

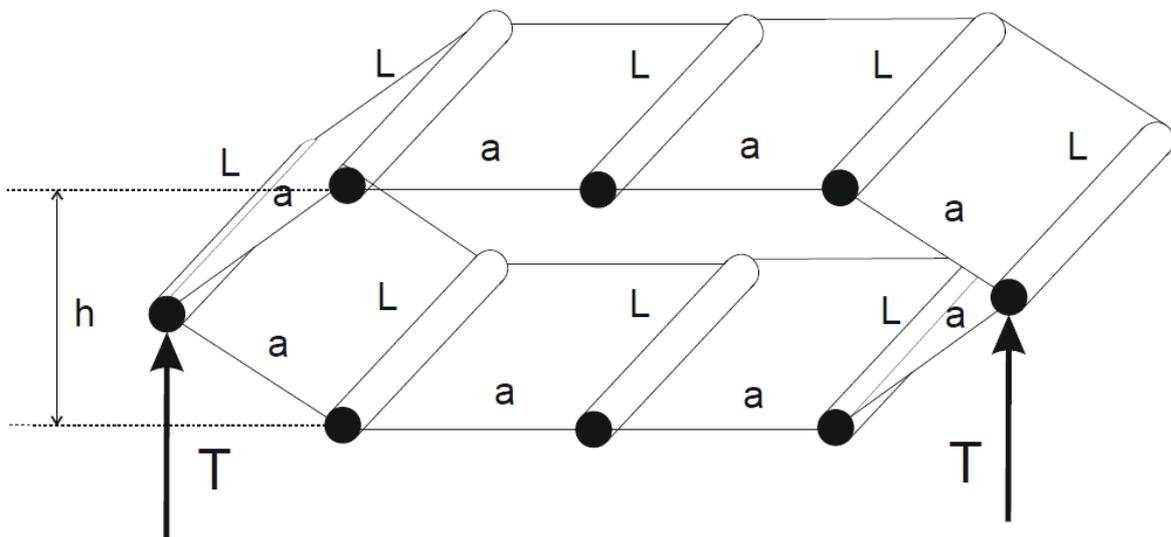
POLITECNICO DI TORINO
ESAMI DI STATO PER L'ABILITAZIONE ALL'ESERCIZIO DELLA PROFESSIONE
DI INGEGNERE INDUSTRIALE

Il Sessione 2014 - Sezione A
Settore Industriale

Prova pratica del 22 dicembre 2014

Il candidato, sulla base degli studi, delle esperienze e degli approfondimenti condotti, svolga una delle seguenti prove (indicare sulla busta il numero del tema svolto).

Tema n. 1



Il cassone alare proposto in figura è ipotizzato incastrato in corrispondenza della centina posteriore e libero in corrispondenza di quella anteriore di carico. Esso è composto da 8 correnti (area A uguale per ciascuna sezione) e 8 pannelli, e ha dimensione $L=250\text{mm}$ (lunghezza ciascun corrente), $a=200$ (distanza tra i correnti lungo un lato del pannello) e $h=a$ (altezza del cassone). Ciascuna forza T è pari a 1000 N .

- (1) Si effettui un'analisi del cassone alare con il metodo della trave a semiguscio evidenziando i flussi nei pannelli e le tensioni nei correnti.
- (2) Si scelga un'opportuna lega di alluminio e, ipotizzando delle geometrie plausibili per ciascun corrente (è consigliabile utilizzare delle forme a L o a T) e gli spessori s dei pannelli, si effettuino le opportune verifiche a snervamento e a instabilità per correnti e pannelli.
- (3) Ripetere l'analisi di cui al punto (1) con il metodo del semiguscio puro.
- (4) Calcolare l'innalzamento del cassone in corrispondenza della centina anteriore di carico.

Tema n. 2

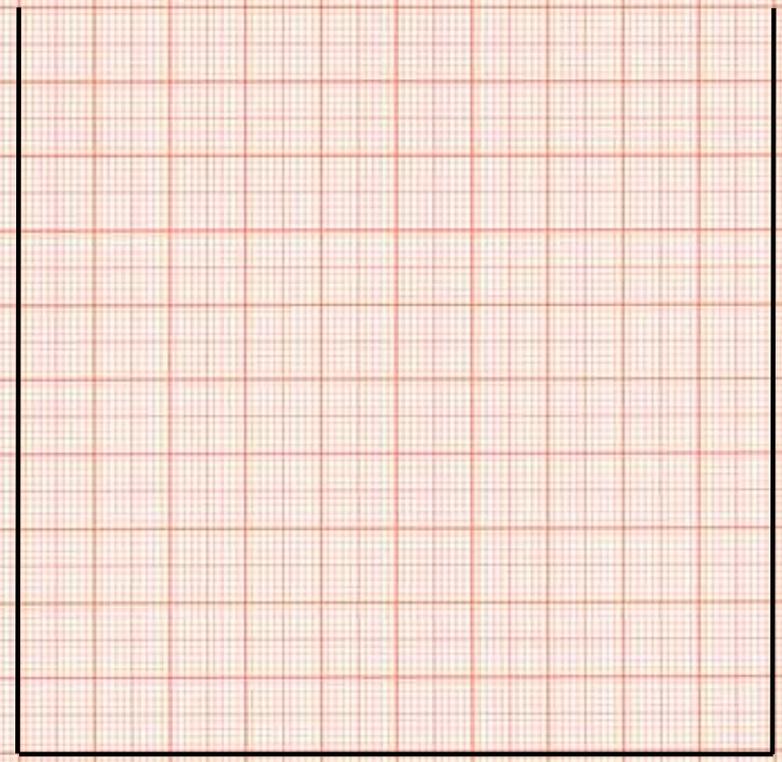
Il candidato elenchi, definisca e descriva le principali proprietà termiche dei materiali, indicando, per ciascuna di esse, le grandezze che la rappresentano e le relazioni che la descrivono.

Il candidato spieghi inoltre la correlazione fra la proprietà osservabile macroscopicamente e i fenomeni che avvengono nel solido a livello atomico durante una sollecitazione di tipo termico.

Scegliendo a piacere le temperature caratteristiche, si tracci un diagramma di stato a due componenti (A, B) caratterizzato da:

- miscibilità totale allo stato liquido
- miscibilità parziale allo stato solido
- presenza di un composto intermedio a fusione congruente
- presenza di due eutettici

Descrivere un percorso di raffreddamento che includa una trasformazione eutettica definendo in almeno tre punti diversi lo stato del sistema (numero e tipologia delle fasi presenti, composizione chimica delle fasi, quantità relative delle fasi, grado di varianza).



$\%_{\text{at B}}$

Tema n. 3 vedi allegati dopo l'ultimo tema

OTTIMIZZAZIONE DEL PROGETTO DI UNO SCAMBIATORE DI CALORE A FASCIO TUBIERO

Un gas sotto pressione con le proprietà equivalenti all'aria deve essere raffreddato da 150°F a 100°F. L'acqua di raffreddamento è disponibile a 70°F. Sulla base delle specifiche sotto indicate determinare per uno scambiatore in grado di gestire una portata di gas pari a: 20000 lb/h:

1. la lunghezza dei tubi
2. il numero di tubi
3. i costi di installazione

Caratteristiche dello scambiatore

- a. fascio tubiero con setti trasversali
- b. Acqua lato mantello
- c. Flusso in controcorrente, one-pass
- d. Diametri dei tubi: OD=1.0 in; ID= 0.782. Con OD diametro esterno e ID diametro interno.
- e. I tubi hanno disposizione a triangolo con passo 15/16

Si assuma per il valore $b_0 = 0.23 + \frac{0.11}{(x_T - 1)^{1.08}}$ con $x_T = 1.25$

Costi

- f. I costi di installazione sono pari al 15% del costo di acquisto
- g. Il costo annuale di gestione (manutenzione inclusa) è pari al 20% dei costi di installazione
- h. I costi dell'acqua di raffreddamento (esclusi i costi di pompaggio) sono di 0.009\$ ogni 1000 lb.
- i. I costi dell'energia per il passaggio dell'acqua e del gas attraverso lo scambiatore ammontano complessivamente a 0,04\$/kWh
- j. Per le apparecchiature si considerino i costi riportati in Figura 15-13.

Generali

- a. La pressione media assoluta nello scambiatore è 10 atm
- b. L'unità funziona per 7000 h/anno
- c. Nel calcolo delle perdite di carico B_i può essere assunto come 1.2 e B_o può essere assunto pari al numero degli attraversamenti dei tubi, una volta che il numero dei setti è stato ottimizzato
- d. Il fattore di sicurezza F_s per il film esterno può essere assunto come 1.3
- e. Il "fouling coefficient" per l'acqua di raffreddamento h_{d0} è 1500 Btu/h ft² °F; per il gas h_{di} = 2000 Btu/h ft² °F
- f. Nelle condizioni ottimali, il flusso sia lato tubi sia lato mantello è turbolento
- g. Il Fattore $NrNc/Nt$ può essere assunto pari a 1

Note

Nello sviluppo del progetto si inizi ipotizzando le seguenti grandezze (da verificare al termine del progetto):

Temperatura di uscita dell'acqua=110°F

Δt medio attraverso il film di acqua di raffreddamento = 10% Δt_{tot}

Δt medio attraverso il film di aria = 80% Δt_{tot}

Costo di acquisto per ft² al di fuori dell'area di scambio termico: 34\$

Tutti i diametri nelle formule sono da esprimersi in [ft]

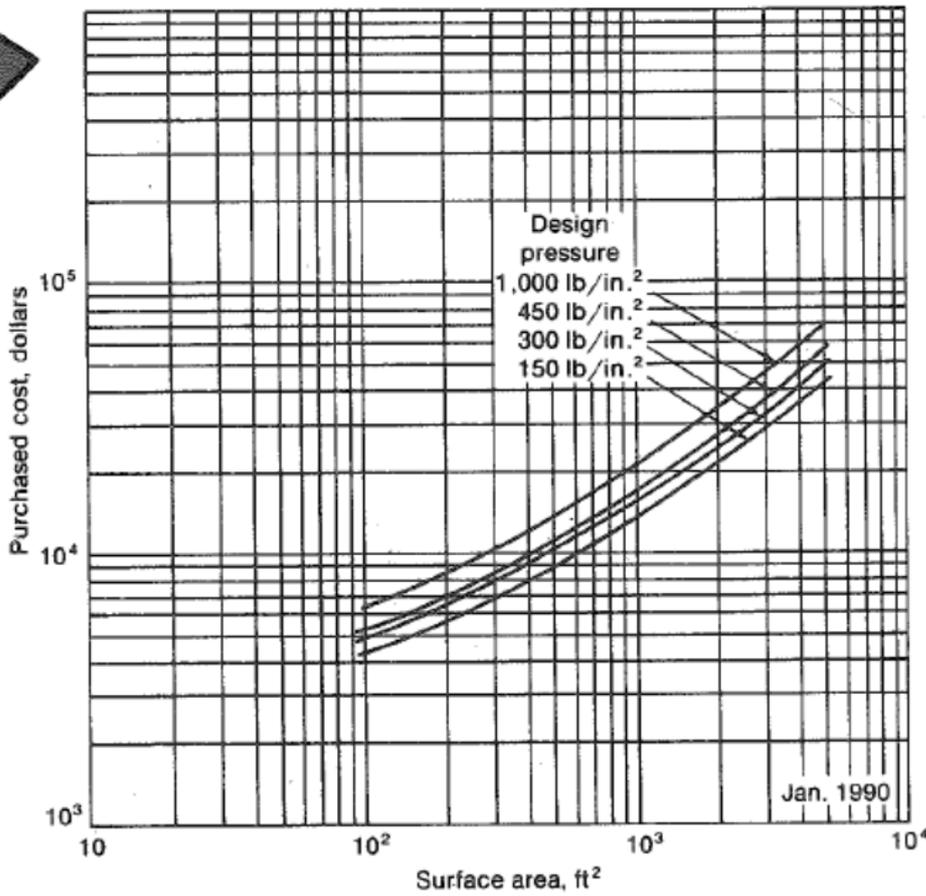
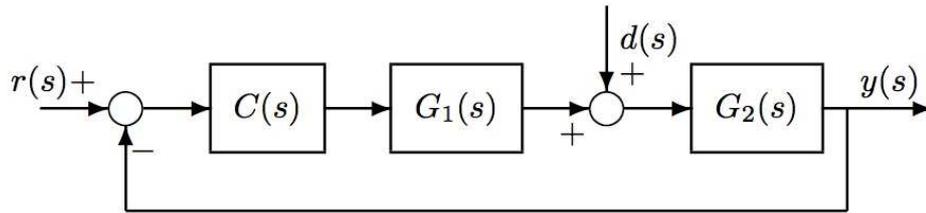


FIGURE 15-13 Floating-head heat exchangers with $\frac{3}{4}$ -in. OD \times 1-in. square pitch and 16-ft bundles of carbon-steel construction.

