



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Facoltà di ingegneria

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA ELETTRONICA

TESI DI LAUREA

RECUPERO DI CALORE DALL'ARIA ESAUSTA DEL

FORNO DA CEMENTO PER PRODURRE

ENERGIA ELETTRICA

**(Heat recovery from cement kiln exhausted air for
electrical energy production)**

Relatore: Prof. Ing. Giancarlo Pesavento

Dipartimento di Ingegneria Elettrica

Laureando: Francesco Piccolo

ANNO ACCADEMICO 2013-2014

a Ornella e Alvisè

Indice

| | | |
|---|-----|-----|
| Lista dei simboli | Pg. | 5 |
| Sommario | Pg. | 7 |
| Introduzione | Pg. | 9 |
| Capitolo 1 . Breve descrizione di un cementificio | Pg. | 13 |
| Capitolo 2. Inserimento dell'impianto di recupero calore ORC nel raffreddatore del clinker | Pg. | 39 |
| Capitolo 3. Descrizione schema impianto ORC e relativo controllo automatico | Pg. | 47 |
| Capitolo 4. Dimensionamento di massima del ciclo binario ORC | Pg. | 55 |
| Capitolo 5. Dimensionamento di massima dello scambiatore aria-olio diatermico | Pg. | 75 |
| Capitolo 6. Dimensionamento di massima dell'evaporatore del pentano | Pg. | 91 |
| Capitolo 7. Dimensionamento di massima della turbina a vapore di pentano | Pg. | 103 |
| Capitolo 8. Dimensionamento di massima dello scambiatore rigenerativo | Pg. | 121 |
| Capitolo 9. Dimensionamento di massima del condensatore ad aria | Pg. | 135 |
| Capitolo 10. Dimensionamento di massima pompa alimento pentano e olio diatermico | Pg. | 157 |
| Capitolo 11. Dimensionamento di massima del preevaporatore | Pg. | 165 |
| Capitolo 12. Dimensionamento di massima del generatore asincrono | Pg. | 179 |
| Capitolo 13. Regole di progettazione e sicurezza di funzionamento | Pg. | 207 |

| | | |
|---|-----|-----|
| Capitolo 14. Motivazioni tecniche, economiche e ambientali dell'investimento | Pg. | 211 |
| Capitolo 15. Conclusioni | Pg. | 219 |
| Bibliografia | Pg. | 225 |

LISTA DEI SIMBOLI

$\frac{\text{Nm}^3}{\text{kg Cl}}$ = metri cubi di aria o gas alle condizioni normali : a 0°C e 760 mm Hg di

pressione per kg. diclinker

ORC = ciclo di Rankine con fluido organico

PIRC = pressione, indicazione, registrazione e controllo

TIC = temperatura, indicazione e controllo

LIRC = livello, indicazione, registrazione e controllo

FIRC = flusso, indicazione, registrazione e controllo

h = entalpia

s = entropia

\dot{m} = portata ponderale in kg/s

T, t = temperatura K, °C

p = pressione in bar o MPa

$\eta_{p,t}$ = rendimento isoentropico delle pompe o turbina

n = giri al minuto

Q = calore scambiato in kW

W_p = potenza teorica pompa in kW

C_{sp} = calore specifico in kJ/ kg/°C

\dot{V} = portata volumetrica in m³/s

K_f = conducibilità termica in W/m/°C

ρ = densità in kg/m³

μ = viscosità dinamica Ns/m²

Pr = numero di Prandtl, adimensionale

Re = numero di Reynolds, adimensionale

A_s = area di scambio termico in m²

Nu = numero di Nusselt, adimensionale

h = coefficiente di scambio termico convettivo W/m² °C

d = diametro in m o mm

λ = fattore di attrito nelle tubazioni, adimensionale

C_s = coppia di spunto in N·m

C_M = coppia massima in N·m
 C_n = coppia nominale in N·m
 φ = angolo di fase fra V ed I in gradi
 ϕ = flusso in Wb
L = lunghezza pacco lamellare m
D = diametro interno statore m
 τ = passo polare statore in m
B = induzione in T
 A_{fc} = Amperfili per cm.
 q_s = cave per polo per fase
Q = cave totali
 p_d = passo dentature in mm
 n_c = numero di conduttori serie per cava
 L_{fe} = lunghezza netta del ferro in m.
 σ = densità di corrente A/mm²
u = rapporto di trasformazione
V,I = tensione di linea in Volt, corrente di linea in, ampere
 E_f = tensione di fase in Volt
 P_m = perdite meccaniche in Watt
 P_{cu} = perdite nel rame in Watt
 P_{fe} = perdite nel ferro in Watt
R,X = resistenza e reattanza in Ω
S = scorrimento in %

Sommario

La direttiva 2006/32/CE considera l'efficienza degli usi finali dell'energia e dei servizi ad essa connessi ed è la base del recepimento in Italia del DLgs 115/08.

La normativa che è indirizzata ai contesti industriali e che interviene sull'efficienza dei processi deriva dalla Direttiva 96/61/CE che, fra l'altro, considera la prevenzione e riduzione integrale dell'inquinamento IPPC (integrated pollution prevention and control).

Le industrie particolarmente interessate sono quelle impattanti sull'ambiente, come, per esempio, le energivore alle quali appartiene la categoria cementiera.

L'industria del cemento, attraverso il proprio organo europeo CEMBUREAU (Associazione europea dell'industria del cemento) ha provveduto alla preparazione del documento IPPC - BAT - (integrated pollution prevention and control) - BAT (best available techniques)

Questo documento, redatto da un gruppo di esperti nella tecnologia del cemento, è un contributo importante per l'industria cementiera europea e per lo scambio di informazioni concernenti la Direttiva 96/61/CE.

Esso riguarda principalmente la prevenzione e controllo dell'inquinamento ambientale. E' stato pure formulato il BREF (BAT reference document) per indicare agli associati le migliori tecnologie disponibili nel mercato per trattare il tema dell'efficienza energetica in tutti i suoi aspetti.

Dal 1 gennaio 2005 le imprese europee indicate nell' EU-ETS (Direttiva Europea su Emission Trading 2003/87/CE) devono limitare le loro emissioni di CO₂ secondo quanto indicato nei piani nazionali.

E' quindi importante arrivare ad una certificazione dei bilanci energetici secondo il sistema di gestione EN 16001 dimostrando gli effettivi risparmi energetici conseguiti in seguito ad interventi fatti nel processo produttivo.

Con la legge n. 10/91 è stata introdotta in azienda la figura dell'Energy Manager e la figura dell'Esperto nella Gestione dell'Energia (EGE). Quanto sopra indicato sul recupero termico nell'ambito industriale dimostra le grandi possibilità di efficientamento raggiungibili.

Gli investimenti prioritari nella realtà del cemento e dell'industria in genere,

devono mirare al miglioramento del processo produttivo ma anche al miglioramento dell'efficienza energetica dei processi con sostanziali vantaggi nella riduzione della CO₂ immessa nell'ambiente.

Ebbene il progetto che segue è totalmente indirizzato all'ottenimento di questi ambiti risultati.

Introduzione

La motivazione per cui l'allievo ha scelto l'argomento del recupero energetico nella cementeria deriva dall'esperienza lavorativa maturata in questo campo particolarmente negli ultimi venti anni come dirigente responsabile del servizio di manutenzione dell'intero ciclo produttivo.

Le problematiche principali di un'azienda produttrice di leganti sono particolarmente legate all'uso dell'energia, all'ambiente e quindi ai costi di produzione. L'industria cementiera è classificata come energivora pertanto l'efficientamento di tale energia è determinante nel produrre leganti in cui il rapporto qualità - prezzo sia competitivo nel mercato. E' quindi importante gestire l'energia nel modo più efficiente possibile nelle varie fasi del processo produttivo.

La produzione del cemento in generale richiede due tipi di energia: l'energia termica destinata al processo di cottura e l'energia elettrica richiesta nel processo di macinazione. Nel bilancio economico aziendale l'energia termica occupa il primo posto nei costi, il secondo posto l'energia elettrica e il terzo posto il costo della manodopera.

Risulta quindi importante la gestione efficiente dell'energia elettrica. Una riduzione dell'otto per cento del suo costo è un importante intervento che dovrebbe essere attentamente valutato. Questo è l'obiettivo che qui ci si propone.

Un altro aspetto che necessita considerazione è quello determinato dalla emissione della CO₂ prodotta dalla combustione dei combustibili usati e dalla decarbonatazione del carbonato di calcio CaCO₃ per diventare CaO.

L'Italia si è impegnata con la sottoscrizione del protocollo di Kyoto ad attuare una riduzione della CO₂ emessa nell'aria e la realtà produttiva cementiera dovrà dare il suo contributo.

Anche in questo caso il progetto che segue, se realizzato, ha un ruolo importante.

L'allievo, particolarmente sensibile alle problematiche sopradescritte, vuole dare un modesto contributo alla risoluzione dei tre problemi che sono di natura tecnologia, economica e ambientale.

Attualmente, nella maggior parte degli impianti di produzione di leganti in Italia,

tutti i gas di combustione prodotti nel forno di cottura sono utilizzati nel processo di macinazione – essiccazione delle materie prime.

Dell'aria calda ottenuta dal raffreddamento del clinker un 54% viene utilizzata come comburente nella zona del calcinatore e nello scarico del forno rotante. Il rimanente 46% o non viene utilizzata e quindi scaricata, previa filtrazione, al camino o viene impiegata in utenze come il riscaldamento di edifici comunque in condizioni di sottoutilizzo.

Ora, con l'esperienza maturata nel campo del recupero termico in geotermia è possibile recuperare il calore, a bassa temperatura, buona efficienza elettrica, alta flessibilità di funzionamento e con bassi costi di manutenzione.

Questa tecnologia ORC (Organic Rankine cycle), già operante in altri paesi europei, dovrebbe essere adottata quanto prima anche qui in Italia al fine di raggiungere un'efficienza energetica che sarebbe doverosa dal punto di vista ambientale ed economicamente remunerativa per gli operatori del settore cemento.

Con tale progetto l'allievo vuole dimostrare che con la preparazione raggiunta nelle varie discipline previste nel corso di laurea seguito sia in grado di produrre un progetto di massima sull'argomento sopra descritto valutando vantaggi, costi di investimento e costo di esercizio.

Tutte le calcolazioni sono state fatte con l'uso dei testi adottati ed altri ad integrazione e con il semplice uso della calcolatrice CASIO fx – 82MS.

I dati di processo dell'impianto di cottura sono stati raccolti da testi specializzati nelle produzioni di leganti e da convegni annuali tenuti dai produttori di impianti per cementerie di fama internazionale.

L'elenco sintetico del contenuto dei vari capitoli è come segue :

- Breve descrizione del processo produttivo del cemento
- Punto di inserimento dell'impianto ORC
- Descrizione dell'impianto ORC e relativo controllo
- Dimensionamento del circuito – ciclo ORC
- Dimensionamento dello scambiatore aria –olio
- Dimensionamento dell'evaporatore del pentano
- Dimensionamento della turbina del pentano
- Dimensionamento del rigeneratore

- Dimensionamento del condensatore ad aria
- Dimensionamento della pompa alimento e olio diatermico
- Dimensionamento del preevaporatore
- Dimensionamento del generatore asincrono
- Regole di progettazione e sicurezza
- Motivazioni tecniche, economiche e ambientali dell'investimento
- Conclusioni

CAPITOLO 1

Breve descrizione di un cementificio

Introduzione

Il cemento nelle sue varietà applicative, è una polvere chimicamente inorganica, ad alta superficie specifica, che, impastata con ghiaia, sabbia ed acqua forma il calcestruzzo.

Il fenomeno della presa o indurimento dell'insieme è dovuto alla formazione dei silicati idrati di calcio che, con l'acqua, formano gli alluminati di calcio. Il termine legante idraulico è giustificato dal fatto che l'indurimento dell'impasto avviene anche sott'acqua.

Il processo chimico di produzione del cemento è dato dalla decomposizione del carbonato di calcio CaCO_3 in CaO e CO_2 gassosa che sarà liberata nel processo di calcinazione.

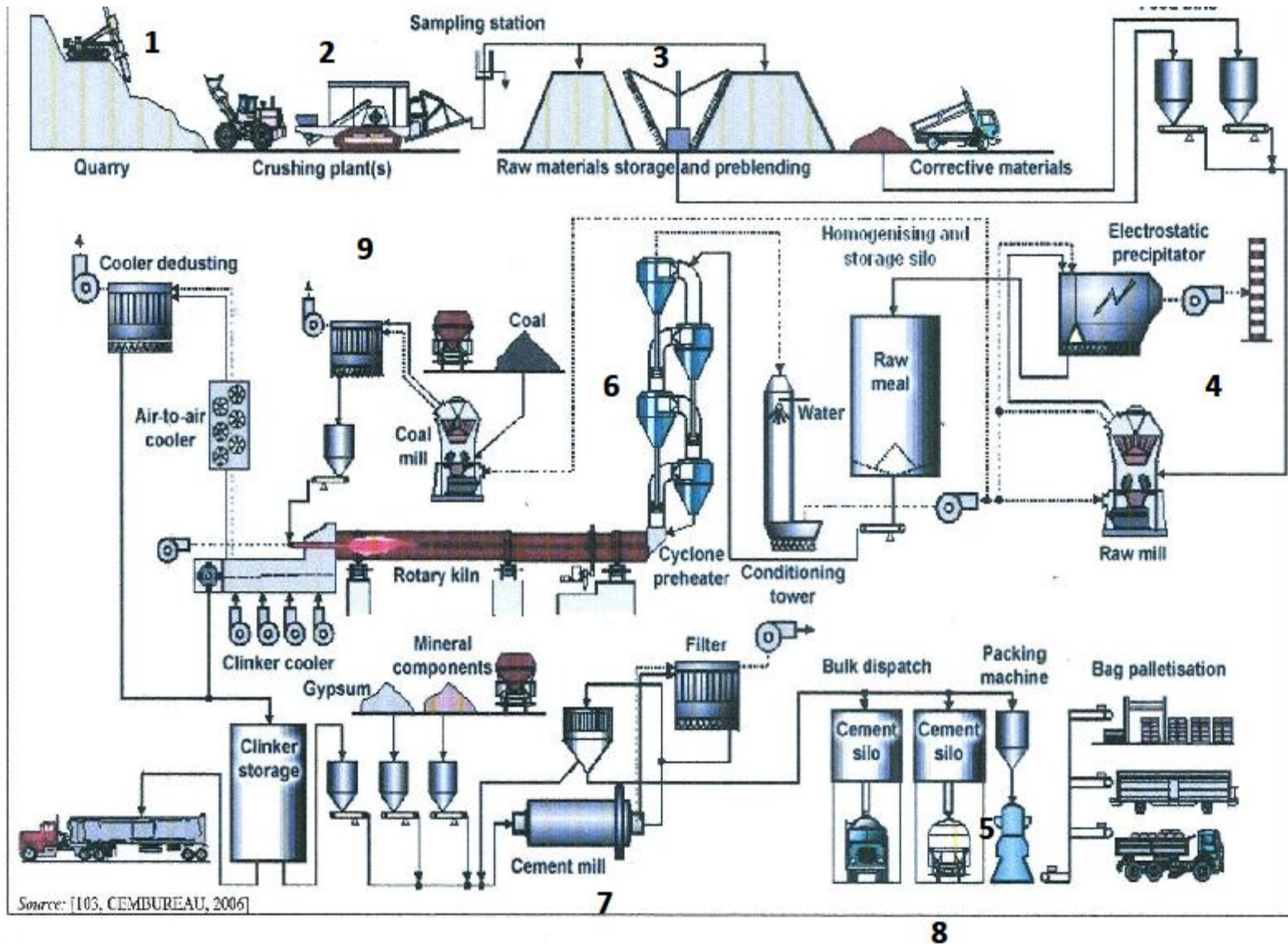
Dopo questo processo termochimico seguirà un processo di clinkerizzazione nel quale il CaO reagirà con la silice SiO_2 , allumina Al_2O_3 e ferro Fe_2O_3 per formare il rispettivi silicati e alluminati che compongono il clinker.

Il clinker addizionato di gesso e altri correttivi in piccola percentuale, sarà macinato in funzione delle varie qualità di cemento che si desidera ottenere.

Il processo produttivo più importante che normalmente in Europa viene adottato è quello a "via secca" dato il suo ridotto consumo energetico per unità prodotta.

Ogni unità produttiva si compone delle seguenti parti:

1. Estrazione delle materie prime
2. Frantumazione delle materie prime
3. Deposito e preparazione delle materie prime
4. Macinazione – essiccazione delle materie prime
5. Impianto di omogeneizzazione farina
6. Cottura del clinker e deposito
7. Macinazione e insilaggio cementi
8. Confezione e spedizione cementi
9. Impianto di essiccazione e macinazione carbone



Schema generale impianto di produzione cementi

Analizziamo brevemente tali processi :

1.1. Estrazione delle materie prime

Le materie prime naturali quali le marne, i calcari e le argille, sono estratti dalle cave con processi di escavazione fatti con perforazione dello strato roccioso, abbattimento con esplosivo o scavo, e successivo trasporto e frantumazione. Quest'ultima operazione può essere fatta sia nelle cave, sia nello stabilimento.

Le cave di materie prime sono normalmente vicine allo stabilimento al fine di ridurre i costi di trasporto.

Nella produzione del cemento sono utilizzate anche altre materie prime come, per esempio, minerali di ferro, scorie di altoforno, ceneri volanti , ceneri di pirite e gessi di desolforazione.

Tali materiali sono considerati additivi alle marne e calcari qui accennati e sono aggiunti in piccole percentuali.

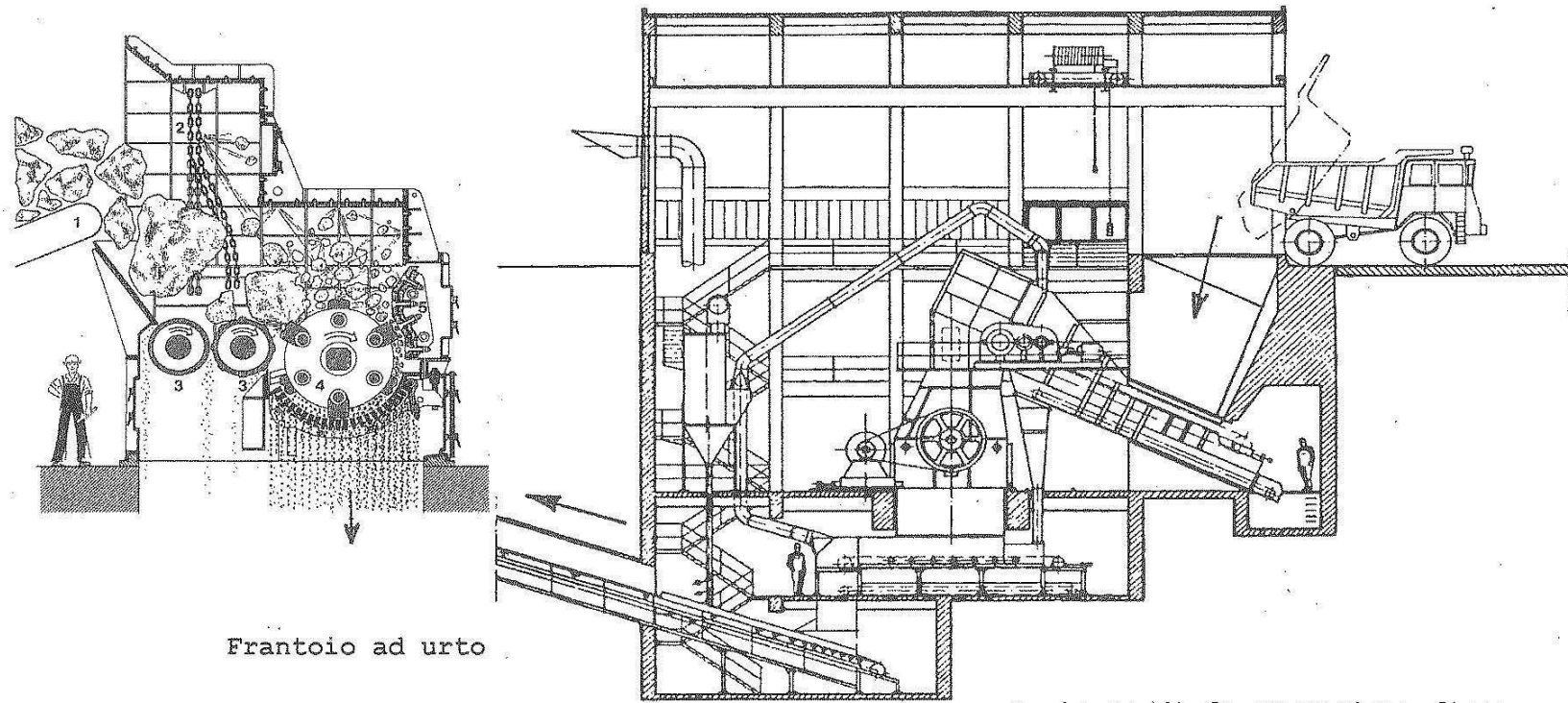
1.2. Frantumazione delle materie prime

L'impianto di frantumazione può essere fisso o mobile. L'impianto fisso è collocato generalmente in stabilimento e fa parte della catena produttiva dello stesso. Esistono comunque casi in cui il frantoio è collocato su un sistema cingolato che permette lo spostamento della unità nell'ambiente cava.

L'impianto di frantumazione è equipaggiato di una tramoggia di scarico dei dumper che, attraverso un alimentatore metallico, alimenta il frantoio. In uscita di questo è montato un nastro trasportatore che provvede alla raccolta e trasporto del materiale frantumato.

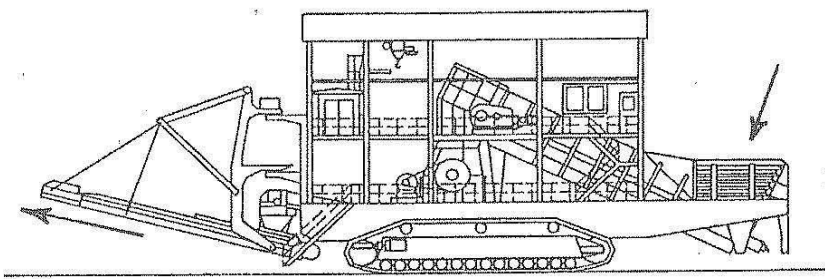
Il tipo di frantoio usato per le nostre marne è "ad urto" e può trattare, in entrata, pezzatura di 1 m³ e avere in uscita una granulometria massima di 4 cm. Le potenzialità normali per queste macchine sono di circa 600 ÷ 800 t/h di prodotto. I consumi energetici possono raggiungere 1 ÷ 1.5 kwh/t.

L'impianto di frantumazione è dotato di un filtro a maniche di depolverazione di potenza adeguata alla produzione e alla umidità del materiale.



Frantoio ad urto

Impianto di frantumazione fisso



Frantoio mobile

1.2 Frantumazione materie prime

1.3. Deposito e preparazione delle materie prime

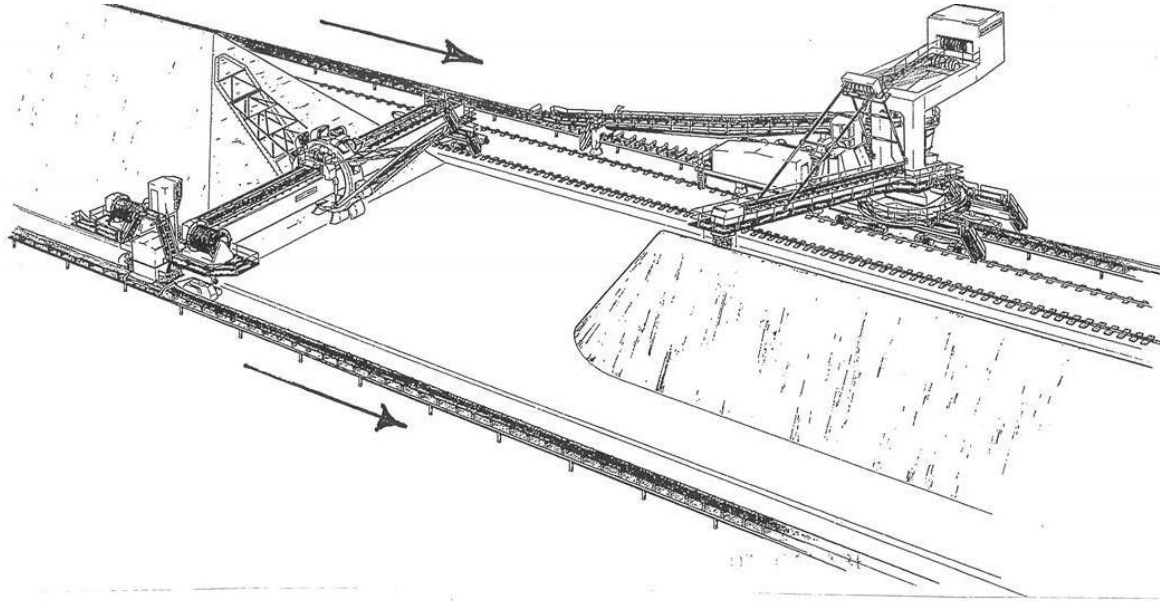
Questo impianto ha la funzione di deposito e di preomogeneizzazione della materia trattata dall'impianto di frantumazione che lo precede. Il deposito consente inoltre di disporre di una autonomia che può svincolare l'impianto a monte da quello a valle per periodi che possono raggiungere anche 10 giorni. La funzione di preomo ha lo scopo di ridurre le oscillazioni nel contenuto di CaCO_3 della marna. Il materiale in uscita possiede buone qualità fisico - chimiche che saranno migliorate e nell'impianto successivo. Esistono molti sistemi di preomo ma quello più usato in Europa è il Windrow. Esso consiste in due cumuli di materiale dei quali uno è in formazione e l'altro è in estrazione.

Nella fase di formazione del cumulo il flusso di materiale viene distribuito a forma di strisce longitudinali, l'una accanto all'altra, per evitare separazioni granulometriche. Una volta completato, con questi criteri, il cumulo in formazione diventa cumulo di estrazione.

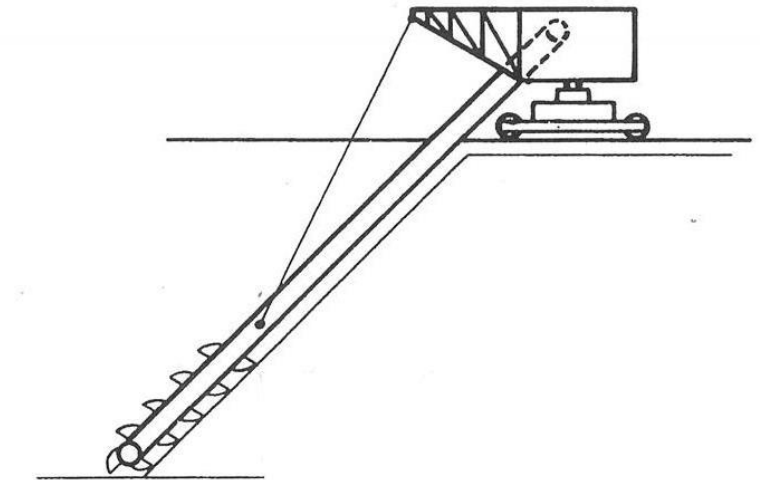
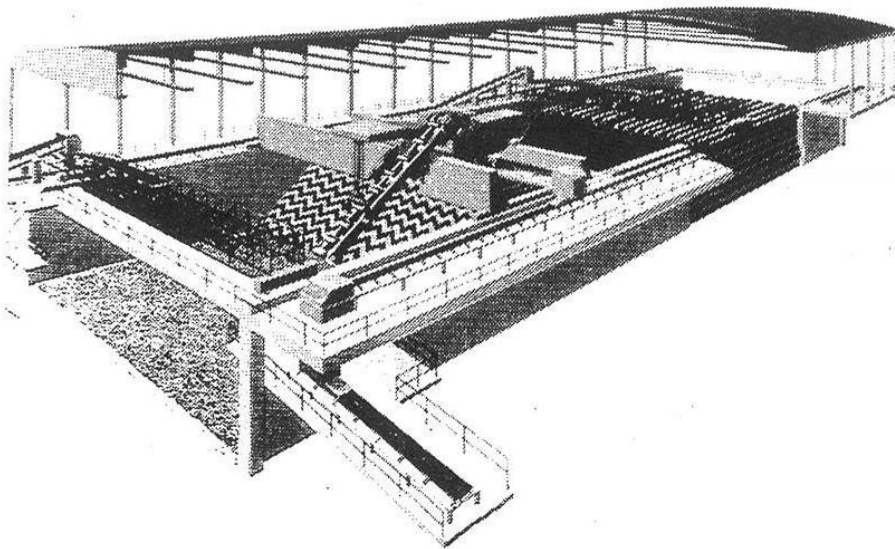
La ripresa dal cumulo si effettua con un dispositivo ad escavatore a tazze che, tagliando dal basso verso l'alto il cumulo, effettua l'operazione di miscelazione delle strisce longitudinali precedentemente caricate.

L'escavatore sarà collegato all'impianto successivo di macinazione - essiccazione mediante nastri trasportatori.

L'effetto miscelante di questo impianto permette di ridurre le oscillazioni di CaCO_3 dal 10% al 4%.



1.3—Deposito e preparazione delle materie prime



1.4. Macinazione – essiccazione materie prime

Questa importante operazione può essere fatta da due principali tipi di molini: il molino a sfere e il molino a pista e rulli. Entrambi hanno la funzione di rendere polvere il materiale alimentato e contemporaneamente effettuare l'essiccazione utilizzando i gas caldi provenienti dal precalcinatore dell'impianto di cottura. I consumi specifici per i due tipi di molini sono pressoché uguali mentre i principi di funzionamento sono diversi. Descriveremo qui il molino a sfere che è molto usato nei cementifici.

Il molino vero e proprio consiste in un cilindro rotante a circa 16 giri/min., dotato di due testate con perni di supporto attraverso i quali entra il materiale grezzo e semifinito con i gas di essiccazione. Generalmente il cilindro è diviso in 3 camere con uno scarico centrale. Le camere sono separate da dei diaframmi fessurati che hanno la funzione di trattenere i corpi macinati e lasciar passare i gas e la polvere.

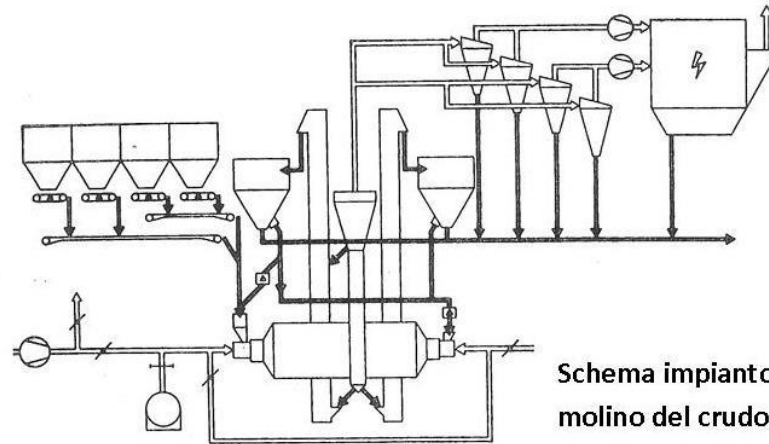
Le tre camere sono rispettivamente: la camera di essiccazione, priva di corpi macinanti; la prima camera con riempimento di corpi macinanti al 26% e la seconda camera di finitura il cui riempimento è pure del 26% posta sul lato opposto del cilindro. Le camere con corpi macinanti sono rivestite con adatte corazzature in acciaio legato mentre quelle di essiccazione è dotata di sole pale di sollevamento.

Oltre alla parte macinanti vera e propria esistono altre parti accessorie che sono comuni a tutti i tipi di molini e sono:

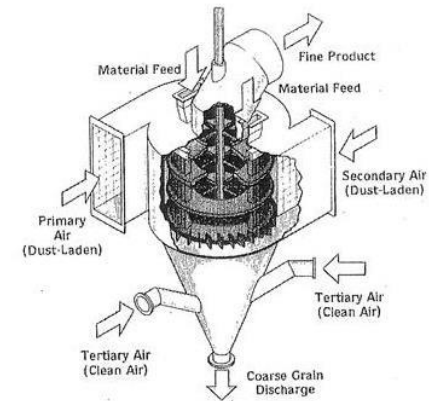
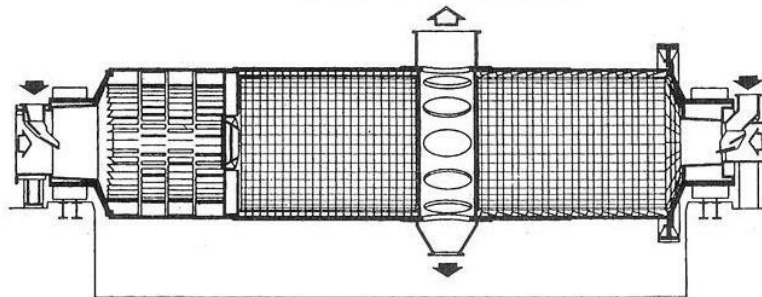
- Le tramogge di alimentazione con dosatori di estrazione
- Sistema di analisi e controllo in tempo reale del materiale alimentato
- Corpo mulino a sfere o a rulli
- Elevatore a tazze
- Filtro di depolverizzazione
- Condotta di gas caldi necessari all'essiccazione.

La farina prodotta dovrà avere una umidità residua massima $< 1\%$ e un residuo al setaccio da 4900 maglie/cm² del 12%.

I consumi di energia specifici di questo impianto sono dell'ordine dei 17 kWh/tonn. di farina.



Corpo cilindrico molino



Separatore di nuova generazione

1.4 - Macinazione – essiccazione materie prime

1.5. Impianto di omogeneizzazione farina

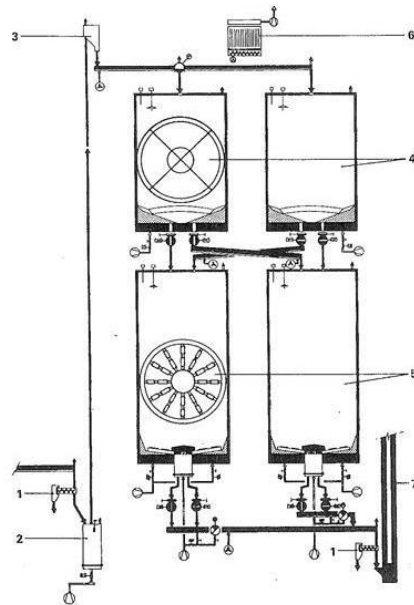
Il sistema di analisi in tempo reale installato in ingresso del molino del crudo riduce le oscillazioni nel CaCO_3 al $\pm 2\%$. Un ulteriore riduzione di questo valore può essere ottenuto utilizzando i sili di omogeneizzazione e deposito posti a valle dell'impianto di macinazione - essiccazione raggiungendo valori del $\pm 0.15\%$.

Questo sistema è molto impiegato per il suo costo contenuto di investimento e il ridotto consumo energetico.

Tale sistema è definito discontinuo e consiste in due gruppi di sili così composti: una parte superiore, di volume ridotto, dotata di fondo fluidificato con aria a bassa pressione e cinque bocche di scarico che convogliano il materiale contenuto nella parte inferiore. Quest'ultima, che opera come deposito, è pure dotata di un sistema di fluidificazione ed estrazione farina che sarà inviata, per mezzo di canale pneumatica, al forno di cottura.

Il processo di omogeneizzazione consiste nel riempimento totale delle parti superiori e scarico sulle inferiori mediante l'apertura contemporanea delle 5 valvole di fondo. Lo scarico fra le due parti comporta un taglio di strati, fatti in tempi diversi, ottenendo così un effetto omogeneizzante.

L'intero processo è controllato dal sistema computerizzato della sala controllo e garantirà continuità sia all'impianto a monte che all'impianto di cottura posto a valle.



- 1 Probenehmer = Sampler
- 2 Pneumatischer Senkrechtförderer „Aeropol“ = Pneumatic vertical conveyor „Aeropol“
- 3 Fördergutabscheider = Alleviator
- 4 Homogenisiersilos = Homogenizing silos
- 5 Vorratsilos = Storage silos
- 6 Staubfilter = Dust collector
- 7 Becherwerk = Bucket elevator

1.5 - Impianto omogeneizzazione farina

1.6. Cottura del clinker e deposito

Nella cottura del clinker la temperatura allo scarico è di circa 1450° C mentre la temperatura della fiamma è di circa 2000° C. Il clinker è formato da una miscela di fasi minerali idraulicamente attive definite : alite C_3S ovvero silicato tricalcico; belite C_2S o silicatobicalcico; C_3A o alluminato tricalcico; C_2AF o alluminato ferrito di calcio.

