

2017- Sessione estiva
Sezione A classe 8 - Ingegnere senior
Giugno 2017 Tracce sorteggiate

Prima prova scritta - Settore Industriale

- Il candidato illustri i principi di funzionamento e le diverse tipologie di macchine frigorifere. In particolare, con riferimento ad una specifica applicazione nel settore industriale o nella climatizzazione degli ambienti, si discutano i cicli termodinamici di riferimento e si descriva la natura dei fenomeni di compenso anche facendo riferimento ai valori tipici di efficienza che essi assumono nelle principali tecnologie commerciali.
- Il candidato dopo aver illustrato i principali fenomeni dissipativi nelle macchine dovuti alle forze di attrito descriva il problema dell'usura con riferimento ad un componente industriale a sua scelta.
- Il candidato descriva le principali differenze fra motori di tipo Otto e di tipo Diesel con particolare attenzione ai cicli termodinamici e ai campi di utilizzo.

Seconda prova scritta

Settore di industriale

Classe LM30

- Il candidato fornisca la progettazione di massima di un impianto di teleriscaldamento al servizio di un agriturismo ed alimentato a biomasse legnose. Nella redazione del progetto il candidato ipotizzi dei fabbisogni energetici ragionevoli per il caso di studio sia per la climatizzazione invernale che per l'acqua calda sanitaria. Si evidenzino inoltre i criteri progettuali seguiti, le tecnologie ipotizzate e l'analisi economica preliminare.
- Il candidato rediga un progetto di mitigazione degli impatti acustici di un cogeneratore industriale di potenza a scelta. Nel progetto si descrivano le soluzioni tecnologiche ipotizzate e relativi costi. Si discuta inoltre la validità delle scelte progettuali rispetto alle prescrizioni delle normative vigenti in materia di acustica.
- Redigere una relazione tecnica contenente un dimensionamento di massima di un impianto per auto-produzione di energia elettrica da fonte rinnovabile eolica di potenza nominale elettrica $P_e = 3000$ kW con relativo accumulo. L'impianto serve una generica utenza industriale con profilo di carico a scelta del Candidato. Si ipotizzi una curva di produzione plausibile e si scelga una tecnologia di accumulo opportuna. Si faccia quindi una valutazione tecnico-economica e d'impatto ambientale dell'impianto in questione. Il Candidato giustifichi le scelte progettuali e assuma valori tecnicamente accettabili per tutti parametri mancanti.

Classe LM33

- Il candidato affronti il dimensionamento di una macchina frigorifera ad assorbimento per applicazioni industriali, motivando la scelta della tecnologia di progetto rispetto a quelle disponibili sul mercato e fornendo un quadro economico di massima.

- Il candidato illustri il problema dell'isolamento delle vibrazioni con particolare riferimento allo studio di smorzatori elastici capaci di attenuare input dinamici agenti su componenti meccanici. Il candidato dovrà riferirsi per semplicità ad un caso a sua scelta nel quale mettere in luce in maniera dettagliata tutte le fasi della progettazione.
- Redigere una relazione tecnica contenente un dimensionamento di massima di un motore a combustione interna alimentato a gas naturale (potere calorifico inferiore $H_i = 48 \text{ MJ/kg}$, rapporto aria/combustibile stechiometrico $\alpha_{st} = 17,2$) per applicazioni cogenerative al fine di soddisfare una richiesta termica pari a 1,2 MW. Il Candidato giustifichi le scelte progettuali e assuma valori tecnicamente accettabili per tutti parametri mancanti.

Industriale LM30

TEMA 1

Il candidato dimensiona un digestore anaerobico alimentato da reflui zootecnici per la produzione di energia elettrica. L'impianto dovrà essere realizzato al servizio di un allevamento con 500 capi di bestiame bovino. Ogni capo di bestiame produce giornalmente $0,08 \text{ m}^3$ di liquame caratterizzato da un contenuto di solidi totali (TS) pari all'8%. Il tenore di solidi volatili (TVS) è invece pari al 90% dei solidi totali. Si assuma per la producibilità in biogas dei reflui il valore $470 \text{ m}^3/\text{t}_{\text{TVS}}$ e si consideri che la percentuale di metano nella miscela è pari al 59% in volume ($\text{PCI metano} = 35.000 \text{ kJ/Nm}^3$). Il tempo di ritenzione del digestore anaerobico (HRT) è pari a 40 giorni. Il biogas prodotto dal digestore viene valorizzato energeticamente in un generatore di energia elettrica con un rendimento del 37% funzionante per 6800 ore/anno.

Si assuma inoltre che il costo dell'investimento sia pari a 400 €/m^3 di reattore e che i costi di gestione dell'impianto siano pari a $3,5 \text{ €/m}^3$ di reattore all'anno.

Sulla base dei parametri assegnati si effettui il calcolo del volume del digestore e dell'energia elettrica prodotta.

A valle del dimensionamento il candidato effettui e giustifichi opportunamente una scelta tra le tecnologie disponibili sul mercato e rediga il quadro economico dell'impianto, inclusivo dei flussi di cassa ottenibili dal sistema di incentivazione vigente (v. ALLEGATO).

Si fornisca inoltre un'ipotesi dell'uso del digestato risultante.

Il candidato ipotizzi ed assuma valori verosimili per ogni parametro necessario ai calcoli e non esplicitamente assegnato.