Tema n. 4

Un sistema fisico può essere modellizzato in modo adeguato con lo schema riportato nella figura seguente.



Le funzioni di trasferimento dei blocchi sono:

$$G_1 = \frac{2}{(s+4)}$$

$$G_2 = \frac{500}{(s+70)}$$

Con il committente si è definito che le specifiche del sistema di controllo siano:

- Uscita di regime permanente nulla per un disturbo d costante.
- Errore di velocità minore o uguale allo 0,5%.
- Errore di regime permanente per ingressi sinusoidali di pulsazione $\omega \leq 1$ rad/s, minore o uguale al 2%.
- Ingressi sinusoidali a pulsazione $\omega \geq 290$ rad/s, attenuati sotto allo 0,8%.
- Margine di fase maggiore o uguale a 45° .

Si chiede di:

1. Progettare un controllo che soddisfi le richieste.
2. Discutere la possibilità di scegliere, tra le varie soluzioni che soddisfano alle specifiche, quella che ottimizza le prestazioni del sistema secondo un criterio scelto dal candidato. Il criterio deve essere chiaramente indicato e motivato.
3. Indicare come tale sistema di controllo potrebbe essere realizzato con tecnica digitale. In questo caso indicare chiaramente i criteri con cui scegliere il passo di campionamento.

Tema n. 5

Si consideri un impianto elettrico a servizio di un sito minerario.

Il sito minerario ha sostanzialmente uno sviluppo di circa 800 m in profondità rispetto al piano di campagna (quota di riferimento 0,0m) e dal pozzo di calata principale sono ricavate gallerie, con andamento pressoché orizzontale, con le seguenti caratteristiche principali:

- quota -200,0 m sviluppo circa 1.000 m
- quota -400,0 m sviluppo circa 800 m
- quota -800,0 m sviluppo circa 700 m.

L'alimentazione elettrica del sito minerario avviene direttamente in cabina di consegna/misura di proprietà del cliente con le seguenti caratteristiche:

- $V_n = 20$ kV trifase; neutro isolato
- $P_{cc} = 500$ MVA
- $I_g = 120$ A (corrente di guasto verso terra lato MT – dichiarata da Ente Erogatore)
- $t = 0,5$ s (tempo di eliminazione del guasto verso terra– dichiarato da Ente Erogatore)

Il candidato, sulla base degli studi e degli approfondimenti condotti, effettui le stime e le assunzioni necessarie e proceda:

- al dimensionamento della cabina di consegna/misura,
- al dimensionamento della/delle cabina/cabine di trasformazione,
- al dimensionamento dei componenti lato 20 kV;
- al dimensionamento dei quadri generali lato 400 V della/delle cabina/cabine di trasformazione;
- al dimensionamento dell'impianto di terra;
- al dimensionamento degli impianti elettrici di illuminazione e forza motrice che si ritengono necessari per il funzionamento di un sito minerario; N.B. sia in superficie che in galleria;
- all'illustrazione in dettaglio della scelta dei componenti da adottare per la realizzazione degli impianti elettrici nelle gallerie.

Il Candidato illustri nel dettaglio le problematiche affrontate e le scelte tecnico-economiche operate, con particolare riferimento alla sicurezza, citando comunque i riferimenti normativi e legislativi applicabili ai diversi casi; si consiglia di organizzare il lavoro predisponendo relazione tecnica e schemi a blocchi e unifilari, per meglio illustrare e dettagliare le scelte progettuali compiute.

Tutti gli elaborati prodotti dovranno essere stilati in forma chiara ed ordinata.

Tema n. 6

Un componente di una centrale termoelettrica è il generatore di vapore, del quale si riporta in figura 1 uno schema semplificato.

È un apparecchio a tubi d'acqua, alimentato a gas naturale (CH_4), nel quale sono evidenziati il surriscaldatore S, l'economizzatore E, il preriscaldatore d'aria P_{RE} e il camino.

Per quanto riguarda la fornitura del combustibile, la centrale termica è collegata ad un metanodotto nel quale il gas naturale si trova alla pressione di 25 bar.

Il dispositivo indicato in figura 2 ha la funzione di surriscaldare, elettricamente, il combustibile, dalla temperatura di 10°C alla temperatura di 90°C , per evitare che possa congelare dopo l'espansione che dovrà subire prima del suo utilizzo nel generatore di vapore.

Sono noti i seguenti dati:

- la pressione del vapore surriscaldato $p = 50 \text{ bar}$
- la temperatura del vapore surriscaldato $t = 500^\circ \text{C}$
- la temperatura dell'acqua di alimento $t = 120^\circ \text{C}$
- la pressione al condensatore $p = 2 \text{ bar}$
- la portata di gas naturale $\dot{m}_c = 550 \text{ kg/h}$

Dall'analisi dei prodotti della combustione, effettuata in condizioni di regime permanente, sono stati ottenuti i seguenti dati:

- concentrazione di anidride carbonica $\text{CO}_2 = 10\%$
- concentrazione di ossigeno $\text{O}_2 = 3\%$
- concentrazione di ossido di carbonio $\text{CO} = 100 \text{ ppm}$

Sono state inoltre misurate le seguenti temperature:

- temperatura dei fumi all'ingresso dell'economizzatore $t_e = 400^\circ \text{C}$
- temperatura dei fumi all'ingresso del preriscaldatore $t_{pr} = 220^\circ \text{C}$
- temperatura dei fumi alla base del camino $t_f = 160^\circ \text{C}$
- temperatura dell'aria ambiente $t_a = 20^\circ \text{C}$

Supponendo che la perdita per dispersione (per convezione e irraggiamento) ammonti all'1% valutare la producibilità del generatore di vapore (portata di vapore erogata) \dot{m}_v .

Stimare la potenza elettrica assorbita da ciascuna delle pompe di alimentazione.

Valutare la potenza termica per il surriscaldamento del fluido termovettore, la potenza termica per l'evaporazione, la potenza termica per portare il fluido termovettore dalla condizione di liquido sottoraffreddato a liquido saturo e il contributo fornito dall'economizzatore per quest'ultima trasformazione termodinamica.

Dimensionare l'economizzatore.

Calcolare la temperatura dell'aria comburente a valle del preriscaldatore.

Assumendo che il camino sia in acciaio inossidabile, del tipo doppia parete con interposta lana di vetro avente spessore pari a 2 cm, abbia altezza pari a 40 m, stimarne la sezione e valutare la caduta di temperatura dei fumi per unità di lunghezza.

Con riferimento al dispositivo di surriscaldamento del combustibile (fig. 2),

- dimensionare lo scambiatore di calore costituito da una serpentina (diametro 2") annegata nell'olio diatermico che viene mantenuto alla temperatura di 180°C ;
- dimensionare il vaso di espansione e calcolare la potenza elettrica erogata dal riscaldatore elettrico trascurando le dispersioni termiche del serbatoio;
- fornire una stima della caduta di pressione lungo la serpentina.

Calcolare infine il quantitativo di anidride carbonica rilasciata in atmosfera, in un anno, ipotizzando un periodo di funzionamento, a carico massimo, pari a 5 mila ore/anno.