L'intero processo di cottura comprende le seguenti fasi:

- da 20° C a 600° C si effettua il riscaldamento del materiale
- da 600° C a 900° C si effettua la calcinazione del materiale
- da 900° C a 1450° C e raffreddamento a 80 ÷ 100° C del clinker, si ottiene la formazione delle fasi minerali sopradescritte.

Esaminiamo ora un impianto di cottura moderno del tipo a preriscaldatore e precalcinatore a cicloni.

Un impianto di taglia ricorrente è di 3000 t/g di clinker. Esso è composto delle

seguenti parti:

- 6.1) tramoggia di pesatura farina di alimentazione
- 6.2) trasporti pneumatici ed elevatori a tazze
- 6.3) preriscaldatore e calcinatore a cicloni
- 6.4) tubazione dell'aria terziaria
- 6.5) forno rotante
- 6.6) testata di scarico clinker e bruciatore principale
- 6.7) raffreddatore del clinker
- 6.8) trasporti e deposito del clinker
- 6.9) circuito gas esausti dal quarto stadio

Esaminiamo brevemente queste parti.

1.6.1.- 1.6.2. Tramoggia di pesatura farina alimentazione

Questo è un contenitore dotato di un sistema di estrazione fluidificata che permette una autonomia di 4 ore all'impianto che segue. Alla base della tramoggia è collocato un dosatore ponderale con portata che va da 0 a 200 t/h di farina. Il materiale dosato nel tempo verrà inviato, tramite trasporti pneumatici e meccanici, al preriscaldatore.

1.6.3.- 1.6.4. Preriscaldatore e calcinatore a cicloni contubazione terziaria

Il preriscaldatore termico a cicloni consiste di 4 o 5 stadi. Ogni stadio è composto da 1 a massimo 4 cicloni in parallelo. Il processo principale è quello dello scambio termico fra i gas e la polvere in sospensione.

Partendo dal basso, il 1° stadio è composto da due cicloni in parallelo, il 2° stadio è su un singolo ciclone, il 3° stadio è formato da 2 cicloni in parallelo mentre il 4° stadio consiste di 4 cicloni a 2 paralleli. Tutti i cicloni sono rivestiti internamente di materiale refrattario di qualità adeguata alla propria temperatura di lavoro e sono studiati in modo da generare la minima perdita di pressione nel circuito deigas passanti. Lo scambio termico fra i gas caldi, provenienti dal calcinatore e forno rotante, e il materiale avviene in controcorrente in quanto

il materiale è alimentato al 4° stadio, in alto, e i gas caldi, in basso, al primo stadio. Lo scopo dell'impiego dei cicloni è quello di trattenere in sospensione il materiale più a lungo possibile, circa 10 secondi, per attuare lo scambio termico per convezione forzata e radiazione fra particelle di polvere, ad alta superficie specifica, e gas caldi. Si effettua così la reazione di decarbonatazione del materiale a circa 900° C nel primo stadio. Negli stadi successivi, date le temperature decrescenti, si effettua il solo preriscaldamento del materiale.

Il calcinatore è la parte più importante di condotto, adeguatamente rivestito, che collega il forno rotante al primo stadio ed è collegato alla tubazione terziaria che porterà aria calda a circa 1000° C dal raffreddatore. Questa introduzione di comburente nel calcinatore viene accompagnata da una alimentazione di combustibile, circa il 55% del totale, che provvede a calcinare il materiale che entrerà nel forno rotante ad un grado di decarbonatazione del 90%.

Nel calcinatore si opera in condizioni riducenti per poter ridurre ai valori consentiti il tenore di NO_x che generalmente si genera nel processo di combustione.

1.6.5. Il forno rotante

Il forno rotante è costituito da una virola in acciaio di spessore 40 ÷ 50 mm, diametro di 4 ÷ 5 m e lunghezza di 40 ÷ 55 m, rivestito interamente di materiale refrattario silicoalluminoso e magnesiaco, dotato di anelli di rotolamento appoggiati su supporti a rulli, opportunamente progettati per resistere ai carichi meccanici e termici di lavoro.

Le stazioni di supporto e rotolamento, col rispettivo motoriduttore di comando, sono normalmente due e la massima velocità del forno è dell'ordine di 4 giri al minuto.

Il forno rotante ha una inclinazione del 3 ÷ 4%. Questa permette il trasporto del materiale in cottura che, con la rotazione continua, rinnova continuamente la superficie di scambio termico fra i gas caldi, la fiamma del bruciatore principale e il materiale di rivestimento. La trasmissione del calore qui è in controcorrente e principalmente per radiazione.

Nel forno rotante si attua, all'entrata, il completamento del processo di decarbonatazione e successivamente, nella parte prossima allo scarico in presenza della fiamma del bruciatore principale, la sinterizzazione con la formazione delle fasi minerali del clinker precedentemente descritte.

In questa zona terminale del forno le reazioni chimiche sono principalmente esotermiche.

1.6.6. Testata di scarico clinker e bruciatore principale

Il collegamento del forno rotante alle parti fisse viene fatto con una cosiddetta testata di scarico che provvede inoltre al collegamento fra il raffreddatore, la tubazione terziaria e il bruciatore principale.

Il forno rotante scaricherà attraverso questo elemento il clinker a circa 1450° C nel raffreddatore. Nella testata di scarico è collocato il bruciatore principale che fornisce il 45% del combustibile totale mentre, come già specificato, il restante 55% sarà introdotto nella parte bassa del calcinatore.

1.6.7. Il raffreddatore del clinker

La velocità di raffreddamento del clinker è determinante per la qualità risultante. Tale velocità determina la stabilità dimensionale del futuro legante e quindi la sua resistenza. Viene pure influenzata la macinabilità del clinker con conseguenze sul suo costo specifico. E' quindi importante che il clinker sia raffreddato dai 1450° C agli 80° C con ben definite condizioni e metodi. Il tipo di raffreddatore ora più usato è quello a griglie.

Il raffreddatore a griglie è costituito da un letto di piastre forate alternativamente fisse e mobili. Il comando delle piastre forate opportunamente montate sui telai mobili è fatto con cilindri idraulici o dispositivi meccanici che forniscono un moto oscillatorio di circa 120 mm, con una frequenza che va da 0 a 20 corse/minuto.

La parte di clinker passante attraverso i fori delle piastre viene raccolto nelle camere sottostanti nelle quali viene insufflata aria di raffreddamento per mezzo di opportuni ventilatori. Nella generalità dei casi, per produzione di clinker intorno a 3000 t/giorno di clinker, il numero delle griglie può arrivare al massimo di 3, avendo sempre all'ingresso del raffreddatore una griglia fissa a grande pendenza alimentata da uno speciale sistema di ventilazione.

Allo scarico dell'ultima griglia è montato un frantoio ad urto che provvede alla frantumazione di eventuali pezzature di clinker sopra i 5 cm.

Lo strato di materiale sopra le griglie può raggiungere i 70 cm di spessore e la sua temperatura media va decrescendo gradualmente verso lo scarico.

Le sottocamere di insufflaggio aria fredda possono essere 7 o 8 ed ognuna di essa opera in condizioni di pressione e portata diverse ed è dotata di un proprio ventilatore, a portata variabile, che garantisce una corretta distribuzione del materiale e fluido raffreddante lungo tutto il letto del clinker.

Ovviamente le parti interne a contatto con il clinker e l'aria calda generata sono rivestite in materiale refrattario.

L'aria calda prodotta in questo processo di raffreddamento viene divisa fra:

- aria secondaria, che entra nel forno rotante alimentando il bruciatore principale operante in condizioni ossidanti;
- aria terziaria, che, attraverso la tubazione terziaria, alimenta la combustione nel calcinatore in condizioni riducenti;
- aria di scarico, che, sarà utilizzata nell'impianto ORC oggetto di questa tesi.

Generalmente quest'ultima viene utilizzata in minima parte in modo proficuo mentre la parte principale viene scaricata nell'atmosfera con un rilevante dispendio di energia termica che può e deve essere recuperata.

1.6.8. Trasporto e deposito del clinker

Il clinker, scaricato dal raffreddatore a circa 80÷100° C viene trasportato e caricato dall'alto su un deposito di norma a pianta circolare in calcestruzzo, della capacità di 50.000÷80.000 tonnellate. Alla base di tale silo è sistemata una serie di bocche di estrazione dalle quali, con idonei trasporti a nastro, il clinker può essere:

- spedito per la vendita tal quale oppure
- inviato ad altri depositi che alimenteranno i molini del cotto.

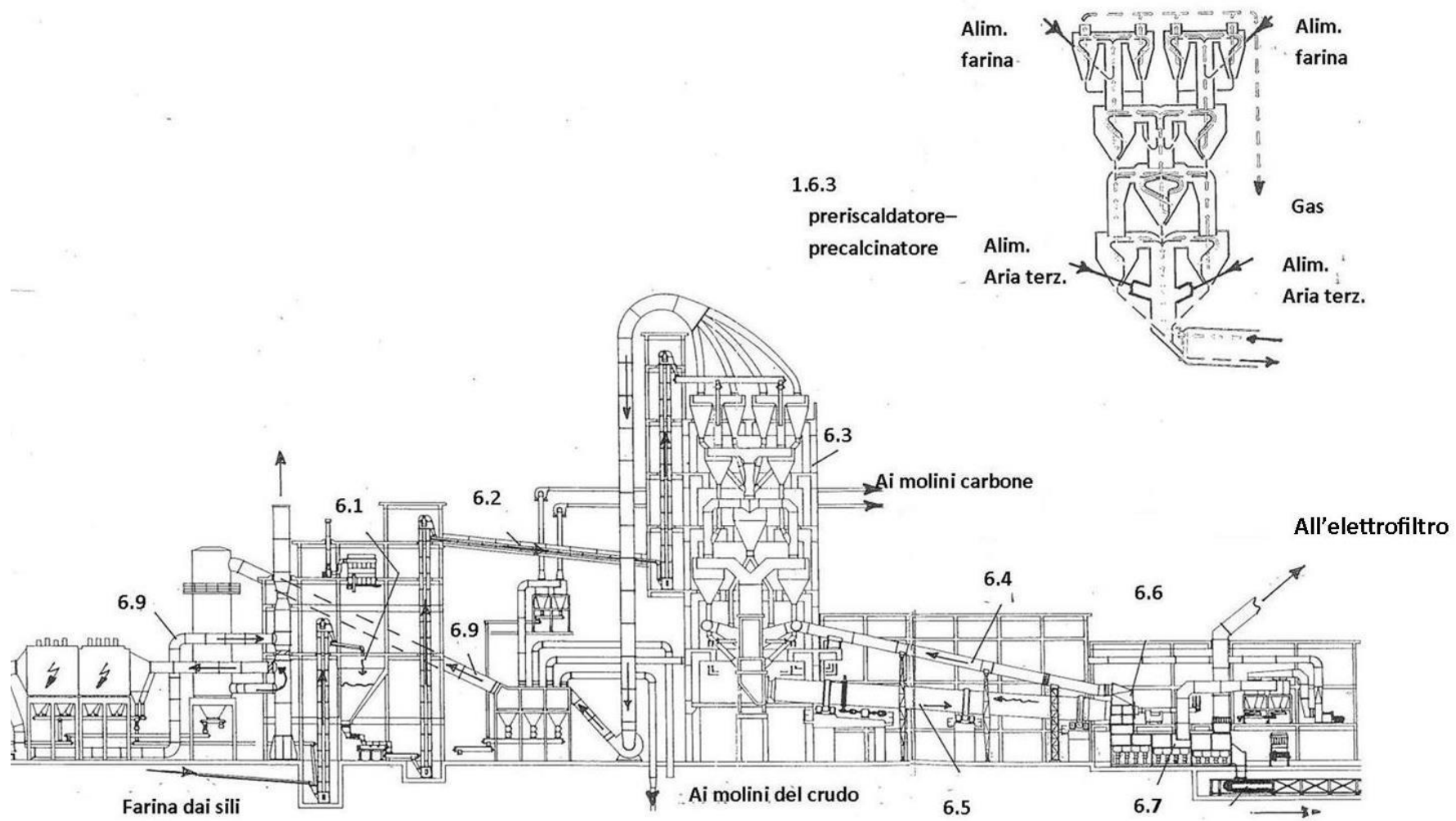
1.6.9. Circuito gas esausti del quarto stadio

I gas uscenti dal 4° stadio, aventi temperature di circa 400° C e portata specifica pari a $1.62 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg Cl.}}$, sono aspirati da un grosso ventilatore radiale con prevalenza di circa 700 mm C.A., ed inviati ad un nodo di smistamento dal quale sono aspirati:

- dall'impianto di macinazione materie prime

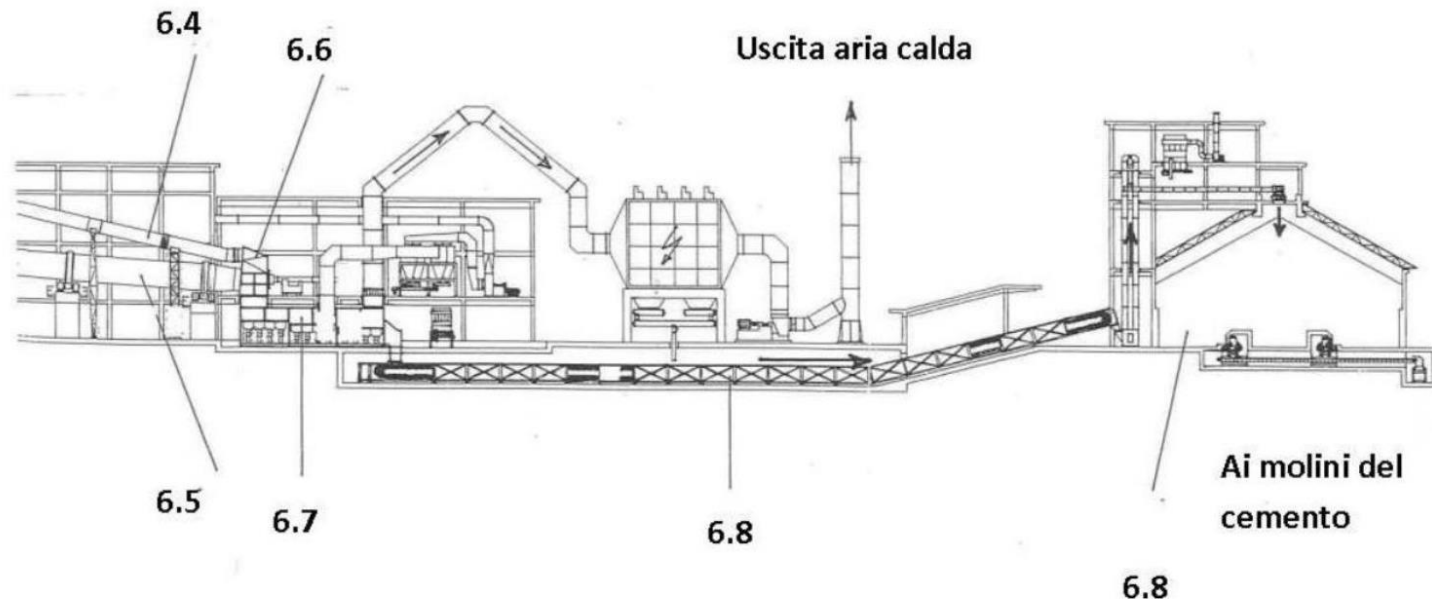
- dall'impianto di macinazione del carbone
- dall'impianto di essiccazione materie prime

Il gas rimanente entra in una torre di condizionamento che, in automatico, farà introdurre acqua atomizzata per abbattere la temperatura dei gas fino a 120° C accettabili dal filtro elettrostatico finale. All'uscita del filtro c'è un ventilatore assiale, a velocità variabile, che, con un loop di controllo, provvede a mantenere un valore di depressione stabilito nel nodo di smistamento gas.



1.6 - Cottura del clinker e deposito

1.6—Cottura del clinker e deposito



1.7. Macinazione e insilaggio cementi

Il clinker proveniente dal deposito principale viene sottoposto ad una premacinazione e quindi trasportato alle tramogge alimentanti e rispettivi molini.

La premacinazione viene effettuata con una speciale pressa a rulli che nella sua semplicità apparente di funzionamento dà grandi risultati nel prodotto. Le pressioni esercitate sul materiale sono elevate ed il risultato di questa operazione consiste nel creare delle minifratture interne al clinker le quali facilitano enormemente il lavoro di macinazione fatto dal molino. L'introduzione di una pressa a rulli di ultima generazione consente una riduzione del 20% del consumo di energia totale conseguendo contemporaneamente un aumento della produzione del molino del 40%. Ne consegue che un tale aumento di potenzialità di macinazione permette l'uso dei molini del cotto nelle sole fasce notturne dove il costo dell'energia è minimo.

I molini dediti alle macinazioni del cemento sono così dotati :

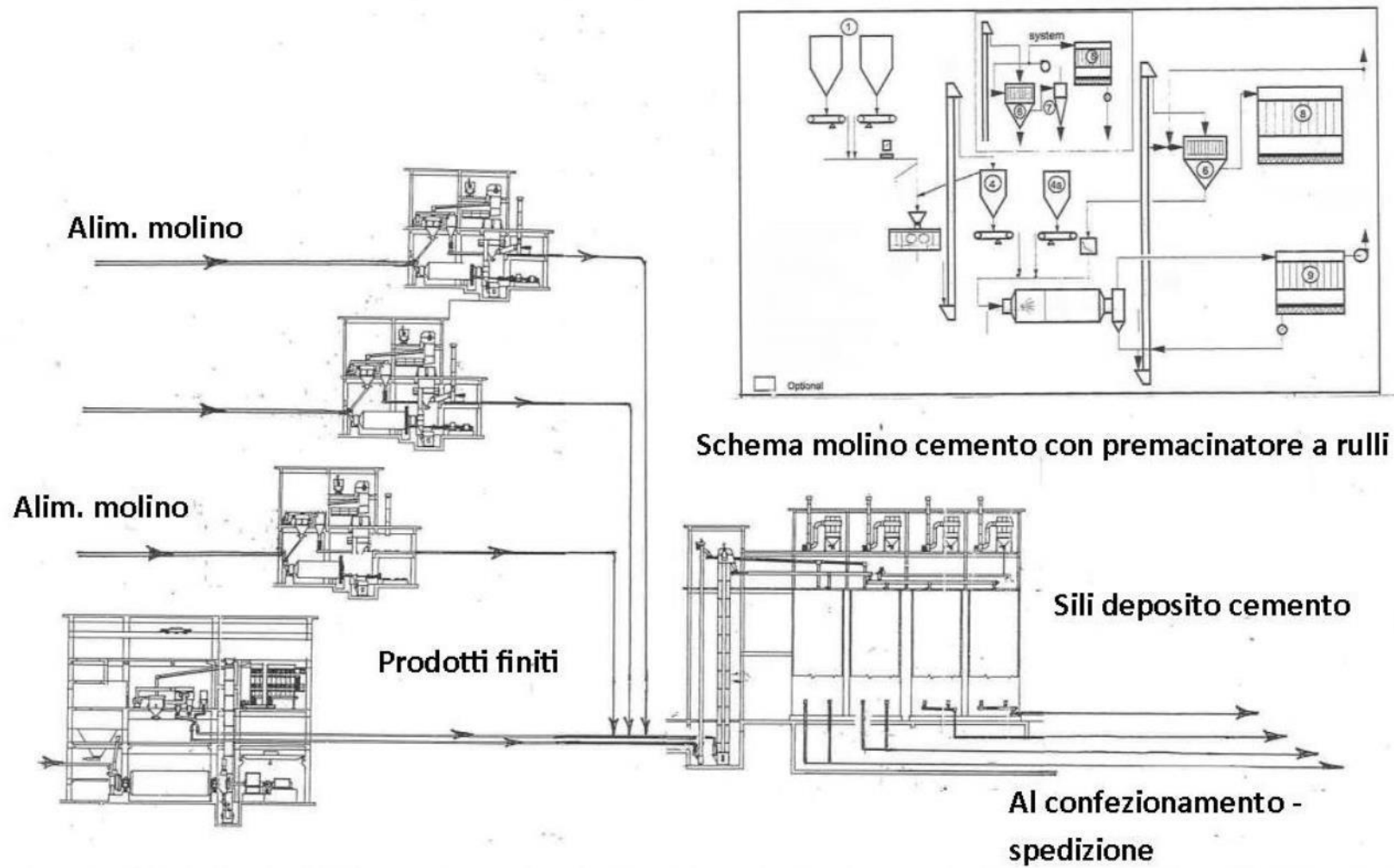
- Dosatori ponderali del clinker, gesso, calcare
- Nastro alimentatore molino
- Molino a sfere, da 2 camere, separate da diaframmi grigliati, con grado di riempimento di corpi macinati di circa il 27%
- Azionamento del molino composto da motore principale, ausiliario e riduttore
- Elevatore a tazze del materiale di scarico
- Separatore a vento ad alto rendimento
- Trasporti pneumatici del cemento finito ai sili di deposito
- Impianto di filtrazione per il depolvero del sistema

La qualità dei cementi prodotti si differenziano principalmente per:

- la percentuale di clinker impiegato
- il grado di macinazione raggiunto in cm^2/gr . (Blaine)
- la percentuale di calcare impiegato
- i coadiuvanti di macinazione usati

I molini del cotto sono generalmente più di uno al fine di poter produrre i vari tipi di legante senza ricorrere a cambi di produzione che comportano costose code di prodotto aventi caratteristiche non idonee a specificate qualità.

I leganti così prodotti dai vari molini del cotto sono trasportati, con mezzi pneumatici e meccanici, ai rispettivi sili di deposito collocati nel reparto di spedizione cementi.

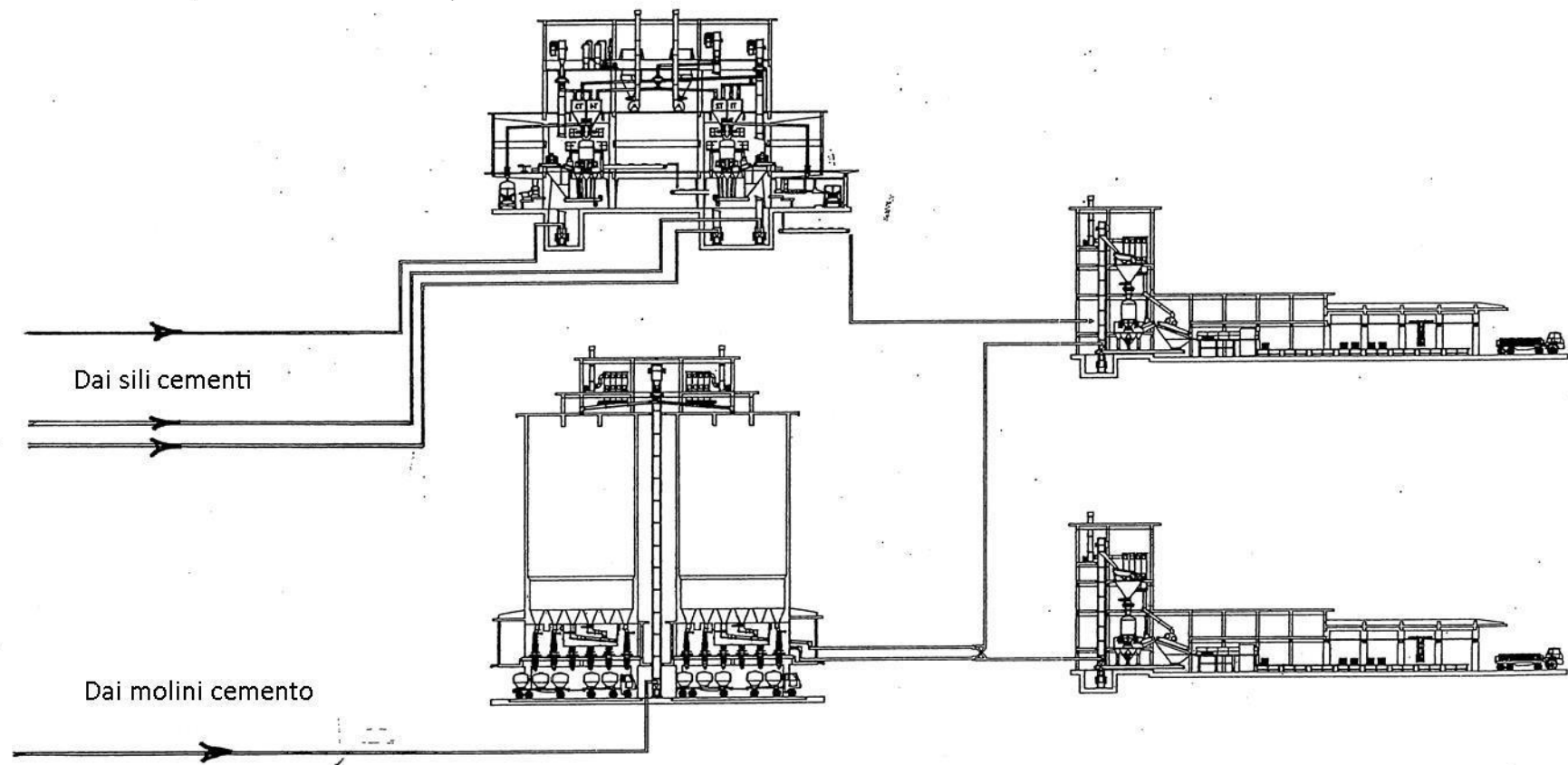


1.7 - Macinazione e insilaggio cementi

1.8. Confezione e spedizione cementi

Ogni silo del cemento è dotato di un sistema di carico per il trasporto dai molini e un sistema di fluidificazione alla base per l'estrazione del prodotto.

Generalmente la base del silo del cemento è sempre ad una quota che permette il passaggio delle autobotti per il carico del prodotto sfuso. E' pure prevista una estrazione particolare per alimentare le insaccatrici rotanti che forniranno i sacchi pesati da 25 kg all'impianto di pallettizzazione per la relativa confezione e carico sugli automezzi.



1.8 - Confezione e spedizione cementi

1.9. Impianto di macinazione – essiccazione carbone

I combustibili autorizzati ed usati nella produzione del cemento sono solidi, liquidi e gassosi.

La scelta è sempre fatta in funzione dell'entità del consumo e del costo del combustibile.

Uno dei combustibili più usati nella produzione del clinker è il coke di petrolio, un residuo della distillazione del petrolio. L'olio combustibile, usato in passato, è ora quasi abbandonato per il suo costo. Il gas metano è stato usato in passato per grosse utenze ed ora usato solo per piccole utenze.

Sono usati da alcuni anni i pneumatici triturati che, nonostante tutto risolvono problemi di discarica di grande rilevanza.

Vediamo brevemente un impianto di macinazione – essiccazione del carbone.

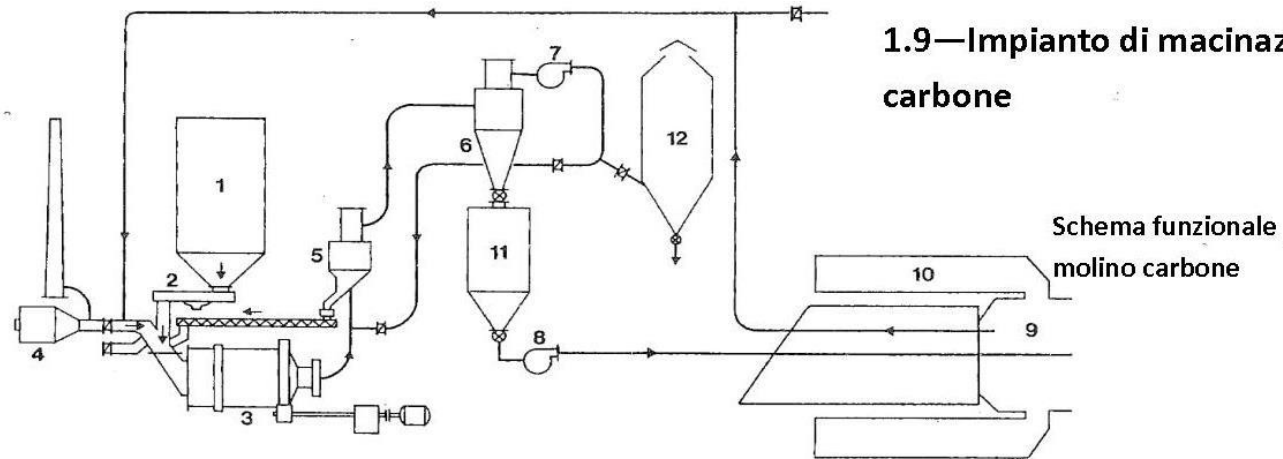
Il coke di petrolio, opet-coke, arriva allo stabilimento in pezzatura varia, massimo 10 cm, umidità 5-6% e viene stivato all'aperto. Il suo uso ai bruciatori comporta una macinazione – essiccazione che si attua con un molino a sfere o a rulli. Vediamo un molino a sfere.

Come tutti i molini a sfere è dotato di una alimentazione dosata, un corpo cilindrico ad una sola camera, un sistema di condotte, un separatore, un ciclone, un filtro a maniche e un silo di deposito.

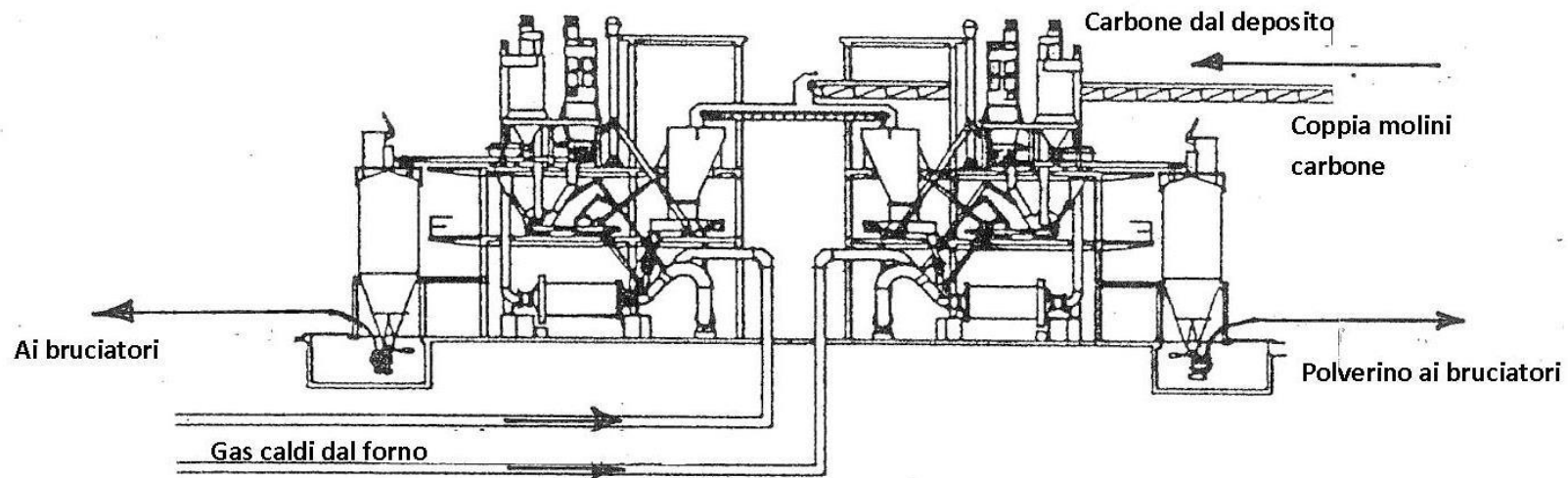
Tutto l'impianto è inertizzato ed il gas in esso circolante deve avere un tenore di O_2 inferiore al 10%. I gas caldi alimentati, provenienti dal forno, hanno questi requisiti e quindi soddisfano le condizioni di sicurezza richieste dalle norme che prevedono una monitoraggio continua dell'intero impianto.

La dosatura del polverino da inviare, tramite trasporto pneumatico, al forno viene fatta mediante apparecchi dosatori posti in estrazione del silo di deposito.

1.9—Impianto di macinazione ed essiccazione carbone



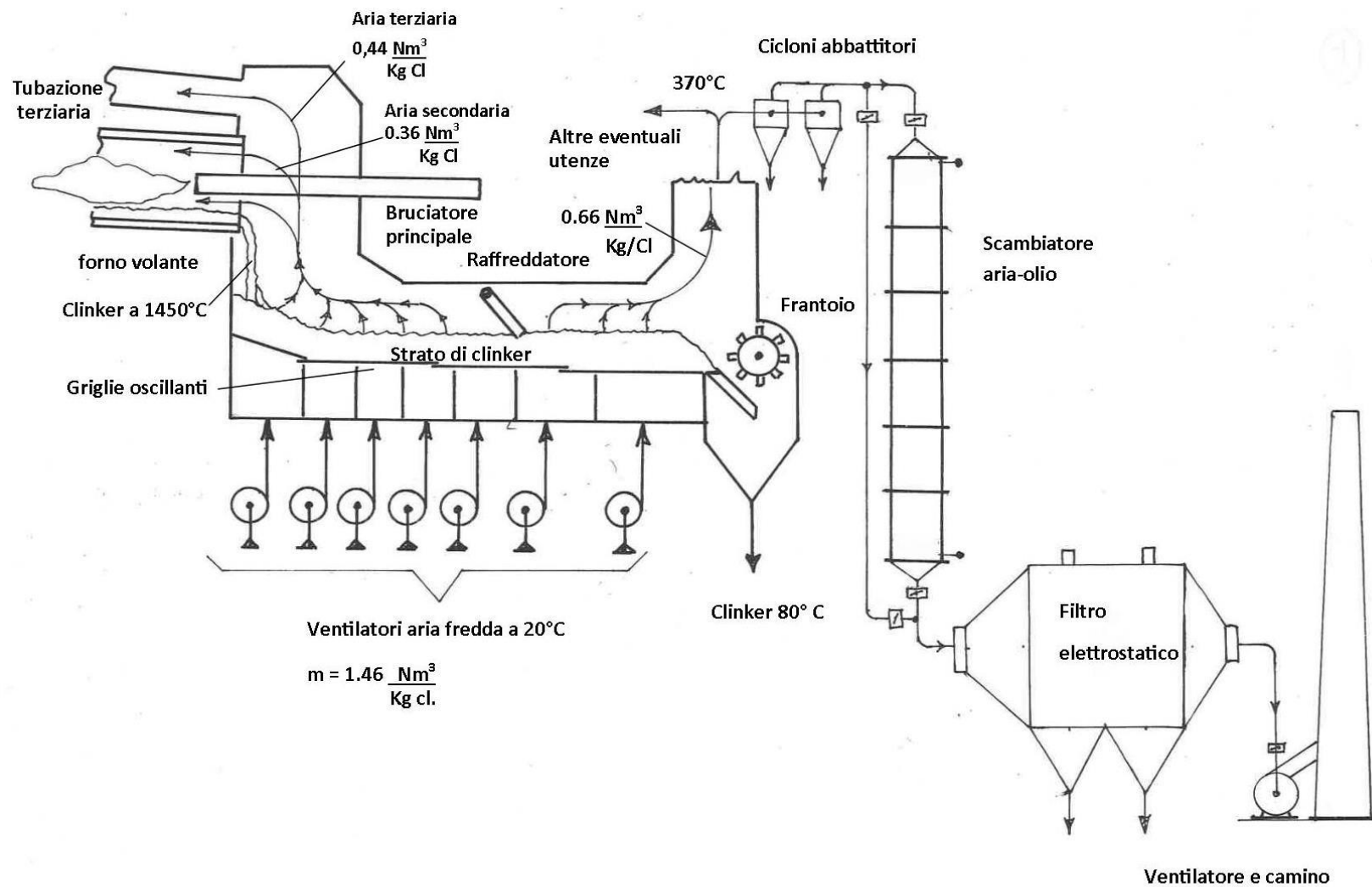
- | | |
|---|---|
| 1 Silo für Rohkohle = Raw coal silo | 7 Umluft-Gebläse = Circulating air fan |
| 2 Dosierbandwaage = Weigh belt feeder | 8 Primärluft-Gebläse = Primary air fan |
| 3 Ladestrommühle (Tirax-Mühle) = Air-swept ball mill (Tirax mill) | 9 Drehofen = Rotary kiln |
| 4 Hilfsfeuerung = Air heater (Auxiliary firing) | 10 Planetenkühler (Unax-Kühler) = Satellite coolers (Unax-cooler) |
| 5 Windsichter = Separator | 11 Kohlenstaubsilo = Coal dust silo |
| 6 Zyklon-Abscheider = Cyclone collector | 12 Entstauber = Dust collector |



CAPITOLO 2

**Inserimento dell'impianto di recupero calore
ORC (organic Rankine cycle) nel raffreddatore
del clinker**

Inserimento dell'impianto di recupero calore ORC nel raffreddatore del clinker



2.1. Funzionamento del raffreddatore del clinker

Il tipo di raffreddatore qui considerato è quello che si identifica come il raffreddatore a griglie fisse e oscillanti. Il clinker caldo a 1450° C circa proveniente dal forno rotante viene trattato nel raffreddatore a valle.