ALLEGATO - estratto da D.M. 23/06/2016 *Incentivazione dell'energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili diverse dal fotovoltaico (Allegato 1 e Tabella 1A).*

Allegato 1 – Vita utile convenzionale, tariffe incentivanti e incentivi per i nuovi impianti

Fonte rinnovabile	Tipologia	Potenza	VITA UTILE degli IMPIANTI	TARIFFA	
		kW	anni	€/MWh	
Eolica	On-shore	1<P≤20	20	250	
		20<P≤60	20	190	
		60<P≤200	20	160	
		200<P≤1000	20	140	
		1000<P≤5000	20	130	
	P>5000	20	110		
	Off-shore	1<P≤5000	25	176	
P>5000	25	165			
Idraulica	ad acqua fluente	1<P≤250	20	210	
		250<P≤500	20	195	
		500<P≤1000	20	150	
		1000<P≤5000	25	125	
	P>5000	30	90		
	a bacino o a serbatoio	1<P≤5000	25	101	
P>5000	30	90			
Oceanica (comprese maree e moto ondoso)		1<P≤5000	15	300	
		P>5000	20	194	
Geotermica		1<P≤1000	20	134	
		1000<P≤5000	25	98	
		P>5000	25	84	
Gas di discarica		1<P≤1000	20	99	
		1000<P≤5000	20	94	
		P>5000	20	90	
Gas residuati dai processi di depurazione		1<P≤1000	20	111	
		1000<P≤5000	20	88	
		P>5000	20	85	
Biogas	a) prodotti di origine biologica di cui alla Tabella 1-B	1<P≤300	20	170	
		300<P≤600	20	140	
		600<P≤1000	20	120	
		1000<P≤5000	20	97	
			P>5000	20	85
	b) sottoprodotti di origine biologica di cui alla Tabella 1 –A; d) rifiuti non provenienti da raccolta differenziata diversi da quelli di cui alla lettera c)	1<P≤300	20	210	
		300<P≤600	20	180	
		600<P≤1000	20	160	
		1000<P≤5000	20	112	
			P>5000	20	85
c) rifiuti per i quali la frazione biodegradabile è determinata forfettariamente con le modalità di cui all' Allegato 2	1<P≤1000	20	180		
	1000<P≤5000	20	100		
	P>5000	20	85		
Biomasse	a) prodotti di origine biologica di cui alla Tabella 1-B	1<P≤300	20	210	
		300<P≤1000	20	150	
		1000<P≤5000	20	115	
		P>5000	20	100	

...OMISSIS...

Tabella 1.A - ELENCO SOTTOPRODOTTI/RIFIUTI UTILIZZABILI NEGLI IMPIANTI A BIOMASSE E BIOGAS

Fermo restando il rispetto delle disposizioni di cui al decreto legislativo n. 152 del 2006, del regolamento CE n. 1069/2009 del regolamento CE n. 142/2011 si elencano di seguito i sottoprodotti utilizzabili negli impianti a biomasse e biogas ai fini dell'accesso ai meccanismi incentivanti di cui al presente decreto.

1. Sottoprodotti di origine animale non destinati al consumo umano - Reg. Ce 1069/2009

- classificati di Cat. 3 (con specifiche di utilizzo previste nel regolamento stesso e nel regolamento CE n. 142/2011):
 - ✓ carcasse e parti di animali macellati non destinati al consumo umano per motivi commerciali;
 - ✓ prodotti di origine animale o prodotti alimentari contenenti prodotti di origine animale non più destinati al consumo umano per motivi commerciali o a causa di problemi di fabbricazione o difetti che non presentano rischi per la salute pubblica o degli animali;
 - ✓ sottoprodotti di origine animale derivanti dalla fabbricazione di prodotti destinati al consumo umano, compresi ciccioli, fanghi da centrifuga o da separatore risultanti dalla lavorazione del latte;
 - ✓ sangue che non presenti alcun sintomo di malattie trasmissibili all'uomo o agli animali;
 - ✓ rifiuti da cucina e ristorazione;
 - ✓ sottoprodotti di animali acquatici;

- classificati di Cat. 2 (con specifiche di utilizzo previste nel regolamento stesso e nel regolamento CE n. 142/2011)
 - ✓ stallatico: escrementi e/o urina di animali, guano non mineralizzato;
 - ✓ tubo digerente e suo contenuto;
 - ✓ farine di carne e d'ossa;
 - ✓ sottoprodotti di origine animale raccolti nell'ambito del trattamento delle acque reflue a norma delle misure di attuazione adottate conformemente all'articolo 27, primo comma, lettera c):
 - da stabilimenti o impianti che trasformano materiali di categoria 2; o
 - da macelli diversi da quelli disciplinati dall'articolo 8, lettera e);

- Tutti i sottoprodotti classificati di categoria 1 ed elencati all'articolo 8 del regolamento CE n. 1069/2009 (con specifiche di utilizzo previste nel regolamento stesso e nel regolamento CE n. 142/2011).