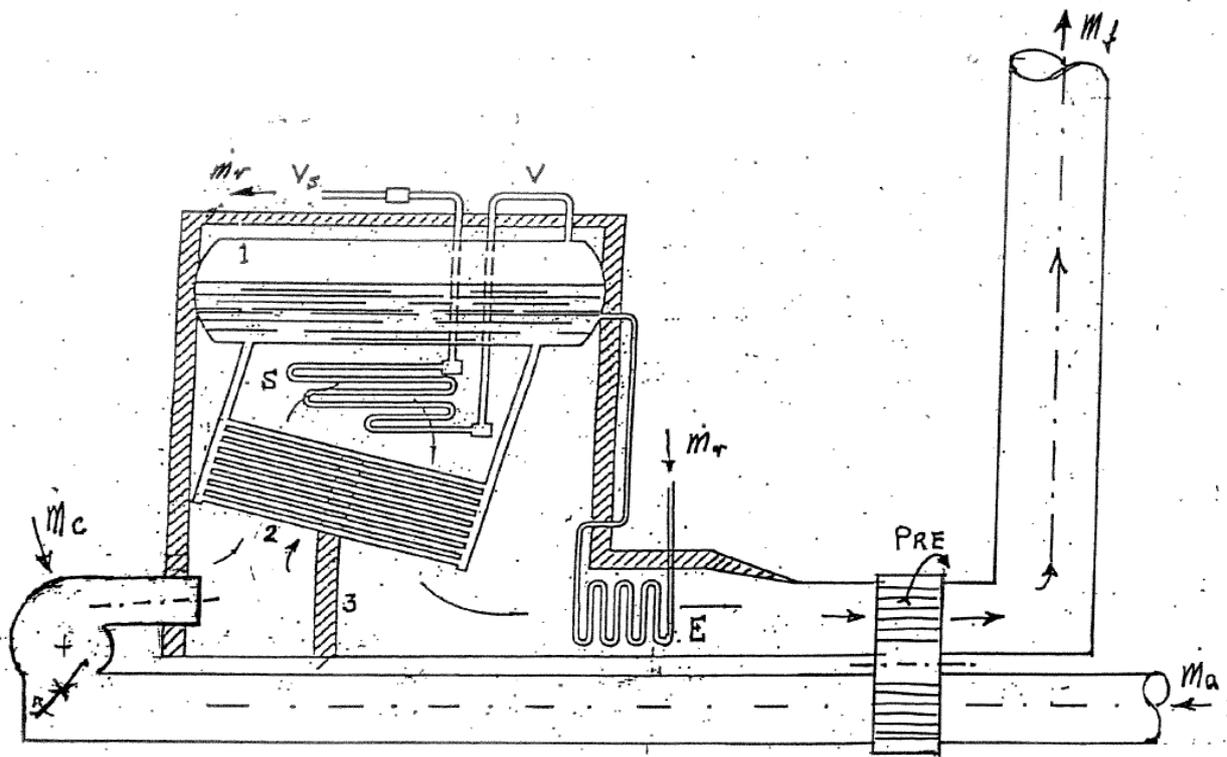


Figura 1

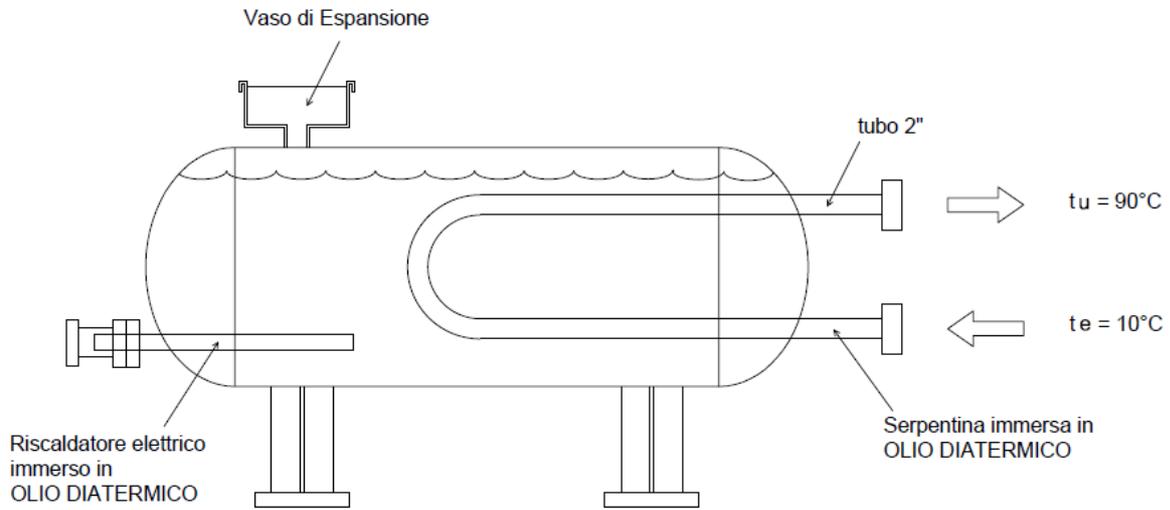


Figura 2

Tema n. 7

Parte A

Il candidato realizzi una completa riclassificazione ed analisi del bilancio in allegato della società Alpha SPA, per l'anno 2013, discutendo in particolare:

- Livello di redditività operativa e complessiva dell'impresa
- Struttura del capitale e solidità patrimoniale
- Composizione dei costi
- Costo del capitale di debito ed *interest coverage ratio*
- Grado di integrazione verticale
- Livelli di liquidità e tempo di recupero del capitale circolante

Inoltre, il candidato ricostruisca, per l'anno 2013, il rendiconto finanziario della società relativo alla gestione operativa.

Parte B

La Beta SPA è una società quotata sul mercato azionario. Sulla base dei rendimenti storici della Beta SPA è possibile stimare per essa una rischiosità sistematica pari a 0,0360. Il portafoglio di mercato ha mostrato in anni recenti un rendimento medio dell'8% ed una varianza pari a 0,0134.

La società Beta ha un EBITDA pari a 16 Milioni di Euro ed ammortamenti di 2 Milioni di Euro.

Il capitale sociale è costituito da 600.000 azioni.

La società ha debiti finanziari costituiti da 25.000 obbligazioni con le seguenti caratteristiche: scadenza tra 2 anni, cedola annuale del 4%, valore di rimborso di 1000 Euro e prezzo attuale di mercato pari a 954,48 Euro.

La società è soggetta ad una aliquota fiscale del 33%.

La curva dei rendimenti a scadenza per titoli privi di rischio è piatta e pari al 3%.

Il candidato risponda ai tre seguenti quesiti:

1. Stimare il price earnings ratio (P/E) della società Beta SPA.
2. Valutare la convenienza economica per la Beta SPA della seguente commessa pluriennale (durata 5 anni):
 - Investimento iniziale pari a 8 milioni di Euro in attrezzature ammortizzabili su 10 anni, che si ipotizza verranno poi cedute al termine della commessa ad un valore di 1,5 milioni di Euro.
 - Ricavi per 3,5 Milioni di Euro l'anno + iva (20%)
 - Assunzione di 5 dipendenti per la sola durata del progetto (costo annuo individuale 50 mila euro)
 - Costi operativi per 0,9 Milioni di Euro anno + iva (20%)
 - L'investimento iniziale è finanziato attraverso una specifica linea di credito su 3 anni per un ammontare pari a 5 milioni di euro con un tasso del 5,5%, rata annuale costante.
3. Si ipotizzi che un azionista della società preferisca ottenere lo stesso rendimento atteso offerto dai titoli della società Beta SPA (prima che essa realizzi l'investimento di cui al punto 2) investendo in un portafoglio efficiente. Come sarà composto e quale sarà la varianza dei rendimenti di tale portafoglio?

Allegato – Bilancio della Alpha SPA

Conto Economico 2013

Dati in migliaia di Euro	Alpha Spa
Ricavi vendite e prestazioni	115376
Var. rimanenze prodotti	-441
Variazione lavori	0
Incrementi di immob.	20
Altri ricavi	239
Contributi in conto esercizio	12
TOT. VAL. DELLA PRODUZIONE	115195
Costi Materie prime e consumo	71520
Costi Servizi	11654
Costi Godimento beni di terzi	6982
Totale costi del personale	10023
Salari e stipendi	7127
Oneri sociali	2428
Tratt. fine rapporto	340
Tratt. di quiescenza	0
Altri costi	128
TFR + quiescenza + altri costi	468
TOT Ammortamenti e svalut.	2029
Amm. Immob. Immat.	748
Amm. Immob. Mat.	1087
Altre svalut. Immob.	0
Amm. e svalut. delle immob.	1836
Svalut. Crediti	193
Variazione mag materie	7056
Accantonamenti per rischi	54
Altri accantonamenti	0
Oneri diversi di gestione	912
TOT COSTI DELLA PRODUZIONE	110231
RISULTATO OPERATIVO	4964
TOTALE PROVENTI E ONERI FINANZIARI	-638
Tot. proventi da partecip.	0
TOT Altri Proventi	259
Da Crediti	0
Da titoli iscr. imm.	0
Da titoli iscr. att.circol.	0
Proventi da Titoli	0
Proventi fin. Diversi	259
TOT Oneri finanziari	672
Utili e perdite su cambi	-226
TOTALE RETTIFICHE ATT. FINANZ.	0
TOT Rivalutazioni	0
Rivalut. di partec.	0
Rivalut. di altre imm. fin.	0

Rivalut. di titoli	0
TOT Svalutazioni	0
Svalut. di partec.	0
Svalut. di altre imm. fin.	0
Svalut. di titoli	0
Proventi Straordinari	127
Plusvalenze	0
Oneri Straordinari	76
Minusvalenze	0
Imposte es. prec.	61
RISULTATO PRIMA DELLE IMPOSTE	4377
Totale Imposte sul reddito correnti, differite e anticipate	1819
Imposte correnti	1873
Imposte differite e anticipate	-53
UTILE/PERDITA DI ESERCIZIO	2557
Numero di Dipendenti	195

Stato patrimoniale - Attivo 2013

ATTIVO 2013	Alpha SPA
CREDITI VERSO SOCI	0
TOTALE IMMOBILIZZAZIONI	24712
TOTALE IMMOB. IMMATERIALI	2074
Costi impianto e ampl.	0
Costi ricerca e pubb.	0
Diritti brevetto ind.	0
Concessioni, licenze	5
Avviamento	0
Imm. in corso	0
Altre immobiliz. Immateriali	2069
TOTALE IMMOB. MATERIALI	5143
Terreni e fabbricati	2496
Impianti	1186
Attrez. Industriali	672
Altri beni	789
Imm. in corso/acconti	0
TOTALE IMMOB. FINANZIARIE	17495
TOT Partecipazioni	10307
Imprese controllate	10305
Imprese collegate	0
Imprese controllanti	0
Altre imprese	1
TOT CREDITI Imm. Fin.	7189
Cred. vs Controllate entro	6526
Cred. vs Controllate oltre	0
Cred. vs Collegate entro	0
Cred. vs Collegate oltre	0
Cred. vs Controllanti entro	0

Cred. vs Controllanti oltre	0
Cred. vs Altri entro	10
Cred. vs Altri oltre	653
CREDITI FIN. A BREVE	6536
CREDITI FIN. A OLTRE	653
Altri titoli	0
Azioni proprie	0
ATTIVO CIRCOLANTE	72987
TOTALE RIMANENZE	20912
Materie prime	12539
Prodotti semilav./in corso	4490
Lavori in corso	0
Prodotti finiti	3883
Acconti	0
TOTALE CREDITI	32818
Cred. vs Clienti entro	24130
Cred. vs Clienti oltre	1098
Cred. vs Controllate entro	670
Cred. vs Controllate oltre	0
Cred. vs Collegate entro	0
Cred. vs Collegate oltre	0
Cred. vs Controllanti entro	0
Cred. vs Controllanti oltre	0
Cred. tributari entro	2294
Cred. tributari oltre	63
Cred. per imposte anticipate entro	173
Cred. per imposte anticipate oltre	4
Cred. verso altri entro	3086
Cred. verso altri oltre	1299
Crediti a breve	30353
Crediti a oltre	2465
TOT. DISPON. LIQUIDE	19257
Depositi bancari	19254
Assegni	0
Denaro in cassa	3
RATEI E RISCONTI	731
TOTALE ATTIVO	98430

Stato patrimoniale - Passivo 2013

Passivo 2013	Alpha SPA
Capitale sociale	22000
Riserva da sovrapprezzo	0
Riserva di rivalutazione	2216
Riserva legale	3407
Riserva statutaria	0
Riserva azioni proprie	0
Altre riserve	23853
Utile/perdita a nuovo	0

Utile/perdita di esercizi	2557
TOTALE PATRIMONIO NETTO	54033
TOTALE FONDI RISCHI	1215
Fondo di Quiescenza	0
Fondo Imposte anche differite	75
Altri Fondi	1140
TRATTAMENTO DI FINE RAPPORTO	2181
TOTALE DEBITI	40298
Obblig.ni entro	0
Obblig.ni oltre	0
Obblig.ni convert. Entro	0
Obblig.ni convert. oltre.	0
Soci per Finanziamenti entro	0
Soci per Finanziamenti oltre	0
Banche entro	5500
Banche oltre	15298
Altri finanziatori entro	0
Altri finanziatori oltre	0
Acconti entro	80
Acconti oltre	0
Fornitori entro	18107
Fornitori oltre	0
Titoli di credito entro	0
Titoli di credito oltre	0
Imprese Controllate entro	0
Imprese Controllate oltre	0
Imprese Collegate entro	0
Imprese Collegate oltre	0
Controllanti entro	0
Controllanti oltre	0
Debiti Tributari entro	402
Debiti Tributari oltre	0
Istituti previdenza entro	442
Istituti previdenza oltre	0
Altri Debiti entro	469
Altri Debiti oltre	0
DEBITI A BREVE	25000
DEBITI A OLTRE	15298
Total debiti entro l'esercizio	25000
Total debiti oltre l'esercizio	15298
RATEI E RISCOINTI	702
TOTALE PASSIVO	98430

Tema n. 8

Lo schema di figura 1 è relativo ad un impianto ascensore costituito da un macchinario (1), con gruppo motore-freno-puleggia posizionato in alto, un contrappeso (2) e un telaio porta cabina (arcata) (3). Il motore di tipo a corrente alternata è disposto con asse trasversale rispetto a quello della puleggia, come indicato nel dettaglio in figura 1.