In ogni caso tutti i raffreddatori del clinker hanno in comune che l'area di raffreddamento fluisce in corrente incrociata attraverso lo strato di clinker che avanza lentamente verso lo scarico a bassa temperatura: circa 80÷90° C.

L'aria calda prodotta è suddivisa nel raffreddatore per alimentare:

- Il bruciatore principale del forno rotante
- I bruciatori del precalcinatore attraverso l'aria terziaria.

Ai fini della qualità del clinker prodotto è importante la velocità di raffreddamento del clinker stesso. Tale velocità di raffreddamento dipende quindi dalla velocità media di traslazione dello strato giacente sopra le griglie oscillanti che rimane costante nella normale produzione.

La velocità di avanzamento dello strato del clinker in raffreddamento e il suo spessore (circa 0.7 m) saranno regolati dalla produzione dell'impianto di cottura e quindi dagli azionamenti delle griglie.

La suddivisione richiesta dal processo di combustione, dell'aria calda prodotta dal raffreddatore è come segue:

Al forno rotante : 0.36 Nm³/ kg Cl.

Al precalcinatore, attraverso la tubazione dell'aria terziaria, 0.44 Nm³/kg Cl.

Allo scarico: 0.66 Nm³/kg Cl.

Questi sono valori correnti normalmente usati negli impianti di cottura delle dimensioni di 2500÷3000 t/giorni di clinker.

La parte inferiore delle griglie oscillanti sarà alimentata, attraverso un numero compreso tra 5÷8 sottocamere, da altrettanti ventilatori di aria fredda. La portata e le pressioni di lavoro di questi sono in funzione delle temperature e spessori dello strato. Avremo pertanto basse portate e alte pressioni (7000 Pa) nelle prime sottocamere e viceversa nelle ultime.

La parte dell'aria calda prodotta e interessata alla nostra applicazione è quella dello scarico nella quantità di 0.66 Nm³/kg cl.

Quest'aria porta generalmente in sospensione qualche grammo di polvere clinker per Nm³. Si ritiene pertanto utile inserire nel circuito un gruppo di cicloni abbattitori, in parallelo, al

fine di ridurre la quantità di polvere nello scambiatore aria-olio. Tale accorgimento non comporta la totale eliminazione della polvere, ma ne riduce considerevolmente gli effetti abrasivi della stessa sulle parti metalliche investite. L'uscita dell'aria esausta dallo scambiatore aria-olio sarà collegata, attraverso un elettrofiltro e ventilatore, al camino.

La batteria di cicloni in parallelo comporta una perdita di pressione nel circuito dell'aria (circa 500 Pa) che giustificano i risultati di salvaguardia delle parti di impianto a valle.

Come indicato nello schema allegato lo scambiatore aria-olio è dotato di valvola a farfalla di regolazione e sezionamento con by-pass al fine di poter effettuare un'ampia variazione/regolazione di portata di aria senza provocare disturbi di portata all'elettrofiltro che segue.

2.2. Bilancio termico del raffreddatore del clinker

– Portata di clinker prodotto ipotizzata 2760 t/g di clinker pari a 115 t/h di clinker

– Portata di aria calda disponibile = $0.66 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg Cl}} \times 115,00 \frac{\text{kg Cl}}{\text{h}} \times \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} =$

$$= 21.09 \frac{\text{Nm}^3}{\text{s}} \equiv 21.09 \frac{\text{Nm}^3}{\text{s}} \times 1.29 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3} = 27.2 \text{ kg/s}$$

– Portata di aria effettiva = $21.09 \frac{\text{Nm}^3}{\text{s}} \times \frac{(273+370)\text{K}}{273 \text{ K}} = 49.67 \text{ m}^3/\text{s}$ effettivi

– Calore disponibile per un salto di temperatura di (370-120)°C previsti nello scambiatore aria/olio

$$= 27.2 \text{ kg/s} \times 1.067 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times (370-120)^\circ\text{C} = \mathbf{7\ 256 \text{ kW}}$$

Bilancio raffreddatore

Calore in ingresso (riferimento a 0°C)

Dal clinker $1400^{\circ}\text{C} \times 1.092 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} = 1529 \text{ kJ/kg Cl}$

Dell'aria di raffreddamento $20^{\circ}\text{C} \times 1.46 \frac{\text{Nm}}{\text{kg cl}} \times 1.296 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3^{\circ}\text{C}} = \underline{38 \text{ kJ/kg Cl}}$

Totale calore in ingresso 1567 kJ/kg Cl

Calore in uscita

Per calore sensibile nel clinker prodotto

$$(80^{\circ}\text{C} + 20^{\circ}\text{C}) \times 0.787 \frac{\text{kJ}}{\text{kg Cl}^{\circ}\text{C}} = 78 \text{ kJ/kg Cl}$$

Per aria secondaria e terziaria

$$1013^{\circ}\text{C} \times (0.44 + 0.36) \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg cl}} \times 1.41 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3^{\circ}\text{C}} = 1143 \text{ kJ/kg Cl}$$

Per aria calda di scarico

$$370^{\circ}\text{C} \times 0.66 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg Cl}} \times 1.33 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3^{\circ}\text{C}} = 325 \text{ kJ/kg Cl}$$

Per perdite esterne stimate

$$= \underline{21 \text{ kJ/kg Cl}}$$

Totale calore in uscita 1567 kJ/kg Cl

CAPITOLO 3

Descrizione schema impianto ORC e relativo controllo automatico

Dallo schema allegato si può notare che l'impianto ORC è diviso in 3 circuiti:

- 1 circuito dell'aria calda proveniente dal raffreddatore
- 2 circuito dell'olio diatermico
- 3 circuito del fluido motore che è n-pentano $C_5 H_{12}$

Nello schema sono stati introdotti dei simboli identificativi delle funzioni relative a misure e controlli, con la relativa strumentazione, secondo le norme ISO 3511. Passiamo ora alla descrizione del funzionamento, misura e controlli dei circuiti.

3.1. Circuito dell'aria calda

Il circuito dell'aria interessato all'impianto ORC è composto dai seguenti elementi:

condotta dell'aria, valvole a 3 vie di regolazione, valvola di sezionamento, scambiatore aria-olio, valvola sezionamento, tubo venturi di misura della portata, tubazione di by-pass collegante le due estremità dello scambiatore e valvola di emergenza per sovratemperatura.

Logica di controllo

La valvola di regolazione a 3 vie viene azionata, tramite controllore, da due grandezze: la temperatura dell'olio diatermico e la portata dell'aria dello scambiatore.

La valvola di emergenza sarà azionata quando la temperatura interna dello scambiatore supera un determinato valore di set.

La tubazione di by-pass, con la valvola a 3 vie, provvederà a mantenere costante la portata d'aria che sarà convogliata al filtro elettrostatico ed estratta dal raffreddatore del clinker.

3.2. Circuito dell'olio diatermico

Il circuito dell'olio diatermico è composto dai seguenti elementi:

tubi di scambio termico dello scambiatore aria-olio, valvola di sezionamento, valvola di regolazione portata a 3 vie, tubi di scambio termico evaporatore, tubi di scambio termico preevaporatore, coppia di pompe di circolazione complete di filtri (una di riserva), tubazioni e

valvole di svuotamento impianto, serbatoio di scarico e riserva olio, vaso di espansione olio inertizzato superiormente, pompa di carico olio nel circuito.

Logica di controllo

Anche in questo circuito la portata dell'olio è mantenuta costante dalla valvola a 3 vie la cui regolazione viene fatta, tramite controllore, dalla pressione del vapore di pentano rilevata nell'evaporatore.

3.3. Circuito del pentano

Il circuito del pentano comprende i seguenti elementi:

valvole di sezionamento per ogni elemento, valvola di regolazione della portata di vapore in turbina, il rigeneratore, il condensatore, coppia di pompe di alimentazione pentano liquido, il preevaporatore, l'evaporatore, le tubazioni di scarico impianto, la pompa di carico impianto e il serbatoio del pentano liquido.

E' pure previsto un impianto di raccolta condensato e di estrazione degli incondensabili nel condensatore.

Logica di controllo

La potenza in uscita del generatore elettrico azionerà, tramite set-point e controllore, la valvola di immissione del vapore da introdurre in turbina. La stessa portata sarà controllata dalla velocità dell'albero della turbina che è la stessa del generatore elettrico. Un secondo loop di regolazione è inserito nel condensatore per il quale la velocità dei ventilatori sarà controllata dalla temperatura e pressione del vapore in ingresso. Un terzo loop di regolazione provvederà all'azionamento della pompa di alimentazione pentano liquido per mantenere il livello dell'evaporatore costante.

3.4. L'impianto ORC e l'energia prodotta

L'intero impianto è concepito per un funzionamento completamente automatico. Pertanto non è necessario personale per la sua conduzione.

I loop di controllo indicati nello schema sono considerati essenziali e verranno supervisionati dalla sala controllo dello stabilimento.

L'intero impianto ORC sarà gestito da un sistema PLC dotato di monitors nei quali possono essere osservati, in tempo reale, i valori istantanei, le tendenze ed eventuali stampe, con allarmi, per eventi anomali.

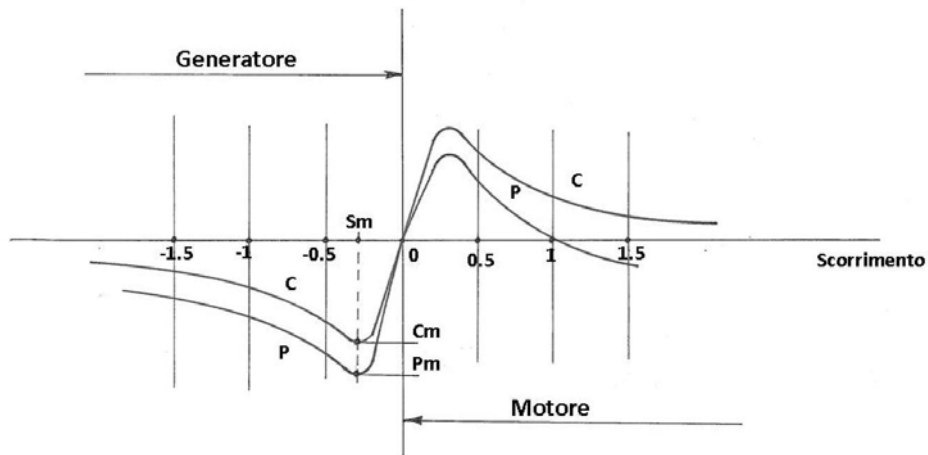
Poiché l'impianto ORC è inserito in un impianto di produzione del clinker a grande inerzia termica, le variazioni nelle grandezze quali temperature e portate sono da considerarsi assai limitate nel tempo. La potenza elettrica erogata dal generatore può quindi ritenersi praticamente costante.

Il sistema di controllo comprendente i vari loop sopradescritti è da considerarsi come un sistema a "caldaia seque" e cioè:

la regolazione della caldaia (scambiatore aria-olio/circuito pentano) segue la prefissata richiesta di potenza erogata dal generatore elettrico.

Il generatore elettrico sarà un asincrono e avrà il rotore rotante nello stesso senso del campo rotante ma con velocità $n > n_0$ dove n_0 è la velocità di sincronismo.

In queste condizioni la macchina immetterà nella rete dello stabilimento la potenza fornita dalla turbina. Le caratteristiche di coppia, potenza e scorrimento del generatore elettrico sono qualitativamente illustrate nel seguente diagramma.



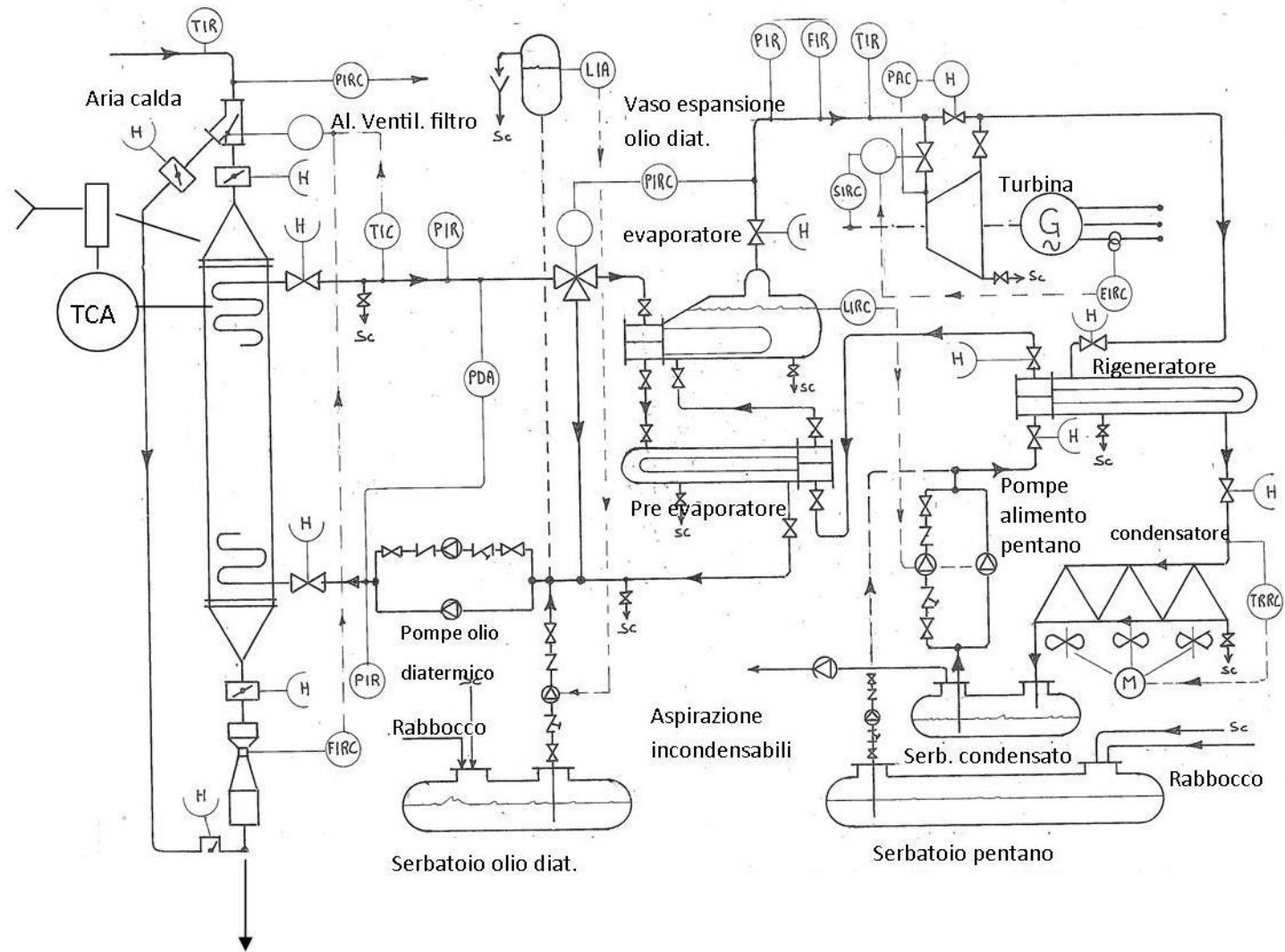
Il punto di lavoro del generatore asincrono trifase qui considerato sarà contenuto nell'intervallo di scorrimento compreso fra 0 e s_m .

Se si superassero i limiti di s_m la macchina opererebbe in condizioni di instabilità che sono ovviamente da evitare.

Il sistema di controllo del generatore comprenderà, oltre alle classiche protezioni per massima corrente, minima e massima velocità rotorica ecc., un relè direzionale che permetterà la sola erogazione di potenza in rete.

La messa in parallelo del generatore elettrico alla rete dello stabilimento non comporta particolari problemi se la chiusura dell'interruttore di parallelo viene effettuata per velocità del rotore prossima alla velocità di sincronismo che, nel nostro caso è di 3000 giri/min.

Successivamente alla chiusura dell'interruttore di parallelo, aumentando i giri della turbina, si arriverà ad erogare la potenza prefissata.



Schema controllo impianto ORC

CAPITOLO 4

Dimensionamento di massima del ciclo binario ORC

4.1. Descrizione impianto di generazione

L'impianto genera energia elettrica utilizzando del calore a bassa temperatura contenuto nell'aria di scarico del raffreddatore del clinker. Le parti componenti sono indicate nello schema sottoindicato.

Esso consiste di tre circuiti nei quali passano:

- aria calda proveniente dal raffreddatore del clinker (colore blu)
- olio diatermico (colore rosso)
- pentano allo stadio liquido e vapore (colore verde)

Analizziamo brevemente i tre circuiti.

L'aria calda del raffreddatore, che contiene polvere di clinker in sospensione, viene trattata da un gruppo di cicloni abbattitori per essere inviata, attraverso una valvola a 3 vie di regolazione, allo scambiatore aria-olio.

L'aria in uscita dallo scambiatore sarà inviata nel filtro elettrostatico e quindi, attraverso un ventilatore radiale, al camino.

Tutto il circuito dell'aria sarà mantenuto in depressione dal ventilatore finale che provvederà a fornire la caduta di pressione necessaria a sopperire le perdite nei cicloni abbattitori, nello scambiatore aria-olio, nell'elettrofiltro e nelle tubazioni di collegamento.

Il circuito dell'olio diatermico comprende lo scambiatore aria-olio, il preevaporatore del pentano e l'evaporatore del pentano.

La circolazione dell'olio diatermico viene effettuata per mezzo di pompe centrifughe che sopperiscono le perdite di carico dell'intero circuito garantendo la portata di olio necessaria allo scambio termico richiesto. E' previsto anche in questo circuito una valvola a 3 vie di regolazione della portata di olio che dovrà attraversare il preevaporatore e l'evaporatore del pentano.

Il circuito del pentano comprende il preevaporatore, l'evaporatore, la turbina, il rigeneratore, il condensatore ad aria e la pompa di alimentazione del pentano all'evaporatore.

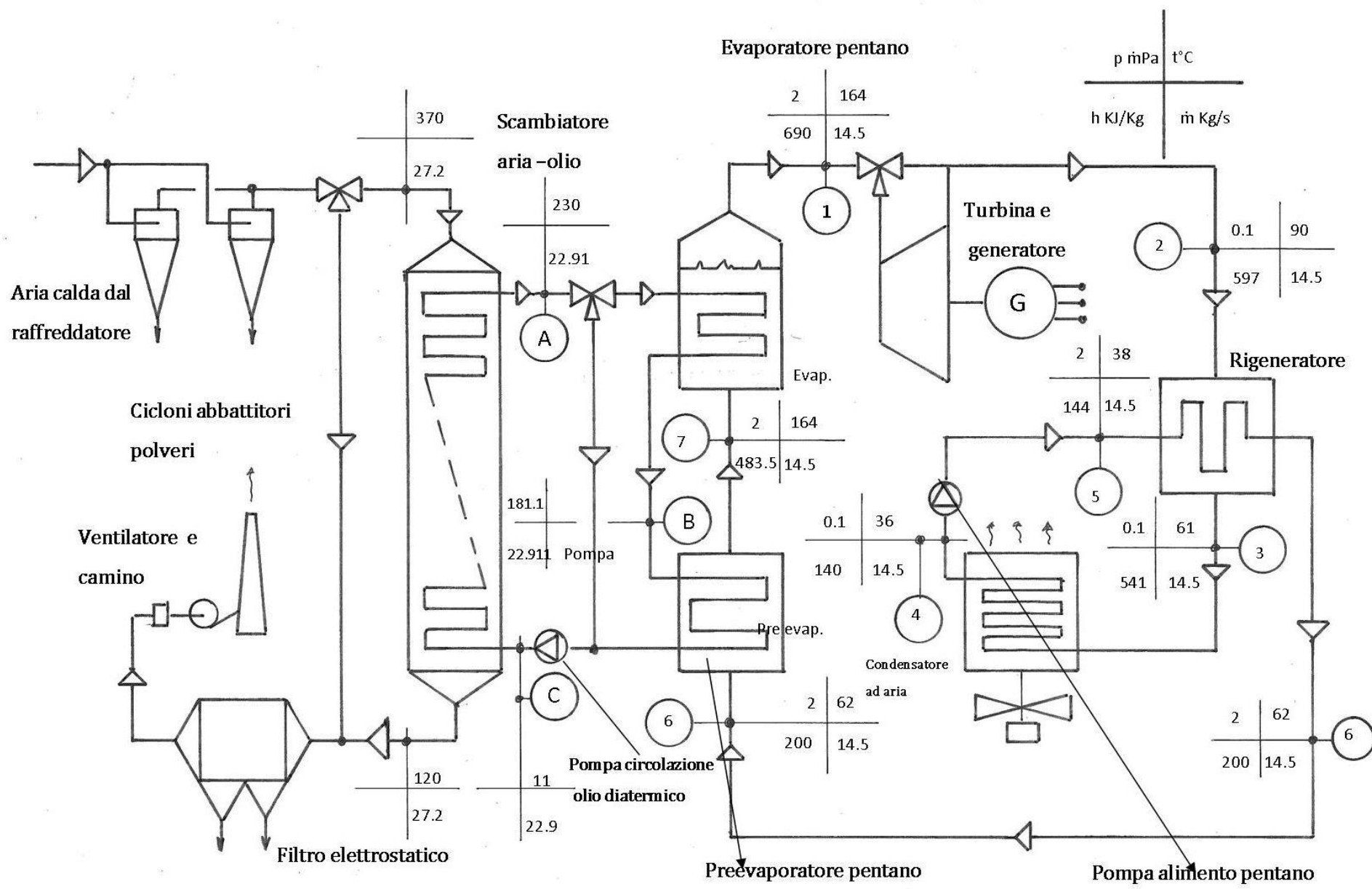
Anche in questo circuito è prevista una valvola a 3 vie che permette di regolare la quantità di vapore che entra nella turbina.

Il condensatore è raffreddato ad aria per mezzo di ventilatori assiali la cui portata di

raffreddamento sarà regolata mediante inverter alimentanti i rispettivi motori di azionamento.

La pompa di alimentazione del pentano liquido viene azionata dal livello dell'evaporatore e farà in modo che questo resti costante nel tempo.

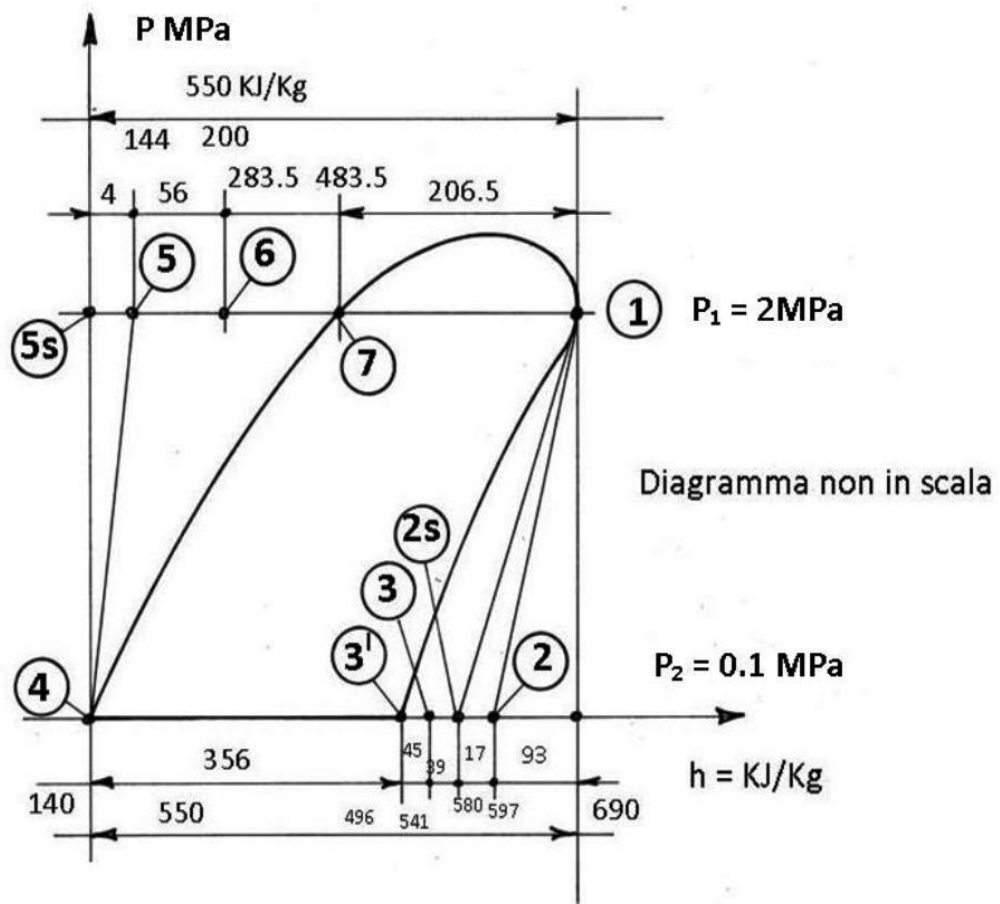
Il rigeneratore ha la funzione di recuperare del calore che altrimenti dovrebbe essere scaricato dal condensatore e quindi perduto. Questo scambiatore ha quindi la funzione di aumentare il rendimento del ciclo ORC.



4.2. Dimensionamento di massima del ciclo binario ORC

Il circuito di riferimento è quello rappresentato nello schema che segue. Per ogni punto sono indicati i valori di funzionamento caratteristici.

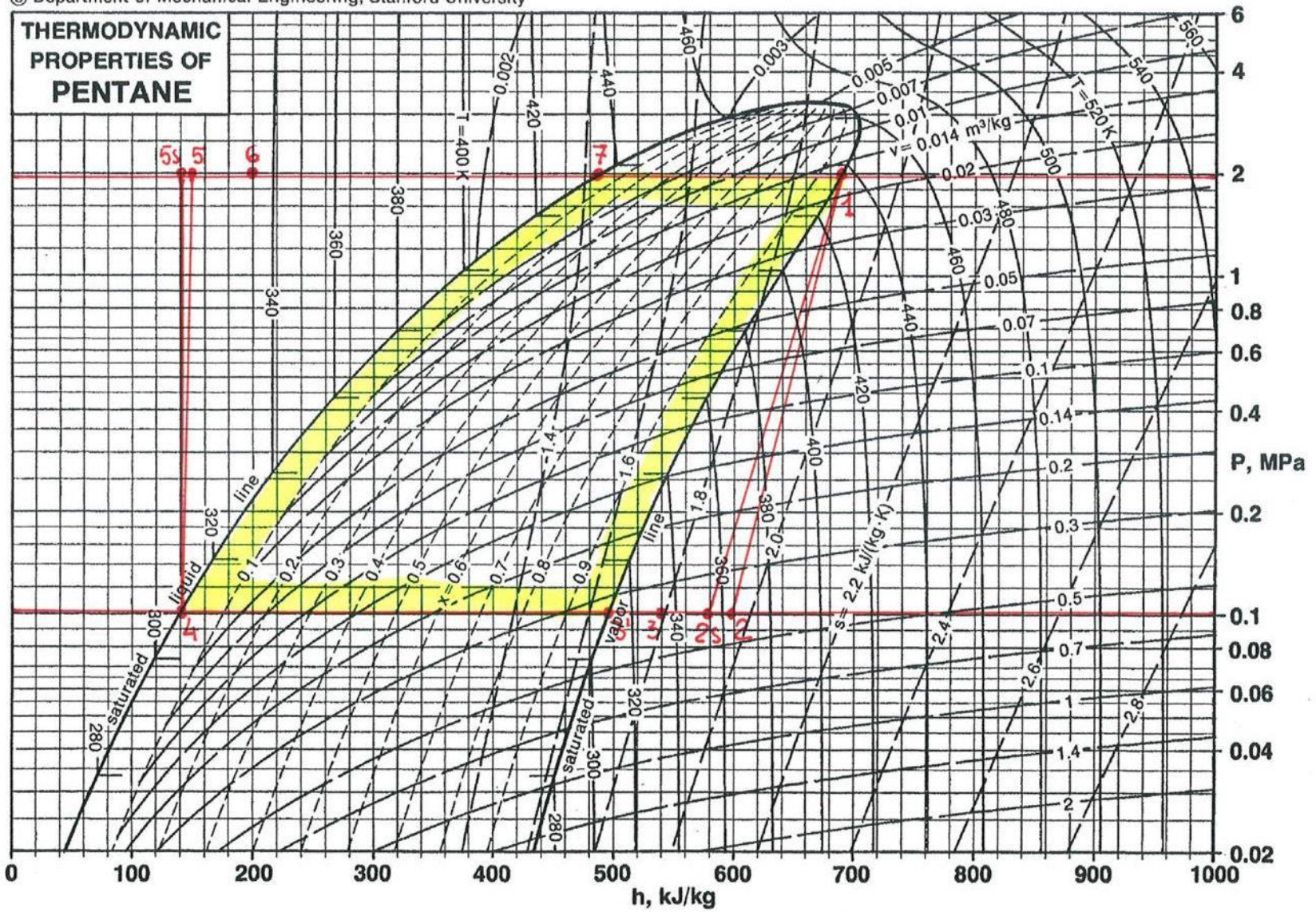
Qui sotto è riportato un diagramma P-h del ciclo termodinamico con i relativi valori per ogni punto e cadute entalpiche. Il fluido motore normalmente utilizzato in queste applicazioni è il n-pentano C_5H_{12} il cui diagramma reale P-h viene pure allegato. L'obiettivo principale del progetto è quello di ottenere dall'aria calda che normalmente viene scaricata nell'atmosfera una potenza elettrica dell'ordine di 1.3 MW.



Questa è una grandezza tipica di impianti di recupero energetico termico realizzato nei cementifici esteri la cui produzione dell'impianto di cottura sia dell'ordine di $2\,500 \div 2\,600$ t/g di clinker.

La presente valutazione è finalizzata ad ottenere valori di progetto di massima per ogni componente l'impianto binario ORC.

Si sono così trascurate le perdite di pressione, per ora, degli elementi del circuito nonché le perdite termiche delle superfici in temperatura che saranno adeguatamente isolate.



4.3. Analisi del ciclo termodinamico e componenti il circuito ORC

Per poter analizzare quantitativamente il ciclo termodinamico dobbiamo definire alcuni elementi di base che sono imposti da condizioni fisicamente realizzabili. Queste sono:

- temperatura nominale dell'aria calda = 370°C
- portata ponderale dell'aria calda = 27.2 kg/s
- temperatura nominale dell'olio diatermico = 230°C
- pressione dell'evaporatore = 2 MPa = 20 bar
- pressione allo scarico turbina = 0.1 MPa = 1 bar
- rendimento isoentropico assunto dalla turbina = 0.84
- rendimento isoentropico assunto dalla pompa alimento = 0.75

Per poter progettare l'intero circuito ORC dobbiamo analizzare i 7 punti segnati nel ciclo del pentano sopra indicato.

Vediamo ora dettagliatamente i parametri di funzionamento relativi ad ogni punto del ciclo del pentano considerato.

- **Punto 1** : Vapore saturo con $P_1=2\text{MPa}$, $h_1=690\text{ kJ/kg}$, $T_1 = 164^\circ\text{C}/437\text{ K}$
- **Punto 2s** : Vapore surriscaldato conseguente alla trasformazione isoentropica con
 $P_{2s} = 0.1\text{ MPa}$, $h_{2s} = 580\text{ kJ/kg}$, $T_{2s} = 81^\circ\text{C}/354\text{ K}$
- **Punto 2** : Vapore surriscaldato in uscita turbina a seguito della trasformazione irreversibile calcolabile con la relazione:
$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$
 dove η_T = rendimento isoentropico turbina assunto pari a 0.84 per cui
 $h_2 = h_1 - \eta_T (h_1 - h_{2s}) = 690 - 0.84 (690 - 580) = 597.6\text{ kJ/kg}$, $p_2 = 0.1\text{ MPa}$, $T_2 = 90^\circ\text{C}/363\text{ K}$
- **Punto 3** : vapore surriscaldato in uscita rigeneratore $h_3 = 541\text{ kJ/kg}$, $p_3 = 0.1\text{ Mpa}$,
 $T_3 = 61^\circ\text{C}/334\text{ K}$.

- **Punto 3^l** : vapore saturo, $h_{3^l} = 496 \text{ kJ/kg}$, $p_{3^l} = \text{MPa}$, $T_{3^l} = 36^\circ\text{C}/309 \text{ K}$

- **Punto 4**: liquido saturo con $h_4 = 140 \text{ kJ/kg}$, $p_4 = 0.1 \text{ MPa}$, $T_4 = 36^\circ\text{C}/309 \text{ K}$

- **Punto 5s** : liquido saturo conseguente alla compressione isoentropica della pompa di alimentazione. Il liquido è incomprimibile pertanto $h_{5s} = h_4 + v_4 (p_{5s} - p_4)$ dove v_4 è il volume specifico in m^3/kg .

$$h_{5s} = 140 + 0.00165 (2000 - 100) = 143.14 \text{ kJ/kg}, p_{5s} = 2 \text{ MPa},$$

$$T_{5s} = 36^\circ\text{C}/309 \text{ K}$$

- **Punto 5** : liquido saturo reale in uscita pompa alimentazione. Il valore di h_5 si calcola dalla relazione del rendimento isoentropico della pompa $\eta_p = \frac{h_{5s} - h_4}{h_5 - h_4}$ per cui

$$h_5 = h_4 + (h_{5s} - h_4) \eta_p$$

$$h_5 = 140 + (143.14 - 140)/0.75 = 144.18 \text{ kJ/kg}, \eta_p = 0.75 \text{ come stabilito}$$

$$p_5 = 2 \text{ MPa}, T_5 = 38^\circ\text{C}/311 \text{ K}$$

L'aumento di 2°C di temperatura del fluido è dovuto al lavoro di compressione da parte della pompa. Si calcola così:

$$\text{lavoro compressione} = 4.18 \text{ kJ/kg} = C_p \cdot \Delta\theta$$

$$C_p = \text{calore specifico} = 2.36 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$\Delta\theta = 4.18/2.36 = 1.78^\circ\text{C} \cong 2^\circ\text{C}$$

- **Punto 6** : liquido saturo dopo il rigeneratore:

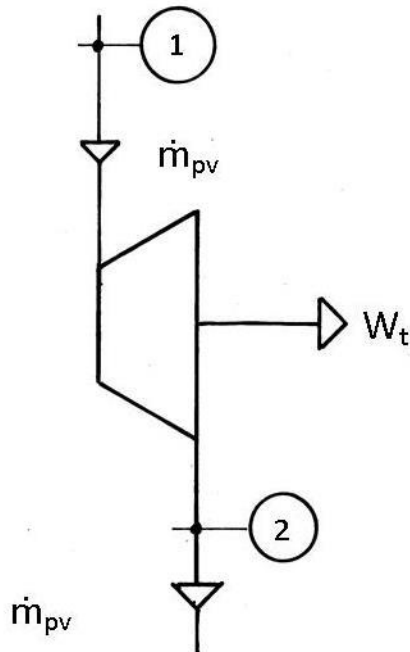
$$h_6 = 200 \text{ kJ/kg} \quad p_6 = 2 \text{ MPa} \quad T_6 = 62^\circ\text{C}/335 \text{ K}$$

- **Punto 7** : liquido saturo che precede l'evaporazione:

$$h_7 = 483.5 \text{ kJ/kg} \quad p_7 = 2 \text{ MPa} \quad T_7 = 164^\circ\text{C}/437 \text{ K}$$

Con i dati di ogni punto del ciclo termodinamico sopra identificati possiamo analizzare ogni trasformazione componente il ciclo ricavandone i dati di progetto di ogni macchina termica componente il circuito.