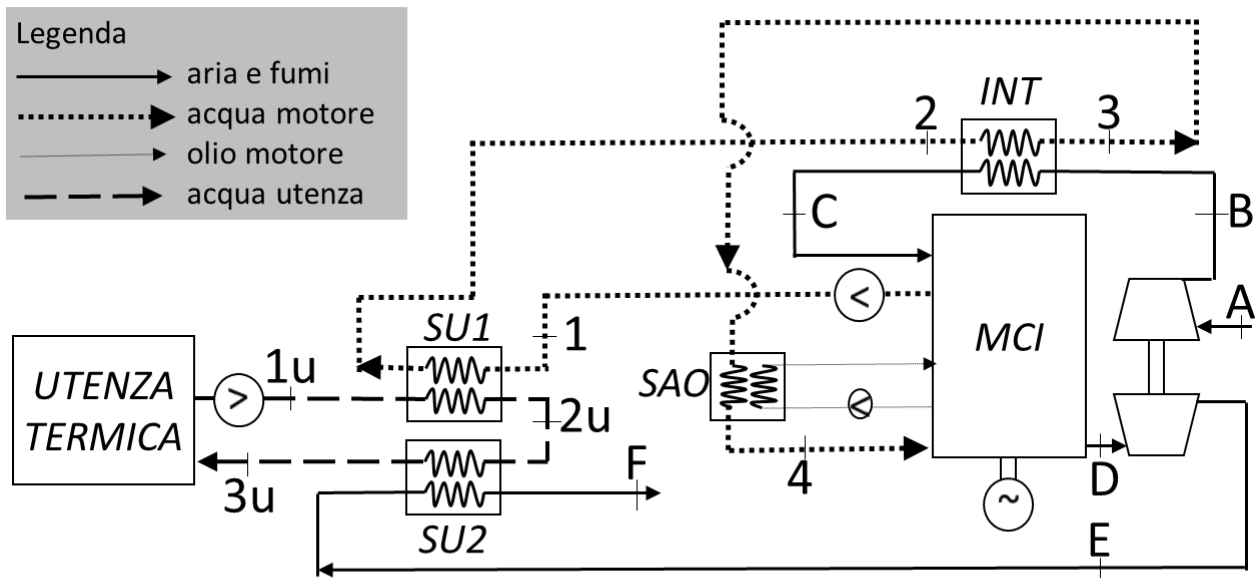
2. Sottoprodotti provenienti da attività agricola, di allevamento, dalla gestione del verde e da attività forestale

- effluenti zootecnici;
- paglia;
- pula;
- stocchi;
- fieni e trucioli da lettiera.
- residui di campo delle aziende agricole;
- sottoprodotti derivati dall'espianto;
- sottoprodotti derivati dalla lavorazione dei prodotti forestali;
- sottoprodotti derivati dalla gestione del bosco;
- potature, ramaglie e residui dalla manutenzione del verde pubblico e privato.

3. Sottoprodotti provenienti da attività alimentari ed agroindustriali

- sottoprodotti della trasformazione del pomodoro: buccette, bacche fuori misura;
- sottoprodotti della trasformazione dell'uva: vinacce, graspi;
- sottoprodotti della trasformazione della frutta: condizionamento, sbucciatura, detorsolatura, pastazzo di agrumi, spremitura di pere, mele, pesche, noccioli, gusci;
- sottoprodotti della trasformazione di ortaggi vari: condizionamento, sbucciatura, confezionamento;

...OMISSIS...



È dato un impianto per produzione e di energia elettrica e acqua calda. L'alternatore è mosso da un motore a combustione interna turbocompresso e interrefrigerato. L'aria ambiente viene compressa partendo dalle condizioni $P_A = 1 \text{ bar}$ e $T_A = 20^\circ\text{C}$; dopo la compressione viene raffreddata attraverso lo scambiatore aria-acqua *INT* ed entra nel motore, facendo da comburente. I fumi di uscita espandono in turbina e, dopo essere passati attraverso lo scambiatore ad alta temperatura *SU2*, escono dal camino a pressione atmosferica ($P_F = 1 \text{ bar}$). L'acqua di refrigerazione, una volta uscita dal motore, passa prima attraverso lo scambiatore a bassa temperatura *SU1*, poi attraverso l'intercooler *INT* e infine attraverso lo scambiatore acqua-olio *SAO*, dove raffredda l'olio, per tornare di nuovo all'interno del motore. L'acqua dell'utenza termica passa in serie per gli scambiatori *SU1* (acqua-acqua) e *SU2* (acqua-fumi). Si trascurino le perdite di carico nei condotti e le variazioni di temperatura dei fluidi in uscita dai circolatori; si considerino inoltre uguali i calori specifici dell'acqua motore e dell'acqua dell'utenza termica.

Il candidato determini, in base ai dati sotto riportati e giustificando eventuali ipotesi di lavoro, quanto segue:

- Temperatura e pressione di ciascun punto del circuito aria-fumi (A, B, C, D, E, F)
- Rendimento elettrico (considerando sia l'efficienza del motore, sia quella di conversione meccanico-elettrica), rendimento termico, rendimento globale di cogenerazione
- Portata di combustibile, portata di aria e consumo specifico di combustibile
- Portata di acqua motore
- Portata di acqua calda che alimenta l'utenza termica
- Potenze termiche lato acqua utenza allo scambiatore *SU1* e allo scambiatore *SU2*
- Temperatura di ciascun punto del circuito acqua motore (1, 2, 3, 4)
- Temperatura del circuito utenza termica tra i due scambiatori T2u

- Dimensionare lo scambiatore acqua-aria *INT* in controcorrente, ipotizzando una tipologia a fasci tubieri e mantello con tubi in acciaio (acqua lato tubi); in particolare, determinare il numero di tubi e la loro lunghezza