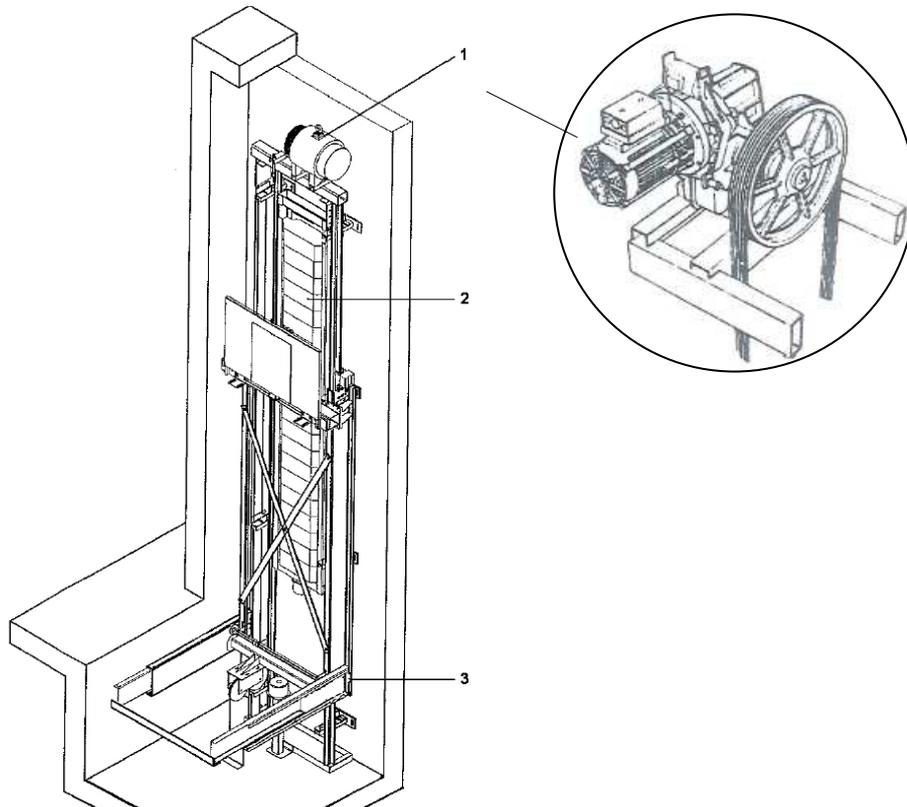


Figura 1: schema dell'impianto ascensore

Si conoscono i seguenti dati:

Carico utile (portata)	$M_u = 325 \text{ kg}$
Capienza 4 persone	
Massa della cabina + arcata	$M_c = 465 \text{ kg}$
Massa del contrappeso	$M_q = 630 \text{ kg}$
Diametro della puleggia	$D = 520 \text{ mm}$
Rapporto di trasmissione del riduttore	$D = 1/55$
Accelerazione massima a pieno carico	$a = 0,7 \text{ m/s}^2$
Rendimento della trasmissione in moto diretto	$\eta_d = 0,7$
Rendimento della trasmissione in moto retrogrado	$\eta_r = 0,6$
Numero di coppie polari del motore	2
Coppia allo spunto	2,5 volte la coppia nominale
Momento di inerzia del motore per unità di potenza	$J_m = 0,01 \text{ kgm}^2 / \text{kW}$

Si consideri trascurabile la resistenza di attrito nelle guide della cabina.

Si richiede:

Moto a pieno carico a regime in salita

1. la velocità di rotazione del motore e la velocità di sollevamento;
2. la potenza resistente e la potenza motrice;
3. la coppia motrice e la potenza di targa del motore.

Avviamento in discesa

4. momento di inerzia del volano da installare sull'albero motore affinché l'accelerazione massima di avviamento non superi il valore assegnato;

Frenatura della cabina.

La frenatura della cabina al raggiungimento del piano è effettuata con un freno, del tipo a ceppi esterni, inserito sull'asse motore. Scegliendo opportunamente le dimensioni del tamburo, calcolare:

5. il momento frenante per arrestare la cabina nel tempo di 1 s;
6. la quantità di calore sviluppata
7. la forza da applicare ad ognuno dei due ceppi;
8. il momento frenante in condizioni di stazionamento;

Dimensionamenti e schemi costruttivi

9. dimensionare la/le fune/i;
10. effettuare la verifica di stabilità allo scorrimento della/e fune/i sulla puleggia;
11. dimensionare la molla di chiusura del freno (freno normalmente chiuso, azionato elettricamente in apertura);
12. effettuare il dimensionamento di massima della base di ancoraggio del gruppo motore ed eseguire uno schizzo quotato della stessa;
13. eseguire un disegno complessivo di montaggio dell'albero lento del riduttore comprensivo di cuscinetti, giunto di collegamento e puleggia.

Il candidato assuma ogni altro dato necessario per lo svolgimento del tema e giustifichi tali scelte.

Tema n. 9

La figura rappresenta la sospensione anteriore di un autoveicolo di classe media, di massa pari a 1200 kg, con due persone a bordo e i rifornimenti. Si ipotizzi che in condizioni statiche tale massa è ripartita in modo uniforme sulle quattro ruote. Si ipotizzi un passo di 2,4 m, una carreggiata di 1,25 m ed una altezza del baricentro da terra di 0,6 m

Si desuma la geometria della sospensione in scala rispetto alla figura, sapendo che lo pneumatico è da 13".

Si assuma ogni altro dato fosse necessario per lo svolgimento dei calcoli, giustificandolo opportunamente.

Si calcolino le forze che vengono esercitate sulla sospensione nelle condizioni di

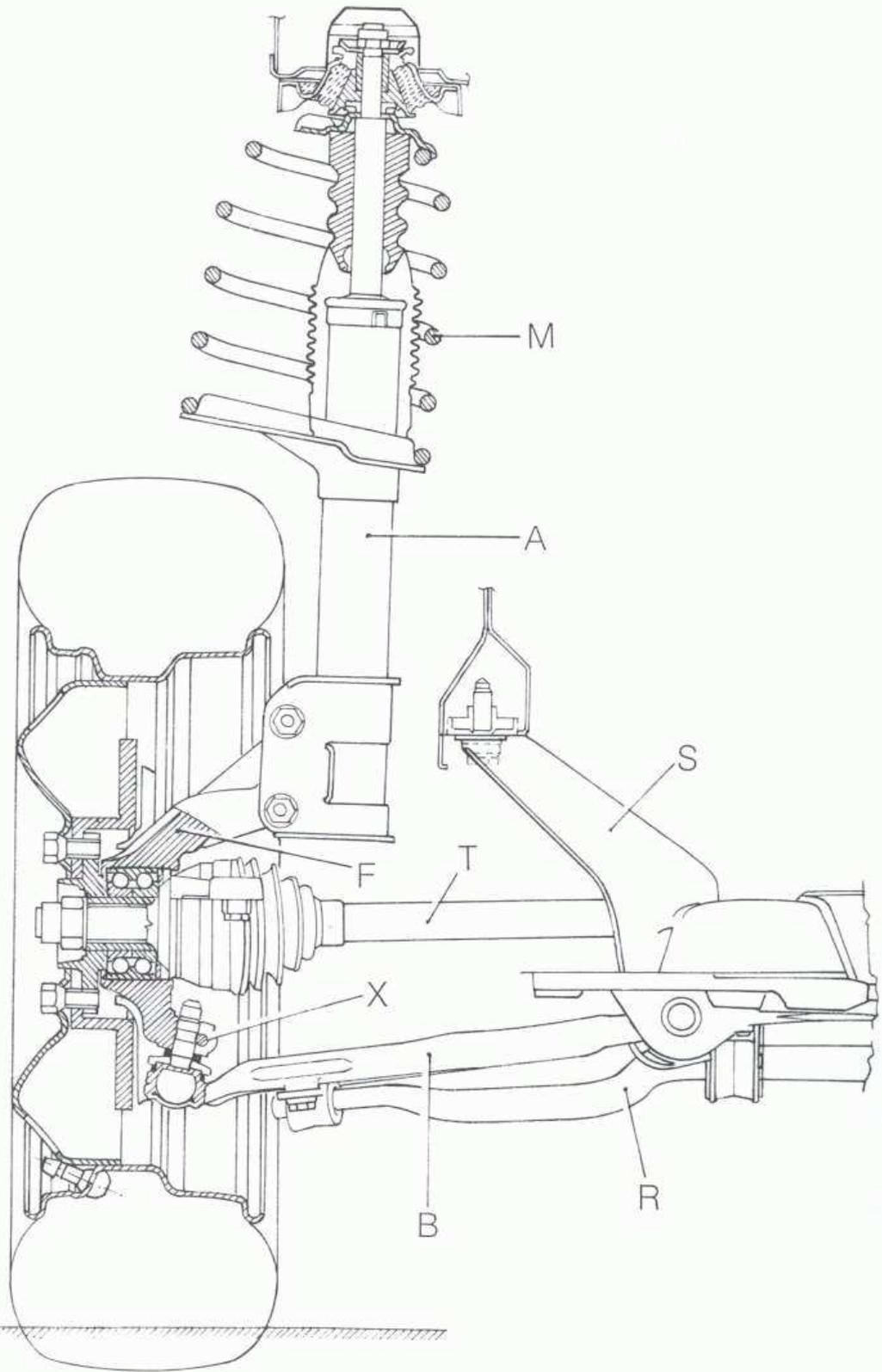
- massima accelerazione longitudinale con aderenza disponibile pari a 1,
- massima decelerazione in caso di frenata al limite con aderenza disponibile pari a 1,
- massima accelerazione trasversale in caso di curva con aderenza impegnata pari a 0,8.

Si dimensionino la molla ad elica cilindrica.

Si calcoli il coefficiente ottimale di smorzamento dell'ammortizzatore.

Si scelga a catalogo un cuscinetto a doppia corona di sfere che garantisca una percorrenza di 200000 km, con affidabilità 90%. Per tale applicazione si assuma un ragionevole mix di condizioni di carico che includa (percentuali date in riferimento alla percorrenza richiesta) un 60% di marcia in rettilineo a velocità costante, un 10% di marcia in curva a sinistra ed un 10% di marcia in curva a destra con aderenza impegnata 0,4, un 15% di frenata con aderenza impegnata 0,5 ed un 5% di accelerazione longitudinale al limite di slittamento delle ruote (aderenza disponibile 1).

Si esegua infine uno schizzo della soluzione costruttiva per l'attacco del braccio oscillante inferiore al telaio.



Tema n. 10

La figura rappresenta il cinematismo di trasmissione del moto di una macchina utensile, così costituito:

- accoppiamento di ruote poliV per cinghia dal motore all'albero primario (ruote 1; 2)
- albero primario supportato dai cuscinetti A e B (durata cuscinetti 30000 ore);
- accoppiamento di ruote dentate cilindriche a dentatura elicoidale 3; 4 (angolo pressione 20°)
- albero secondario supportato dai cuscinetti C e D (durata cuscinetti 30000 ore);
- giunto d'innesto (a disco frontale) di collegamento albero secondario-mandrino utilizzatore.
- l'innesto avviene mediante un sistema oleodinamico di comando che aziona il manicotto scorrevole. (innesto sempre aperto a trasmissione ferma)

Il mandrino utilizzatore assorbe una coppia di 180 Nm a 500 giri/min (momento d'inerzia dell'utilizzatore $I_t=0,25 \text{ kgm}^2$).