4.4. Trasformazione 1 - 2 Turbina



$$W_t = \text{potenza generata dalla turbina} = \dot{m}_{pv} (h_1 - h_2) = \dot{m}_{pv} \eta_T (h_1 - h_{2s}) = \\ = 14.5 \text{ kg/s} \times 0.84 (690 - 580) = \mathbf{1339.8 \text{ kW}}$$

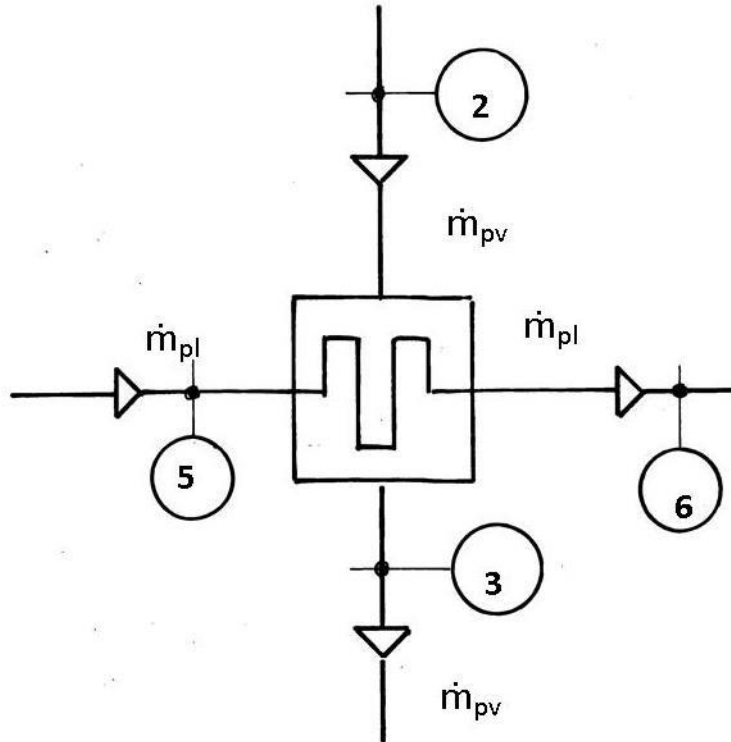
$$\dot{m}_{pv} = 14.5 \text{ kg/s} \quad \eta_T = 0.84 \text{ già definito}$$

$$h_1 = 690 \text{ kJ/kg} \quad h_{2s} = 580 \text{ kJ/kg} \quad h_2 = 597 \text{ kJ/kg}$$

Dati di progetto

- $p_1 = 2 \text{ MPa}$
- $h_1 = 690 \text{ kJ/kg}$
- $\eta_T = 0.84$
- $W_t = 1339.8 \text{ kW}$
- $p_2 = 0.1 \text{ MPa}$
- $h_2 = 597 \text{ kJ/kg}$
- $\dot{m}_{pv} = 14.5 \text{ kg/s}$
- $n = 50 \text{ giri/s}$

4.5. Trasformazione 2 - 3 Rigeneratore



In questo scambiatore le portate dei due fluidi sono le stesse e pari a $14.5 \text{ kg/s} = \dot{m}_{pv} = \dot{m}_{pl}$.

Il bilancio di scambio è: $h_2 - h_3 = h_6 - h_5$

$$597 - 541 = 200 - 144 = 56 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Calore scambiato } Q_R = 14.5 \text{ kg/s} \times 56 \text{ kJ/kg} = 812 \text{ kW}$$

Dati di progetto

$$p_2 = p_3 = 0.1 \text{ MPa}$$

$$p_5 = p_6 = 2 \text{ MPa}$$

$$\dot{m}_{pv} = \dot{m}_{pl} = 14.5 \text{ kg/s}$$

$$T_2 = 90^\circ\text{C}/363 \text{ K}$$

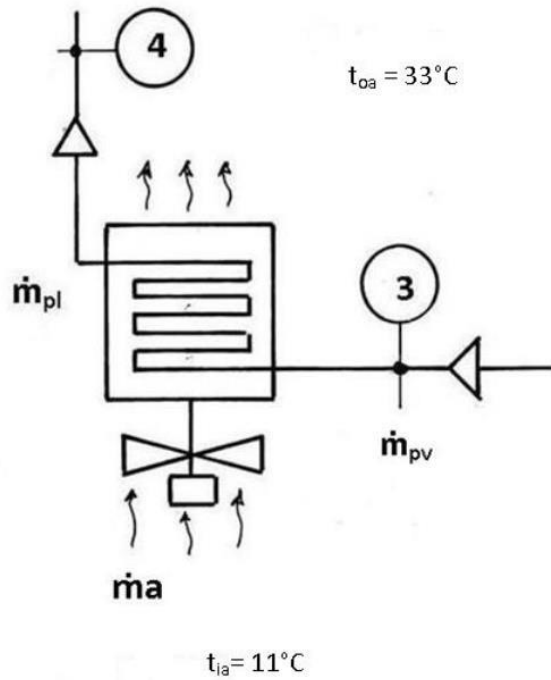
$$T_3 = 61^\circ\text{C}/334 \text{ K}$$

$$T_5 = 38^\circ\text{C}/311 \text{ K}$$

$$T_6 = 62^\circ\text{C}/338 \text{ K}$$

$$Q_R = 812 \text{ kW}$$

4.6. Trasformazione 3- 4 Condensatore ad aria



Il bilancio termico del condensatore è:

$$Q_c = \dot{m}_{pv}(h_3 - h_4) = \dot{m}_a C_{pa} (t_{0a} - t_{ia}) \quad \text{dove } C_{pa} = \text{calore specifico aria a } t_m = \frac{11+33}{2} = 22^\circ\text{C e}$$

pressione atmosferica $C_{pa} = 1.006 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$

$$Q_c = 14.5 \text{ kg/s} (541 \text{ kJ/kg} - 140 \text{ kJ/kg}) = 5814.5 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_a = \frac{5.814.5 \text{ KW}}{1.006 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} (33^\circ\text{C} - 11^\circ\text{C})} = 263 \text{ kg/s}$$

Dati di progetto

$$p_3 = p_4 = 0.1 \text{ Mpa}$$

$$\dot{m}_{pv} = \dot{m}_{pl} = 14.5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_a = 263 \text{ kg/s}$$

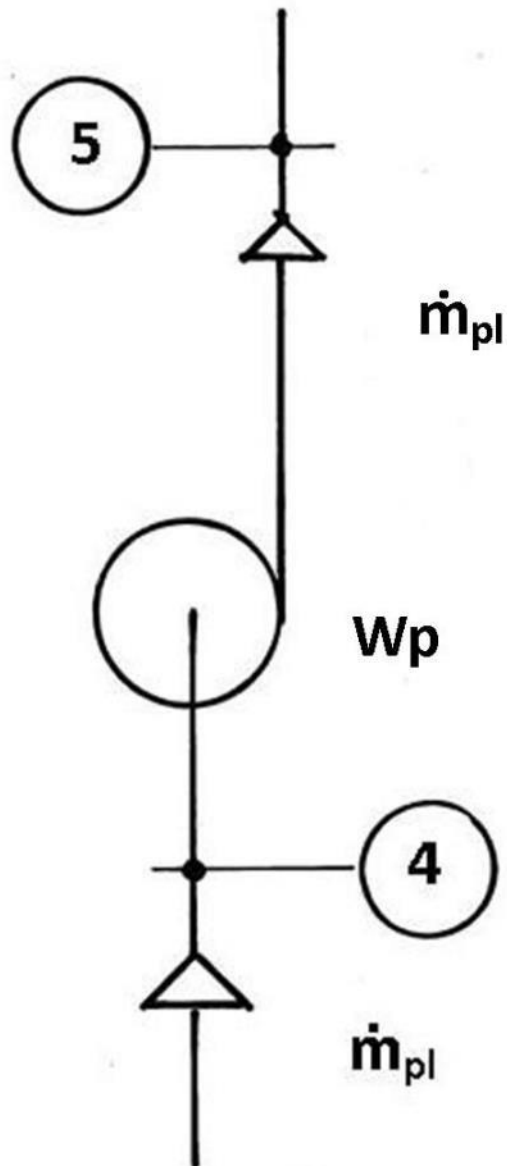
$$T_3 = 61^\circ\text{C}/334 \text{ K}$$

$$T_4 = 36^\circ\text{C}/309 \text{ K}$$

$$t_{ia} = 11^\circ\text{C}/284 \text{ K}$$

$$t_{0a} = 33^\circ\text{C}/306 \text{ K}$$

4.7. Trasformazione 4 -5 Pompa alimentazione



Pompa centrifuga pluristadio

Potenza assorbita nella trasformazione = $W_p = \dot{m}_{pl} (h_5 - h_4)$

Rendimento isoentropico = $\eta_p = 0.75$ già definito

$$h_{5s} = 143.14 \text{ kJ/kg} = h_4 + v (p_{5s} - p_4) = 140 \text{ kJ/kg} + 0.00165 \text{ m}^3/\text{kg} \times (2000 - 100 \text{ kN/m}^2)$$

$$h_5 = 144.18 \text{ kJ/kg} = h_4 + (h_{5s} - h_4) / \eta_p$$

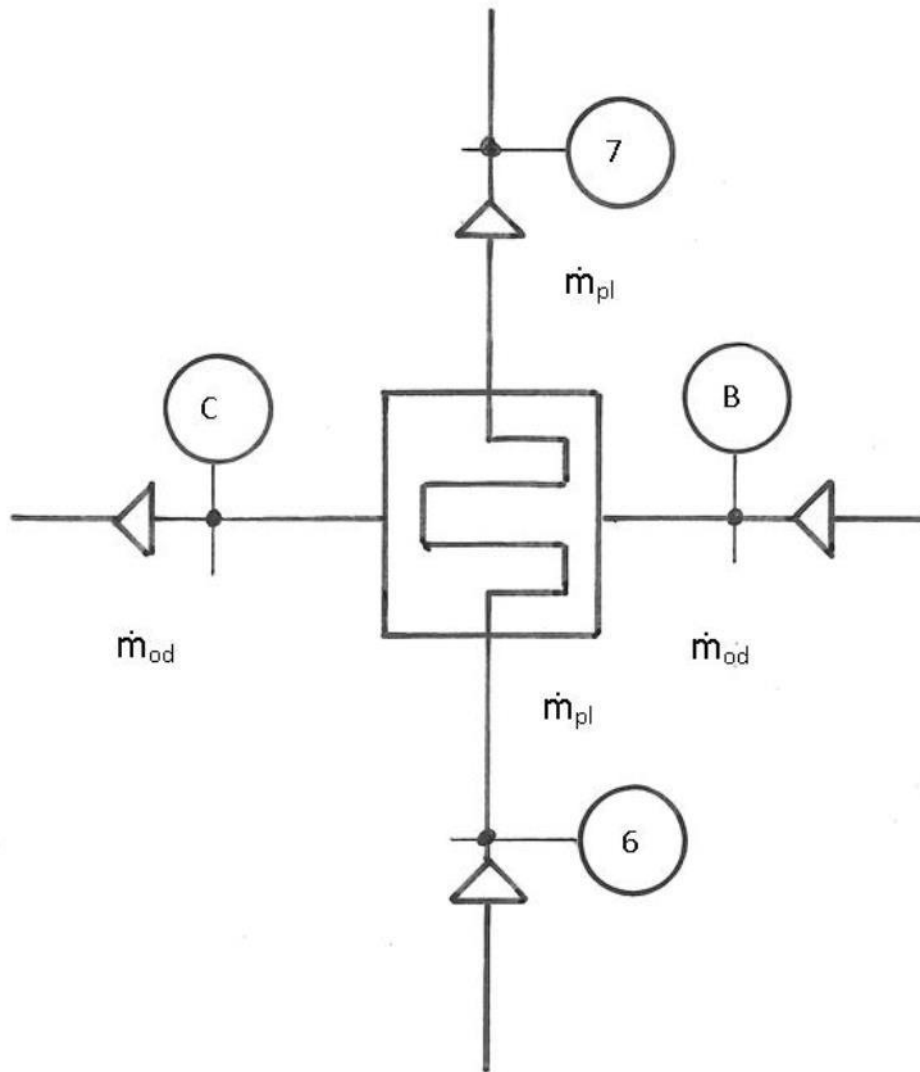
$$W_p = 14.5 \text{ kg/s} (144.18 - 140) \text{ kJ/kg} = 60.61 \text{ kW}$$

Dati di progetto

$$p_4 = 0.1 \text{ MPa} \quad p_5 = 2 \text{ MPa} \quad \dot{m}_{pl} = 14.5 \text{ kg/s} \quad W_p = 60.61 \text{ kW}$$

$$t_4 = 36^\circ\text{C}/309 \text{ K} \quad t_5 = 38^\circ\text{C}/311 \text{ K}$$

4.8. Trasformazione 6-7 Preevaporatore



In questo scambiatore I fluidi sono :

circuito 6 - 7 pentano liquido; circuito B - C olio diatermico

Il bilancio di scambio termico è: $\dot{m}_{od} C_{pod} (T_B - T_C) = Q_{PE} = \dot{m}_{pl} (h_7 - h_6)$

$$Q_{PE} = 14.5 \text{ kg/s} (483.5 \text{ kJ/kg} - 200 \text{ kJ/kg}) = 4110.75 \text{ kW} =$$

$$= 22.91 \text{ kg/s} \times 2.674 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times (181.1^\circ\text{C} - 114^\circ\text{C})$$

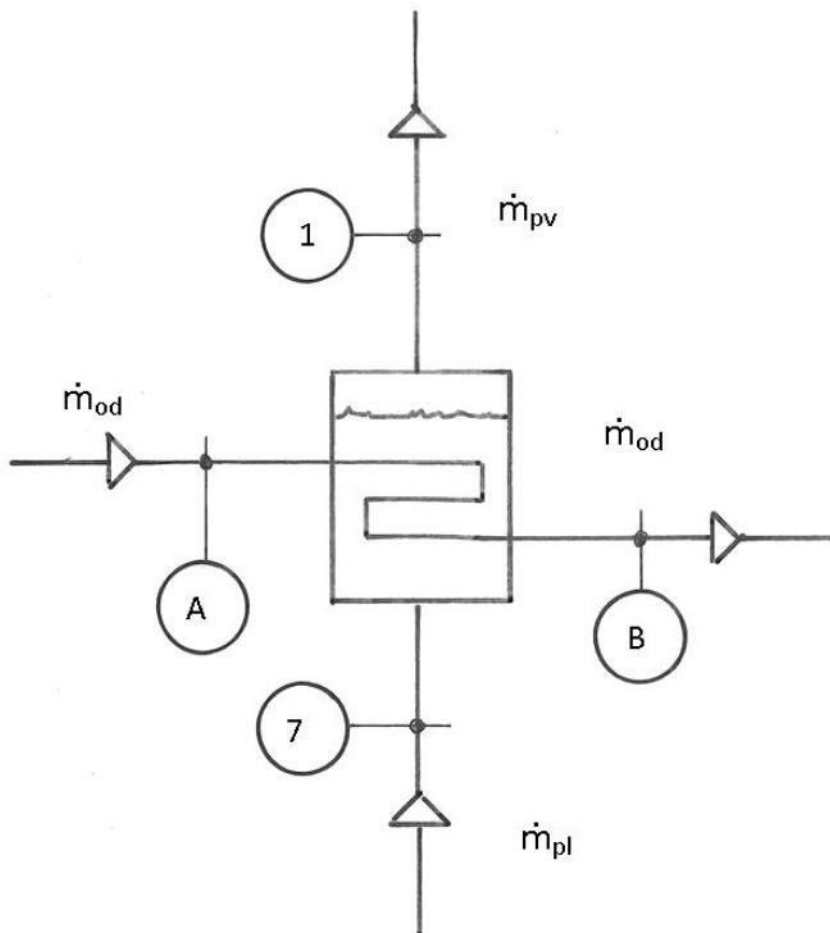
Dati di progetto

$$p_6 = p_7 = 2 \text{ MPa} \quad \dot{m}_{pl} = 14.5 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_{od} = 22.91 \text{ kg/s} \quad Q_{PE} = 4\,110.75 \text{ kW}$$

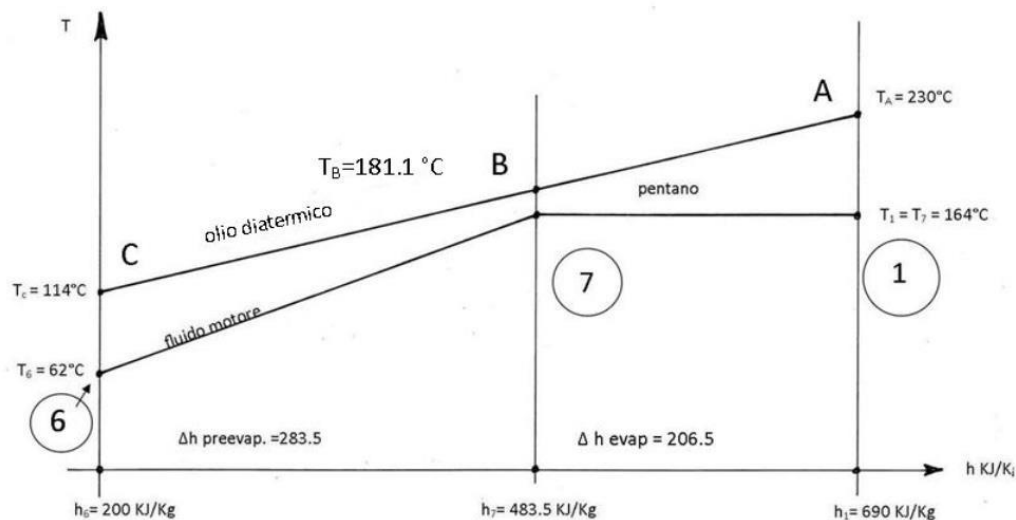
$$h_6 = 200 \text{ kJ/kg} \quad h_7 = 483.5 \text{ kJ/kg} \quad T_B = 181.1^\circ\text{C} \quad T_C = 114^\circ\text{C}$$

$$C_{pod} = 2.674 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C a } 230^\circ\text{C}$$

4.9. Trasformazione 7 -1 Evaporatore pentano



L'evaporatore è uno scambiatore di calore in cui il circuito A-B è attraversato dall'olio diatermico mentre il circuito 7-1 è attraversato dal pentano che passerà, in seguito allo scambio di calore, dallo stato liquido allo stato di vapore. Il funzionamento del generatore è legato a quello del preevaporatore come si può vedere dal seguente diagramma T-h, qui rappresentato.



Il diagramma sopra riportato indica lo stato termico dei due fluidi nei rispettivi punti. Il punto 7 si discosta rispetto a T_B di $181.1 - 164 \cong 17^\circ\text{C}$ e rappresenta la minima differenza di temperatura fra i due fluidi (pinch point). La temperatura $T_A = 230^\circ\text{C}$ è fissata come temperatura di lavoro dal produttore dell'olio diatermico. La temperatura $T_C = 114^\circ\text{C}$ è stata calcolata mediante la similitudine dei triangoli $\frac{T_A - T_B}{h_1 - h_7} = \frac{T_A - T_C}{h_1 - h_6}$ per cui $T_C = 114^\circ\text{C}$.

Quest'ultimo valore sarà giustificato da altri motivi che saranno chiariti nel dimensionamento del generatore.

$$Q_{EV} = \dot{m}_{pl}(h_1 - h_7) = 14.5 \text{ kg/s} (690 - 483.5) \text{ kJ/kg} = 2994.25 \text{ kW}$$

Dati di progetto

$$p_1 = p_7 = 2 \text{ MPa} \quad \dot{m}_{pl} = \dot{m}_{pv} 14.5 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_{od} = 22.91 \text{ kg/s} \quad Q_{EV} = 2\,994.25 \text{ kW}$$

$$h_1 = 690 \text{ kJ/kg} \quad h_7 = 483.5 \text{ kJ/kg} \quad T_1 = 164^\circ\text{C}/437 \text{ K} = T_7 \quad T_A = 230^\circ\text{C} \quad T_B = 181.1^\circ\text{C}$$

4.10. Bilanci termici dei due fluidi per preevaporatore ed evaporatore

CIRCUITO DEL PENTANO

$$Q_{PE} = \dot{m}_{pl} (h_7 - h_6) = 14.5 \text{ kg/s} (483.5 \text{ kJ/kg} - 200 \text{ kJ/kg}) = 4\,110.75 \text{ kW}$$

$$Q_{EV} = \dot{m}_{pe} (h_1 - h_7) = 14.5 \text{ kg/s} (690 \text{ kJ/kg} - 483.5 \text{ kJ/kg}) = 2\,994.25 \text{ kW}$$

$$\text{CALORE SCAMBIATO TOTALE} \qquad \qquad \qquad \mathbf{7\,105 \text{ kW}}$$

CIRCUITO OLIO DIATERMICO

$$Q_{PE} = \dot{m}_{od} C_{pod} (T_B - T_C) = 22.91 \text{ kg/s} \times 2.674 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} (181.1^\circ\text{C} - 114^\circ\text{C}) = 4\,110.75 \text{ kW}$$

$$Q_{EV} = \dot{m}_{od} C_{pod} (T_A - T_B) = 22.91 \text{ kg/s} \times 2.674 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} (230^\circ\text{C} - 181.1^\circ\text{C}) = 2\,994.25 \text{ kW}$$

$$\text{CALORE SCAMBIATO TOTALE} \quad \mathbf{7\,106.45 \text{ kW}}$$

Le lievi differenze sono giustificabili

4.11. Efficienza termica del ciclo ORC

L'efficienza termica del ciclo termodinamico è molto importante per stabilire la convenienza dell'investimento relativo all'intero impianto. L'efficienza del ciclo viene definita convenzionalmente in questi impianti ORC col seguente rapporto:

$$\eta_{th} = \frac{W_{netto}}{Q_{tot}} = \frac{\text{Lavoro prodotto dalla turbina} - \text{Lavoro assorbito dalla pompa di alimentazione}}{\text{Calore scambiato totale dal fluido motore}}$$
$$= \frac{\dot{m}_{pv}(h_1 - h_2) - \dot{m}_{pl}(h_5 - h_4)}{\dot{m}_{pl}(h_1 - h_6)} = \frac{690 \text{ kJ/kg} - 597 \text{ kJ/kg} - (144 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 140 \text{ kJ/kg})}{(690 \text{ kJ/kg} - 200 \text{ kJ/kg})} = 0.182 = \mathbf{18.2\%}$$

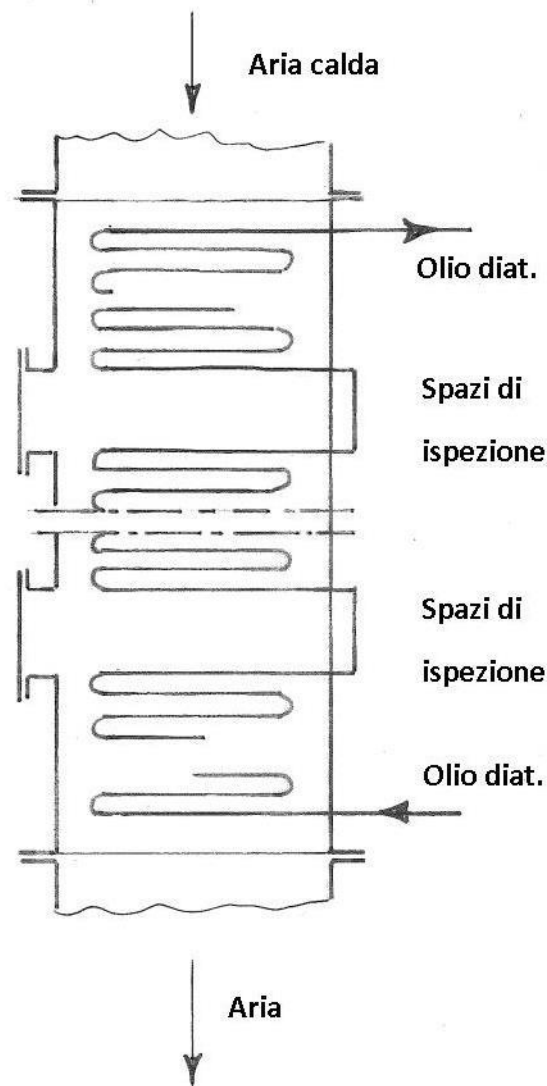
Questo valore, se comparato al rendimento del ciclo di una centrale termica, può sembrare abbastanza modesto ma, in queste specifiche applicazioni di ORC è da ritenersi un ottimo risultato.

CAPITOLO 5

Dimensionamento di massima dello Scambiatore aria – olio diatermico

5.1. Dimensionamento di massima dello scambiatore aria - olio diatermico

Lo scambiatore scelto è del tipo verticale, in controcorrente, a tubi lisci che formano ranghi di 25 circuiti in parallelo dentro ai quali passa l'olio diatermico da riscaldare. L'esterno dei tubi è investito dall'aria calda proveniente dal raffreddatore del clinker.



La disposizione prevista è come indicato nello schizzo qui sopra. L'aria entra dalla parte superiore ed esce dalla parte inferiore realizzando lo scambio in

controcorrente. La scelta di questa disposizione è condizionata dal fatto che l'aria calda proveniente dal raffreddatore del clinker, anche se filtrata, contiene sempre in sospensione delle particelle di polvere che nel tempo si accumuleranno sulla sommità del tubo e che porterà inevitabilmente ad una riduzione della superficie di scambio.

A tale inconveniente si provvede con un aumento della superficie teorica calcolata che generalmente arriva ad un 15%.

Con questa disposizione è possibile installare dei sistemi di pulizia delle tubazioni ad aria compressa che, con opportuni getti temporizzati possono garantire un buon funzionamento dell'impianto.

Un particolare problema collegato all'uso dell'olio diatermico riguarda la velocità dell'olio dentro ai tubi. Questa, per evitare condizioni di surriscaldamento dell'olio, non deve essere inferiore a 2m/s.

Il problema connesso ai 25 circuiti in parallelo per i quali si deve garantire una uguale ripartizione della portata si risolve inserendo in ogni circuito un regolatore di portata automatico.

Come si evidenzierà nel calcolo che segue la velocità imposta all'olio di 2 m/s comporterà, date le dimensioni dell'impianto, perdite di carico non trascurabili.

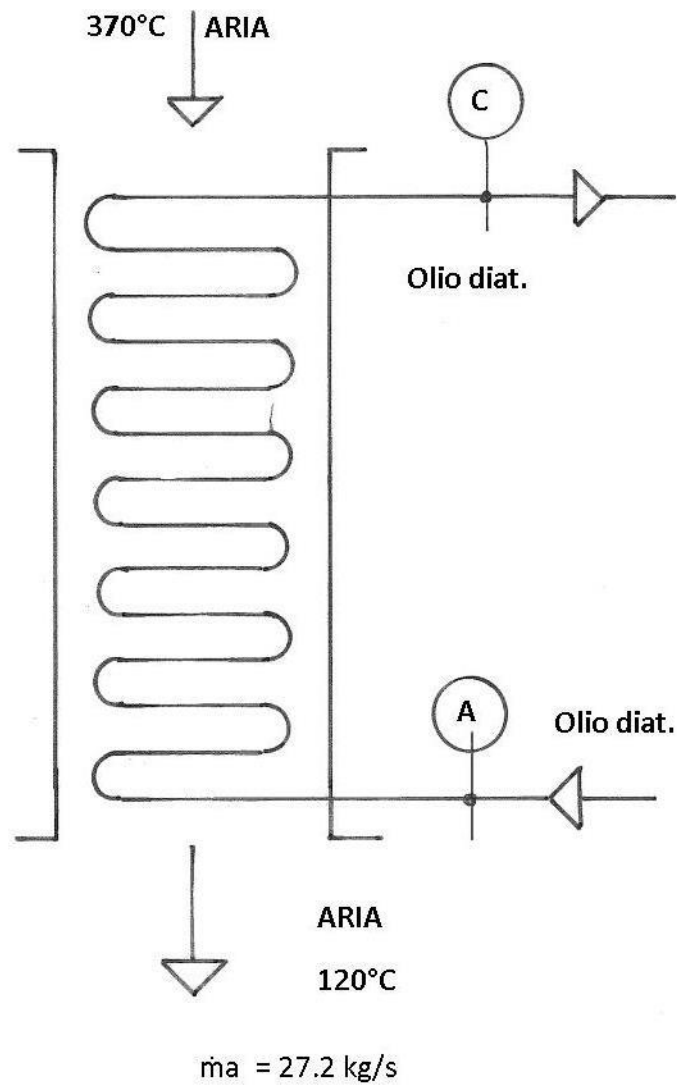
Si noterà che le dimensioni finali dello scambiatore sono di 17 m. E' ovvio che utilizzando dei tubi alettati al posto dei tubi lisci queste dimensioni si sarebbero considerevolmente ridotte, ma la presenza delle alette avrebbe contribuito ad aumentare la polvere di clinker accumulata nella parte superiore della tubazione, riducendo la superficie di scambio e rendendo difficoltosa la pulizia.

Come indicato nello schizzo allegato lo scambiatore sarà composto da 6 moduli di 2.27 m di lunghezza cadauno, spazati da tronchetti di 0.7 m che, mediante appositi passi d'uomo, permettono l'ispezione dei fasci.

5.2. Dati di progetto

Circuito aria:

- Pressione: mm C.A.
- $t_{in} = 370^{\circ}\text{C}$
- $t_{out} = 120^{\circ}\text{C}$
- $\dot{m}_a = 27.2 \text{ kg/s}$
- $\dot{V}_a = 38.04 \text{ m}^3/\text{s}$ media



Circuito olio diatermico :

- $t_A = 230^\circ\text{C}$ $t_C = 114^\circ\text{C}$
- $\dot{m}_{od} = 22.91 \text{ kg/s}$
- $\dot{V}_{od} = 0.0319 \text{ m}^3/\text{s}$ medio
- $Q = 7106 \text{ kW}$
- Scambiatore in controcorrente

5.3. Dati fisici dell'aria calda

| | | min | max | media |
|-----------------------|-------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| Temperatura | °C | 120 | 370 | 245 |
| Conducibilità termica | $K_{fa}=W/m^{\circ}C$ | 0.0331 | 0.0485 | 0.0408 |
| Calore specifico | $C_{sa}=kJ/kg^{\circ}C$ | 1.013 | 1.067 | 1.04 |
| Densità | $\rho_a = kg/m^3$ | 0.883 | 0.5465 | 0.715 |
| viscosità dinamica | $\mu_a= Ns/m^2$ | 2.29×10^{-5} | 3.19×10^{-5} | 2.74×10^{-5} |
| Numero di Prandtl | Pr | 0.703 | 0.700 | 0.701 |

5.4. Dati fisici dell'olio diatermico

| | | min | max | media |
|-----------------------|-------------------------|-------|-------|-------|
| Temperatura | °C | 114 | 230 | 172 |
| Conducibilità termica | $K_{fo}=W/m^{\circ}C$ | 0.130 | 0.120 | 0.125 |
| Calore specifico | $C_{so}=kJ/kg^{\circ}C$ | 2.23 | 2.674 | 2.45 |

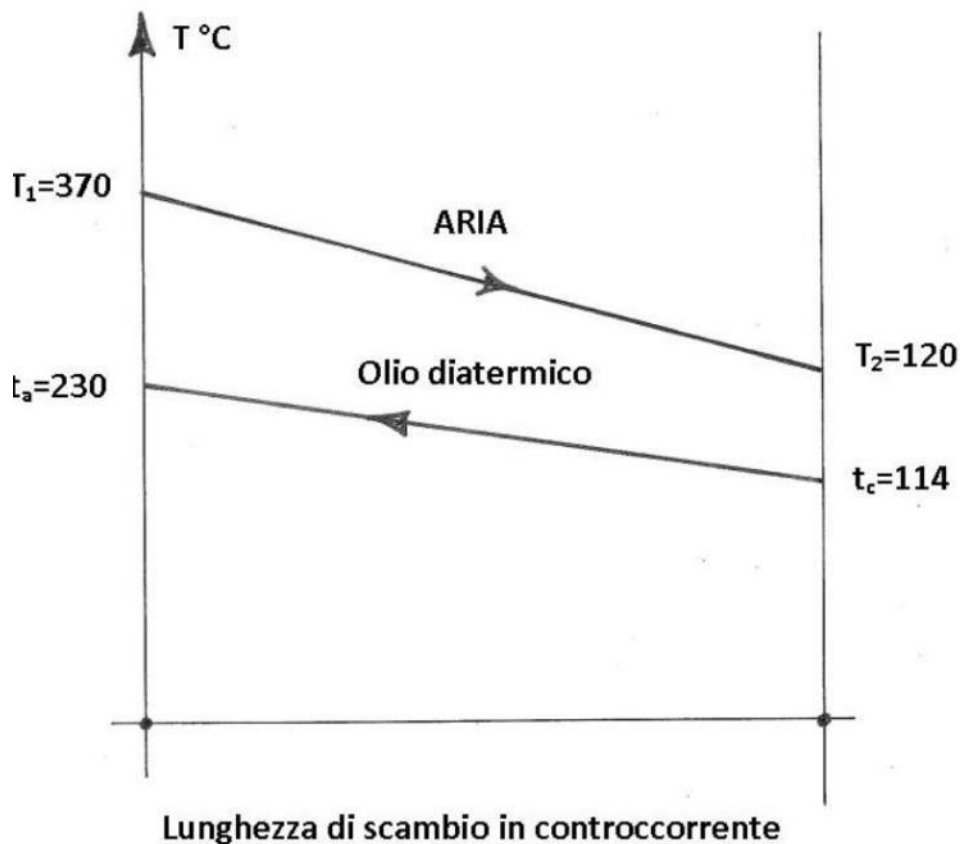
| | | | | |
|--------------------|--------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| Densità | $\rho_o = \text{kg/m}^3$ | 728 | 710 | 719 |
| viscosità dinamica | $\mu_o = \text{Ns/m}^2$ | 1.13×10^{-3} | $0,23 \times 10^{-3}$ | 0.78×10^{-3} |
| Numero di Prandtl | Pr | 20 | 8 | 14 |

5.5. Calcolo della potenza termica trasmessa

$$Q = \dot{M}_{od} C_{so} (t_A - t_C) =$$

$$22.91 \text{ kg/s} \times 2.614 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times (230 - 114)^\circ\text{C} = \mathbf{7\ 106\ kW}$$

5.6. Calcolo della superficie di scambio termico



$$Q = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{ml} \text{ dove}$$

U = coefficiente scambio termico globale $\text{W}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$

A_s = area di scambio termico in m^2

ΔT_{ml} = differenza media logaritmica di temperatura tra i due fluidi

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - t_A) - (T_2 - t_c)}{\ln \frac{T_1 - t_A}{T_2 - t_c}} = \frac{134}{\ln \frac{140}{6}} = 42.54\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Per i due fluidi impiegati nello scambiatore, da tabella, si può assumere come primo tentativo un valore di $U = 90\text{ W}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$

La superficie di scambio presunta è quindi:

$$A_s = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{ml}} = \frac{7\,106\,000\text{ W}}{90\text{ W}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C} \times 42.54\text{ }^{\circ}\text{C}} = 1\,856\text{ m}^2$$

5.7. Scelta del circuito tubiero

Ipotizzando un circuito in parallelo dei 25 tubi con una velocità dell'olio imposta a 2 m/s, abbiamo:

- Portata totale $\dot{m}_{od} = 0,0319 \text{ m}^3/\text{s}$
- Portata per 1 tubo = $0.0319 \text{ m}^3/\text{s}/25 \text{ tubi} = 1.276 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ per tubo
- Sezione del tubo = $a_t = 1.276 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}/2 \text{ m/s} = 6.38 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
- Diametro interno tubo $d_i = 0.0285 \text{ m} \equiv 28.5 \text{ mm}$
- Superficie esterna di un tubo = $a_e = \pi \times 0.0337 \text{ m} \times l \text{ m}$
- Superficie esterna di 25 tubi in parallelo = $\pi \times 0,0337 \text{ m} \times l \text{ m} \times 25$
- Superficie di scambio = $1856 \text{ m}^2 = \pi \times 0,0337 \text{ m} \times l \times 25$
 $l = 702 \text{ m}$ di tubo per parallelo
- Il numero dei ranghi da 2.5 m di lunghezza cadauno è $N_f = 702 \text{ m}/2.5\text{m}/\text{rango} = 281$ ranghi
- Lunghezza teorica dello scambiatore = $281 \text{ ranghi} \times 0.04845 \text{ m}/\text{rango} = 13.61 \text{ m}$
- Dalla tabella 14.9 del Malavasi relativa a tubi in acciaio senza saldatura in C14 UNI 5462, pressione massima di esercizio 34 bar a 375°C abbiamo:
Diametro esterno = $d_o = 33.7 \text{ mm}$, diametro interno = $d_i = 28.5 \text{ mm}$, spessore 2.6mm.