Dati:

- Potenza elettrica ottenuta $W_{EI} = 800 \text{ kW}$
- Rapporto di compressione $\beta_C = 2$
- Rapporto di espansione $\beta_T = 2$
- Combustibile: metano
- Combustione in eccesso d'aria: $\lambda = 1.28$
- Gas combusti con costante $R_{Exh} = 293 \text{ JKg}^{-1}\text{K}^{-1}$ e rapporto fra calori specifici $k_{Exh} = 1.3$ (si assumano R_F e K_F costanti con la temperatura)
- Rendimento isoentropico di compressione $\eta_{is,C} = 0.80$
- Rendimento isoentropico di espansione $\eta_{is,T} = 0.80$
- Rendimento dell'alternatore $\eta_{Alt} = 0.96$
- Rendimento di trasmissione motore - alternatore $\eta_T = 0.93$
- Rendimento del motore a combustione interna $\eta_{MCI} = 0.32$
- Indice elettrico E.I. = 70%
- Temperatura fumi uscita turbina $T_E = 550^\circ\text{C}$
- Temperatura fumi al camino $T_F = 120^\circ\text{C}$
- Temperatura aria uscita intercooler $T_C = 65^\circ\text{C}$
- Portata olio $\dot{m}_O = 2 \text{ kg/s}$
- Salto termico dell'olio allo scambiatore $\Delta T_O = 15^\circ\text{C}$
- Rendimento di scambio termico agli scambiatori delle utenze: $\eta_{SU1} = 80\%$, $\eta_{SU2} = 75\%$
- Si considerino unitari i rendimenti di scambio termico all'intercooler e allo scambiatore acqua-olio
- Temperatura acqua uscita motore $T_1 = 95^\circ\text{C}$
- Temperatura acqua motore ingresso intercooler $T_2 = 60^\circ\text{C}$
- Temperatura acqua utenza ingresso scambiatore *SU1* $T_{1u} = 55^\circ\text{C}$
- Temperatura acqua utenza uscita scambiatore *SU2* $T_{3u} = 85^\circ\text{C}$

Dati dimensionamento scambiatore INT

- Velocità acqua nei tubi $v = 2 \text{ m/s}$
- Coefficiente di convezione acqua-parete: $2000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
- Coefficiente di convezione gas – parete: $100 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
- Conducibilità termica acciaio: $54 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
- Diametro interno tubi: 10 mm
- Spessore tubi: 0.5 mm

TEMA 3

Il candidato dimensiona un impianto di condizionamento alimentato da fonti energetiche rinnovabili, a tutt'aria con ricircolo per un ufficio open-space destinato a call center e situato nella provincia di Genova.

Per l'aria esterna si assumano le seguenti condizioni termo-igrometriche di progetto:
 inverno: temperatura = 0°C ; umidità relativa = 65%;

estate: temperatura = 34 °C; umidità relativa = 50%.

Si assumano valori adeguati per le condizioni termo-igrometriche dell'aria interna.

L'ambiente ha altezza pari a 3.0 m e pianta rettangolare con lati di 30 m x 15 m ed è situato al piano terra.

L'ufficio viene popolato tutti i giorni in orario lavorativo da circa 15 impiegati contemporaneamente, esclusi i week-end ed i giorni festivi; per i ricambi d'aria necessari si assuma il valore di 40 m³/h persona.

Le pareti esterne perimetrali sono dotate di finestre a nastro di superficie complessiva pari a circa 40 m²; la trasmittanza degli infissi è pari a 5 W/m² K, considerando inclusa la resistenza termica dei sistemi di oscuramento.

Le pareti perimetrali presentano stratigrafie interna (i) ed esterna (e) per le quali si assumano i valori di trasmittanza strato interno $U_i = 7.7$ W/m² K e trasmittanza strato esterno $U_e = 25$ W/m² K. La trasmittanza del solaio interpiano superiore è di 0.75 W/m² K.

Per quanto riguarda le dispersioni di calore attraverso il terreno, i ponti termici e le perdite per infiltrazioni e ventilazione, si assuma una maggiorazione, espressa in %, opportuna rispetto al carico termico totale sia in estate sia in inverno.

Assumendo valori ragionevoli per tutti i parametri non esplicitamente assegnati, il candidato:

- a) determini il carico termico totale, in estate e in inverno, nelle condizioni più gravose: si assuma che il carico termico di ciascuna persona sia pari a 64 W in estate e 81 W in inverno e si consideri che all'interno dell'ambiente sono presenti ulteriori sorgenti di calore, oltre alle persone, che sviluppano 3 kW;
- b) descriva e disegni i trattamenti estivo e invernale dell'aria sul diagramma psicrometrico riportato in ALLEGATO indicando anche le relative condizioni di miscelazione aria esterna-aria di ricircolo, con particolare attenzione al caso invernale;
- c) determini la portata d'aria totale dell'impianto di condizionamento;
- d) determini la potenzialità della batteria di pre-riscaldamento, di quella di raffreddamento e di quella di post-riscaldamento e la portata d'acqua dell'umidificatore adiabatico;
- e) scelga un generatore di calore opportuno a servizio dell'impianto, ne determini la potenzialità e fornisca una stima approssimata del consumo annuo di combustibile.
- f) determini la potenzialità di una macchina frigorifera a compressione a servizio dell'impianto;
- g) disegni e spieghi lo schema di un impianto di condizionamento a tutt'aria con ricircolo, completo del sistema di regolazione a punto fisso;
- h) indichi possibili interventi finalizzati al risparmio energetico.