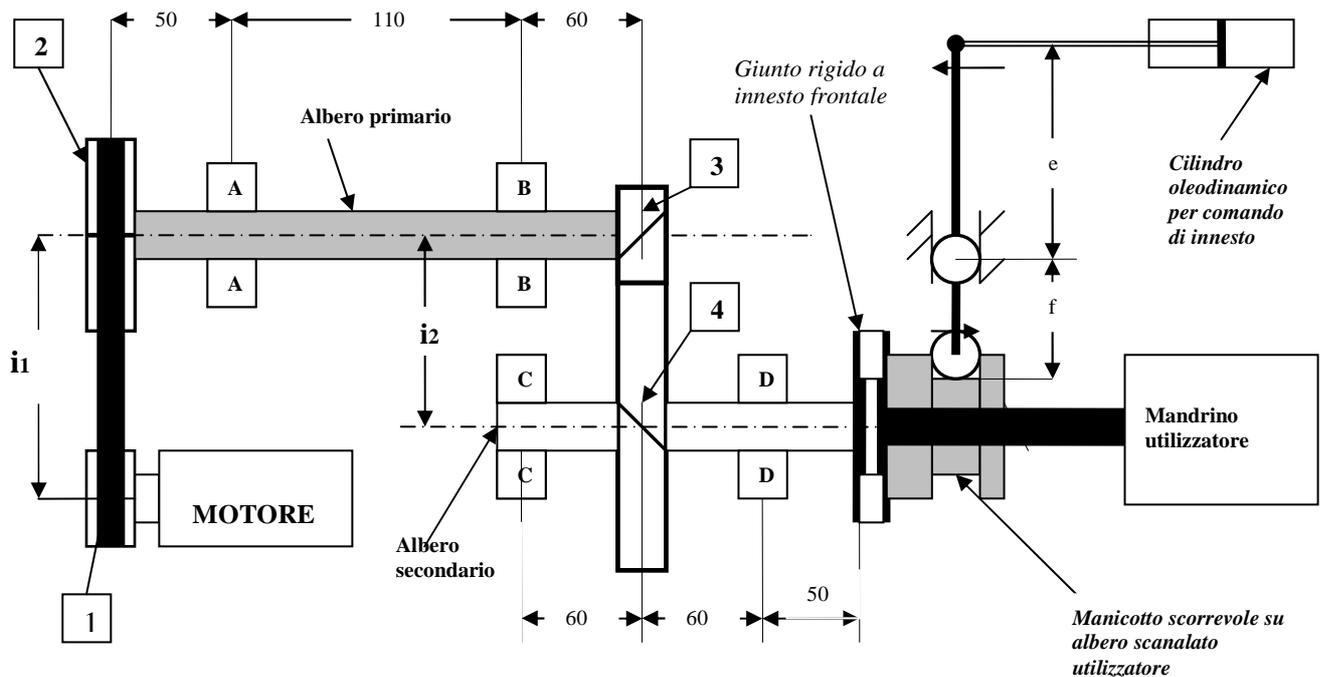
Per il motore elettrico trifase si assume uno scorrimento del 3% e una velocità tipica di 1500 giri/min.

Si consideri che i rendimenti dei sistemi costituenti siano pressoché unitari.

Il candidato svolga i seguenti punti:

1. Calcolo del rapporto di trasmissione globale e della potenza del motore elettrico trifase. Si calcolino inoltre i rapporti di trasmissione di entrambi gli accoppiamenti (con cinghia e con ingranaggi).
2. Scelta della cinghia di trasmissione e delle pulegge 1 e 2 (interasse $i_1=200 \text{ mm}$)
3. Dimensionamento della coppia di ruote dentate cilindriche elicoidali 3 e 4 e definizione dell'interasse limitato ($i_2 < 140 \text{ mm}$, per limiti di ingombro del riduttore di velocità).
4. Dimensionamento dell'albero primario a flessione-torsione, con scelta del materiale e del trattamento termico. Si tengano in considerazione i fenomeni di fatica.
5. Scelta e dimensionamento dei cuscinetti A e B dell'albero primario
6. Disegno costruttivo dell'albero completo delle indicazioni grafiche.
7. Ciclo di produzione dell'albero mediante tornitura e fresatura, tenendo conto delle scelte effettuate del materiale e del trattamento termico. Indicare i parametri di lavorazione e i tempi di lavoro.
8. Progettare il comando dell'innesto oleodinamico che aziona il manicotto scorrevole di spinta.

Il candidato assuma ogni altro dato necessario per lo svolgimento del tema e giustifichi tali scelte



Tema n. 11

Il candidato effettui il progetto preliminare di un compressore assiale transonico privo di IGV le cui condizioni di progetto e caratteristiche principali dovranno essere:

- Rapporto di compressione: 4.5;
- Portata di aria: 18 kg/s;
- Velocità dell'aria all'ingresso: 150 m/s;
- Numero di Mach massimo: 1.15;
- Rapporto tra la lunghezza delle pale e il diametro medio nel primo stadio: 1/3;
- Velocità di uscita all'uscita dell'ultimo stadio diretta assialmente;
- Diametro medio costante.

In particolare stabilisca, sotto opportune ipotesi:

- Il numero di stadi del compressore;
- Il diametro medio della macchina;
- La lunghezza delle palette all'ingresso del primo stadio ed all'uscita dell'ultimo;
- La velocità di rotazione.

In ultimo, dopo aver adottando un opportuno criterio di svergolamento, proceda all'analisi del primo stadio determinandone i triangoli di velocità alla radice, al diametro medio ed al diametro esterno.

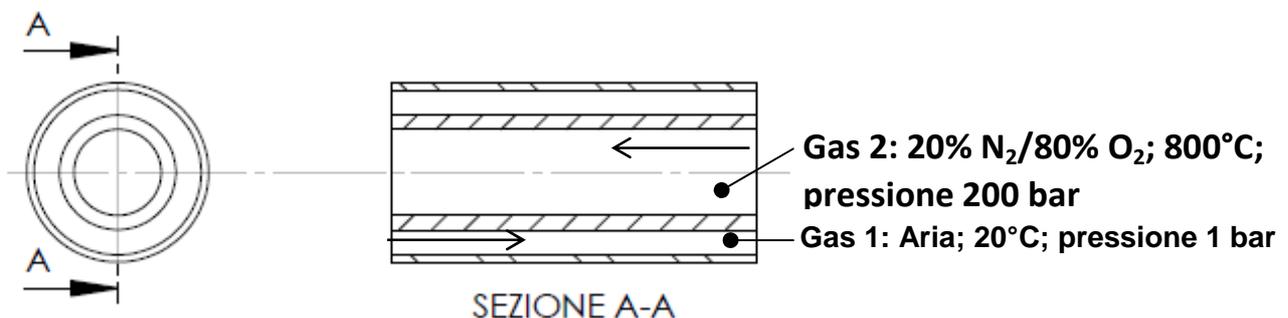
Tema n. 12

Al candidato è richiesta la progettazione dal punto di vista della corretta selezione dei materiali di uno scambiatore di calore, idealmente costituito da tubi a parete sottile.

Il candidato identifichi, descrivendo il criterio applicato, uno spettro di materiali che risultino adatti a questa applicazione. Con riferimento a questi materiali il candidato calcoli lo spessore massimo della parete dei tubi capace di garantire un flusso termico in condizioni stazionarie di almeno 3.120 kW/m^2 , verificando al contempo la possibilità da parte dello scambiatore di lavorare in condizioni di sicurezza nell'ipotesi di tubi di raggio esterno pari a 10 mm. Nello svolgere questi ragionamenti il candidato consideri le condizioni operative riportate nello schema sottostante e la richiesta di garantire un elevato numero di ore di funzionamento in sicurezza per lo scambiatore stesso.

Nella selezione dei materiali il candidato tenga inoltre conto della particolare atmosfera di processo prevista. La progettazione può essere realizzata con soluzioni monocomponente o multistrato/rivestite.

Nel caso il candidato si orienti verso una soluzione multistrato/rivestita, è tenuto a spiegare in che modo intenda fabbricare il tubo e in che modo ritiene possibile minimizzare gli sforzi termici tra i diversi strati o tra substrato e rivestimento.



OTTIMIZZAZIONE DEL PROGETTO DI UNO SCAMBIATORE DI CALORE A FASCIO TUBIERO

Un gas sotto pressione con le proprietà equivalenti all'aria deve essere raffreddato da 150°F a 100°F. L'acqua di raffreddamento è disponibile a 70°F. Sulla base delle specifiche sotto indicate determinare per uno scambiatore in grado di gestire una portata di gas pari a: 20000 lb/h:

1. la lunghezza dei tubi
2. il numero di tubi
3. i costi di installazione

Caratteristiche dello scambiatore

- a. fascio tubiero con setti trasversali
- b. Acqua lato mantello
- c. Flusso in controcorrente, one-pass
- d. Diametri dei tubi: OD=1.0 in; ID= 0.782. Con OD diametro esterno e ID diametro interno.
- e. I tubi hanno disposizione a triangolo con passo 15/16
Si assuma per il valore $b_0 = 0.23 + \frac{0.11}{(x_T-1)^{1.08}}$ con $x_T = 1.25$

Costi

- f. I costi di installazione sono pari al 15% del costo di acquisto
- g. Il costo annuale di gestione (manutenzione inclusa) è pari al 20% dei costi di installazione
- h. I costi dell'acqua di raffreddamento (esclusi i costi di pompaggio) sono di 0.009\$ ogni 1000 lb.
- i. I costi dell'energia per il passaggio dell'acqua e del gas attraverso lo scambiatore ammontano complessivamente a 0,04\$/kWh
- j. Per le apparecchiature si considerino i costi riportati in Figura 15-13.

Generali

- a. La pressione media assoluta nello scambiatore è 10 atm
- b. L'unità funziona per 7000 h/anno
- c. Nel calcolo delle perdite di carico B_i può essere assunto come 1.2 e B_o può essere assunto pari al numero degli attraversamenti dei tubi, una volta che il numero dei setti è stato ottimizzato
- d. Il fattore di sicurezza F_s per il film esterno può essere assunto come 1.3
- e. Il "fouling coefficient" per l'acqua di raffreddamento h_{d0} è 1500 Btu/h ft² °F; per il gas $h_{di} = 2000$ Btu/h ft² °F
- f. Nelle condizioni ottimali, il flusso sia lato tubi sia lato mantello è turbolento
- g. Il Fattore $N_r N_c / N_t$ può essere assunto pari a 1

Note

Nello sviluppo del progetto si inizi ipotizzando le seguenti grandezze (da verificare al termine del progetto):

Temperatura di uscita dell'acqua=110°F

Δt medio attraverso il film di acqua di raffreddamento = 10% Δt_{tot}

Δt medio attraverso il film di aria = 80% Δt_{tot}

Costo di acquisto per ft² al di fuori dell'area di scambio termico: 34\$

Tutti i diametri nelle formule sono da esprimersi in [ft]

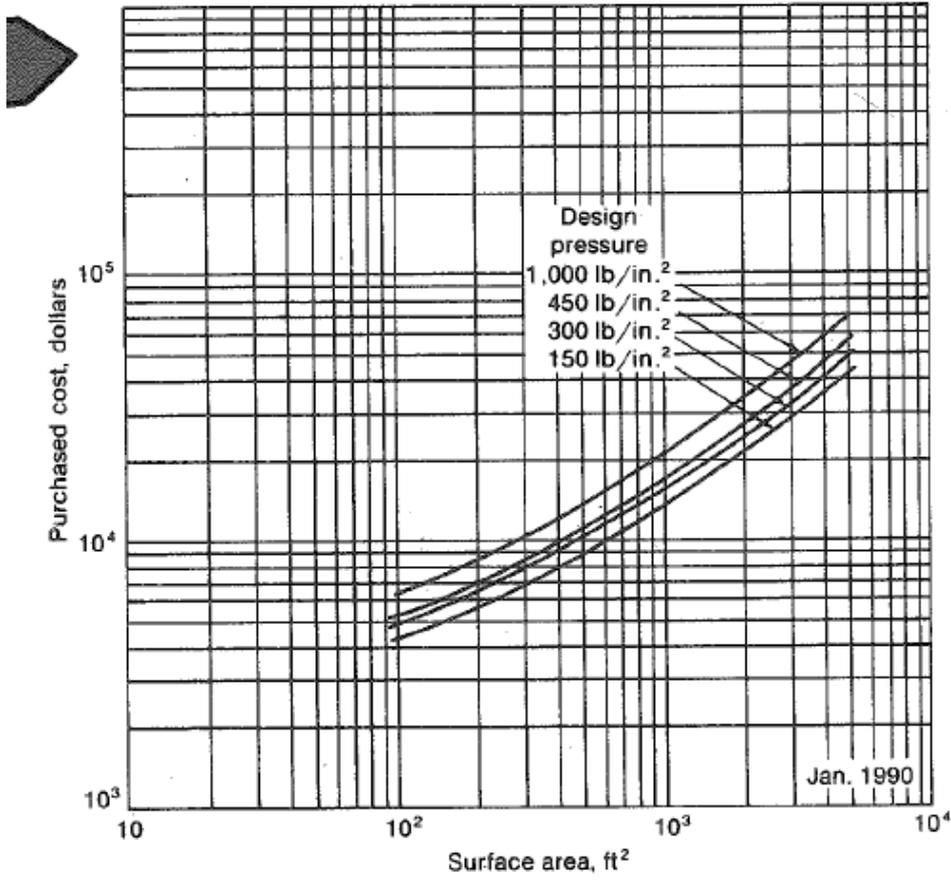


FIGURE 15-13
 Floating-head heat exchangers with $\frac{3}{4}$ -in. OD \times 1-in. square pitch and 16-ft bundles of carbon-steel construction.