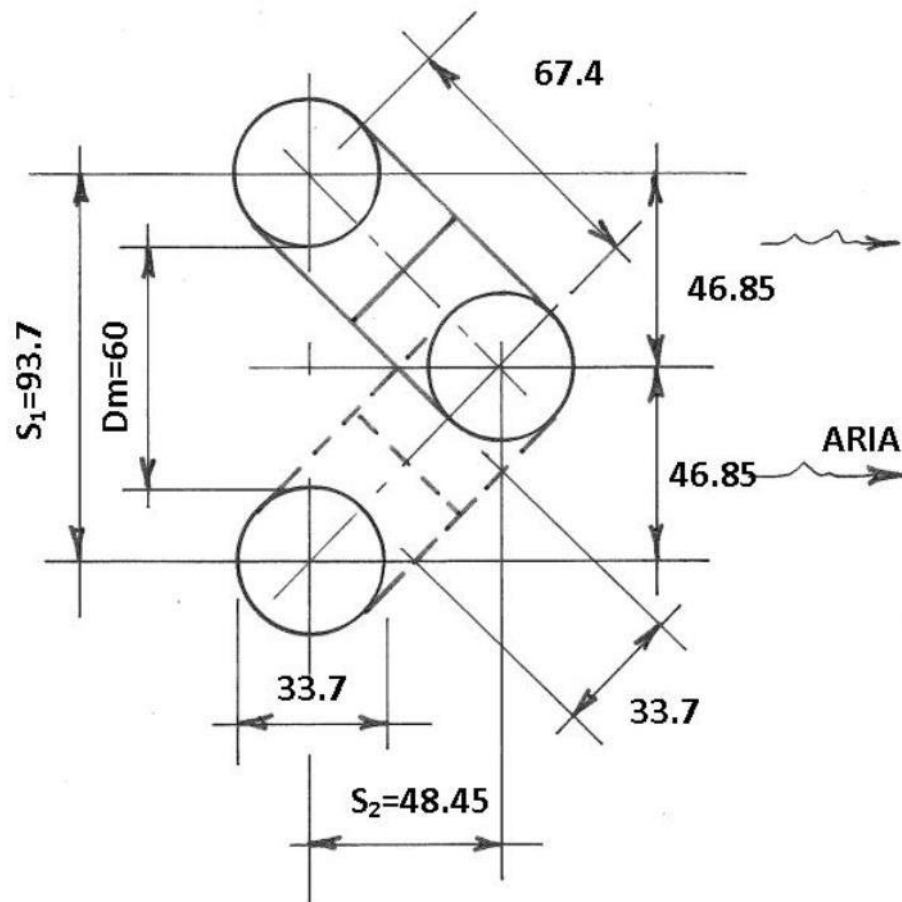
5.8. Disposizione dei tubi nella condotta aria

Come già spiegato anche la modesta quantità di polvere in sospensione nell'aria calda comporta, nel tempo, problemi di abrasione delle parti metalliche investite.

E' opportuno pertanto contenere la velocità dell'aria a valori non superiori a 10 m/s al fine di ridurre l'abrasione.

Ciò penalizza lo scambio termico sul lato aria però l'aspetto della durata dell'esercizio dell'impianto non può essere trascurato.

La disposizione scelta è del tipo sfalsato e come segue:



Le curve a saldare scelte hanno $\frac{R}{d}=1$

R = raggio di curvatura = 33.7 mm

d_o = diametro esterno = 33.7 mm

quindi

- Interasse in diagonale dei tubi = $2 \times 33.7 = 67.4$ mm

- Passaggio in diagonale dei tubi = $67.4 - 33.7 = 33.7$ mm

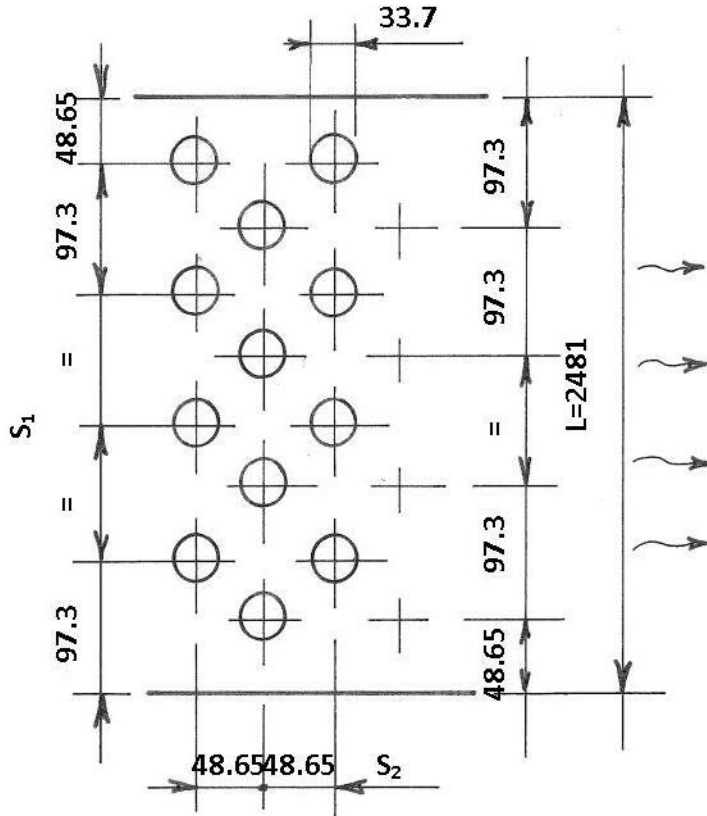
$$-S_1 = 93.7 \text{ mm}; \quad = \frac{S_1}{d_o} = \frac{93.7}{33.7} = 2.78$$

- Passaggio longitudinale minimo = $93.7 - 33.7 = 60$ mm

$$-S_2 = \sqrt{67.4^2 - 46.85^2} = 48.45 \text{ mm}$$

$$- \frac{S_2}{d} = \frac{48.45}{33.5} = 1.44$$

- distanza minima fra i tubi $d_m = 60$ mm che è inferiore alla somma delle due 33.7 mm esistente fra due ranghi.



Per 25 tubi in parallelo $L = 25 \times 97.3 + 48.65 = 2.481$ mm

Ponendo la lunghezza dei tubi dei ranghi pari a $L_1 = 2500$ mm, la sezione di passaggio dell'aria minima è:

$$A_{\min} = \left[N_t \times d_m + \left(\frac{S_1 - d_o}{2} \right) \right] L_1 = \left[25 \times 60 + \frac{93.7 - 33.7}{2} \right] 2500 \text{ mm} = 3.825 \text{ m}^2$$

La velocità massima dell'aria passante fra i tubi è

$$V_{\text{ariamass}} = V_{\text{aria}} / A_{\min} = 38.04 \text{ m}^3/\text{s} / 3.825 \text{ m}^2 = 9.945 \text{ m/s.}$$

Le dimensioni della condotta dell'aria sono $L = 2.481$ m e $L_1 = 2.5$ m per cui la sezione di passaggio libero è 6.2 m^2 con una velocità

$$v = 38.04 \text{ m}^3/\text{s} / 6.2 \text{ m}^2 = 6.13 \text{ m/s} \text{ accettabile.}$$

5.9. Calcolo del coefficiente di trasmissione h_o lato aria

La correlazione valida per questa applicazione è la seguente:

$$Nu = \frac{h_o d_o}{K_{fe}} = C Re^m$$

I coefficienti C e m sono reperibili nelle tabelle 7.3 di Bonacina e altri – pag. 262 mediante i valori di :

$$\frac{S_1}{d_o} = \frac{93.7\text{mm}}{33.7\text{mm}} = 2.78 \text{ e } \frac{S_2}{d_o} = \frac{46.85\text{mm}}{33.7\text{mm}} = 1.39$$

i valori di C e m estrapolati sono rispettivamente

$$C = 0.501 \quad m = 0.560$$

$$\text{Il numero di Reynolds } Re = \frac{\rho v_{\text{mass}} d_o}{\mu_a} =$$

$$= \frac{0.715 \text{ kg/m}^3 \times 9.945 \text{ m/s} \times 0.0337 \text{ m}}{2.74 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^2} = 8746$$

$$\text{In numero di Nusselt } Nu = 0.501 \times 8746^{0.560} = 80.77$$

$$h_o = \frac{Nu K_{fa}}{d_o} = \frac{80.77 \times 0.0408 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}}{0.0337 \text{ m}} = 97.8 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

5.10. Calcolo del coefficiente di scambio termico interno h_i

La correlazione adottata è:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \text{ valida per}$$

$$10\,000 < Re < 120\,000,$$

$$0.7 < Pr < 120$$

$$l/d > 60$$

$$\text{Numero di Reynolds } Re = \frac{\rho_o V_o d_i}{\mu_o} = \frac{719 \text{ kg/m}^3 \times 2 \text{ m/s} \times 0.0285 \text{ m}}{0.78 \times 10^{-3} \text{ Ns/m}^2} = 52\,542$$

$$Nu = 0.023 \times 52\,542^{0.8} \times 14^{0.4} = 395$$

$$h_i = \frac{Nu_{Kf_o}}{d_i} = \frac{395 \times 0.125 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0.0285 \text{ m}} = 1732 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

5.11. Calcolo coefficiente di trasmissione globale

Il coefficiente di trasmissione globale, trascurando le resistenze termiche di sporcammento sulle due superfici e della parete, è:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{d_i n_i}} = \frac{1}{\frac{1}{97.8} + \frac{33.7}{28.5 \times 1732}} = 91.68 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

molto vicino al valore assunto di $90 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$

5.12. Calcolo caduta di pressione lato aria

La perdita di pressione nel circuito dell'aria è data da:

$$\Delta P_{\text{aria}} = \frac{f G_{\text{max}}^2 N_f}{\rho_a} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) \quad \text{qui} \quad \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) \cong 1$$

$$f = \text{fattore di attrito} = \left[0.25 + \frac{0.118}{\left(\frac{S_1 - d_o}{d_o} \right)^{1.08}} \right] \text{Re} =$$

$$= \left[0.25 + \frac{0.118}{\left(\frac{0.060}{0.0337} \right)^{1.08}} \right] 8746^{0.16} = 0.0733$$

$N_f =$ numero dei ranghi componenti lo scambiatore = 281

$G_{\text{max}} = \dot{m}_{\text{aria}} / A_{\text{min}} = 27.2 \text{ kg/s} / 3.825 \text{ m}^2 = 7.11 \text{ kg/sm}^2$

$$\Delta P_{\text{aria}} = \frac{0.0733 \times (7.11 \text{ kg/sm}^2)^2 \times 281}{0.715 \text{ kg/m}^3} = 1456 \text{ Pa} \cong 146 \text{ mm C.A.}$$

valore accettabile e accessibile a normali ventilatori radiali

5.13. Calcolo perdite di pressione lato tubi

In questo circuito dobbiamo considerare due tipi di perdite e cioè :

ΔP_1 = perdite distribuite lungo i tratti rettilinei delle tubazioni

ΔP_2 = perdite concentrate nelle curve di collegamento

$$\Delta P_1 = \lambda \frac{l}{d_i} \frac{\rho_o V_o^2}{2} \quad l=702 \text{ m} \quad d_i = 0.0285 \text{ m}$$

λ = funzione di Re e della scabrezza relative $\frac{\epsilon}{d_i}$

Per tubazioni lisce in acciaio $\epsilon = 0.02 \text{ mm}$, così $\frac{\epsilon}{d_i} = \frac{0.02 \text{ mm}}{28.5 \text{ mm}} = 7 \times 10^{-4} = 0.0007$

Il numero di Reynolds è già stato calcolato ed è $Re_o = 52\,542$ e $\lambda = 0.023$

$$\Delta P_1 = 0.023 \times \frac{702 \text{ m}}{0.0285 \text{ m}} \times 719 \text{ kg/m}^3 \times \frac{2^2 \text{ m}^2/\text{s}^2}{2} = 814\,665 \text{ Pa} = \mathbf{8.14 \text{ bar}}$$

$$\Delta P_2 = \zeta \rho_o \frac{v_o^2}{2} \text{ dove } \zeta = K \zeta_{90^\circ} = 1.7 \times 0.21 = 0.357 \text{ per curva a } 180^\circ \text{ e } \frac{R}{d} = 1$$

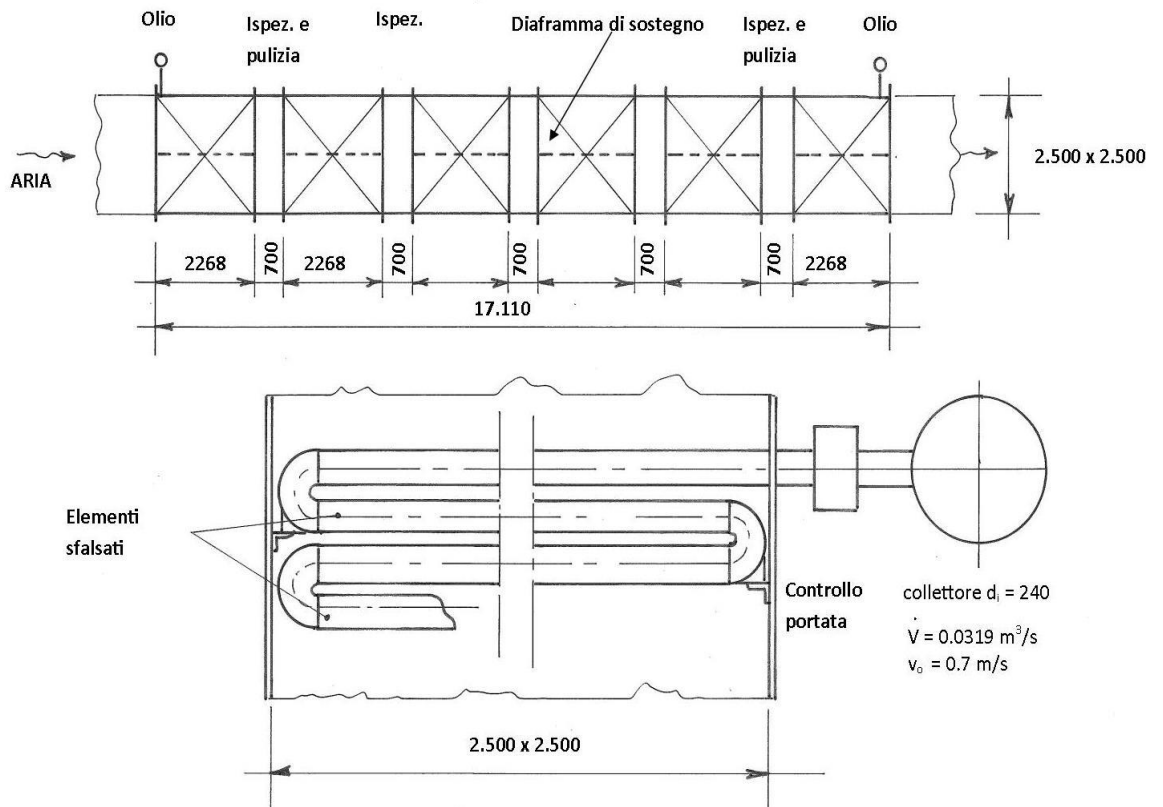
Il numero di curve a 180° per un parallelo è uguale al numero di ranghi =

$$= N_f = 281$$

$$\Delta P_2 = 0.357 \times 281 \times 719 \text{ kg/m}^3 \times \frac{4 \text{ m}^2/\text{s}^2}{2} = 144\,256 \text{ Pa} = \mathbf{1.44 \text{ bar}}$$

$$\Delta P_{\text{totale}} = \Delta P_1 + \Delta P_2 = 8.14 \text{ bar} + 1.44 \text{ bar} = \mathbf{9.58 \text{ bar}}$$

Da quanto sopra si può notare che la maggior caduta di pressione si manifesta sui tratti rettilinei delle tubazioni. Il valore totale ottenuto di ΔP è comunque accettabile.

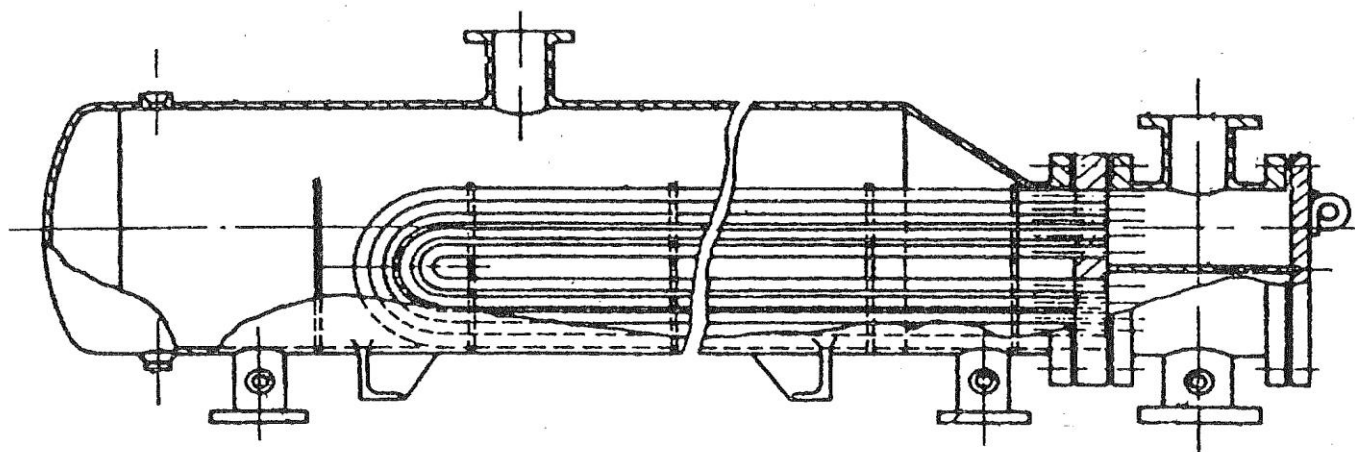


Dimensioni di massima e dettaglio tubazioni

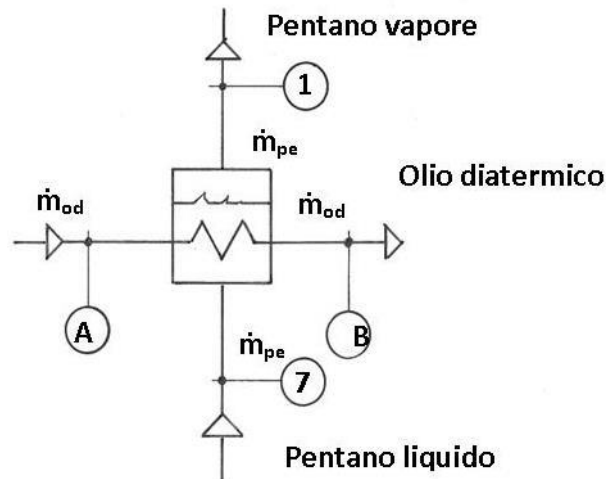
CAPITOLO 6

Dimensionamento di massima dell'evaporatore del pentano

Il generatore di vapore è del tipo "Kettle" con fascio tubiero composto da tubi ad U come sottoindicato



6.1. Dati di progetto



- $p_1 = p_7 = 2 \text{ Mpa} = 20 \text{ bar}$
- $\dot{m}_{pl} \times \dot{m}_{pv} = 14.5 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{od} = 22.91 \text{ kg/s}$
- $t_1 = 164^\circ\text{C}/437 \text{ K}$ $t_7 = 164^\circ\text{C}/437 \text{ K}$
- $t_A = 230^\circ\text{C}$ $t_B = 181.1^\circ\text{C}$
- $Q = 2\,994.25 \text{ kW}$
- $h_1 = 690 \text{ kJ/kg}$ $h_7 = 483.5 \text{ kJ/kg}$

6.2. Proprietà fisiche del n-pentano C_5H_{12} a 2MPa di pressione

- Temperatura punto di ebollizione $164^\circ\text{C}/437 \text{ K}$
- Calore di vaporizzazione $= h_f = h_1 - h_7 = 690 - 483.5 = 206.5 \text{ kJ/kg}$
- Calore specifico del pentano liquido a $164^\circ\text{C} = C_{spl} = 3.34 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$
- Pressione critica $P_{cr} = 3.33 \text{ Mpa}$

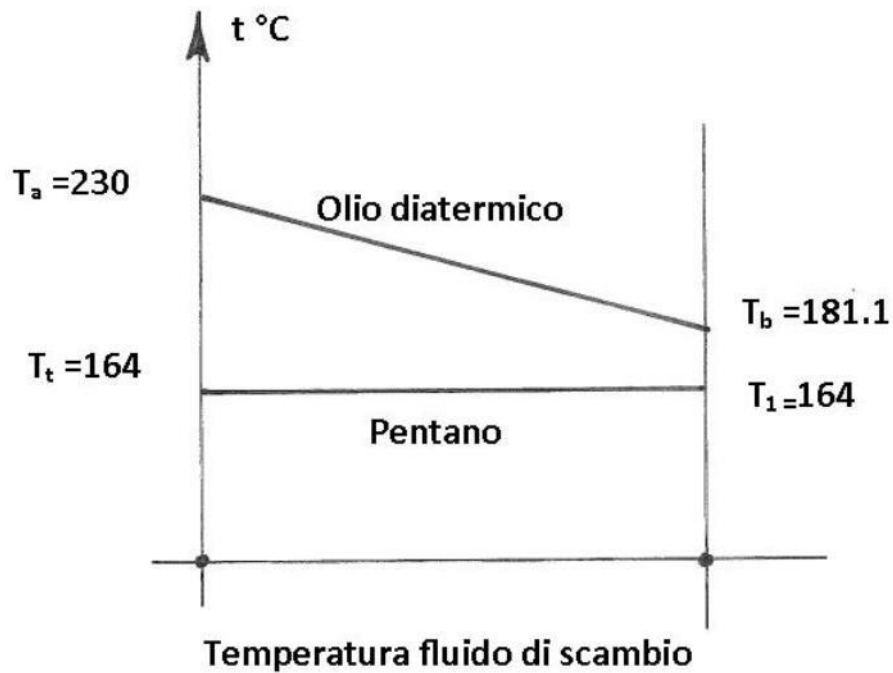
6.3. Calore di scambio termico

$$Q = \dot{m}_{pv} (h_1 - h_7) = 14.5 \text{ kg/s} (690 - 483.5) \text{ kJ/kg} = 2994.25 \text{ kW}$$

Coefficiente di scambio termico globale assunto = $U_o = 1200 \text{ W/m}^2\text{°C}$

Riferimento: Coulson Richardson - chem. eng. 6, tab. 12.1

6.4. Calcolo aree di scambio termico



La differenza di temperatura media logaritmica è

$$\Delta t_{ml} = \frac{(t_A - t_7) - (t_B - t_1)}{\ln \left(\frac{t_A - t_7}{t_B - t_1} \right)} = \frac{(230 - 164) - (181.1 - 164)}{\ln \left(\frac{66}{17.1} \right)} = 36.2 \text{ °C}$$

Area di scambio termico prevista =

$$A_s = \frac{Q}{U\Delta t_{ml}} = \frac{2\,994.250\text{ W}}{1200 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} \times 36.2\text{°C}} = 69\text{ m}^2$$

tipo di tubo in acciaio scelto:

- Diametro esterno = $d_o = 20\text{ mm}$
- Diametro interno = $d_i = 16\text{ mm}$
- Lunghezza = $L = 4.8\text{ m}$
- Area esterna di un tubo = $\pi d_o L = \pi \times 0.020\text{ m} \times 4.8\text{ m} = 0.301\text{ m}^2/\text{tubo}$
- Numero di tubi necessari $N_t = \frac{69\text{ m}^2}{0.301\text{ m}^2/\text{tubo}} = 230$ tubi ad "U"
- Disposizione tubi sulla piastra: quadrata con $p_t = PR \cdot d_o = 1.5 \cdot 20\text{ mm} = 30\text{ mm}$

Il diametro del fascio tubiero si può calcolare con la relazione :

$$D_s = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \sqrt{\frac{A_s(PR)^2 d_o}{L}} \quad (\text{rif. Sadik Kakaç- Liu - heat exchangers})$$

dove

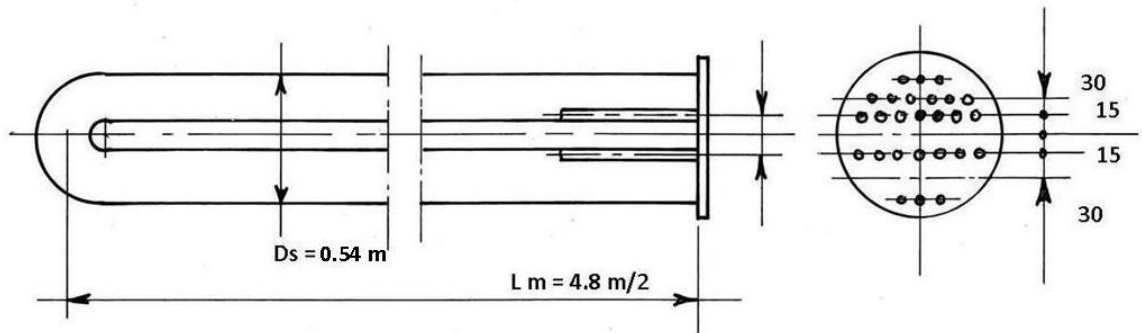
$CL=1$ per disposizione quadrata a 90° , $CTP = 0.9$ per 2 passaggi di tubi,

$A_s = \pi d_o L N_t = 69\text{ m}^2$, $PR =$ rapporto di passo = 1.5,

$d_o = 0.020\text{ m}$ $L =$ lunghezza tubi = 4.8 m sostituendo

$$D_s = 0.637 \sqrt{\frac{1}{0.9}} \sqrt{\frac{69\text{ m}^2 \times 1.5^2 \times 0.020\text{ m}}{4.8\text{ m}}} = 0.54\text{ m}$$

La piastra tubiera e il fascio saranno così realizzati:



Il raggio di curvatura minimo dei tubi del fasciame deve essere $\geq 1.5 d_o = 1.5 \times 20 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$ quindi la parte centrale del fascio soddisfa a queste esigenze

6.5. Calcolo coefficiente di scambio termico per ebollizione nucleata

Il flusso di calore attraverso la superficie di scambio è

$$q = \frac{Q}{A_s} = \frac{2994.25 \text{ kW}}{69 \text{ m}^2} = 43.39 \text{ kW/m}^2$$

Il coefficiente di scambio esterno ai tubi secondo Mostinski è:

$0.171.2^{10}$

$$h_{nb} = 0.104 P_c^{0.69} q^{0.7} \left[1.8 \left(\frac{P}{P_c} \right) + 4 \left(\frac{P}{P_c} \right) + 10 \left(\frac{P}{P_c} \right) \right] \text{ dove}$$

$P =$ pressione di funzionamento $= 20 \text{ bar}$

$P_c =$ pressione critica del liquido $= 33.3 \text{ bar}$

$q =$ flusso di calore $= 43.39 \text{ W/m}^2$

(riferimento :Coulson - Richardson - Chem. eng. 6 - pag. 673)

$0.17^{1.2}$

10

$$h_0 = h_{nb} = 0.104 \times 33.3^{0.69} \times 29\ 070^{0.7} \left[1.8 \left(\frac{20}{33.3} \right) + 4 \left(\frac{20}{33.3} \right) + 10 \left(\frac{20}{33.3} \right) \right] =$$

$$= 7\ 990 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6.6. Dati fisici olio diatermico

- temperatura media $= \frac{t_A + t_B}{2} = \frac{230 + 181.1}{2} = 206^\circ\text{C}$
- densità media $= \rho_{od} = 729 \text{ kg/m}^3$
- viscosità dinamica $= \mu_{od} = 0.428 \times 10^{-3} \text{ Ns/m}^2$
- conducibilità termica $= K_{fod} = 0.123 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
- numero di Prandtl $\text{Pr} = 9$

6.7. Dati fisici di funzionamento del pentano

- temperatura $t_p = 164^\circ\text{C}/437 \text{ K}$
- calore di vaporizzazione $= 206.5 \text{ kJ/kg}$
- tensione di vapore $\sigma = 0.014 \text{ N/m}$ a 20°C
- densità liquido $\rho_{pl} = 430 \text{ kg/m}^3$
- densità vapore $\rho_{pv} = 64.7 \text{ kg/m}^3$

6.8. Calcolo coefficiente di scambio termico interno ai tubi (olio diatermico)

- Sezione di passaggio di un tubo $= \frac{\pi}{4} d_i^2 = 0.785 \times 0.016^2 \text{ m} = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
- Numero dei passaggi di tubo $= \frac{N_t}{2} = N_p = 230/2 = 115$
- Sezione di passaggio totale $= 115 \times 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.023 \text{ m}^2$
- Velocità di massa olio diatermico $= 22.91 \text{ kg/s} / 0.0023 \text{ m}^2 = 996 \text{ kg/sm}^2$
- Velocità lineare olio diatermico $= V_{od} = 996 \text{ kg/sm}^2 / 729 \text{ kg/m}^3 = 1.37 \text{ m/s}$

La correlazione di scambio termico è :

$$h_i = \frac{K_{fod}}{d_i} J_h Re Pr^{0.33} \quad \text{dove}$$

- $Re = \text{numero di Reynolds} = \frac{\rho_{od} V_{od} d_i}{\mu_{od}} = \frac{729 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 1.37 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.016 \text{m}}{0.428 \times 10^{-3} \text{Ns/m}^2} = 37\,336$
- $J_h = \text{fattore di scambio termico} = \text{funzione di } Re = 3.2 \times 10^{-3} \text{ (Coulson Richardson - Chem. Eng. 6 - fig. 12.23)}$
- $h_i = \frac{0.123 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{0.016 \text{ m}} \times 3.2 \times 10^{-3} \times 37\,336 \times 9^{0.33} = 1\,897 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

6.9. Calcolo coefficiente di scambio termico globale

Si trascurano le resistenze del tubo ed eventuali sporcamenti

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{d_i h_i}} = \frac{1}{\frac{1}{7\,990} + \frac{20}{16 \times 1\,897}} = 1\,275 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Valore leggermente superiore ai $1200 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ ipotizzati ma comunque accettabile.

6.10. Verifica del massimo flusso di calore permissibile

Si utilizza la seguente relazione modificata di Zuber

$$q_{cb} = K_b \left(\frac{p_t}{d_o} \right) \left(\frac{\lambda}{\sqrt{N_t}} \right) [\sigma g (\rho_L - \rho_v) \rho_v^2]^{0.25} \quad \text{dove}$$

- $q_{cb} = \text{massimo flusso critico del fascio tubiero in } \text{W/m}^2$
- $K_b = 0.44$ per disposizione a passo quadrato
- $p_t = \text{passo dei tubi} = 1.5 \times 20 \text{ mm} = 30 \text{ mm} = 0.030 \text{ m}$
- $d_o = \text{diametro esterno dei tubi} = 0.020 \text{ m}$
- $\lambda = \text{calore di vaporizzazione del pentano} = (690 - 483.5) \text{ kJ/kg} = 206\,500 \text{ J/kg}$
- $N_t = \text{numero totale dei tubi nel fascio} = 2 \times 230 = 460$
- $\sigma = \text{tensione superficiale del pentano} = 0.014 \text{ N/m a } 20^\circ\text{C}$
(non disponibile a 164°C)

$$q_{cb} = 0.44 \left(\frac{30}{20} \right) \left(\frac{206.500}{\sqrt{460}} \right) [0.014 \times 9 \times 81 (430 - 64.7) 64.7^2]^{0.25} = 136.34 \text{ kW/m}^2$$

applicando un fattore di 0.7 sul valore sopra calcolato si ottiene:

$$0.7 \times 136.34 = 95.44 \text{ kW/m}^2$$

Il flusso totale reale di funzionamento è $q=43.39 \text{ kW/m}^2$ quasi quanto la metà del valore massimo trovato, quindi accettabile.

6.11. Costruzione del generatore di vapore

Il diametro del fascio riscaldante è stato trovato ed è di 540 mm. Il diametro del mantello viene scelto con i seguenti criteri:

| Flusso di calore in kW/m ² | <u>Diametro mantello</u> Diametro del fascio |
|--|---|
| 25 | 1.2 ÷ 1.5 |
| 25 ÷ 40 | 1.4 ÷ 1.8 |
| > 40 | 1.7 ÷ 2 |

da Coulson – Richardson – chem. eng. 6

Il flusso di calore calcolato è $q= 43.39 \text{ kW/m}^2$. Prendendo il rapporto dei due diametri 1.85, il diametro del mantello è $D_s = 1.85 \times 540 \text{ mm} = 1000 \text{ mm}$ la cui circonferenza può essere composta da lamiere di commercio di 2.5 m e 1 m.

Il livello del liquido dalla base è di $\sim 750 \text{ mm}$, mentre la parte dedicata al vapore sopra la superficie è di circa 300 mm.

Dallo schizzo sottoindicato la larghezza della superficie libera è di circa 0.94 m.

La superficie del fluido evaporante è quindi $0.94\text{m} \times 2.8 \text{ m} = 2.63 \text{ m}^2$.

La velocità del vapore che lascia la superficie è:

$$14.5 \text{ kg/s} \times \frac{\text{m}^3}{64.7 \text{ kg}} \times \frac{1}{2.63 \text{ m}^2} = 0.085 \text{ m/s}$$

La massima velocità del vapore permessa è data dalla seguente relazione:

$$v_v < 0.2 \left[\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right] = 0.2 \sqrt{\frac{430 - 64.7}{64.7}} = 0.47 \text{ m/s}$$

Quasi 6 volte la velocità di lavoro. Pertanto le condizioni di funzionamento dell'evaporatore possono considerarsi ottimali.

6.12. Calcolo della caduta di pressione lato tubi (olio diatermico)

La relazione da usarsi, secondo Frank, per il calcolo del ΔP lato tubi, che considera oltre alle perdite distribuite nei tubi anche le perdite localizzate di imbocco e sbocco dal fascio, è la seguente:

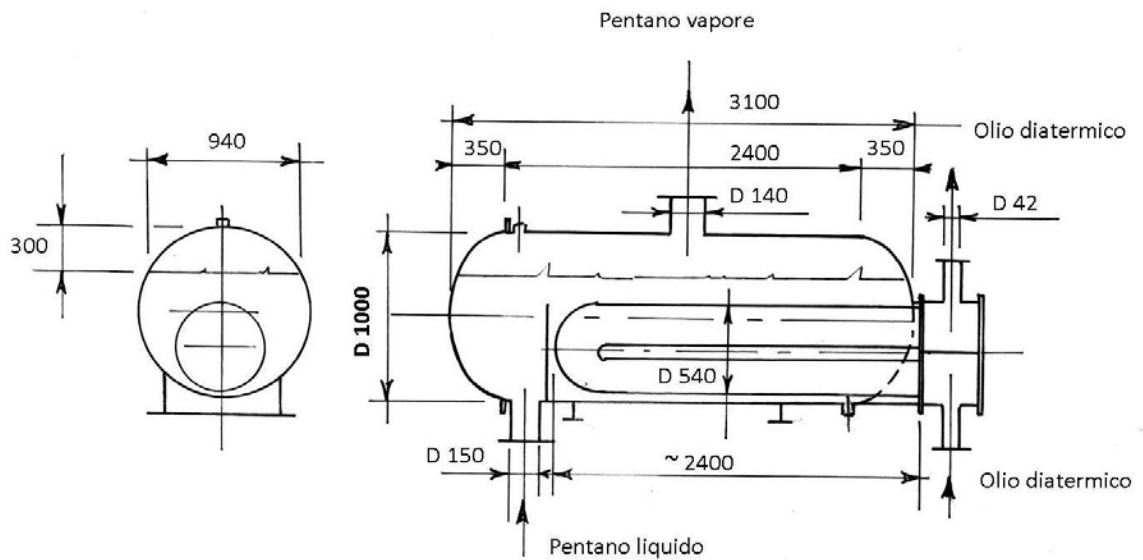
$$\Delta P = N_p \left[8 J_f \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) + 2.5 \right] \frac{\rho_{od} v_{od}^2}{2} \text{dove}$$

- J_f = fattore di attrito adimensionale = funzione di $Re = 3.4 \times 10^{-3}$
- L = lunghezza di un tubo = 2.4 m
- d_i = diametro interno tubi = 0.016 m
- ρ_{od} = densità olio diatermico a $206^\circ\text{C} = 729 \text{ kg/m}^3$
- v_{od} = velocità olio diatermico nei tubi = 1.37 m/s
- Re = numero di Reynolds già calcolato = 37 336
- N_p = numero dei passaggi dei tubi = 2
- $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \cong 1$

$$\Delta P = 2 \left[8 \times 3.8 \times 10^{-3} \times \left(\frac{2.4}{0.016} \right) \times 1 + 2.5 \right] \frac{729 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (0.915 \text{ m/s})^2}{2} = 9003 \text{ Pa} \cong 0.09 \text{ bar accettabile}$$

6.13. Calcolo diametri tubazioni entrata e uscita olio diatermico e pentano

| tubazioni | velocità assunta m/s | portata ponderale Kg/s | portata volumetrica m ³ /s | sezione tubazione m ² | diametro tubazione m |
|----------------------------------|----------------------------|------------------------------|---|--|----------------------------|
| entrata pentano liquido | 2 | 14.5 | 0.034 | 0.017 | 0.015 |
| uscita pentano vapore | 15 | 14.5 | 0.224 | 0.015 | 0.14 |
| entrata e uscita olio diatermico | 0,6 | 22.91 | 0.0314 | 0.00137 | 0.042 |

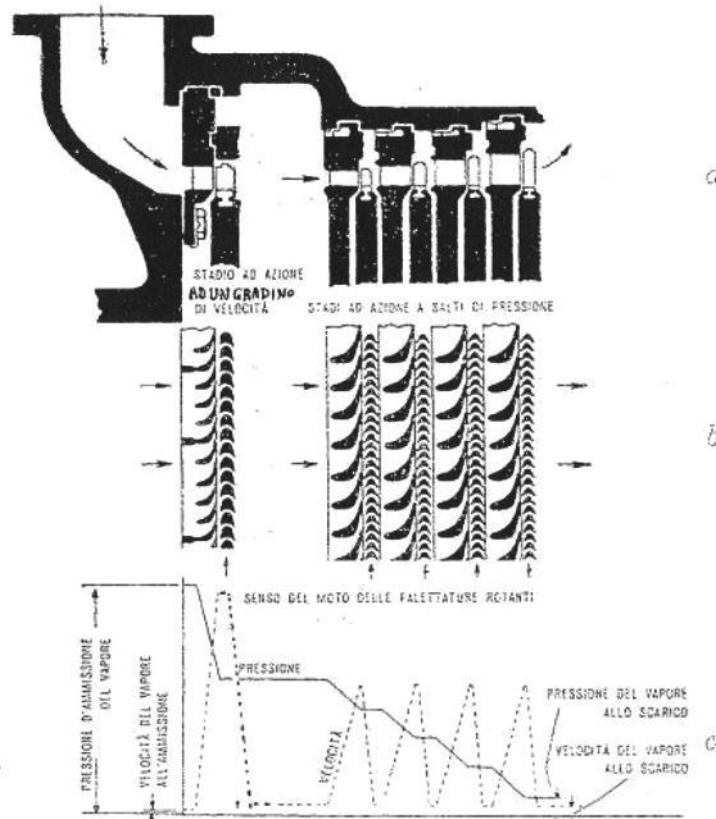


Dimensioni di massima del generatore di vapore

CAPITOLO 7

Dimensionamento di massima della turbina avapore di pentano

Dimensionamento di massima di una turbina a vapore di pentano



— Turbina a vapore con ruota ad azione a 1 gradino di velocità, e 4 ruote successive su salti di pressione.

