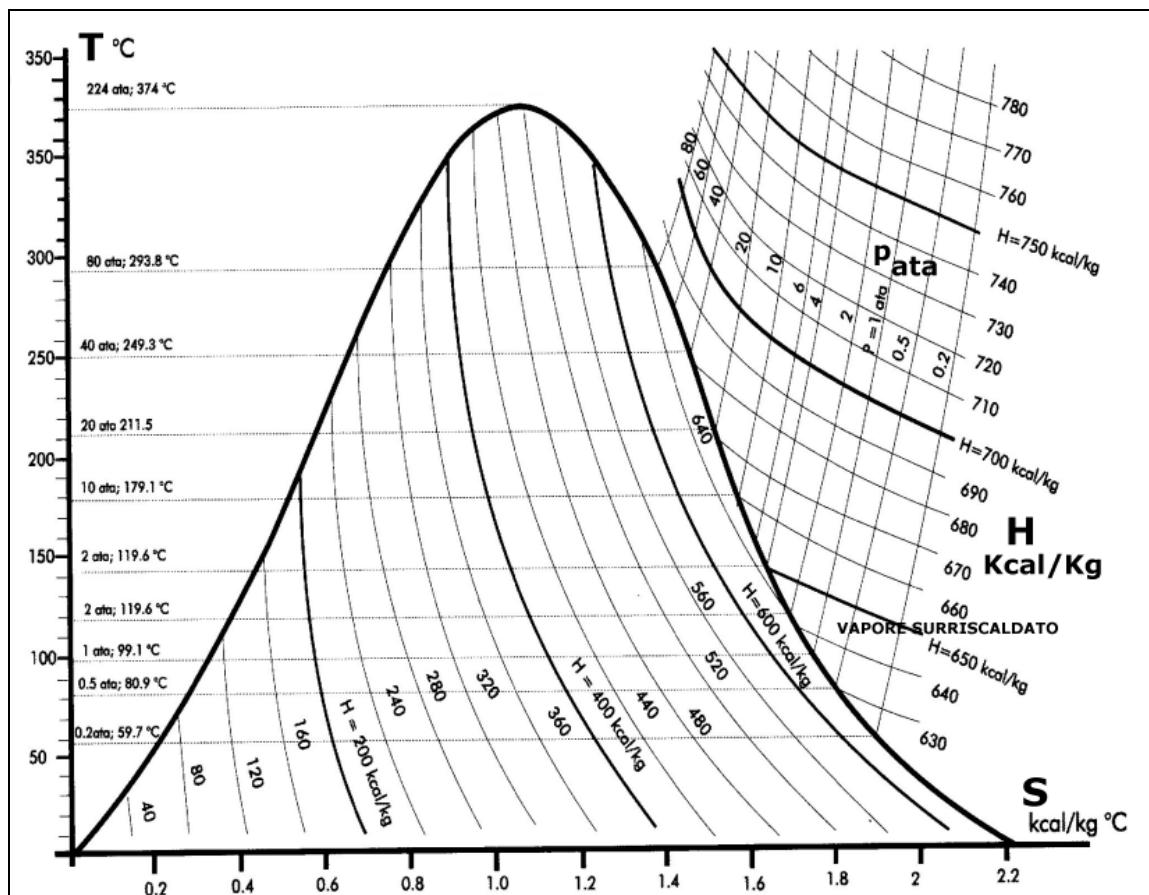
(N.B.: gli esercizi 8 e 9 svolti completi sono nel documento esercizi su evaporatori)

[\[INDICE\]](#)



- APPENDICE -----

A. DIAGRAMMA ENTROPICO (T/S/H): ↓



[\[INDICE\]](#)