GENERAL CASE†

The design of most heat exchangers involves initial conditions in which the following variables are known:

1. Process-fluid rate of flow
2. Change in temperature of process fluid
3. Inlet temperature of utility fluid (for cooling or heating)

With this information, the engineer must prepare a design for the optimum exchanger that will meet the required process conditions. Ordinarily, the following results must be determined:

1. Heat transfer area
2. Exit temperature and flow rate of utility fluid
3. Number, length, diameter, and arrangement of tubes
4. Tube-side and shell-side pressure drops

The variable annual costs of importance are the fixed charges on the equipment, the cost for the utility fluid, and the power cost for pumping the fluids through the exchanger. The total annual cost for optimization, therefore, can be represented by the following equation:

$$C_T = A_o K_F C_{A_o} + w_u H_y C_u + A_o E_i H_y C_i + A_o E_o H_y C_o \quad (35)$$

where C_T = total annual variable cost for heat exchanger and its operation, \$/year

C_{A_o} = installed cost of heat exchanger per unit of outside-tube heat-transfer area, \$/ft²

C_u = cost of utility fluid, \$/lb

C_i = cost for supplying 1 ft · lbf to pump fluid flowing through inside of tubes, \$/ft · lbf

C_o = cost for supplying 1 ft · lbf to pump fluid flowing through shell side of unit, \$/ft · lbf

A_o = area of heat transfer, ft²; subscript o designates outside of tubes

K_F = annual fixed charges including maintenance, expressed as a fraction of initial cost for completely installed unit, dimensionless

w_u = flow rate of utility fluid, lb/h

H_y = hours of operation per year, h/year

†The analysis presented in this section is similar to that of M. Cichelli and M. Brinn, *Chem. Eng.*, 65(5):196 (1956). See also Chap. 11 and H. T. Bates, S. S. Patel, and K. G. Shaw, Design Optimization of 1-2 Pass and 2-4 Pass Shell and Tube Heat Exchangers, *Paper 47a*, 61st AIChE Nat. Mtg., Houston, Tex., Feb. 22, 1967

E_i = power loss inside tubes per unit of outside tube area, ft · lbf/(h)(ft²)

E_o = power loss outside tubes per unit of outside tube area, ft · lbf/(h)(ft²)

An optimum design could be developed from Eq. (35) by the laborious procedure of direct trial and error, taking all possible variables into consideration; however, the procedure can be simplified considerably by using the method of partial derivatives.

Under ordinary circumstances, the effect of tube diameter on total cost at the optimum operating conditions is not great, and a reasonable choice of tube diameter, wall thickness, and tube spacing can be specified at the start of the design. Similarly, the number of tube passes is usually specified. If a change in phase of one of the fluids occurs (for example, if the utility fluid is condensing steam), solution of Eq. (35) for optimum conditions can often be simplified. For the case of no change in phase, the solution can become complex, because the velocities and resulting power costs and heat-transfer coefficients can be varied independently over a wide range of values. In the following analysis, the general case of steady-state heat transfer in shell-and-tube exchangers with no change in fluid phase is considered, and a specified tube diameter, wall thickness, number of passes, and arrangement of baffles and tubes are assumed. Simplifications are indicated for the common conditions of turbulent flow.

Choice of Primary Independent Variables

The heat-transfer area A_o can be related to the flow rates and the temperature changes by an overall heat balance and the rate equation. If heat losses are assumed as negligible and q is designated as the rate of heat transfer to the utility fluid,

$$q = w_u c_{p_u} (t_2 - t_1) = w' c'_p (t'_1 - t'_2) = U_o A_o \Delta t_m \quad (36) \dagger$$

where the primes refer to the process fluid. Subscript 1 refers to the entering temperature, and subscript 2 refers to the leaving temperature.

From Eq. (36),

$$w_u = \frac{q}{c_{p_u} (\Delta t_1 - \Delta t_2 + t'_1 - t'_2)} \quad (37)$$

where $\Delta t_1 = t'_2 - t_1$ and $\Delta t_2 = t'_1 - t_2$. Since q , c_{p_u} , Δt_1 , t'_1 , and t'_2 are constant, w_u is a function only of the independent variable Δt_2 . ‡

†Under these conditions, q is negative if the exchanger is used for heating the process fluid, and q is positive if the process fluid is cooled.

‡The heat capacity, viscosity, and density of the fluids are taken as constant at an assumed average temperature. This assumption is adequate for most cases. If greater precision is necessary, the results of the initial calculation can be used to obtain new values for the physical constants, and the corresponding optimum conditions can be determined.

The area A_o is known if U_o and Δt_m are fixed. The overall coefficient U_o is known if the inside and outside film coefficients, h_i and h_o , are fixed, and, for a given number of tube passes, Δt_m varies only with changes in Δt_2 . Therefore, A_o is a function of h_i , h_o , and Δt_2 , as shown by the following equations:

$$\frac{\Delta t_m}{q} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{A_o} \left(\frac{D_o}{D_i h_i} + \frac{1}{h_o} + R_{dw} \right) \quad (38)$$

$$\frac{F_T (\Delta t_2 - \Delta t_1)}{q \ln (\Delta t_2 / \Delta t_1)} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{A_o} \left(\frac{D_o}{D_i h_i} + \frac{1}{h_o} + R_{dw} \right) \quad (39)$$

where U_o = overall coefficient of heat transfer based on outside tube area A_o
 F_T = correction factor on logarithmic-mean temperature difference for counterflow to account for number of passes; $F_T = 1$ if unit is counterflow and single-pass on shell and tube sides (see Fig. 15-2)
 R_{dw} = combined resistance of tube wall and scaling or dirt factors,

$$\frac{D_o x_w}{k_w D_w \log_{\text{mean}}} + \frac{D_o}{D_i h_{d_i}} + \frac{1}{h_{d_o}}$$

For a set diameter and tube arrangement, Eqs. (26) and (29) show that h_i is fixed by the mass velocity G inside the tubes and h_o is fixed by the mass velocity G_s outside the tubes. Similarly, since the heat-transfer area A_o , mass velocities, and flow rates determine the length of the tubes L , Eqs. (30) and (31) show that E_i and E_o are functions of A_o , flow rates, and, respectively, G and G_s .[†] Thus, E_i and E_o are functions of h_i , h_o , and Δt_2 .

The variables in Eq. (35) are A_o , w_u , E_i , and E_o , and their values are set if h_i , h_o , and Δt_2 are known. Partial differentiation therefore, of Eq. (35) with respect to the three independent variables h_i , h_o , and Δt_2 would lead to a solution for the optimum conditions. However, the resulting equations are cumbersome, and the procedure is simplified by retaining the following four variables:

1. Tube-inside coefficient of heat transfer, h_i
2. Tube-outside coefficient of heat transfer, h_o
3. Temperature-difference driving force for counterflow based on temperature of utility fluid at exit from exchanger, $\Delta t_2 = t_1' - t_2$
4. Outside tube area of heat transfer, A_o

Optimization Procedure

The first step in the optimization procedure is to express Eq. (35) in terms of the fundamental variables. The following relationships for power loss inside tubes and power loss outside tubes are developed in Table 9 for conditions of

[†]See Eqs. (B) and (H) in Table 9.

TABLE 9
Development of equations for optimization of heat-exchanger design

Conditions: Turbulent flow in shell-and-tube heat exchangers with cross flow on the shell side.

Power Loss inside Tubes

$$(A) \quad -\Delta p_i = \frac{B_i 2 f_i G^2 L n_p}{g_c \rho_i D_i \phi_i} = \frac{2 f_i G_i^2 L n_p}{g_c \rho_i D_i \phi_i} + (F_e + F_c + F_r) n_p \rho_i \quad (30)$$

$$(A1) \quad \phi_i = 1.02 \left(\frac{\mu_i}{\mu_{w_i}} \right)^{0.14}$$

$$(A2) \quad S_i = \frac{\pi D_i^2 N_i}{4 n_p}$$

$$(A3) \quad A_o = N_i \pi D_o L$$

where S_i = cross-sectional flow area inside tubes per pass

N_i = total number of tubes in exchanger = (number of tubes per pass) n_p

$$(B) \quad E_i = \frac{-\Delta p_i w_i}{\rho_i A_o} = \frac{-\Delta p_i G S_i}{\rho_i A_o} = \frac{-\Delta p_i G D_i^2}{4 \rho_i D_o L n_p}$$

For turbulent flow in tubes,

$$(C) \quad f_i = \frac{0.046}{(N_{Re})^{0.2}} = \frac{0.046}{(D_i G / \mu_i)^{0.2}} \quad [\text{Chap. 14, Eq. (7)}]$$

Combining Eqs. (A), (B), and (C),

$$(D) \quad E_i = \frac{0.023 B_i \mu_i^{0.2} D_i^{0.8} G^{2.8}}{g_c D_o \rho_i^2 \phi_i}$$

$$(E) \quad \frac{h_i D_i}{k_i} = 0.023 \left(\frac{D_i G}{\mu_i} \right)^{0.8} \left(\frac{c_{p_i} \mu_i}{k_i} \right)^{1/8} \left(\frac{\mu_i}{\mu_{w_i}} \right)^{0.14} \quad (26)$$

$$(E1) \quad G = \left[\frac{h_i D_i^{0.2} \mu_i^{0.8}}{0.023 k_i} \left(\frac{k_i}{c_{p_i} \mu_i} \right)^{1/8} \left(\frac{\mu_{w_i}}{\mu_i} \right)^{0.14} \right]^{1.25}$$

Combining Eqs. (A1), (D), and (E1),

$$(F) \quad E_i = h_i^{2.5} B_i \frac{D_i^{1.5} \mu_i^{1.83} (\mu_{w_i} / \mu_i)^{0.63}}{(1.02)(0.023)^{2.5} g_c D_o \rho_i^2 k_i^{2.33} c_{p_i}^{1.17}}$$

$$\frac{1}{(1.02)(0.023)^{2.5}} = 12,200$$

Power Loss outside Tubes

$$(G) \quad -\Delta p_o = \frac{B_o 2 f_o N_o G_o^2}{g_c \rho_o} \quad (31)$$

$$(H) \quad E_o = \frac{-\Delta p_o w_o}{\rho_o A_o} = \frac{-\Delta p_o G_o S_o}{\rho_o A_o} = \frac{-\Delta p_o G_o S_o}{\rho_o N_o \pi D_o L}$$

$$(I) \quad S_o = \frac{N_o D_c L}{n_b}$$

(Continued)