- a) Sezione longitudinale
- b) Schema di palettatura
- c) Andamento della pressione e delle velocità

La turbina è del tipo assiale ad azione composta da :

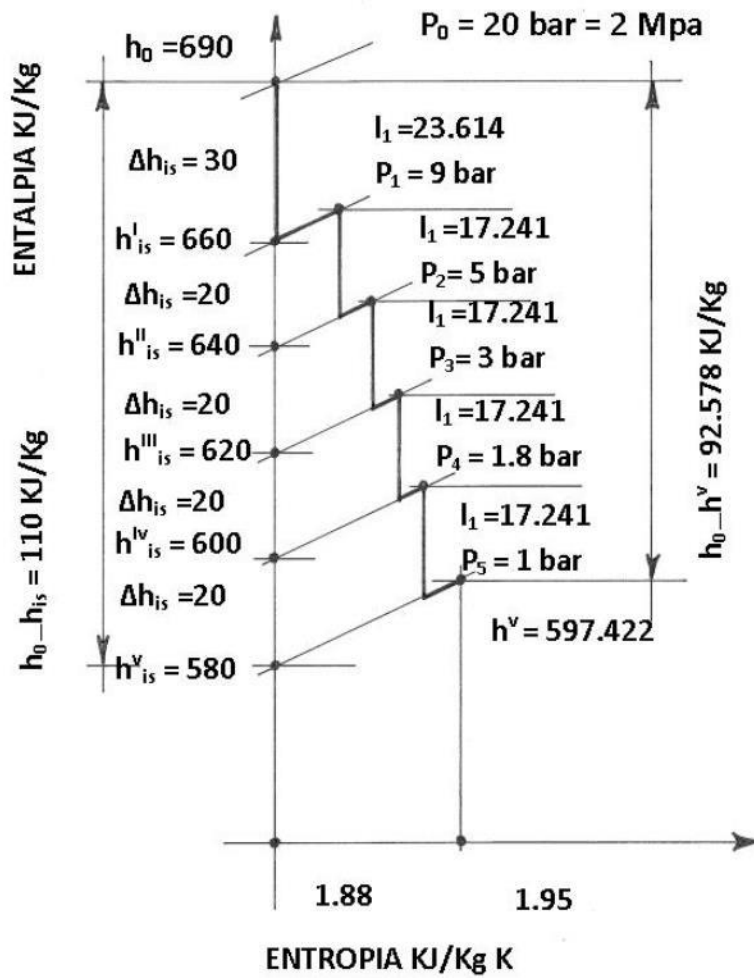
- 1 stadio con ruota semplice ad azione
- 4 stadi a salti di pressione

7.1. Dati di progetto

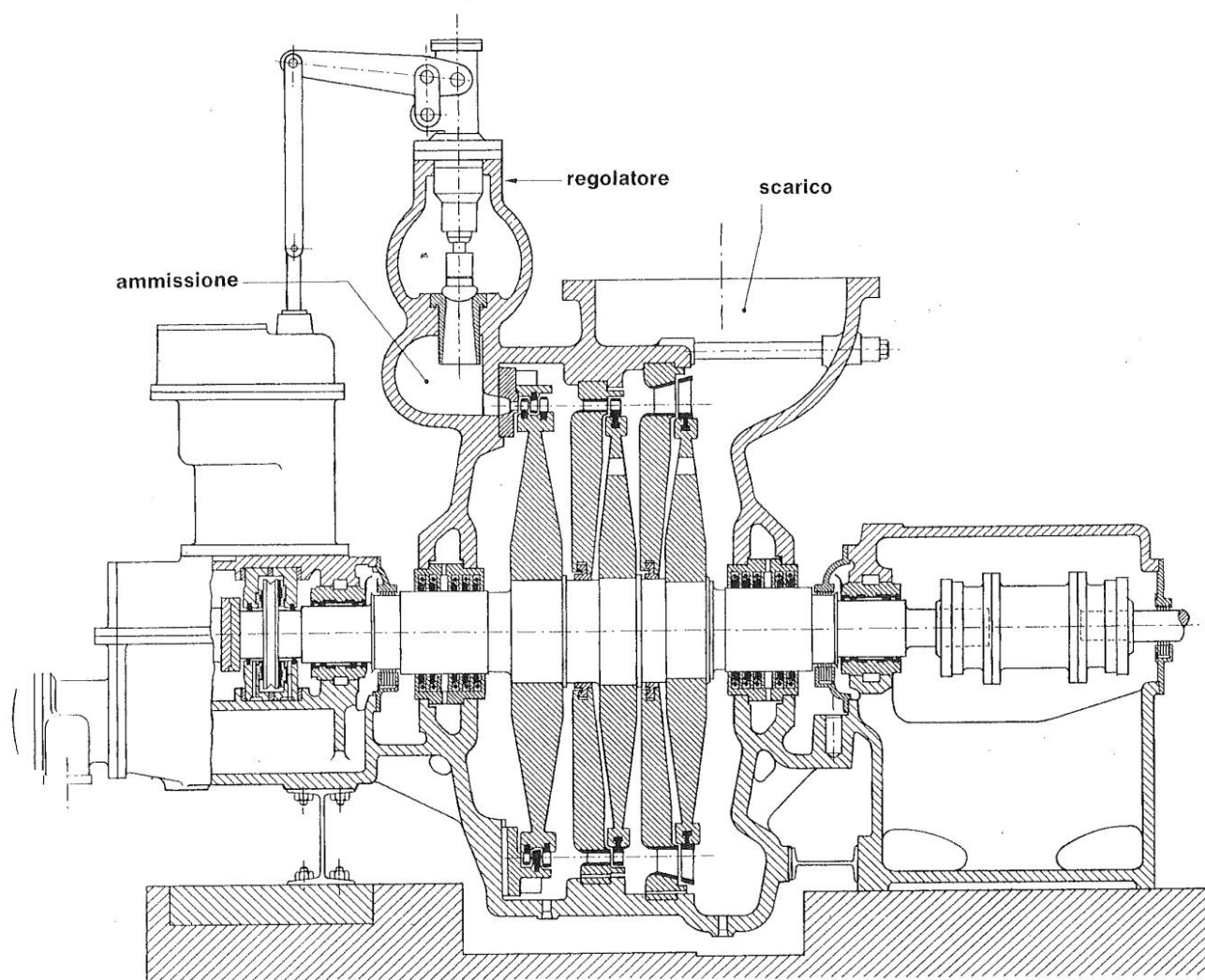
- Pressione in ingresso $p_o=20$ bar
- Pressione in uscita $p_5=1$ bar
- Entalpia in ingresso $h_1=690$ kJ/kg
- Entalpia in uscita isoentropica $h_{1s}^v=580$ kJ/kg
- Portata vapore $\dot{m}_{pv}=14.5$ kg/s
- Velocità di rotazione $n=50$ giri/s
- Potenza interna $=P_i= \dot{m}_{pv} l_i$ $P_i=1\ 339.8$ kW
- Lavoro massico $= h_o-h^v$ $l_i = 92.4$ kJ/kg
- Rendimento termico $\eta_t = \frac{h_o-h^v}{h_o-h_{1s}^v} = 0.84$

Riferimento: Diagramma di Mollier 7.2 seguente

7.2. Diagramma di Mollier relativo alla turbina considerata



Nota: Il diagramma è stato costruito utilizzando i valori calcolati nel dimensionamento. Le ascisse entropiche non sono in scala ma puramente indicative.



Turbina a due gradini di velocità e due salti di pressione (F. Tosi - Legano)

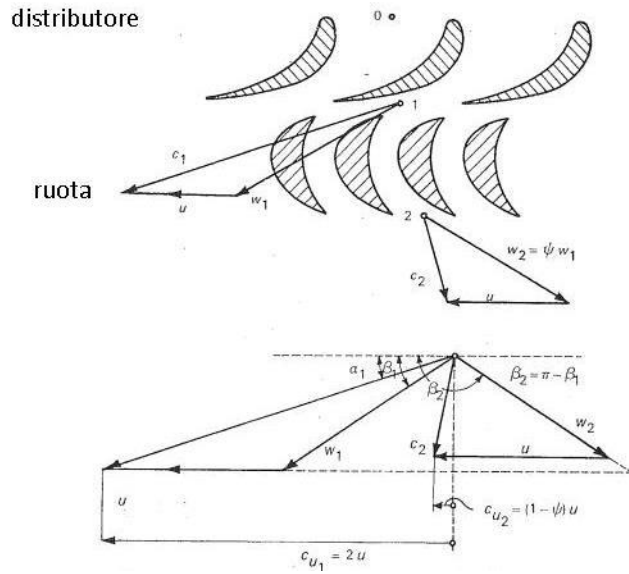
7.3. Dimensionamento 1° stadio turbina ad azione e salti di pressione

DATI STADIO

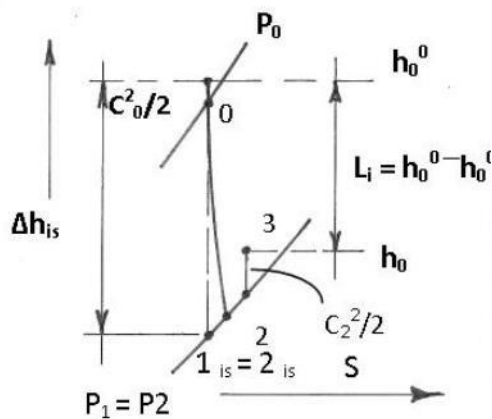
| | |
|-------------------------------------|------------------------------------|
| – Caduta isoentropica | $\Delta h_{is} = 30 \text{ kJ/kg}$ |
| – Pressione in ingresso | $p_A = 20 \text{ bar}$ |
| – Portata vapore | $\dot{m}_{pv} = 14.5 \text{ kg/s}$ |
| – Angolo uscita distributore | $\alpha_1 = 12^\circ$ |
| – Velocità di rotazione | $n = 50 \text{ giri/s}$ |
| – Coefficienti riduzione velocità | $\varphi = 0.97 \quad \psi = 0.92$ |
| – Coefficiente ingombro palettatura | $C_i = 0.95$ |
| – Palettatura girante | simmetrica |
| – Velocità ingresso distributore | $C_o \cong 0$ |

Con i dati sopra elencati si può determinare :

- Il diametro medio della ruota D
- L'altezza delle palette h
- La parzializzazione ϵ
- Il rendimento dello stadio η_t
- La velocità di ingresso e uscita
- Le perdite varie



Palettatura e triangoli delle velocità



Linea di espansione generica di uno stadio

con $\Delta h_s = 30 \text{ kgJ/kg}$ la velocità in uscita distributore è:

$$C_1 = \varphi \sqrt{2 \Delta h_s} = 0.97 \sqrt{2 \times 30.000} = 237.60 \text{ m/s}$$

$$u = \text{velocità periferica} = C_1 \frac{\cos \alpha_1}{2} = 237.60 \times \frac{\cos 12^\circ}{2} = 116.20 \text{ m/s}$$

condizioni di massimo

rendimento

$$D = \text{diametro Medio} = \frac{11}{\pi n} = \frac{116.20}{\pi 50} = \mathbf{0.74 \text{ m}}$$

7.4. Calcolo dell'altezza delle palette mobili h

$$\text{L'altezza delle palette mobili } h = \frac{\dot{m}_{pv} v_1}{C_1 \pi d C_{m1}} = \frac{\dot{m}_{pv} v_1}{C_1 \pi d C_1 \sin \alpha_1}$$

$$\dot{m}_{pv} = 14.5 \text{ kg/s } v_1 = \text{volume specifico uscita distributore}$$

$$C_1 \sin \alpha_1 = 237.6 \times \sin 12^\circ = 49.4 \text{ m/s}$$

v_1 viene dato dal diagramma P-h del pentano allegato e letto sulla isoentropica segnata per $h = 690 - 30 = 660 \text{ kJ/kg}$ cui corrisponde una pressione di 9 bar e un

$$v_1 = 0.044 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h = \frac{14.5 \text{ kg/s} \times 0.044 \text{ m}^3/\text{kg}}{0.95 \times \pi \times 0.74 \times 237.60 \sin 12^\circ} = 5.85 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Questo valore è inaccettabile.

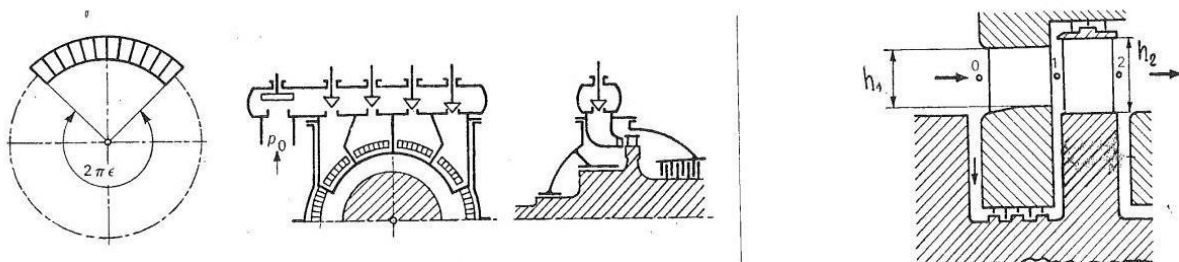
Bisogna pertanto ricorrere alla parzializzazione dell'introduzione del vapore da parte del distributore.

Un valore accettabile di $h = 12 \text{ mm} \equiv 0.012 \text{ m}$ permette di ridurre le fughe di vapore attraverso i giochi a valori tollerabili.

$$\text{Quindi } h = \frac{14.5 \times 0.044}{0.95 \times \pi \times 0.74 \times 237.60 \times \sin 12^\circ \times (1-\epsilon)} = 0.012 \text{ m}$$

$$1-\epsilon = 0.488 \quad \epsilon = 0.512$$

Si limita la corona degli ugelli del distributore alla frazione $1-\epsilon$ della circonferenza. ϵ , che rappresenta il grado di parzializzazione, indica l'arco di circonferenza non attraversato dal vapore. L'arco di introduzione del distributore viene generalmente suddiviso in 4 ÷ 6 settori.



7.5. Calcolo perdite per attrito e ventilazione

Le perdite per attrito sul disco sono date da :

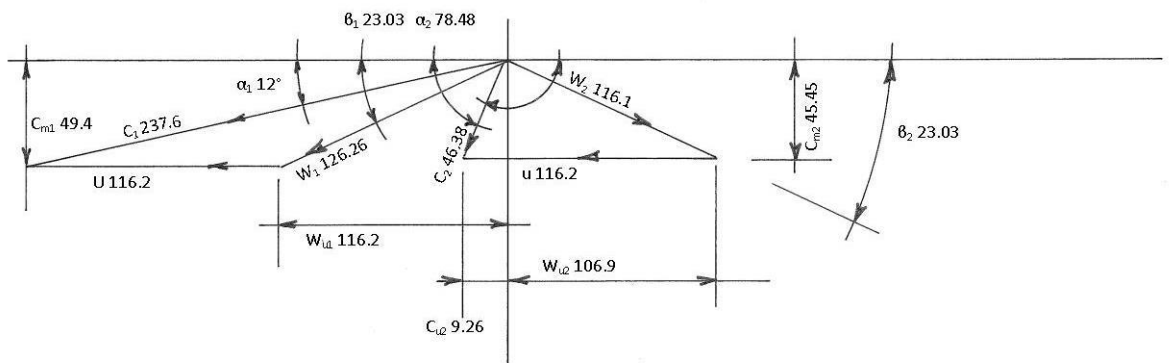
$$P_d = \frac{K_d u^3 d^2}{v} = 0.001 \frac{(116.20 \text{ m/s})^3 (0.74 \text{ m})^2}{0.044 \text{ m}^3/\text{kg}} = 19\,527 \text{ W}$$

Le perdite per ventilazione sono date da :

$$P_v = K_v \frac{u^3 (1-\epsilon) d^2 h_1}{v} = 0.1 \frac{(116.20 \text{ m/s})^3 \times 0.487 \times (0.74 \text{ m})^2 \times 0.012 \text{ m}}{0.044 \text{ m}^3/\text{kg}} = 11\,411 \text{ W}$$

$$\begin{aligned} \text{Perdite totali per attrito e ventilazione} &= P_{dv} = P_d + P_v = 19\,527 + 11\,411 = 30\,938 \text{ W} \\ &= 30.94 \text{ kW} \end{aligned}$$

7.6. Triangoli delle velocita' in ingresso uscita ruote



$$W_{u1} = C_1 \cos \alpha_1 - u = 116.2 \text{ m/s}$$

$$C_{m1} = C_1 \sin \alpha_1 = 49.4 \text{ m/s}$$

$$W_1 = \sqrt{W_{u1}^2 + C_{m1}^2} = 126.26 \text{ m/s}$$

$$W_2 = \Psi W_1 = 116.1 \text{ m/s}$$

$$C_{m2} = \Psi C_1 \sin \alpha_1 = 45.45 \text{ m/s}$$

$$C_{u2} = u - W_2 \cos \beta_2 = 9.26 \text{ m/s}$$

$$W_{u2} = W_2 \cos \beta_2 = 106.9 \text{ m/s}$$

$$\beta_2 = \arcsin \frac{C_{m2}}{W_2} = 23.03^\circ$$

scala 1:3.6

$$C_2 = \sqrt{C_{m2}^2 + C_{u1}^2} = 46.38 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = 90^\circ - \arctg \frac{C_{u2}}{C_{m2}} = 78.48^\circ$$

7.7. Calcolo variazioni entalpiche

- Variazione entalpica nel distributore

2

$$h_1 - h_{1is} = \left(\frac{1}{\rho^2} - 1 \right) \frac{C_1^2}{2} = \left(\frac{1}{0.97^2} - 1 \right) \frac{(237.60 \text{ m/s})^2}{2} = 1773 \text{ J/kg}$$

- Variazione entalpica nella palettatura ruota

2

$$h_2 - h_1 = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} = (1 - \psi^2) \frac{W_1^2}{2} = (1 - 0.92^2) \frac{(126.26 \text{ m/s})^2}{2} = 1224 \text{ J/kg}$$

- perdita di energia cinetica allo scarico e perdita per attrito e ventilazione

$$h_3 - h_2 = \frac{C_2^2}{2} + \frac{P_{dv}}{\dot{m}} = \frac{(46.38 \text{ m/s})^2}{2} + \frac{30938 \text{ W}}{14.5 \text{ kg/s}} = 3209 \text{ J/kg}$$

$$\text{Lavoro totale perduto} = 1773 \text{ J/kg} + 1224 \text{ J/kg} + 3.209 \text{ J/kg} = \mathbf{6.206 \text{ J/kg}}$$

$$\eta_t = \text{rendimento interno dello stadio} = \frac{\text{salto entalpico ideale} - \text{perdite}}{\text{salto entalpico ideale}} = \frac{30.000 - 6206}{30.000} =$$
$$= \frac{l_i}{\Delta h_s} = \frac{23.974 \text{ J/kg}}{30.000 \text{ J/kg}} = \mathbf{0.793}$$

$$P_i = \text{potenza interna stadio} = \dot{m}_{pv} \cdot l_i = 14.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 23.974 \text{ kJ/kg} = \mathbf{345 \text{ kW}}$$

7.8. Dimensionamento dei quattro stadi a salti di pressione

$$\text{Cadutaisoentropica totale per i 4 stadi} = \Delta h_t = 660 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 580 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 80 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Caduta isoentropica per stadio} = 80 \text{ kJ/kg} / 4 = 20 \text{ kJ/kg}$$

DATI 1° STADIO

| | |
|--------------------------------------|---|
| Caduta isoentropica | $\Delta h_s = 20 \text{ kJ/kg}$ |
| Pressione ingresso | $p_1 = 9 \text{ bar}$ |
| Portata massica vapore | $\dot{m}_{pv} = 14.5 \text{ kg/s}$ |
| Angolo uscita distributore | $\alpha_1 = 12^\circ$ |
| Velocità di rotazione | $n = 50 \text{ g/s} = 3000 \text{ g/min}$ |
| Coefficienti di riduzione velocità | $\varphi = 0.97 \quad \psi = 0.92$ |
| Coefficiente ingombro palettature | $C_i = 0,95$ |
| Palettatura mobile | simmetrica |
| Velocità vapore a monte distributore | $C_o \cong 0$ |

La pressione p_2 in uscita al 1° stadio è ricavata dal diagramma P-h del pentano come punto di intersezione fra la isoentropica passante per il punto 1 e l'ordinata corrispondente a $h_{is}^{II} = 640 \text{ kJ/kg}$.

$$p_2 = 5 \text{ bar} \quad e \quad v_2 = 0.082 \text{ m}^3/\text{kg} \quad h_{is}^{II} = 640 \text{ kJ/kg}$$

Velocità del vapore all'uscita del distributore:

$$C_1 = \varphi \sqrt{2\Delta h_{is}} = 0.97 \sqrt{2 \times 20 \ 000 \text{ J/kg}} = 194 \text{ m/s}$$

Velocità media del rotore :

$$u = 1.05 C_1 \frac{\cos \alpha_1}{2} = 1.05 \times 194 \text{ m/s} \times \frac{\cos 12^\circ}{2} = 99.62 \text{ m/s}$$

Diametro medio del rotore

$$D = \frac{u}{\pi n} = \frac{99.62 \text{ m/s}}{\pi \ 50 \text{ g/s}} = \mathbf{0.635 \text{ m}}$$

7.8.1. Calcolo dell'altezza h delle palette rotatorie

Dall'equivalenza della portata volumetrica

$$h = \frac{\dot{m}_{pv} v_1}{C_1 \pi D C_1 \sin \alpha_1} = \frac{14.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 0.083 \text{ m}^3/\text{kg}}{0.95 \times \pi \times 0.635 \times 194 \times \sin 12^\circ} = 0.016 \text{ m}$$

Questo valore è valido in quanto $> 0.010 \text{ m}$ limite.

Poiché la palettatura rotoria è simmetrica il lavoro,

$$l_i = (1 + \psi) u (C_1 \cos \alpha_1 - u) = (1 + 0.92) 99.62 \text{ m/s} (194 \text{ m/s} \cos 12^\circ - 99.62 \text{ m/s}) = 17.241 \text{ kJ/kg}$$

Il rendimento interno di uno stadio intermedio che riceve l'energia cinetica scaricata dalla girante precedente è :

$$\eta_i = \frac{l_i}{L_{i,l}} = \frac{(1 + \psi) u (C_1 \cos \alpha_1 - u)}{\Delta h_{1s} + \frac{C_0^2}{2} - \frac{C_2^2}{2}}$$

Nel caso del primo stadio qui considerato $C_0 \cong 0$ pertanto

$$\eta_i = \frac{l_i}{\Delta h_{1s} + \frac{C_2^2}{2}} \quad \text{dove}$$

$$C_2 = \text{velocità assoluta allo scarico dello stadio} = \sqrt{C_{m2}^2 + C_{u2}^2} =$$

$$= \sqrt{37.10^2 + 16.69^2} = 40.69 \text{ m/s}$$

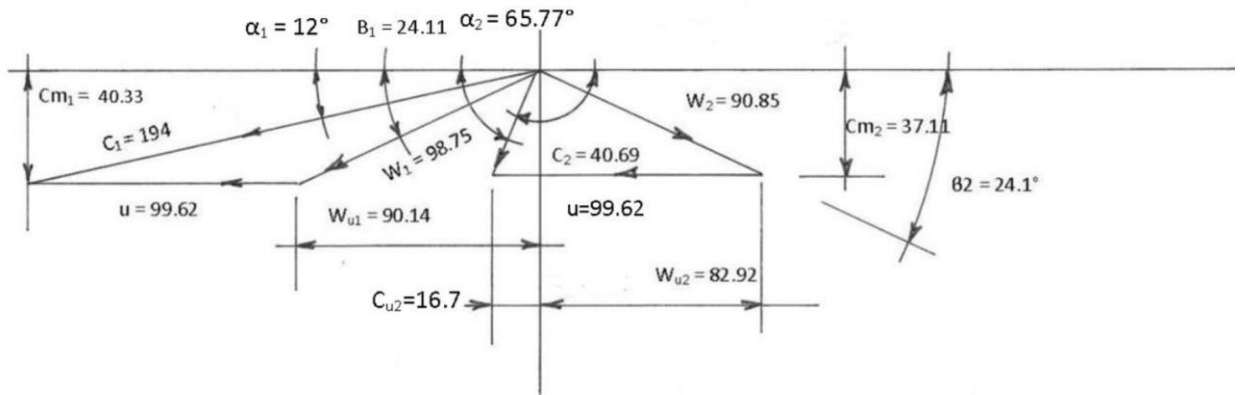
$$C_{m2} = \psi C_1 \sin \alpha_1 = 0.92 \times 194 \text{ m/s} \times \sin 12^\circ = 37.10 \text{ m/s}$$

$$C_{u2} = u - \psi (C_1 \cos \alpha_1 - u) = 99.62 \text{ m/s} - 0.92 (194 \cos 12^\circ - 99.62) = 16.69 \text{ m/s}$$

$$\eta_i = \frac{17\,241 \text{ J/kg}}{20\,000 - \frac{40.69^2}{2}} = \frac{17\,241 \text{ J/kg}}{19\,172 \text{ J/kg}} = 0.9$$

$$P_i = \text{potenza interna stadio} = \dot{m}_{pv} l_i = 14.5 \text{ kg/s} \times 17.241 \text{ kJ/kg} = 250 \text{ kW}$$

TRIANGOLI DELLE VELOCITA'



$$W_{u1} = C_1 \cos \alpha_1 - u = 90.14 \text{ m/s}$$

$$C_{m1} = C_1 \sin \alpha_1 = 40.33 \text{ m/s}$$

$$W_1 = \sqrt{W_{u1}^2 + C_{m1}^2} = 98.75 \text{ m/s}$$

$$\beta_2 = \arcsin \frac{C_{m2}}{W_2} = \arcsin \frac{37.11}{90.85} = 24.1^\circ$$

$$\text{Scala 1:3.2 } C_2 = \sqrt{C_{m2}^2 + C_{u2}^2} =$$

$$40.69 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = 90^\circ - \arcsin \frac{C_{u2}}{C_2} = 90 - 24.23 \equiv$$

$$65.77^\circ$$

$$W_2 = \psi W_1 = 0.92 \times 98.75 = 90.85 \text{ m/s}$$

$$C_{m2} = \psi C_1 \sin \alpha_1 = 37.11 \text{ m/s}$$

$$C_{u2} = u - W_2 \cos \beta_2 = 16.7 \text{ m/s}$$

$$W_{u2} = W_2 \cos \beta_2 = 82.92 \text{ m/s}$$

7.8.2. Dimensionamento 2° stadio turbina ad azione a salti di pressione

DATI 2° STADIO

- caduta isoentropica $\Delta h_s = 20 \text{ kJ/kg}$
- pressione ingresso $p_2 = 5 \text{ bar}$
- portata massica vapore $\dot{m}_{pv} = 14.5 \text{ kg/s}$
- angolo uscita distributore $\alpha_1 = 12^\circ$
- velocità di rotazione $n = 50 \text{ giri/s}$
- coefficienti di riduzione velocità $\varphi = 0.97 \quad \psi = 0.92$
- coefficiente ingombro palettatura $C_i = 0.95$
- palettatura mobile simmetrica
- velocità vapore monte distribuzione $C_o = C_2 = 40.69 \text{ m/s}$

Come in precedenza, dal diagramma P h del pentano, rileviamo:

$$p_3 = 3 \text{ bar} \quad v_3 = 0.135 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \Delta h_s = 20 \text{ kJ/kg} \quad h_{is}^{\text{III}} = 620 \text{ kJ/kg}$$

Come per il 1° stadio :

$$- C_1 = \varphi \sqrt{2 \Delta h_{1s}} = 0.97 \sqrt{2 \times 20 \ 000} = 194 \text{ m/s}$$

$$- u = 1.05 \times C_1 \times \frac{\cos 12^\circ}{2} = 99.62 \text{ m/s}$$

$$- D = \frac{u}{\pi n} = 0.635 \text{ m}$$

$$- h = \frac{\dot{m}_{pv} v_3}{C_i \pi D C_1 \sin 12^\circ} = \frac{14.5 \text{ kg/s} \cdot 0.135 \text{ m}^3/\text{kg}}{0.95 \times \pi \times 0.635 \times 194 \sin 12^\circ} = 0.026 \text{ m}$$

$$- l_i = (1 + \varphi) u (C_1 \cos \alpha_1 - u) = (1 + 0.92) 99.62 (194 \cos 12^\circ - 99.62) = 17241 \text{ J/s}$$

$$- \eta_t = \frac{l_i}{\Delta h_s + \frac{C_o^2}{2} - \frac{C_2^2}{2}}$$

- Calcolo della velocità C_2

Dal triangolo delle velocità

$$C_2 = \sqrt{C_{m2}^2 + C_{u2}^2} = \sqrt{(\psi C_1 \sin \alpha_1)^2 + [u - \psi(C_1 \cos \alpha_1 - u)]^2}$$

$$= \sqrt{(0.92 \times 194 \sin 12^\circ)^2 + [99.62 - 0.92(194 \cos 12^\circ - 99.62)]^2} = 40.69 \text{ m/s}$$

$$\eta_t = \frac{l_i}{\Delta h_s + \frac{C_0^2}{2} - \frac{C_2^2}{2}} = \frac{17\,241 \text{ J/s}}{20\,000 + \frac{40.69^2}{2} - \frac{40.69^2}{2}} = 0.862$$

$$P_i = \dot{m}_{pv} \cdot l_i = 14.5 \text{ kg/s} \times 17.241 \text{ kJ/kg} = 250 \text{ kW}$$

7.8.3. Dimensionamento 3° stadio turbine ad azione a salti di pressione

Dati 3° stadio

Dal diagramma P - h del pentano abbiamo:

$$P_4 = 1.8 \text{ bar} \quad v_4 = 0.23 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \Delta h_s = 20 \text{ kJ/kg} \quad h_{is}^{IV} = 600 \text{ kJ/kg}$$

$$- \quad h = \frac{\dot{m}_{pv} v_4}{C_i \pi D C_1 \sin \alpha_1} = \frac{14.5 \text{ kg/s} \times 0.23 \text{ m}^3/\text{kg}}{0.95 \times \pi \times 0.635 \text{ m} \times 194 \text{ m/s} \sin 12^\circ} = 0.044 \text{ m}$$

$$- \quad u = 1.05 \times C_1 \times \frac{\cos 12^\circ}{2} = 99.62 \text{ m/s}$$

$$- \quad l_i = (1 + \psi) u (C_1 \cos \alpha_1 - u) = 17\,241 \text{ J/kg}$$

$$- \quad C_2 = \sqrt{C_{m2}^2 + C_{u2}^2} = 40.69 \text{ m/s}$$

$$- \quad \eta_t = \frac{l_i}{\Delta h_s + \frac{C_0^2}{2} - \frac{C_2^2}{2}} = \frac{l_i}{\Delta h_s} = \frac{17\,241 \text{ J/kg}}{20\,000 \text{ J/kg}} = 0.862$$

$$P_i = \dot{m}_{pv} \cdot l_i = 14.5 \text{ kg/s} \times 17.241 \text{ kJ/kg} = 250 \text{ kW}$$

come per il secondo stadio

7.8.4. Dimensionamento 4° stadio turbina ad azione a salti di pressione

Dati 4° stadio

Dal diagramma P- h del pentano abbiamo:

$$p_5 = 1 \text{ bar} \quad v_5 = 0.42 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \Delta_{hs} = 20 \text{ kJ/kg} \quad h_{v_{is}} = 580 \text{ kJ/kg}$$

$$- \quad h = \frac{\dot{m}_{pv} v_5}{C_1 \pi D C_1 \sin \alpha_1} = \frac{14.5 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 0.42 \text{ m}^3/\text{Kg}}{0.95 \times \pi \times 0.635 \times 194 \text{ m/s} \sin 12^\circ} = 0.0797 \text{ m}$$

$$- \quad u = 1.05 C_1 \frac{\cos 12^\circ}{2} = 99.62 \text{ m/s} \text{ come per il 3° stadio}$$

$$- \quad l_i = (1 + \Psi) u (C_1 \cos \alpha_1 - u) = 17.241 \text{ J/kg}$$

$$- \quad C_2 = \sqrt{C_{m2}^2 + C_{u2}^2} = 40.69 \text{ m/s} = C_o$$

In questo ultimo stadio l'energia corrispondente a $\frac{C_o^2}{2}$ non viene utilizzata pertanto

$$- \quad \eta_t = \frac{l_i}{\Delta_{hs} + \frac{C_o^2}{2}} = \frac{17 \ 241 \text{ J/kg}}{20 \ 828 \text{ J/kg}} = \mathbf{0.828}$$

$$P_i = \dot{m}_{pv} \cdot l_i = 14.5 \text{ kg/s} \times 17.241 \text{ kJ/kg} = \mathbf{250 \text{ kW}}$$

La sommatoria delle potenze interne dei 5 stadi è:

$$P_{it} = 345 \text{ kW} + 4 \times 250 \text{ kW} = 1 \ 345 \text{ kW}$$

La Potenza termica alimentata :

$$P_t = \dot{m}_{pv} (h_o - h_{v_{is}}) = 14.5 \text{ kg/s} (690 \text{ kJ/kg} - 580 \text{ kJ/kg}) = 1.595 \text{ kW}$$

Il rendimento interno dell'intera turbina è :

$$\eta_{\text{globale}} = \frac{1\,345 \text{ kW}}{1\,595 \text{ kW}} = 0.842 \cong \mathbf{0.84}$$

Valore pressoché uguale a 0.84 già ipotizzato nell'analisi del ciclo ORC completo fatto inizialmente.