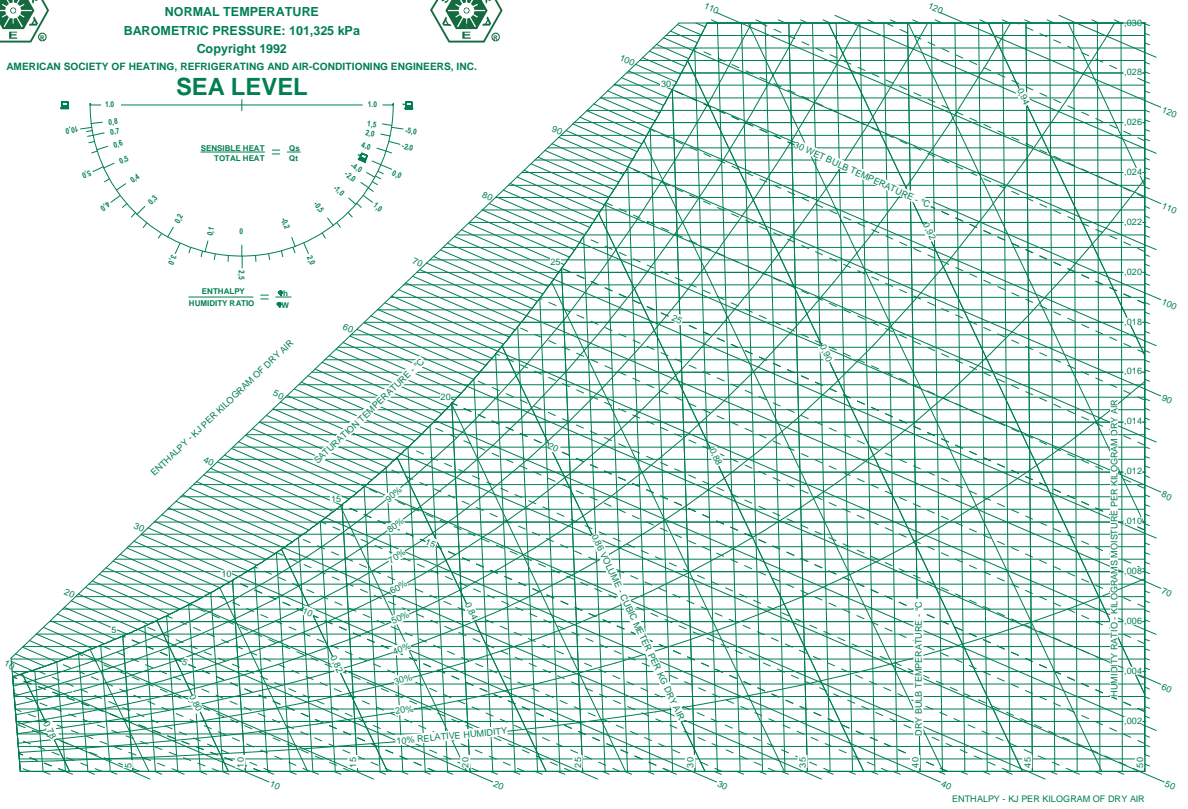
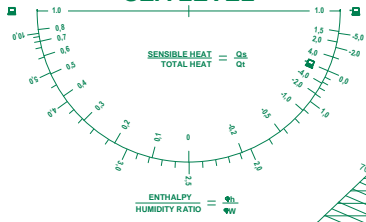


ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO.1

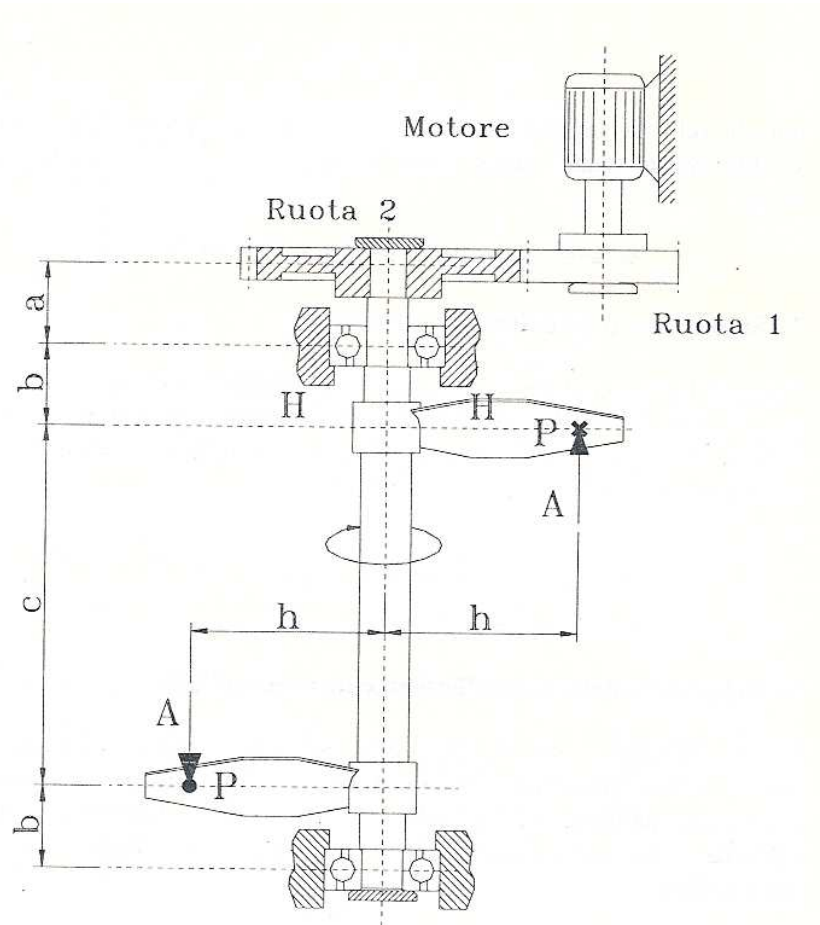
NORMAL TEMPERATURE
BAROMETRIC PRESSURE: 101,325 kPa