TABLE 9
Development of equations for optimization of heat-exchanger design (Continued)

where S_o = shell-side free-flow area across shell axis

N_c = number of clearances between tubes for flow of shell-side fluid across shell axis

D_c = clearance between tubes to give smallest free area across shell axis

n_b = number of baffle spaces = number of baffles + 1

For turbulent flow across tubes,

$$(J) \quad f' = b_o \left(\frac{D_o G_s}{\mu_{f_o}} \right)^{-0.15} \quad (32)$$

See Eqs. (33) and (34) for values of b_o in terms of tube size and arrangement. Combining Eqs. (G), (H), (I), and (J),

$$(K) \quad E_o = \frac{2B_o b_o \mu_{f_o}^{0.15} D_c G_s^{2.85} N_r N_c}{\pi g_c D_o^{1.15} \rho_o^2 n_b N_i}$$

$$(L) \quad \frac{h_o D_o}{k_{f_o}} = \frac{a_o}{F_s} \left(\frac{D_o G_s}{\mu_{f_o}} \right)^{0.6} \left(\frac{c_{p_o} \mu_o}{k_o} \right)_f^{1/2} \quad (29)$$

$a_o = 0.33$ for staggered tubes and 0.26 for in-line tubes

$$(L1) \quad G_s = \left[\frac{h_o D_o^{0.4} \mu_{f_o}^{0.6} F_s}{k_{f_o} a_o} \left(\frac{k_o}{c_{p_o} \mu_o} \right)_f^{1/2} \right]^{1.67}$$

Combining Eqs. (K) and (L1),

$$(M) \quad E_o = h_o^{4.75} \frac{B_o N_r N_c}{n_b N_i} \frac{2b_o D_c D_o^{0.75} F_s^{4.75} \mu_{f_o}^{1.42}}{\pi a_o^{4.75} g_c \rho_o^2 k_{f_o}^{3.17} c_{p_o}^{1.58}}$$

turbulent flow and shell-side fluid flowing in a direction normal to the tubes:

$$E_i = \psi_i h_i^{3.5} \quad (40)$$

$$E_o = \psi_o h_o^{4.75} \quad (41)$$

where

$$\psi_i = B_i \left[\frac{12,200 D_i^{1.5} \mu_i^{1.83} (\mu_{w_i} / \mu_i)^{0.63}}{g_c D_o \rho_i^2 k_i^{2.33} c_{p_i}^{1.17}} \right] \quad (40a)$$

$$\psi_o = \frac{B_o N_r N_c}{n_b N_i} \left(\frac{2b_o D_c D_o^{0.75} F_s^{4.75} \mu_{f_o}^{1.42}}{\pi a_o^{4.75} g_c \rho_o^2 k_{f_o}^{3.17} c_{p_o}^{1.58}} \right) \quad (41a)$$

All the terms in the brackets are set by the design conditions or can be approximated with good accuracy on the first trial. The values of B_i and B_o/n_b are not completely independent of the film coefficients, but they do not vary

enough to be critical. As a first approximation, B_i is usually close to 1, and B_o is often taken to be equal to or slightly greater than the number of baffle passes n_b . The value of the safety factor F_s depends on the amount of bypassing and is often taken as 1.6 for design estimates.

The ratio $N_r N_c / N_i$ depends on the tube layout and baffle arrangement. For rectangular tube bundles and no baffles, this ratio is equal to 1.0. For other tube layouts and segmental baffles, the ratio is usually in the range of 0.6 to 1.2.

Equation (35) can now be expressed in terms of the primary variables Δt_2 , h_i , h_o , and A_o :

$$C_T = A_o K_F C_{A_o} + \frac{q H_y C_u}{c_{p_u} (\Delta t_1 - \Delta t_2 + t'_1 - t'_2)} + A_o \psi_i h_i^{3.5} H_y C_i + A_o \psi_o h_o^{4.75} H_y C_o \quad (42)$$

Only three of the four variables in Eq. (42) are independent. Under these conditions, optimization can be accomplished by use of the Lagrange multiplier method.† The necessary relationship for applying the constant Lagrangian multiplier λ is given by Eq. (43):

$$\lambda \left[\frac{F_T (\Delta t_2 - \Delta t_1)}{q \ln (\Delta t_2 / \Delta t_1)} - \frac{1}{A_o} \left(\frac{D_o}{D_i h_i} + \frac{1}{h_o} + R_{dw} \right) \right] = 0 \quad (43)$$

Equations (42) and (43) can now be added to give the following equation for optimization by partial differentiation with respect to each of the four primary variables:

$$C_T = A_o K_F C_{A_o} + \frac{q H_y C_u}{c_{p_u} (\Delta t_1 - \Delta t_2 + t'_1 - t'_2)} + A_o \psi_i h_i^{3.5} H_y C_i + A_o \psi_o h_o^{4.75} H_y C_o + \lambda \left[\frac{F_T (\Delta t_2 - \Delta t_1)}{q \ln (\Delta t_2 / \Delta t_1)} - \frac{1}{A_o} \left(\frac{D_o}{D_i h_i} + \frac{1}{h_o} + R_{dw} \right) \right] \quad (44)$$

OPTIMUM VALUE OF h_o . The following relationship between the optimum values of h_i and h_o is obtained by taking the partial derivative of Eq. (44) with respect to h_i and then with respect to h_o , setting the results equal to zero, and

†See Chap. 11.

eliminating A_o and λ :

$$\frac{\partial C_T}{\partial h_i} = 3.5A_{o,\text{opt}}\psi_i h_{i,\text{opt}}^{2.5} H_y C_i + \frac{\lambda D_o}{A_{o,\text{opt}} D_i h_{i,\text{opt}}^2} = 0 \quad (45a)$$

$$\frac{\partial C_T}{\partial h_o} = 4.75A_{o,\text{opt}}\psi_o h_{o,\text{opt}}^{3.75} H_y C_o + \frac{\lambda}{A_{o,\text{opt}} h_{o,\text{opt}}^2} = 0 \quad (45b)$$

$$h_{o,\text{opt}} = \left(\frac{0.74\psi_i C_i D_i}{\psi_o C_o D_o} \right)^{0.17} h_{i,\text{opt}}^{0.78} \quad (45c)$$

OPTIMUM VALUE OF h_i . The optimum value of h_i can be determined by setting the partial derivatives of Eq. (44) with respect to A_o and with respect to h_i equal to zero and eliminating A_o and λ . This gives a result with $h_{i,\text{opt}}$ and $h_{o,\text{opt}}$ as the only unknowns, and simultaneous solution with Eq. (45c) yields Eq. (46b), where $h_{i,\text{opt}}$ is the only unknown.

$$\frac{\partial C_T}{\partial A_o} = K_F C_{A_o} + \psi_i h_{i,\text{opt}}^{3.5} H_y C_i + \psi_o h_{o,\text{opt}}^{4.75} H_y C_o + \frac{\lambda}{A_{o,\text{opt}}^2} \left(\frac{D_o}{D_i h_{i,\text{opt}}} + \frac{1}{h_{o,\text{opt}}} + R_{dw} \right) = 0 \quad (46a)$$

$$h_{i,\text{opt}}^{3.5} \left[2.5\psi_i H_y C_i + \frac{3.5\psi_i H_y C_i D_i R_{dw} h_{i,\text{opt}}}{D_o} + 2.9 \left(\frac{\psi_i C_i D_i}{D_o} \right)^{0.83} (\psi_o C_o)^{0.17} H_y h_{i,\text{opt}}^{0.22} \right] = K_F C_{A_o} \quad (46b)$$

OPTIMUM VALUE OF U_o . A trial-and-error or graphical method can be used to obtain $h_{i,\text{opt}}$ from Eq. (46b). Then, by Eqs. (38) and (45c), the value of $U_{o,\text{opt}}$ can be determined as

$$U_{o,\text{opt}} = \left(\frac{D_o}{D_i h_{i,\text{opt}}} + \frac{1}{h_{o,\text{opt}}} + R_{dw} \right)^{-1} \quad (47)$$

OPTIMUM VALUE OF Δt_2 . The value of $U_{o,\text{opt}}$ is now known, and $\Delta t_{2,\text{opt}}$ can be determined by setting the partial derivatives of Eq. (44) with respect to Δt_2 and with respect to A_o equal to zero and eliminating λ . The result can be combined with Eqs. (39) to (41) to give

$$\frac{F_T U_{o,\text{opt}} H_y C_u}{c_{p,u} (K_F C_{A_o} + E_{i,\text{opt}} H_y C_i + E_{o,\text{opt}} H_y C_o)} = \left(1 + \frac{t'_1 - t'_2}{\Delta t_1 - \Delta t_{2,\text{opt}}} \right)^2 \left(\ln \frac{\Delta t_{2,\text{opt}}}{\Delta t_1} - 1 + \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{2,\text{opt}}} \right) \quad (48)$$

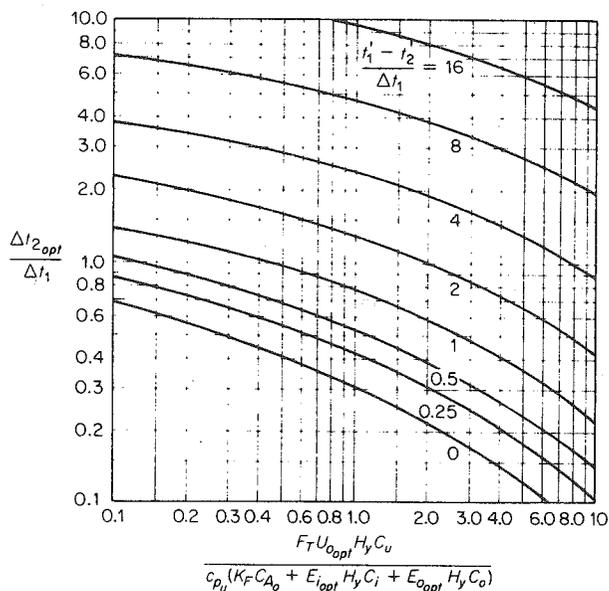


FIGURE 15-32
Graphical solution of Eq. (48)
for evaluation of optimum Δt_2
in heat exchangers.

Equation (48) can be solved for $\Delta t_{2,opt}$ by trial and error or by Fig. 15-32 which is a plot of Eq. (48).

OPTIMUM VALUE OF A_o . Since $\Delta t_{2,opt}$ and, therefore, $\Delta t_{m,opt}$ are now known, $A_{o,opt}$ can be determined directly from Eq. (38).

OPTIMUM VALUE OF G AND G_s . Equations (E1) and (L1) in table 9 give G_{opt} and $G_{s,opt}$, respectively, in terms of $h_{i,opt}$ and $h_{o,opt}$.

OPTIMUM VALUE OF w_u . The flow rate of the utility fluid (w_u) is set by the value of Δt_2 . Therefore, when $\Delta t_{2,opt}$ is known, $w_{u,opt}$ can be calculated from Eq. (37).