La potenza utile della turbina per un rendimento organico $\eta_o = 0.97$ è

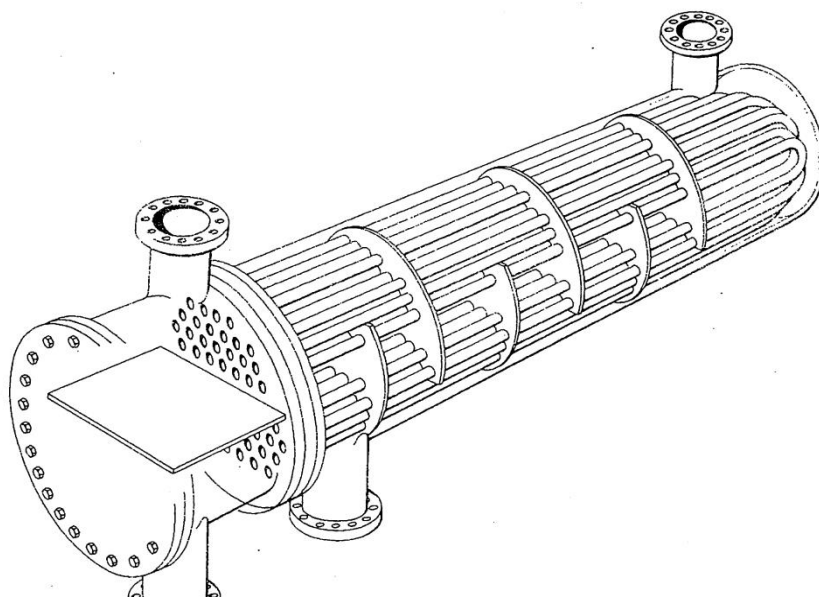
$$P_u = 1\,345 \text{ kW} \times 0.97 = \mathbf{1\,305 \text{ kW}}$$

CAPITOLO 8

Dimensionamento di massima dello scambiatore rigenerativo

Dimensionamento di massima dello scambiatore rigenerativo

Lo scambiatore scelto è del tipo a fascio tubiero con tubi ad U



8.1. Dati di progetto

$$p_5 = p_6 = 20 \text{ bar} = 2 \text{ MPa}$$

$$\dot{m}_{pv} = \dot{m}_{pl} = 14.5 \text{ kg/s}$$

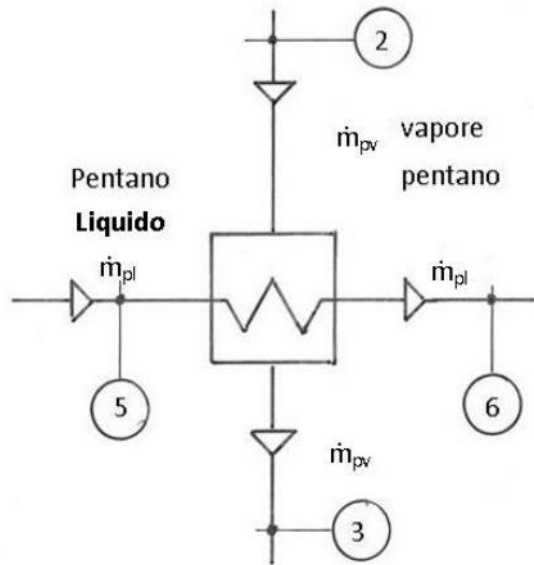
$$h_2 = 597 \text{ kJ/kg} \quad h_3 = 541 \text{ kJ/kg} \text{ valori arrotondati}$$

$$h_5 = 144 \text{ kJ/kg} \quad h_6 = 200 \text{ kJ/kg}$$

$$t_2 = 90^\circ \text{ C}/363 \text{ K} \quad t_3 = 61^\circ \text{ C}/334 \text{ K}$$

$$t_5 = 38^\circ \text{ C}/311 \text{ K} \quad t_6 = 62^\circ \text{ C}/335 \text{ K}$$

$$Q_s = \text{Potenza scambiata} = 812 \text{ kW}$$



I dati soprariportati sono quelli rappresentati nello schema generale dell'impianto binario ORC.

8.2. Dati fisici del vapore di pentano passante nel circuito 2- 3

- Temperatura media fluido $t_{mpv} = \frac{t_2 + t_3}{2} = \frac{90 + 61}{2} = 75.5^\circ\text{C} / 348.5 \text{ K}$
- densità media $\rho_{pv} = 2.664 \text{ kg/m}^3$
- pressione media $p_{pv} = 0.1 \text{ MPa} = 1 \text{ bar}$
- calore specifico medio $C_{spv} = 1.960 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$
- viscosità dinamica $\mu_{pv} = 7.6 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$
- conducibilità termica $K_{fpv} = 0.0201 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
- numero di Prandtl $P_r = 0.77$

8.3. Dati fisici del pentano liquido passante nel circuito 5 – 6

| | |
|----------------------------|---|
| – Temperatura media fluido | $t_{mpl} = \frac{t_5 + t_6}{2} = \frac{38+62}{2} = 50^\circ\text{C}/323\text{ K}$ |
| – densità media | $\rho_{pl} = 604\text{ kg/m}^3$ |
| – pressione media | $p_{mpl} = 2\text{ MPa} = 20\text{ bar}$ |
| – calore specifico medio | $C_{spl} = 2.363\text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ |
| – viscosità dinamica | $\mu_{pl} = 173.5 \times 10^{-6}\text{ Ns/m}^2$ |
| – conducibilità termica | $K_{fpl} = 113.6 \times 10^{-3}\text{ W/m}^\circ\text{C}$ |
| – numero di Prandtl | $Pr = 3.6$ |

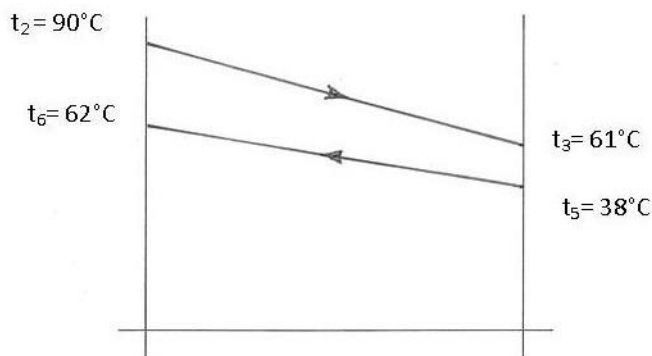
La quantità di calore scambiato fra i due fluidi è :

$$Q_s = \dot{m}_{pl} (h_6 - h_5) = \dot{m}_{pv} (h_2 - h_3) = 14.5\text{ kg/s} (200-144) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} =$$

$$= 14.5\text{ kg/s} (597-541)\text{ kJ/kg} = \mathbf{812\text{ kW}}$$

8.4. Determinazione superficie di scambio e configurazione scambiatore

Diagramma delle temperature dei fluidi in controcorrente dello scambiatore



La differenza media logaritmica della temperatura è:

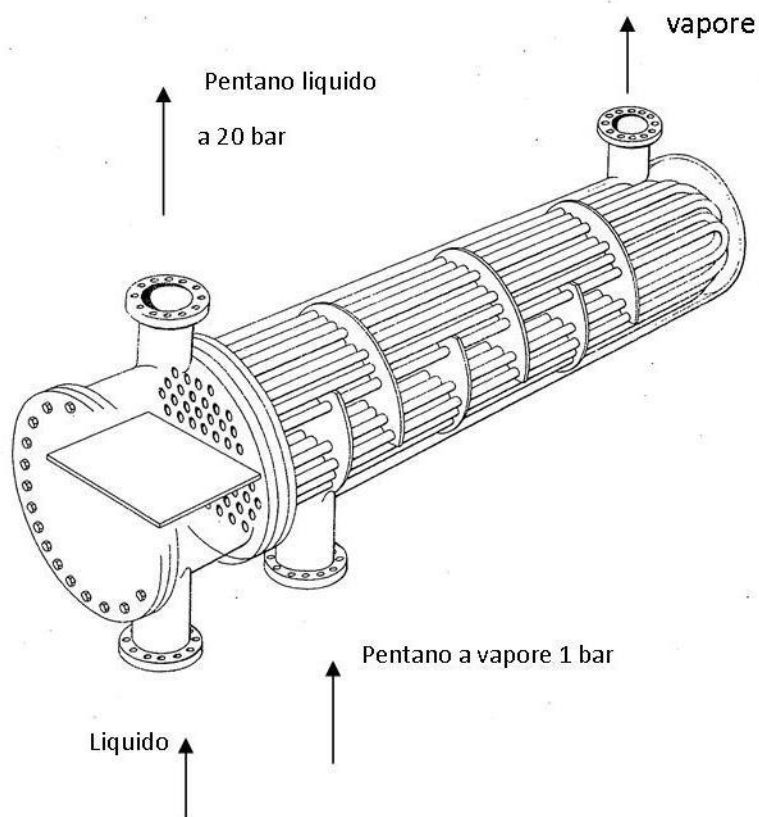
$$\Delta_{tml} = \frac{(t_2 - t_6) - (t_3 - t_5)}{\ln \frac{t_2 - t_6}{t_3 - t_5}} = \frac{(90 - 62) - (61 - 38)}{\ln \frac{28}{23}} = 25.42^\circ\text{C}$$

Calcolo dei coefficienti R e S necessari alla definizione della configurazione

$$R = \frac{t_2 - t_3}{t_6 - t_5} = \frac{90 - 61}{62 - 38} = 1.2 \quad S = \frac{t_6 - t_5}{t_2 - t_5} = \frac{62 - 38}{90 - 38} = 0.461$$

Da Coulson – Richardson, Chimical engineering, vol. 6, fig. 12.19 in corrispondenza dei valori di R e S risulta un fattore di temperatura $F_t = 0.81$. Lo scambiatore è come segue:

- scambiatore a fascio tubiero e mantello, tubi ad U, tipo 1-2 avente un passaggio nel mantello e 2 passaggi dei tubi.
- Piastra tubiera fissa colletttrice alla quale sono saldati i tubi ad U
- Vari diaframmi intervallati nel mantello.



Differenza di temperatura media

$$\Delta t_m = F_t \times \Delta t_{m1} = 0.81 \times 25.42^\circ\text{C} = 20.6^\circ\text{C}$$

Per i due fluidi considerati si può adottare, secondo gli autori sopraindicati, un coefficiente di trasmissione globale di primo tentativo $U = 100 \div 200 \text{ W/m}^2\text{C}$

Scegliamo $U = 150 \text{ W/m}^2\text{C}$

La superficie totale di scambio totale è :

$$A_s = \frac{Q_s}{U \Delta t_m} = \frac{812\,000 \text{ W}}{150 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}} \times 20.6^\circ\text{C}} = 263 \text{ m}^2$$

Scegliamo, per il fascio tubiero, tubi in acciaio di dimensioni standard, con diametro esterno $d_o = 30 \text{ mm}$, diametro interno $d_i = 26 \text{ mm}$, lunghezza $L = 4.8 \text{ m}$.

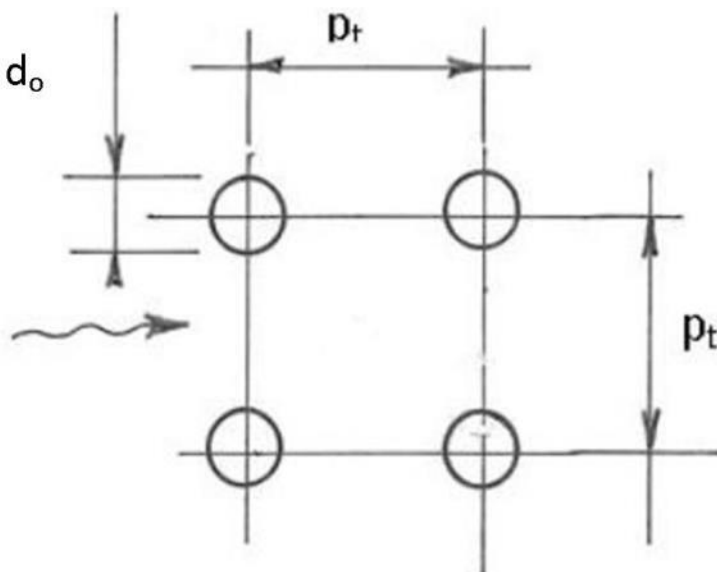
L'area della superficie esterna di un tubo componente una U è:

$$a_t = \pi \times 0.030 \text{ m} \times 4.8 \text{ m} = 0.452 \text{ m}^2$$

Numero dei tubi necessari per realizzare A_s

$$N_t = \frac{A_s}{a_t} = \frac{263 \text{ m}^2}{0.452 \text{ m}^2/\text{tubo}} = 582 \text{ tubi}$$

Scegliamo una disposizione quadrata dei tubi sulla piastra tubiera con $p_t = 1.25 d_o = 1.25 \times 0.030 = 0.0375 \text{ m}$



8.5. Calcolo dei diametri del fascio tubiero e mantello

Riferimento a Coulson- Richardson, Chemic. Eng. Vol. 6 tab. 12.4

Per la disposizione quadrata scelta il diametro del fascio è:

$$D_b = d_o \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{1/2.291} = 0.030 \left(\frac{582}{0.156} \right)^{1/2.291} = 1.087 \text{ m}$$

dove:

N_t = numero dei tubi = 582

D_b = diametro fascio

P_t = 0.0375 m

$K_1 = 0.156$ $h_1 = 2.291$

d_o = diametro esterno tubo = 0.030 m

Per il tipo di scambiatore scelto, a U, il gioco fra il fascio e il mantello è secondo fig. 12.10 pari a 18 mm, pertanto= il diametro interno del mantello è

$$D_s = 1087 \text{ mm} + 18 \text{ mm} = 1105 \text{ mm} = \mathbf{1105 \text{ m}}$$

8.6. Calcolo del coefficiente di convezione interna dei tubi

Il fluido passante internamente ai tubi è pentano liquido a 20 bar

- Sezione di passaggio di un tubo

$$a_{ti} = \frac{\pi}{4} d_i^2 = 0.785 \times 0.026^2 \text{ m} = 5.3 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

- Numero dei tubi per passaggio nel mantello

$$= \frac{N_t}{2} = \frac{582}{2} = 291$$

- Area totale di passaggio fluido

$$a_t = 291 \times 513 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.154 \text{ m}^2$$

- Velocità di massa del fluido

$$G_s = \frac{\dot{m}_{pl}}{a_t} = \frac{14.5 \text{ kg/s}}{0.154 \text{ m}^2} = 94 \text{ kg/sm}^2$$

- Velocità lineare del fluido

$$V_{pl} = \frac{Gs}{\rho_{pl}} = \frac{94 \text{ kg/sm}^2}{604 \text{ kg/m}^3} = 0.156 \text{ m/s}$$

La correlazione di scambio termico è:

0.14 0.14

$$h_i = \frac{K_{fpl}}{d_i} J_h Re Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) \cong 1$$

$$\text{Numero di Reynolds } Re = \frac{\rho_{pl} \cdot v_{pl} \cdot d_i}{\mu_{pl}} = \frac{604 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0.156 \text{ m/s} \cdot 0.026 \text{ m}}{173.5 \times 10^{-6} \text{ N}_s/\text{m}^2} = 14 \ 120$$

$$K_{fpl} = 0.1136 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$Pr = \text{numero di Prandtl} = 3.6$$

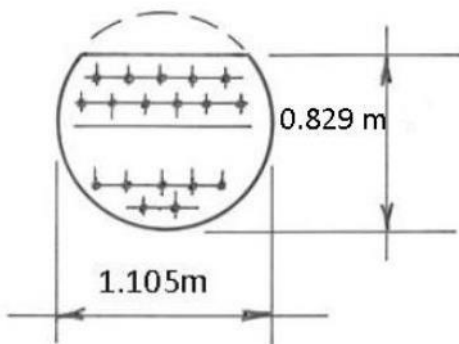
J_h = fattore di scambio termico lato tubi = $f(Re)$, fig 12.23 = 4×10^{-3}

$$h_i = \frac{0.1136 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0.026 \text{ m}} \times 4 \times 10^{-3} \times 14 \ 120 \times 3.6^{0.33} = 376.6 \text{ W/m}^2\text{C}$$

8.7. Calcolo del coefficiente di convezione lato mantello

Il fluido passante nel mantello è pentano allo stato di vapore a 1 bar di pressione

- Distanza assunta fra i diaframmi = $l_B = 0.55 D_s = 0.55 \times 1.105 \text{ m} = 0.6 \text{ m}$
- Numero dei diaframmi : 4
- Taglio dei diaframmi : $25\% D_s = 0.829 \text{ m}$



- Passo fra i tubi $p_t = 1.25 d_o = 0.0375 \text{ m}$
- Area di passaggio minimo del fluido = $A_s = \frac{(p_t - d_o) D_s l_B}{p_t}$

$$= \frac{(0.0375-0.030)1.105\text{m} \times 0.6 \text{ m}}{0.0375 \text{ m}} = 0.133 \text{ m}^2$$

– Velocità di massa $G_s = \frac{\dot{m}_{pv}}{A_s} = \frac{14.5 \text{ Kg/s}}{0.133 \text{ m}^2} = 109.35 \text{ kg/s m}^2$

– Diametro equivalente sezione di passaggio

$$d_e = \frac{4A}{P} = \frac{4(p_t^2 - \frac{\pi}{4}d_i^2)}{\pi d_o} = \frac{4(0.0375^2\text{m} - 0.785 \times 0.030^2\text{m})}{\pi \times 0.030 \text{ m}} = 0.0297 \text{ m}$$

La correlazione di scambio termico è:

$$h_o = \frac{K_{fpv}}{d_e} J_h R_e P_r^{0.33} \quad \text{dove}$$

$$K_{fpv} = 0.0201 \text{ W/m}^2\text{C} \quad d_e = 0.0297 \text{ m}$$

J_h = fattore di scambio termico lato mantello = f (R_e)– fig. 12.29 = 1×10^{-3}

$$R_e = \text{numero di Reynolds} = \frac{G_{spv} d_e}{\mu_{pv}} = \frac{109.35 \times 0.0297 \text{ m}}{716 \times 10^{-6} \text{ N}_s/\text{m}^2} = 427 \quad 328$$

P_r = numero di Prandtl = 0.77

$$h_o = \frac{0.0201 \frac{\text{W}}{\text{m}}\text{C}}{0.0297 \text{ m}} 10^{-3} \times 427 \quad 328 \times 0.77^{0.33} = 265.2 \text{ W/m}^2\text{C}$$

8.8. Calcolo del coefficiente globale di trasmissione del calore

Si trascurano le resistenze termiche di sporramento interne ed esterne

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{d_i h_1}} = \frac{1}{\frac{1}{265.2 \text{ W/m}^2\text{C}} + \frac{0.030 \text{ m}}{0.026 \text{ m} \times 376.6 \text{ W/m}^2\text{C}}} = 146.31 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Valore molto vicino al valore assunto di $150 \text{ W/m}^2\text{C}$. Il dimensionamento termico è quindi accettabile.

8.9. Calcolo caduta di pressione lato tubi ad u

Il fluido pesante è pentano liquido e la relazione idonea è:

$$\Delta p = N_p \left[8 J_f \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) + 2.5 \right] \frac{\rho_{pl} v_{pl}^2}{2} \quad \text{dove}$$

- La prima parte entro parentesi quadra si riferisce alle perdite distribuite
- Il fattore di 2.5 si riferisce alle perdite di imbocco e sbocco
- J_f = fattore di attrito = $f(R_e)$, fig. 12.24 = 4.5×10^{-3}
- $R_e = 14\ 120$ già calcolato
- L = lunghezza dei tubi ad $U = 4.8$ m
- d_i = diametro interno dei tubi = 0.026 m
- ρ_{pl} = densità pentano liquido = 604 kg/m³
- v_{pl} = velocità pentano liquido nei tubi = 0.156 m/s
- N_p = numero dei passaggi dei tubi = 2
- $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) \cong 1$
- $\Delta p = 2 \left[8 \times 4.5 \times 10^{-3} \times \frac{4.8 \text{ m}}{0.026 \text{ m}} + 2.5 \right] \left(\frac{604 \text{ kg/m}^3 \times 0.156^2 \text{ m}^2/\text{s}^2}{2} \right) = 134.43 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} =$
 $= 1.34 \times 10^{-3} \text{ bar}$ valore accettabile

8.10. Calcolo caduta di pressione lato mantello

Il fluido passante è pentano vapore e la relazione utilizzata è :

$$\Delta P_s = 8 J_f \left(\frac{D_s}{d_e} \right) \left(\frac{L}{l_B} \right) \frac{\rho_{pv} v_{pv}^2}{2} \text{dove}$$

J_f = fattore di attrito = $f(R_e)$, fig. 12.30, = $f(427\ 328) = 2.7 \times 10^{-2}$

D_s = diametro mantello = 1.105 m

d_e = diametro equivalente = 0.0297 m

L = lunghezza tubi ad $U = 4.8$ m

l_B = passo diaframmi = 0.6 m

ρ_{pv} = densità pentano vapore = 2.664 kg/m³

ρ_{pv} = velocità pentano vapore area mediana = $\frac{G_s}{\rho_{pv}} = \frac{109.35 \text{ kg/m}^2\text{s}}{2.664 \text{ kg/m}^3} = 41 \text{ m/s}$

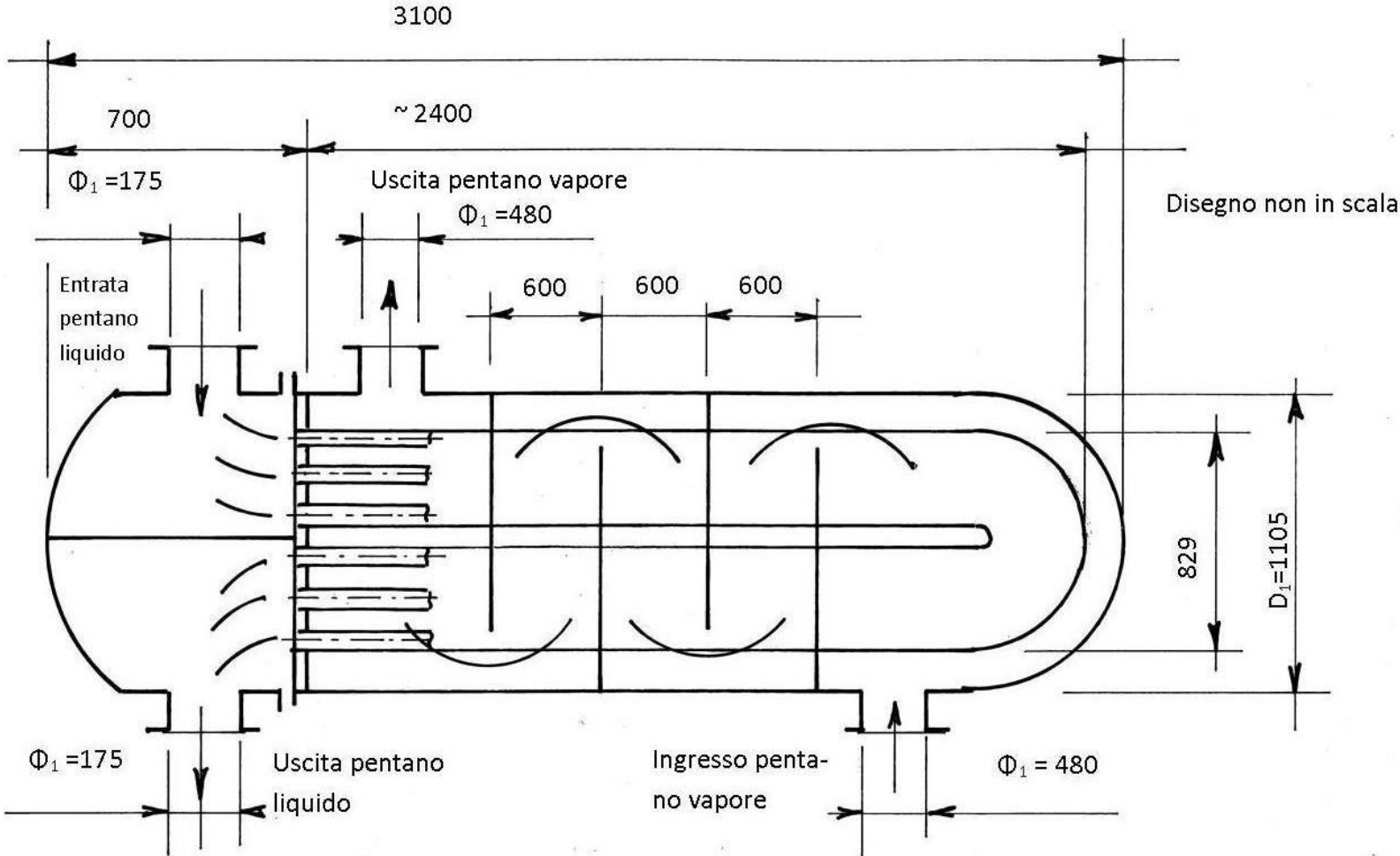
$\Delta P_s = 8 \times 2.7 \times 10^{-2} \times \frac{1.105 \text{ m}}{0.0297 \text{ m}} \times \frac{4.8 \text{ m}}{0.6 \text{ m}} \times \frac{2.664 \text{ kg/m}^3 \times 41^2 \text{ m}^2/\text{s}^2}{2} = 143\ 953 \text{ Pa} \cong 1.44 \text{ bar}$

Valore accettabile che potrebbe essere variato modificando la spaziatura dei diaframmi.

8.11. Calcolo dimensioni delle tubazioni di collegamento allo scambiatore

| flangia di collegamento | velocità assunta | portata nominale | | sezione di tubazione | diametro tubazione |
|--|---------------------|------------------|-------------------|-------------------------|-----------------------|
| | m/s | kg/s | m ³ /s | m ² | m |
| - tubazione entrata e uscita pentano liquido | 1 | 14.5 | 0.024 | 0.024 | 0.175 |
| - tubazione entrata e uscita pentano vapore | 30 | 14.5 | 5.44 | 0.136 | 0.48 |

DIMENSIONI DI MASSIMA DELLO SCAMBIATORE



CAPITOLO 9

Dimensionamento di massima del condensatore ad aria

9.1. Dimensionamento di massima del condensatore ad aria

Il condensatore ad aria scelto in questa applicazione scarica il calore del fluido motore direttamente nell'aria ambiente. L'impianto quindi non necessita di acqua di raffreddamento con i relativi problemi di processo e ambientali che ne conseguono.

La struttura scelta per questo condensatore è del tipo "A" che permette una certa economia di spazio a parità di prestazioni.

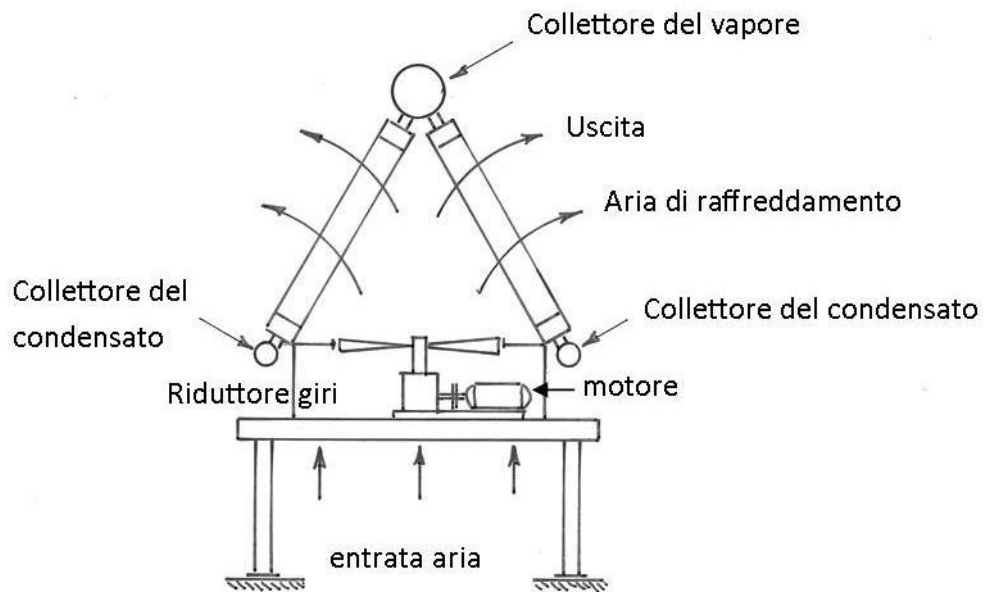
Il presente dimensionamento di massima ha come scopo quello di quantificare, entro certi limiti, il costo dell'investimento, gli ingombri del condensatore, la potenza assorbita dai ventilatori, i costi di esercizio corrispondenti e le perdite di carico dei due circuiti di aria e vapore interessati.

Nel dimensionamento che segue si è volutamente trascurato l'impatto delle resistenze termiche interne ed esterne, dovute allo sporcamento, al fine di semplificare la procedura di calcolo.

Si è pure considerata una distribuzione ideale dell'aria di raffreddamento come pure quella del vapore nei tubi allettati.

Negli ultimi anni, in seguito allo sviluppo dell'utilizzo degli impianti ORC ed in seguito ad approfondite ricerche fatte dei costruttori operanti nel settore, i classici tubi allettati circolari multipli sono stati sostituiti con un singolo tubo allettato, di sezione ellettica a grande eccentricità. I vantaggi conseguiti con questa soluzione consistono nell'aumento del coefficiente di trasmissione globale del calore, minori perdite di carico sia sul lato del vapore che in quello dell'aria. Questa soluzione inoltre facilita l'operazione di pulizia della parte allettata che si rende periodicamente necessaria. Questa operazione viene effettuata con un'apparecchiatura utilizzante getti d'acqua in pressione.

Struttura di condensatore ad "A"



9.2. Dati di progetto

$$p_3 = p_4 = 0.1 \text{ MPa} = 1 \text{ bar}$$

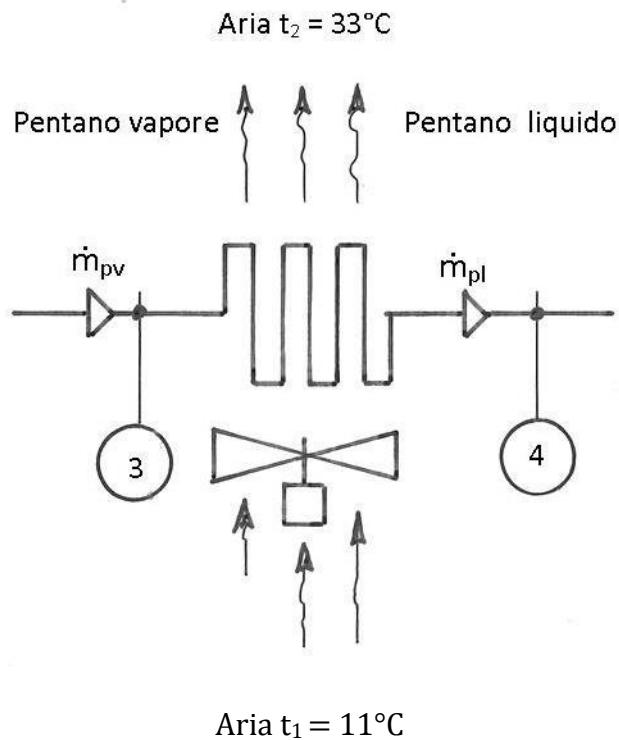
$$\dot{m}_{pv} = \dot{m}_{pl} = 14.5 \text{ kg/s}$$

$$t_3 = 61^\circ\text{C}/344 \text{ K} \quad t_4 = 36^\circ\text{C}/309 \text{ K}$$

$$t_1 = 11^\circ\text{C} \quad t_2 = 33^\circ\text{C}$$

$$Q = 5,814.5 \text{ kW}$$

$$h_3 = 541 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_4 = 140 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$



9.3. Dati fisici dell'aria di raffreddamento

- Temperatura media aria $t_{ma} = \frac{t_1 + t_2}{2} = 22^\circ\text{C}/295\text{ K}$
- Densità aria media, in entrata e in uscita $\rho_m = 1.200\text{ kg/m}^3$
 $\rho_{11^\circ\text{C}} = 1.225\text{ kg/m}^3$ $\rho_{33^\circ\text{C}} = 1.160\text{ kg/m}^3$
- Pressione di funzionamento atmosferica
- Calore specifico medio $C_{sa} = 1.005\text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$
- Viscosità dinamica media $\mu_a = 1.83 \times 10^{-5}\text{ kg/ms}$
- Conducibilità termica media $K_{fa} = 0.0257\text{ W/m}^\circ\text{C}$
- Numero di Prandtl medio $Pr = 0.713$

9.4. Dati fisici del pentano a 33.2°C/306.2 k

| | |
|---------------------------------------|--|
| Densità pentano liquido | $\rho_{pl} = 613 \text{ kg/m}^3$ |
| Densità pentano vapore | $\rho_{pv} = 3.03 \text{ kg/m}^3$ |
| Calore specifico pentano liquido | $C_{pl} = 2.320 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ |
| Viscosità dinamica pentano liquido | $\mu_{pl} = 203 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$ |
| conducibilità termica pentano liquido | $K_{fl} = 0.114 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ |
| numero di Prandtl | $P_r = 4.13$ |

La quantità di calore scambiato fra i due fluidi è

$$Q = \dot{m}_p \times (h_3 - h_4) = 14.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (541 \text{ kJ/kg} - 140 \text{ kJ/kg}) = 5\,814.5 \text{ kW}$$

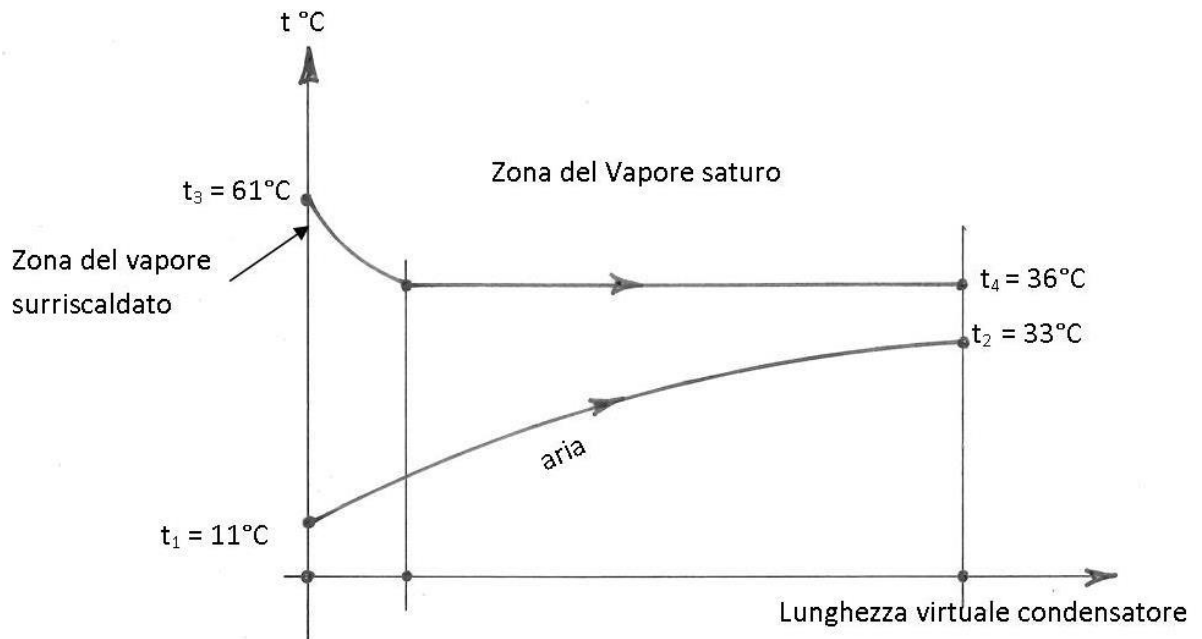
La quantità d'aria necessaria allo scambio suddetto è

$$\dot{m}_a = \frac{Q}{C_{sa} (t_2 - t_1)} = \frac{5\,814.500 \text{ W}}{1005 \text{ J/kg}^\circ\text{C} (33 - 11)^\circ\text{C}} = 263 \text{ kg/s}$$

Il coefficiente di scambio termico globale di primo tentativo che si può ragionevolmente ipotizzare è $U = 300 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}$

Questo valore è stato scelto fra i valori proposti dalle tav. 12.1 Coulson-Richardson Chemical engineering 6 che mostrano $U = 250 \div 700 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}$

9.5. Diagramma delle temperature di scambio termico



Come vedremo nel progetto del rigeneratore è necessario caricare il condensatore del compito del desurriscaldamento di una parte del contenuto di calore del pentano.

Se la temperatura della parete di scambio è sotto il punto di rugiada del vapore si è dimostrato che il coefficiente di scambio termico della sezione di desurriscaldamento è prossimo al valore di scambio per condensazione.

Così, se il calore di desurriscaldamento è inferiore al 25% del calore totale di condensazione, si può ritenere la superficie di scambio calcolata usando la differenza media riferita alla temperatura di condensazione.

Nel nostro caso il calore di desurriscaldamento è dato da:

$$h_3 - h_3^1 = 541 \text{ kJ/kg} - 498 \text{ kJ/kg} = 43 \text{ kJ/kg}$$

Il calore di condensazione è dato da:

$$h_3^1 - h_4 = 498 - 140 = 358 \text{ kJ/kg}$$

La percentuale è $43/358 = 12\%$. Possiamo quindi considerare il condensatore operante con $\Delta h = h_3 - h_4 = 541 - 140 = 401 \text{ kJ/kg}$ ignorando il surriscaldamento.