Copyright 1992

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.



TEMA 1



In figura è rappresentato schematicamente un mescolatore mosso da una trasmissione a ruote dentate cilindriche a denti dritti e con calettate due palette su ciascuna delle quali agisce una spinta tangenziale **P** (normale al piano di rappresentazione del mescolatore) ed una spinta assiale **A** applicate ad un distanza **h** dall'asse di rotazione.

Si richiede al candidato:

1. il calcolo della potenza richiesta al motore;
2. il calcolo delle spinte trasmesse dalle ruote dentate
3. il dimensionamento e la verifica di resistenza a fatica dell'albero
4. il dimensionamento della calettatura delle palette all'albero (scegliere arbitrariamente la tipologia di calettatura)

Dati:

Dimensioni lineari albero intermedio:	$a = 100 \text{ mm}; b = 100 \text{ mm}; c = 500 \text{ mm}$
Velocità angolare albero	$\omega = 5 \text{ rad/s}$
Forze di reazione del fluido	$P = 1500 \text{ N}$
	$A = 1000 \text{ N}$
Distanza del punto di applicazione delle forze	$h = 250 \text{ mm}$
Materiale dell'albero:	$\sigma_{ut} = 600 \text{ Mpa}$ (tensione di rottura)
	$\sigma_y = 520 \text{ Mpa}$ (tensione di

Ruote dentate

snervamento)

$m = 5 \text{ mm}$; $z_1 = 21$; $z_2 = 50$

TEMA2

Il candidato dimensiona un impianto di condizionamento a tutt'aria con ricircolo per un ufficio open-space destinato a call center e situato nella provincia di Teramo.

Per l'aria esterna si assumano le seguenti condizioni termo-igrometriche di progetto:

- inverno: temperatura = 0°C ; umidità relativa = 65%;
- estate: temperatura = 32°C ; umidità relativa = 60%.

Si assumano valori adeguati per le condizioni termo-igrometriche dell'aria interna.

L'ambiente ha altezza pari a 3.0 m e pianta rettangolare con lati di 30 m x 15 m ed è situato al piano terra.

L'ufficio viene popolato tutti i giorni in orario lavorativo da circa 15 impiegati contemporaneamente, esclusi i week-end ed i giorni festivi; per i ricambi d'aria necessari si assuma il valore di $40 \text{ m}^3/\text{h}$ persona.

Le pareti esterne perimetrali sono dotate di finestre a nastro di superficie complessiva pari a circa 40 m^2 ; la trasmittanza degli infissi è pari a $5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, considerando inclusa la resistenza termica dei sistemi di oscuramento.

Le pareti perimetrali presentano stratigrafie interna (i) ed esterna (e) per le quali si assumano i valori di trasmittanza strato interno $U_i = 7.7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ e trasmittanza strato esterno $U_e = 25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. La trasmittanza del solaio interpiano superiore è di $0.75 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Per quanto riguarda le dispersioni di calore attraverso il terreno, i ponti termici e le perdite per infiltrazioni e ventilazione, si assuma una maggiorazione, espressa in %, opportuna rispetto al carico termico totale sia in estate sia in inverno.

Assumendo valori ragionevoli per tutti i parametri non esplicitamente assegnati, il candidato:

- a) determini il carico termico totale, in estate e in inverno, nelle condizioni più gravose: si assuma che il carico termico di ciascuna persona sia pari a 64 W in estate e 81 W in inverno e si consideri che all'interno dell'ambiente sono presenti ulteriori sorgenti di calore, oltre alle persone, che sviluppano 3 kW ;
- b) descriva e disegni i trattamenti estivo e invernale dell'aria sul diagramma psicrometrico riportato in ALLEGATO indicando anche le relative condizioni di miscelazione aria esterna-aria di ricircolo, con particolare attenzione al caso invernale;
- c) determini la portata d'aria totale dell'impianto di condizionamento;
- d) determini la potenzialità della batteria di pre-riscaldamento, di quella di raffreddamento e di quella di post-riscaldamento e la portata d'acqua dell'umidificatore adiabatico;
- e) scelga un generatore di calore opportuno a servizio dell'impianto, ne determini la potenzialità e fornisca una stima approssimata del consumo annuo di combustibile.
- f) determini la potenzialità di una macchina frigorifera a compressione a servizio dell'impianto;
- g) disegni e spieghi lo schema di un impianto di condizionamento a tutt'aria con ricircolo, completo del sistema di regolazione a punto fisso;
- h) indichi possibili interventi finalizzati al risparmio energetico.