OPTIMUM VALUES OF S_i AND N_i . The optimum flow area inside the tubes per pass can be calculated from the following equation:

$$S_{i,opt} = \frac{w_i}{G_{opt}} \quad (49)$$

The optimum total number of tubes in the exchanger is

$$N_{t,opt} = \frac{4n_p S_{i,opt}}{\pi D_i^2} \quad (50)$$

OPTIMUM VALUE OF L . The optimum length per tube is set by the optimum heat-transfer area and the total number of tubes. Thus, for a given tube

diameter

$$L_{\text{opt}} = \frac{A_{o,\text{opt}}}{\pi D_o N_{t,\text{opt}}} \quad (51)$$

OPTIMUM VALUES OF S_o , N_c , AND n_b . The following equation gives the optimum shell-side free-flow area across the shell axis:

$$S_{o,\text{opt}} = \frac{w_o}{G_{s,\text{opt}}} \quad (52)$$

The number of clearances N_c for flow between tubes across the shell axis is determined by the number of tubes in the shell, the pitch of the tubes, and the arrangement of the tubes. For the common case of a cylindrical shell and transverse clearances giving the minimum free area, the following equations can be used to obtain an approximation of $N_{c,\text{opt}}$:†‡

With square pitch and N_t greater than 25

$$N_{c,\text{opt}} = 1.37(N_{t,\text{opt}})^{0.475} \quad (53)$$

With equilateral triangular pitch and N_t greater than 20

$$N_{c,\text{opt}} = 0.94 + \left(\frac{N_{t,\text{opt}} - 3.7}{0.907} \right)^{1/2} \quad (54)$$

The optimum number of baffle spaces can be estimated by Eq. (1) in Table 9 as follows:

$$n_{b,\text{opt}} = \frac{N_{c,\text{opt}} D_c L_{\text{opt}}}{S_{o,\text{opt}}} \quad (55)$$

SUMMARY OF PROCEDURE FOR GENERAL CASE OF OPTIMUM DESIGN

In the preceding analysis, consideration has been given to the general case in heat-exchanger design in which the following conditions apply:

1. The flow rate and necessary temperature change of the process fluid are known.
2. The inlet temperature of the utility fluid is known.
3. The exchanger is a shell-and-tube type with crossflow baffling, and flow is in the turbulent range on both the tube side and the shell side.

†W. H. McAdams, "Heat Transmission," 3d ed., p. 434, McGraw-Hill Book Company, New York, 1954.

‡Equations (53) and (54) are based on the assumption that shell inside diameter/tube pitch = number of tubes in a row across the shell axis = number of clearances across the shell axis. No allowance is made for decrease in available tube space when more than one tube pass is used. The equations are general and are not necessarily limited to optimum conditions.

4. No partial phase changes occur.
5. Necessary safety factors are known.

The following information may be specified for the design or can be assumed as a reasonable approximation:

1. Tube diameter, wall thickness, pitch, and arrangement
2. Number of tube passes
3. Heat-transfer resistance caused by tube walls, dirt, and scale

The following information must be assumed for the first trial and then checked when the optimum conditions are obtained (usually, no more than two trials are necessary, and an experienced engineer can often make adequate assumptions on the first trial):

1. Average bulk and film temperatures
2. Values for B_i (usually 1.0), B_o/n_b (usually 1.0), and $N_r N_c / N_t$ (usually 1.0)

The calculation procedure is as follows:

1. Determine $h_{i,opt}$ from Eq. (46b)
2. Determine $h_{o,opt}$ from Eq. (45c)
3. Determine $U_{o,opt}$ from Eq. (47)
4. Determine $\Delta t_{2,opt}$ from Eq. (48) or Fig. 15-32
5. Determine $A_{o,opt}$ from Eq. (39)
6. Determine G_{opt} and $G_{s,opt}$ from Eqs. (E1) and (L1) in Table 9
7. Determine $w_{u,opt}$ from Eq. (37)
8. Determine $S_{i,opt}$ and $N_{t,opt}$ from Eqs. (49) and (50)
9. Determine L_{opt} from Eq. (51)
10. Determine $S_{o,opt}$, $N_{c,opt}$, and $n_{b,opt}$ from Eqs. (52) through (55)
11. Check assumptions; if any are invalid, make new reasonable assumptions and repeat procedure.

NOMENCLATURE

- a_o = constant in Eq. (29) for evaluating outside film coefficient of heat transfer, dimensionless
 A = area of heat transfer, ft^2 ; subscripts m designates mean area; subscript o designates outside area; subscript f designates film area
 b_o = constant in Eq. (32) for evaluating shell-side friction factor, dimensionless
 B_i = correction factor in Eq. (30) to account for friction due to sudden contraction, sudden expansion, and reversal of flow direction, dimensionless
 B_o = correction factor in Eq. (31) to account for friction due to reversal of flow direction, recrossing of tubes, and variation in cross section, dimensionless
 c_c = constant, dimensionless; defined in Table 4
 c_p = heat capacity, $\text{Btu}/(\text{lb})(^\circ\text{F})$; prime refers to process fluid
 C_{A_o} = installed cost of heat exchanger per unit of outside-tube heat-transfer area, $\$/\text{ft}^2$
 C_i = cost for supplying 1 $\text{ft} \cdot \text{lbf}$ to pump the fluid through the inside of the tubes, $\$/\text{ft} \cdot \text{lbf}$
 C_o = cost for supplying 1 $\text{ft} \cdot \text{lbf}$ to pump the fluid through the shell side of the exchanger, $\$/\text{ft} \cdot \text{lbf}$
 C_T = total annual variable cost for heat exchanger and its operation, $\$/\text{year}$
 C_u = cost of utility fluid, $\$/\text{lb}$
 D = diameter or distance, ft
 D' = diameter, in.
 D_c = clearance between tubes to give smallest free area across shell axis, ft
 D_e = equivalent diameter = $4 \times$ hydraulic radius, ft
 E = power loss per unit of outside-tube heat-transfer area. $\text{ft} \cdot \text{lbf}/(\text{h})(\text{ft}^2)$; subscript i designates inside tubes, and subscript o designates outside tubes

- f_i = Fanning friction factor for isothermal flow, dimensionless
 f' = special friction factor for shell-side flow, dimensionless
 F_A = correction factor for radiant heat transfer based on relative orientation of surfaces, dimensionless; defined by Eqs. (6) and (7)
 F_c = friction due to sudden contraction, ft · lbf/lbm
 F_e = friction due to sudden enlargement, ft · lbf/lbm
 F_E = correction factor for radiant heat transfer based on emissivities and absorptivities of surfaces, dimensionless; defined by Eqs. (6) and (7)
 F_r = friction due to reversal of flow direction, ft · lbf/lbm
 F_s = safety factor in Eq. (29) to account for bypassing on shell side of exchanger, dimensionless
 F_T = correction factor on logarithmic-mean Δt for counterflow to give mean Δt , dimensionless; defined in Fig. 15-2
 g = local gravitational acceleration, ft/(s)(s)
 g_c = conversion factor in Newton's law of motion, 32.17 ft · lbm/(s)(s)(lbf)
 G = mass velocity inside tubes, lb/(h)(ft²)
 G_s = shell-side mass velocity across tubes based on the minimum free area between baffles across the shell axis, lb/(h)(ft²)
 h = film coefficient of heat transfer, Btu/(h)(ft²)(°F); subscript c indicates convection; subscript d represents dirt or fouling; subscript co indicates conduction
 h_r = film coefficient for heat transfer by radiation, Btu/(h)(ft²)(°F)
 H_y = hours of operation per year, h/year
 k = thermal conductivity, Btu/(h)(ft²)(°F/ft); subscripts x , y , and z refer to direction of heat-flow path
 K = dimensional constant; defined in Table 4
 K_c = constant in expression for evaluating friction due to sudden contraction, dimensionless
 K_F = annual fixed charges including maintenance, expressed as a fraction of the initial cost for the completely installed unit, dimensionless
 K_1 = constant for evaluation of B_i , dimensionless; defined with Eq. (30)
 L = heated length of straight tube or length of heat-transfer surface, ft; if tubes in parallel are involved, L is the length of one tube
 n = constant, dimensionless
 n_b = number of baffle spaces = number of baffles plus 1, dimensionless
 n_p = number of tube passes, dimensionless
 N_c = number of clearances between tubes for flow of shell-side fluid across shell axis, dimensionless
 N_{Gr} = Grashof number = $L^3 \rho^2 g \beta \Delta t / \mu^2$, dimensionless
 N_{Pr} = Prandtl number = $c_p \mu / k$, dimensionless
 N_r = number of rows of tubes across which shell fluid flows, dimensionless
 N_{Re} = Reynolds number = DG / μ , dimensionless
 N_t = total number of tubes in exchanger = number of tubes per pass $\times n_p$, dimensionless
 N_v = number of rows of tubes in a vertical tier, dimensionless

- P, p = pressure, lbf/ft²
 q = rate of heat transfer, Btu/h
 Q = amount of heat transferred in time, θ , Btu
 r = radius, ft
 R = temperature ratio for evaluating F_T , dimensionless; defined in Fig. 15-2
 R_{dw} = combined resistance of tube wall and scaling or dirt factors, [Btu/(h)(ft²)(°F)]⁻¹; defined with Eq. (39).
 S = temperature ratio for evaluating F_T , dimensionless; defined in Fig. 15-2
 S_H = cross-sectional flow area of header per pass, ft²
 S_i = cross-sectional flow area inside tubes per pass, ft²
 S_o = shell-side free-flow area across the shell axis, ft²
 t = temperature, °F; subscript b refers to average bulk temperature; subscript or refers to original temperature; subscript s refers to surface; in general, primes refer to the process fluid, subscript 1 refers to the entering temperature, and subscript 2 refers to the leaving temperature
 t' = temperature of second fluid in a heat exchanger, °F; refers, in general, to process fluid
 T = absolute temperature, °R
 U = overall coefficient of heat transfer, Btu/(h)(ft²)(°F); subscript d indicates that a dirt or fouling factor is included; subscript o indicates based on outside area and fouling factor included
 V = velocity, ft/h; subscript i indicates in tubes
 V' = velocity, ft/s
 w = weight rate of flow, lb/h; no subscript indicates per tube; subscript u indicates total flow rate of utility fluid; subscript i indicates total flow rate of inside-tube fluid; subscript o indicates total flow rate of outside-tube fluid
 w' = total weight rate of flow of process fluid, lb/h
 x = length of conduction path, ft
 x_L = ratio of pitch parallel to flow to tube diameter, dimensionless
 x_T = ratio of pitch transverse to flow to tube diameter, dimensionless
 y = length of conduction path, ft
 z = length of conduction path, ft

Greek symbols

- α = thermal diffusivity = $k/\rho c_p$, ft²/h
 β = coefficient of volumetric expansion, 1/°R
 $\Delta = \Delta t$ designates temperature-difference driving force, °F; subscript f designates across film; subscript m designates mean Δt ; subscript oa or no subscript designates overall Δt ; $\Delta t_1 = t'_2 - t_1$; $\Delta t_2 = t_1 - t_2$; ΔP and Δp designate pressure drop; $\Delta p = -\Delta P$
 ϵ = emissivity, dimensionless
 θ = time, h

λ_c = latent heat of condensation, Btu/lb

λ = Lagrangian multiplier, dimensionless; defined by Eq. (43)

μ = absolute viscosity, lb/(h)(ft)

π = 3.1416 . . .

ρ = density, lb/ft³

σ = Stefan-Boltzmann dimensional constant for radiant heat transfer; defined by Eq. (5)

ϕ = correction factor for nonisothermal flow, dimensionless; defined with Eq. (30)

ψ_i, ψ_o = dimensional factors for evaluation of E_i and E_o ; defined with Eqs. (40) and (41)

Subscripts

f = across film or at average film temperature

i = inside pipe or tube, based on average bulk temperature

L = liquid at average liquid temperature

m = mean

o = outside pipe or tube, based on average bulk temperature

oa = overall

opt = optimum conditions

u = utility fluid

v = vapor at average vapor temperature

w = tube or pipe wall, based on temperature at wall surface