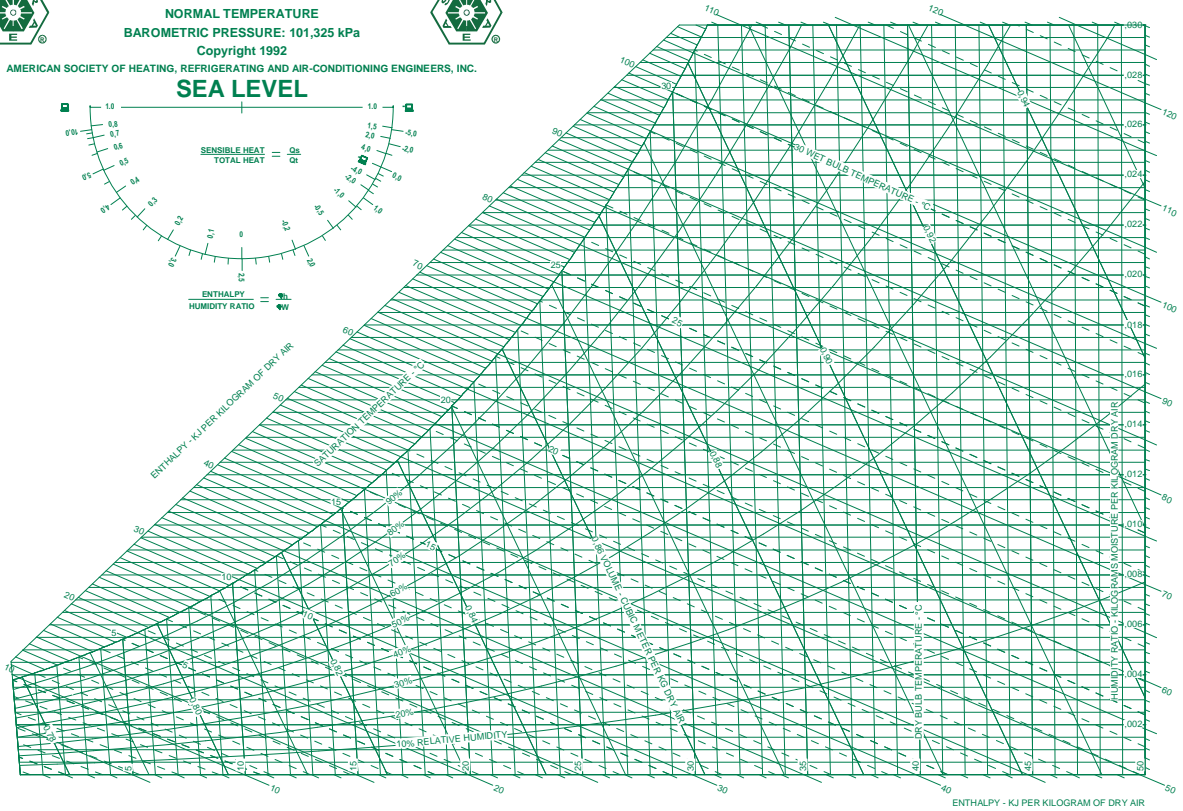
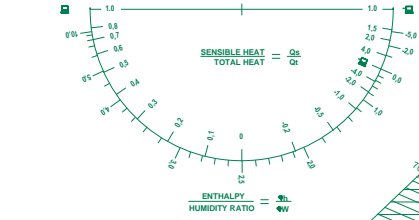


ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO.1
NORMAL TEMPERATURE
BAROMETRIC PRESSURE: 101,325 kPa
Copyright 1992

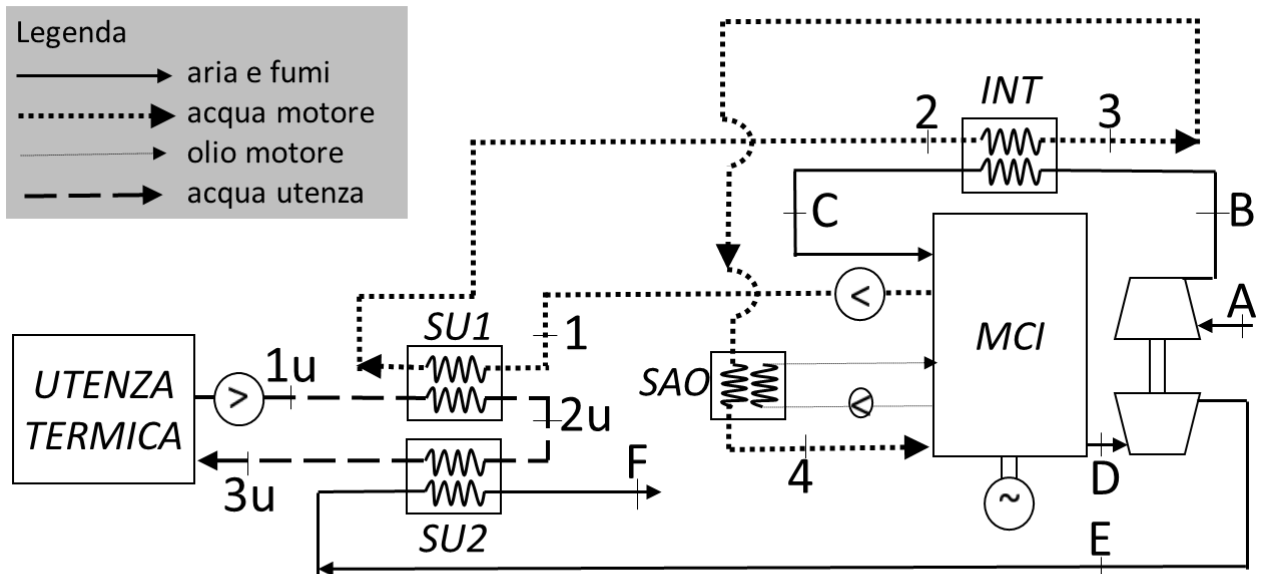


AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.

SEA LEVEL



TEMA3



È dato un impianto per produzione congiunta di energia elettrica e acqua calda. L'alternatore è mosso da un motore a combustione interna turbocompresso e interrefrigerato. L'aria ambiente viene compressa partendo dalle condizioni $P_A = 1 \text{ bar}$ e $T_A = 20^\circ\text{C}$; dopo la compressione viene raffreddata attraverso lo scambiatore aria-acqua *INT* ed entra nel motore, facendo da comburente. I fumi di uscita espandono in turbina e, dopo essere passati attraverso lo scambiatore ad alta temperatura *SU2*, escono dal camino a pressione atmosferica ($P_F = 1 \text{ bar}$). L'acqua di refrigerazione, una volta uscita dal motore, passa prima attraverso lo scambiatore a bassa temperatura *SU1*, poi attraverso l'intercooler *INT* e infine attraverso lo scambiatore acqua-olio *SAO*, dove raffredda l'olio, per tornare di nuovo all'interno del motore. L'acqua dell'utenza termica passa in serie per gli scambiatori *SU1* (acqua-acqua) e *SU2* (acqua-fumi).

Si trascurino le perdite di carico nei condotti e le variazioni di temperatura dei fluidi in uscita dai circolatori; si considerino inoltre uguali i calori specifici dell'acqua motore e dell'acqua dell'utenza termica.

Il candidato determini, in base ai dati sotto riportati e giustificando eventuali ipotesi di lavoro, quanto segue:

- Temperatura e pressione di ciascun punto del circuito aria-fumi (A, B, C, D, E, F)
- Rendimento elettrico (considerando sia l'efficienza del motore, sia quella di conversione meccanico-elettrica), rendimento termico, rendimento globale di cogenerazione
- Portata di combustibile, portata di aria e consumo specifico di combustibile
- Portata di acqua motore
- Portata di acqua calda che alimenta l'utenza termica
- Potenze termiche lato acqua utenza allo scambiatore *SU1* e allo scambiatore *SU2*
- Temperatura di ciascun punto del circuito acqua motore (1, 2, 3, 4)
- Temperatura del circuito utenza termica tra i due scambiatori T2u
- Velocità di rotazione del turbocompressore

Dati

- Potenza elettrica ottenuta $W_{El} = 800 \text{ kW}$
- Rapporto di compressione $\beta_C = 2$
- Rapporto di espansione $\beta_T = 2$
- Combustibile: metano
- Combustione in eccesso d'aria: $\lambda = 1.28$
- Gas combusti con costante $R_{Exh} = 293 \text{ JKg}^{-1}\text{K}^{-1}$ e rapporto fra calori specifici $k_{Exh} = 1.3$ (si assumano R_F e K_F costanti con la temperatura)
- Rendimento isoentropico di compressione $\eta_{is,C} = 0.80$
- Rendimento isoentropico di espansione $\eta_{is,T} = 0.80$
- Rendimento dell'alternatore $\eta_{Alt} = 0.96$
- Rendimento di trasmissione motore - alternatore $\eta_T = 0.93$
- Rendimento del motore a combustione interna $\eta_{MCI} = 0.32$
- Indice elettrico E.I. = 70%
- Temperatura fumi uscita turbina $T_E = 550^\circ\text{C}$
- Temperatura fumi al camino $T_F = 120^\circ\text{C}$
- Temperatura aria uscita intercooler $T_C = 65^\circ\text{C}$
- Portata olio $\dot{m}_O = 2 \text{ kg/s}$
- Salto termico dell'olio allo scambiatore $\Delta T_O = 15^\circ\text{C}$
- Rendimento di scambio termico agli scambiatori delle utenze: $\eta_{SU1} = 80\%$, $\eta_{SU2} = 75\%$
- Si considerino unitari i rendimenti di scambio termico all'intercooler e allo scambiatore acqua-olio
- Temperatura acqua uscita motore $T_1 = 95^\circ\text{C}$
- Temperatura acqua motore ingresso intercooler $T_2 = 60^\circ\text{C}$
- Temperatura acqua utenza ingresso scambiatore *SU1* $T_{1u} = 55^\circ\text{C}$
- Temperatura acqua utenza uscita scambiatore *SU2* $T_{3u} = 85^\circ\text{C}$
- Turbina costituita da un unico stadio con grado di reazione $R = 0.5$ e angolo di attacco rispetto alla direzione assiale $\alpha_1 = 65^\circ$