9.6. Calcolo della superficie interna di scambio

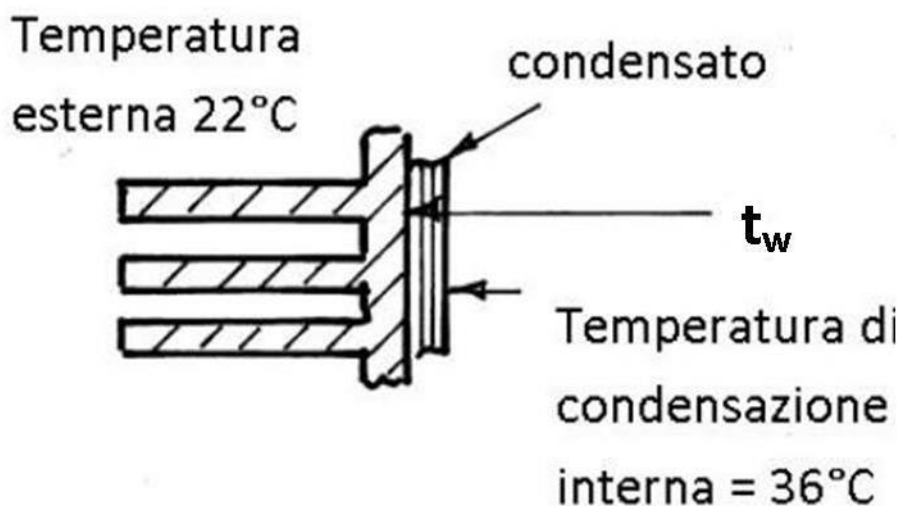
La differenza di temperatura media logaritmica è:

$$\Delta t_{ml} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \left(\frac{t_{sat} - t_1}{t_{sat} - t_2} \right)} = \frac{33 - 11}{\ln \frac{25}{3}} = 10.38^\circ\text{C} \quad \text{da} \quad Q = U A_s \Delta t_{ml}$$

$$A_s = \frac{Q}{U \times \Delta t_{ml}} = \frac{5\,814\,500 \text{ W}}{300 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \times 10.38^\circ\text{C}} = 1\,868 \text{ m}^2$$

9.7. Calcolo del coefficiente di scambio termico interno e disposizione del fascio

Stimiamo la temperatura di scambio termico interna t_w . Si fissa un coefficiente di scambio termico interno pari a $750 \text{ W/m}^2\text{C}$.



- temperatura media condensato = 36°C
- temperatura media aria esterna = 22°C

Bilancio termico di scambio:

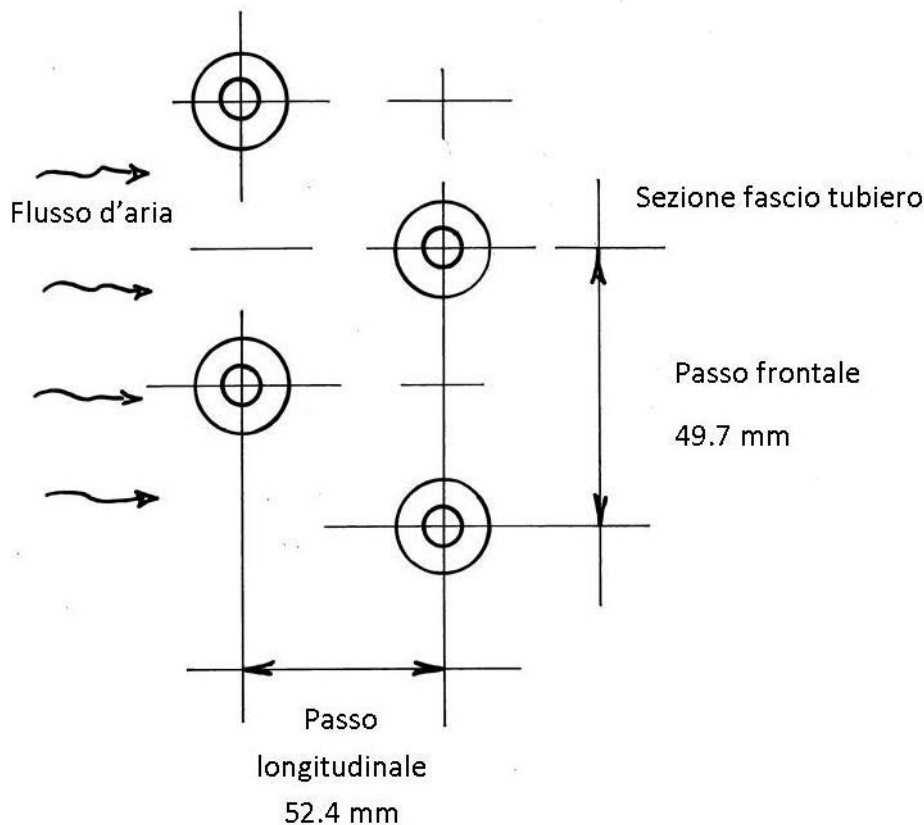
$$(36 - t_w) 750 \text{ W/m}^2\text{°C} = (36-22)^\circ\text{C} \times 300 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

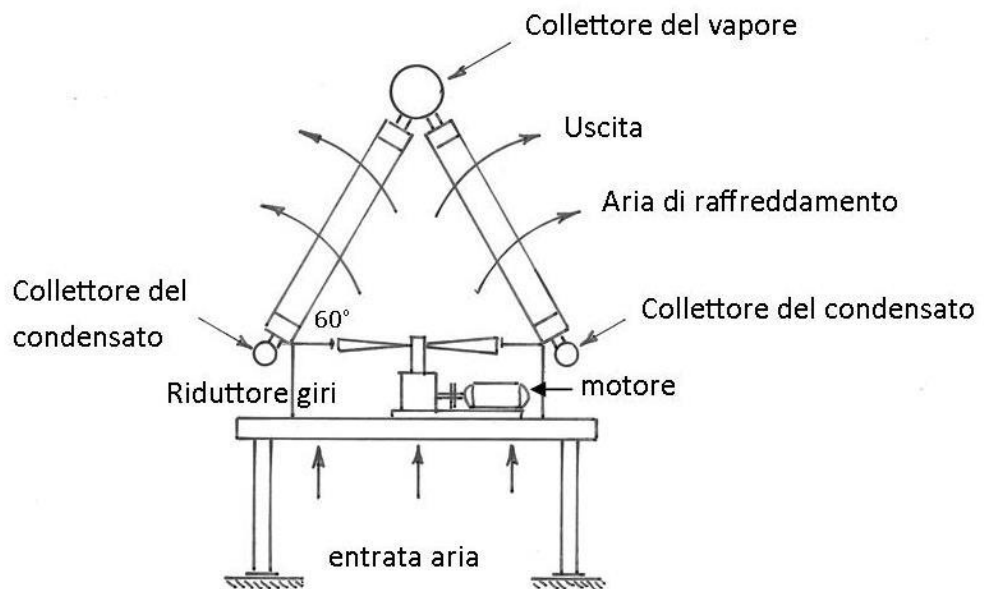
da cui $t_w = 30.4^\circ\text{C}$ cosicchè la temperatura media del condensato è :

$$\frac{30.4^\circ\text{C} + 36^\circ\text{C}}{2} = 33.2^\circ\text{C}$$

Come già indicato la disposizione dei fasci di tubi di scambio che viene generalmente adottata è del tipo ad "A". Questa consente di ottenere minimi volumi di ingombro e migliore distribuzione del flusso d'aria di raffreddamento. Viene inoltre garantita, con opportuni schermi perimetrali, una certa insensibilità alla eventuale presenza di vento nel luogo in cui il condensatore è installato.

Con questa configurazione il coefficiente di scambio termico interno si calcola utilizzando la correlazione di Nusselt per condensazione del film in regime laminare ($Re < 2000$) e moltiplicando il valore di g (m/s^2) per $\sin \alpha$ dove α rappresenta l'angolo di 60° rispetto all'orizzontale come sotto indicato

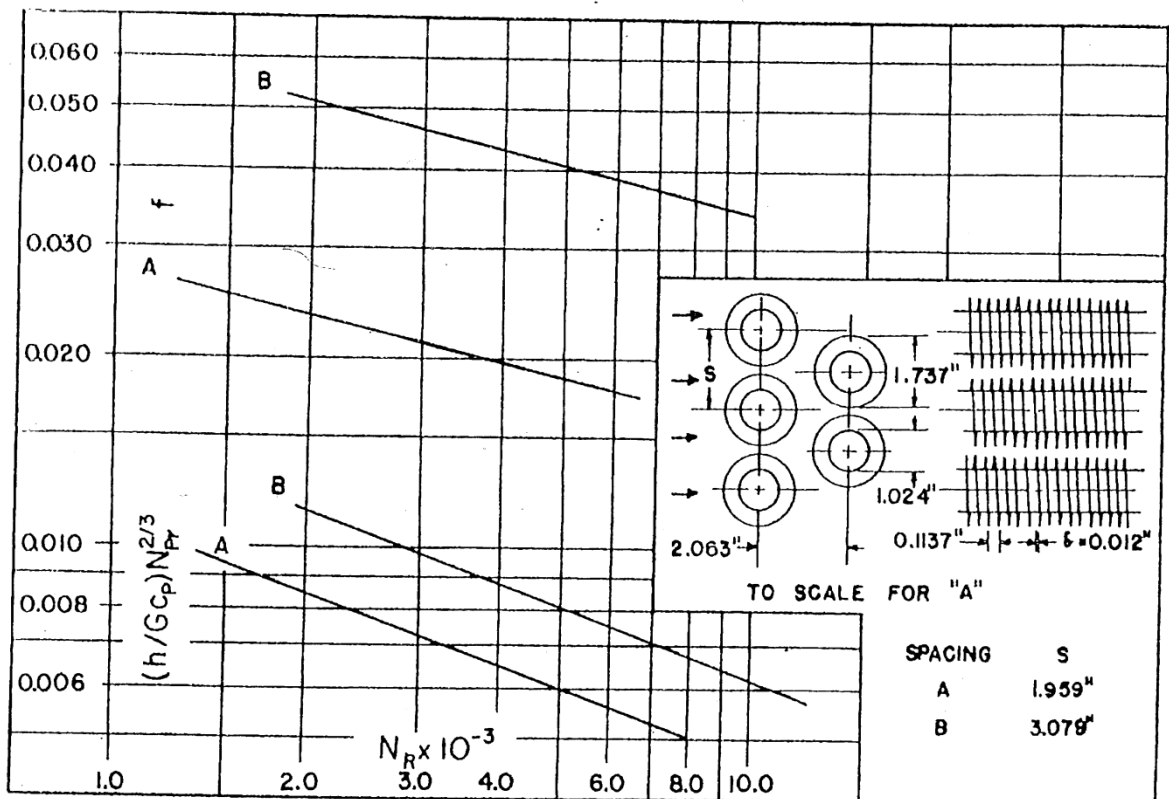




Non disponendo di dati sperimentali si è fatto riferimento ad una disposizione del tubo alettato come indicato nel diagramma sottoriportato. I dati rilevati sono parte del volume KAYS-LONDON "Compact heat exchanges" e la disposizione scelta è quella indicata con la lettera "A".

Il fattore "f" è un fattore di attrito dell'aria passante attraverso il fascio

Fig. 10-82. Finned circular tubes, surfaces CF-8.8-1.0J.
(Data of Jameson.)



Tube outside diameter = 1.024 in.

Fin pitch = 8.8 per in.

Fin thickness = 0.012 in.

Fin area/total area = 0.825

Flow passage hydraulic diameter, $4r_h =$

| | A | B |
|---|---------|---------------------------------------|
| $4r_h$ | 0.01927 | 0.443 ft |
| Free-flow/frontal area, $\sigma =$ | 0.439 | 0.643 |
| Heat transfer area/total volume, $\alpha =$ | 91.2 | 58.1 ft ² /ft ³ |

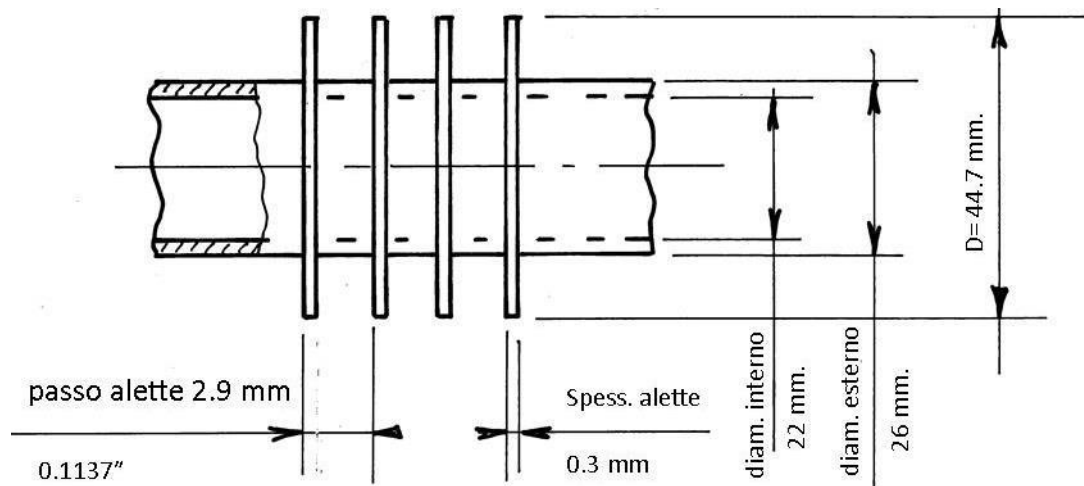
Free-flow/frontal area, $\sigma =$

Heat transfer area/total volume, $\alpha =$

Note: Minimum free-flow area is in spaces transverse to flow.

Il fattore $(h/GC_p) Pr^{2/3}$ si utilizza per i calcoli del coefficiente di trasmissione h lato alettato.

Il tubo alettato scelto ha le seguenti dimensioni :

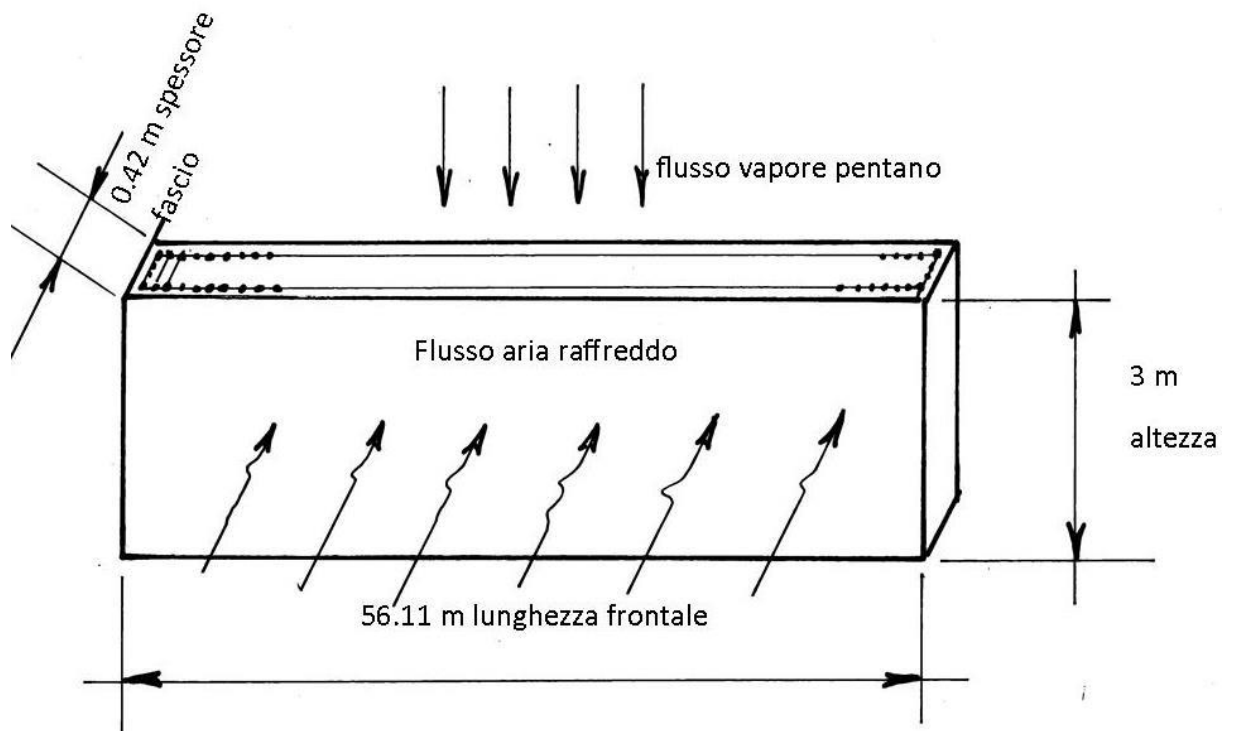


Le caratteristiche del fascio e tubi alettati sono:

- passo frontale $1.959'' \times 25.4 \text{ mm/inch} = 49.76 \text{ mm}$
- passo longitudinale $2.063'' \times 25.4 \text{ mm/inch} = 52.4 \text{ mm}$
- diametro esterno tubo nudo $d_o = 1.024'' \times 25.4 \text{ mm/inch} = 26 \text{ mm}$
- diametro interno tubo $d_i = 0.866'' \times 25.4 \text{ mm/inch} = 22 \text{ mm}$
- disposizione del banco di tubi : sfalsata
- passo alette 8.8 alette/inch
- spessore alette $0.012'' \times 25.4 \text{ mm/inch} = 0.3 \text{ mm}$
- area alette/area totale = 0.825
- diametro idraulico sezione di passaggio aria = $0.01927 \text{ ft} \times 12 \frac{\text{inch}}{\text{ft}} \times 25.4 \frac{\text{mm}}{\text{inch}} = 5.873 \text{ mm}$
- area di passaggio/area frontale = $\sigma = 0.439$
- area esterna di scambio/ volume totale fascio = $\beta = 299 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- lunghezza assunta tubazione alettata $L = 3 \text{ m}$
- numero di ranghi assunto 8
- superficie di scambio interna di un tubo singolo = $\pi \times 0.022 \text{ m} \times 3 \text{ m} = 0.207 \text{ m}^2/\text{tubo}$
- numero di tubi necessari per la superficie di scambio precedentemente calcolata A_s
 $= 1868 \text{ m}^2, N_t = \frac{1868 \text{ m}^2}{0.207 \text{ m}^2/\text{tubo}} = 9024 \text{ tubi}$
- numero dei tubi per rango = $N_{tr} = \frac{9024 \text{ tubi}}{8 \text{ ranghi}} = 1128 \text{ tubi/rango}$
- lunghezza frontale teorica del fascio = $\text{passo frontale} \times (N_{tr} + 1) =$

$$= 0.0497 \text{ m} \times (1128 + 1) = 56.11 \text{ m.}$$

- spessore del fascio = $0.0524 \text{ m} \times 8 \text{ ranghi} = 0.42 \text{ m}$



Dimensioni teoriche del fascio tubiero

Avendo definito la struttura del fascio passiamo alla determinazione del coefficiente di scambio termico interno. Il riferimento è a Coulson, Richardson, Chemical engineering 6, fig. 12.43, pag. 653.

Per ogni tubo alettato avremo:

$$\Gamma_v = \frac{\dot{m}_{pv}}{N_t \pi d_i} = \frac{14.5 \text{ kg/s}}{9024 \times \pi \times 0.022 \text{ m}} = 0.0233 \text{ kg/ms}$$

$$Re = \text{numero di Reynolds} = \frac{4\Gamma_v}{\mu_v} = \frac{4 \times 0.0233 \text{ Kg/ms}}{203 \times 10^{-6} \text{ N}_s \text{m}^2} = 459$$

Siamo quindi in regime laminare $Re < 2000$

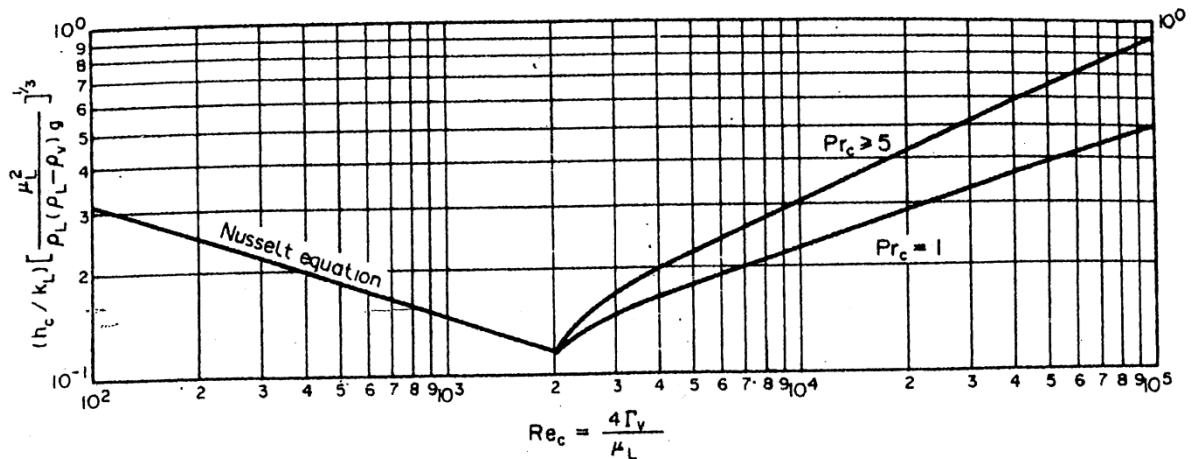
Dalla figura sottoriportata risulta che per $Re = 459$

la correlazione diventa :

$$\frac{h_i}{K_L} \left(\frac{\mu_L^2}{\rho_L (\rho_L - \rho_v) g \text{ sen } \alpha} \right)^{0.33} = 0.18 h_i = \frac{0.18 K_L}{\left(\frac{\mu_L^2}{\rho_L (\rho_L - \rho_v) g \text{ sen } \alpha} \right)^{0.33}}$$

$$= \frac{0.18 \times 0.114 \text{ W/m}^2\text{C}}{\left((203 \times 10^{-6})^2 / 613 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} (613-3) \text{ kg/m}^3 \times 9.81 \times 0.866 \right)^{0.33}} = 785 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Valore prossimo ai 750 W/m²C ipotizzato, quindi valido.



9.8. Calcolo del coefficiente di scambio termico superficie alettata

Dal diagramma KAYS - LONDON, fig. 10.82, ricavato da prove sperimentali su modello, si ricava il coefficiente di attrito "f", funzione di Re e la correlazione $\left(\frac{h_0}{C_1 C_p} \right) Pr^{2/3}$ che è pure funzione di Re , per arrivare al coefficiente di scambio termico esterno h_0 .

Da quanto sopra abbiamo che :

- L = profondità del banco di tubi alettati = 0.42 m
- $A_t/A_{min} = \frac{\beta L}{\delta} = \frac{\beta A_{fr} L}{A_{fr} \delta} = \frac{299 \text{ m}^3/\text{m}^2 \times 0.42 \text{ m}}{0.439} = 286$
- $\beta = A_t/V = \text{area di scambio m}^2/\text{volume del condensatore in m}^3 = 299 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- $A_{min} = \delta A_f = \delta \times \text{Area frontale} = 0.439 \times 56.11 \text{ m} \times 3 \text{ m} = 73.9 \text{ m}^2$
- $G = \frac{\dot{m}_a}{A_{min}} = \frac{263 \text{ kg/s}}{73.9 \text{ m}^2} = 3.56 \text{ kg/m}^2\text{s}$
- $D_h = \text{diametro idraulico di passaggio} = \frac{4L}{A_t/A_{min}} = \frac{4 \times 0.42 \text{ m}}{286} = 5.874 \times 10^{-3} \text{ m}$
- $Re = \frac{G \times D_h}{\mu_a} = \frac{3.56 \text{ kg/m}^2\text{s} \times 5.874 \times 10^{-3} \text{ m}}{1.83 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}} = 1143$

Dal diagramma KAYS – LONDON citato abbiamo che per $Re = 1143$

$$f = \text{coefficiente di attrito} = 0.028 \quad \text{e} \quad \frac{h_o}{GC_{pa}} P_r^{2/3} = 0.013$$

$$h_o = \frac{0.013 \times G \times C_{pa}}{P_r^{2/3}} = \frac{0.013 \times 3.56 \text{ kg/m}^2 \text{ s} \times 1005 \text{ J/kg}^\circ\text{C}}{0.713^{2/3}} = 58.42 \text{ W/m}^2\text{C}$$

9.9. Calcolo del coefficiente di scambio termico globale

Si trascurano le resistenze termiche della parete del tubo e gli eventuali sporcamenti interni ed esterni.

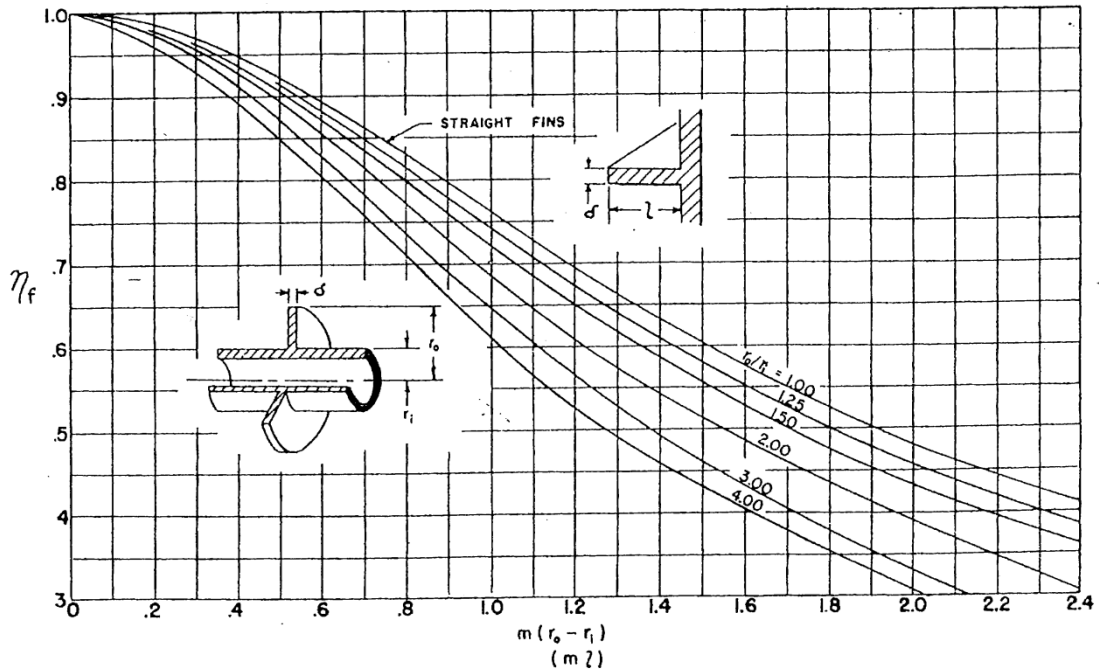
$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i}{A_o} \times \frac{1}{h_o \eta_o}} = \text{coefficiente di scambio termico globale riferito alla superficie}$$

interna

Passiamo al calcolo di $\frac{A_i}{A_o}$ e η_o che rappresenta l'efficienza totale del sistema alettato

- $\eta_o = 1 - \frac{A_a}{A_e} (1 - \eta_f)$ dove
- $\eta_f = \text{efficienza termica dell'aletta} = \text{funzione di } \sqrt{\frac{4h_o}{KS}} (r_o - r_i) \text{ e del rapporto } \frac{r_o}{r_i}$
- $h_o = \text{coefficiente di scambio termico esterno} = 58.42 \text{ W/m}^2\text{C}$
- $A_a = \text{area di scambio termico relativa alle alette}$
- $K = \text{conducibilità termica acciaio componente le alette} = 60.5 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
- $A_e = \text{area scambio termico totale}$
- $A_a/A_e = 0.825$
- $r_o/r_i = 0.022 \text{ m}/0.013 \text{ m} = 1.69$

Fig. 2-11. Heat transfer effectiveness of straight and circular fins.



$$- \sqrt{\frac{4h_0}{Ks}} (r_o - r_i) = \sqrt{\frac{4 \times 58}{60.5 \times 0.003}} (0.022 - 0.013) = 1.02 \text{ ascissa di fig. 2-11 per cui}$$

$$\eta_f = 0.71 \quad \text{e} \quad \eta_0 = 1 - 0.825 (1 - 0.71) = 0.76$$

Calcoliamo ora il rapporto $A_i/A_o = \frac{\text{Area interna}}{\text{unità di lunghezza}} / \frac{\text{Area esterna}}{\text{unità di lunghezza}}$

$$- \text{Area di una aletta} \frac{\pi}{4} (44.12^2 - 26^2) \times 2 + \pi \times 44.12 \times 0.3 = 2037 \text{ mm}^2/\text{passo}$$

$$- D_a \text{ Kays-London abbiamo : Area aletta/Area totale scambio} = 0.825$$

$$- \text{Area totale di scambio} = 2037 \text{ mm}^2 / 0.825 = 2469 \text{ mm}^2/\text{passo}$$

$$- \text{Area interna per passo} = \pi d_i p = \pi \times 22 \text{ mm} \times 2.89 \frac{\text{mm}}{\text{passo}} = 199.4 \text{ mm}^2/\text{passo}$$

$$- A_i/A_o = \frac{199.4 \text{ mm}^2}{2469 \text{ mm}^2} = 0.08076 \quad \text{e} \quad A_o/A_i = 12.38$$

Sostituendo i valori sopra

$$U_I = \frac{1}{\frac{1}{785} + \frac{0.08076}{58.42 \times 0.76}} = 323.33 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Questo valore è molto vicino a quello inizialmente ipotizzato di 300 W/m²C. Ciò dimostra che le dimensioni calcolate si possono ritenere valide.

9.10. Calcolo della caduta di pressione nel lato tubi (pentano vapore)

In questo calcolo semplificato si considera un valore pari al 50% delle perdite che si verificano se il vapore passasse attraverso il condensatore senza condensare. Pertanto:

- numero di tubi in parallelo 9024
- portata per tubo di vapore = 14.5 kg/s / 9024 = 1.6 x 10⁻³ kg/s
= 1.6 x 10⁻³kg/s / 3.05 kg/m³ = 5.27 x 10⁻⁴ m³/s
- velocità del vapore nel tubo = 5.27 x 10⁻⁴ m³/s / $\frac{\pi}{4} \times 0.022 \text{ m}^2$ = 1.386 m/s
- numero di Reynolds = $\frac{v_p d_i \rho_{pv}}{\mu_{pv}} = \frac{1.386 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.022 \text{ m} \times 3.05 \text{ kg/m}^3}{6.9 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2} = 13\,484$

$$\Delta p = \xi \frac{l \rho v^2}{d} \quad \text{dove}$$

$$\xi = \text{fattore di attrito} = f(R_e) = 0.3164/R_e^{0.25} = 0.0294$$

$$\Delta p = 0.0294 \times \frac{3 \text{ m}}{0.022 \text{ m}} \times \frac{3.05 \text{ kg/m}^3 \times (1.386 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \times 2} = 6 \text{ Pa}$$

Valore molto basso e quindi accettabile.

9.11. Calcolo della caduta di pressione attraverso il banco alettato

Secondo KAYS-LONDON già citati, la perdita di pressione nel circuito dell'aria passante attraverso il banco è data da:

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_{ia}} \left[f \frac{A_t}{A_{min}} \frac{\rho_{ia}}{\rho_a} + (1 + \zeta^2) \left(\frac{\rho_{ia}}{\rho_{oa}} - 1 \right) \right] =$$

$$= \frac{3.56^2 \text{ kg/m}^2\text{s}}{2 \times 1.225 \text{ kg/m}^3} \left[0.028 \times 286 \times \frac{1.225}{1.2} + (1 + 0.439^2) \left(\frac{1.225}{1.16} - 1 \right) \right] = \mathbf{42.6 \text{ Pa}}$$

Questo valore è molto basso e potrebbe essere aumentato modificando i passi longitudinali e trasversali disponendo ovviamente delle relative curve caratteristiche sperimentali. In ogni caso possiamo affermare che questo valore comporta bassi consumi di potenza di ventilazione durante l'esercizio.

9.12. Configurazione pratica del condensatore

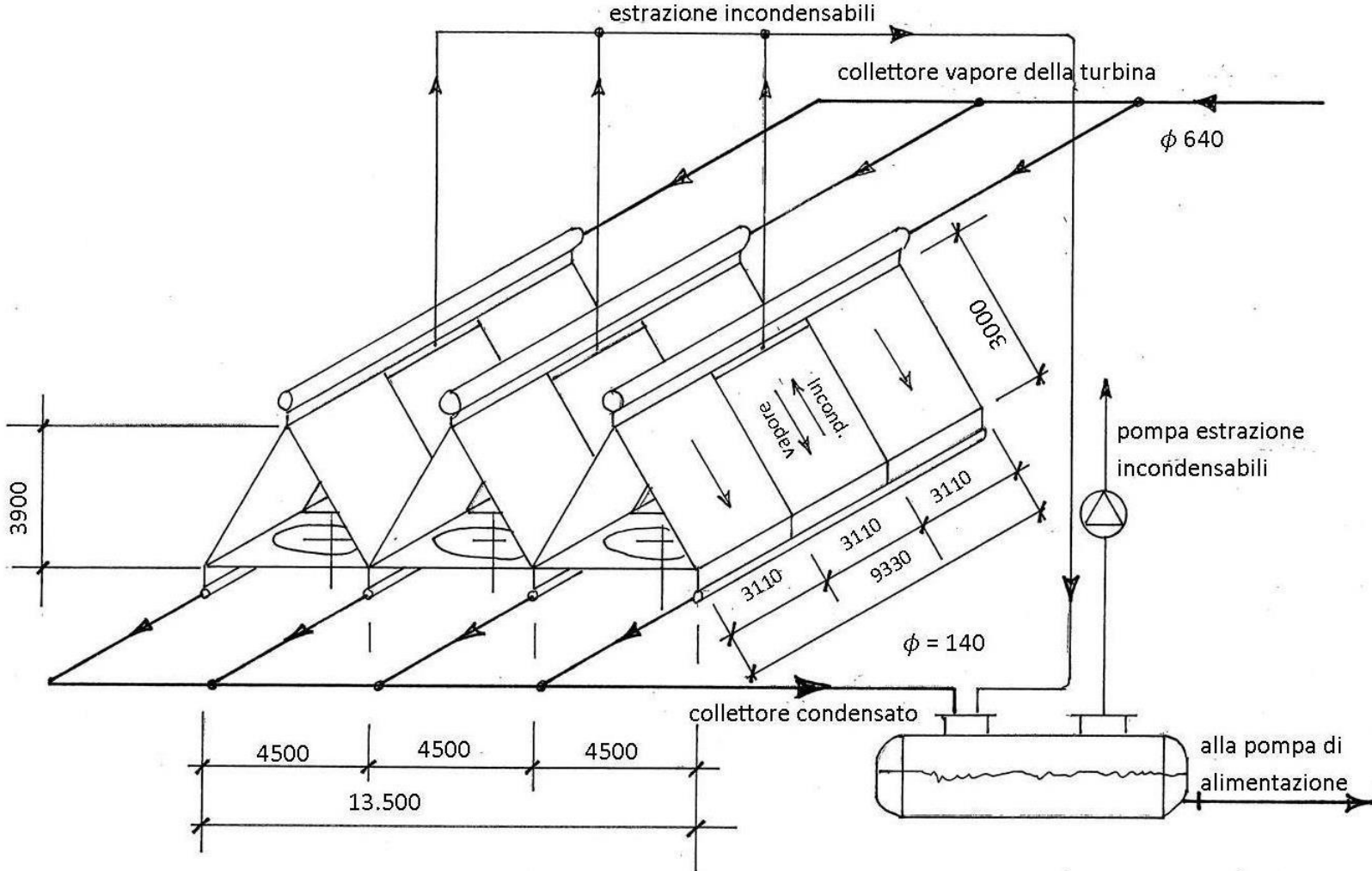
La superficie frontale calcolata di 56.11 m x 3 m = 168.33 m² è una grande superficie. Come già indicato in questi casi si realizza una configurazione ad "A" multipla ottenendo così delle dimensioni contenute dell'insieme. Con questa disposizione la superficie totale di 168.33 m² sarà suddivisa in 6 falde ad "A" aventi ciascuna 28 m² di superficie. Per contenere le dimensioni costruttive entro valori trasportabili ogni falda sarà composta da 3 moduli uguali le cui dimensioni lineari sono di 3 m x 3.11m. Ogni elemento di falda sarà equipaggiato di ventilatore assiale come indicato nel disegno che segue.

Durante il normale funzionamento dell'impianto ORC, specie nelle fasi di avviamento e fermata, si introducono nel circuito del pentano i cosiddetti "gas incondensabili". Nel nostro caso questi sono composti principalmente da aria che inevitabilmente entra attraverso le tenute della turbina.

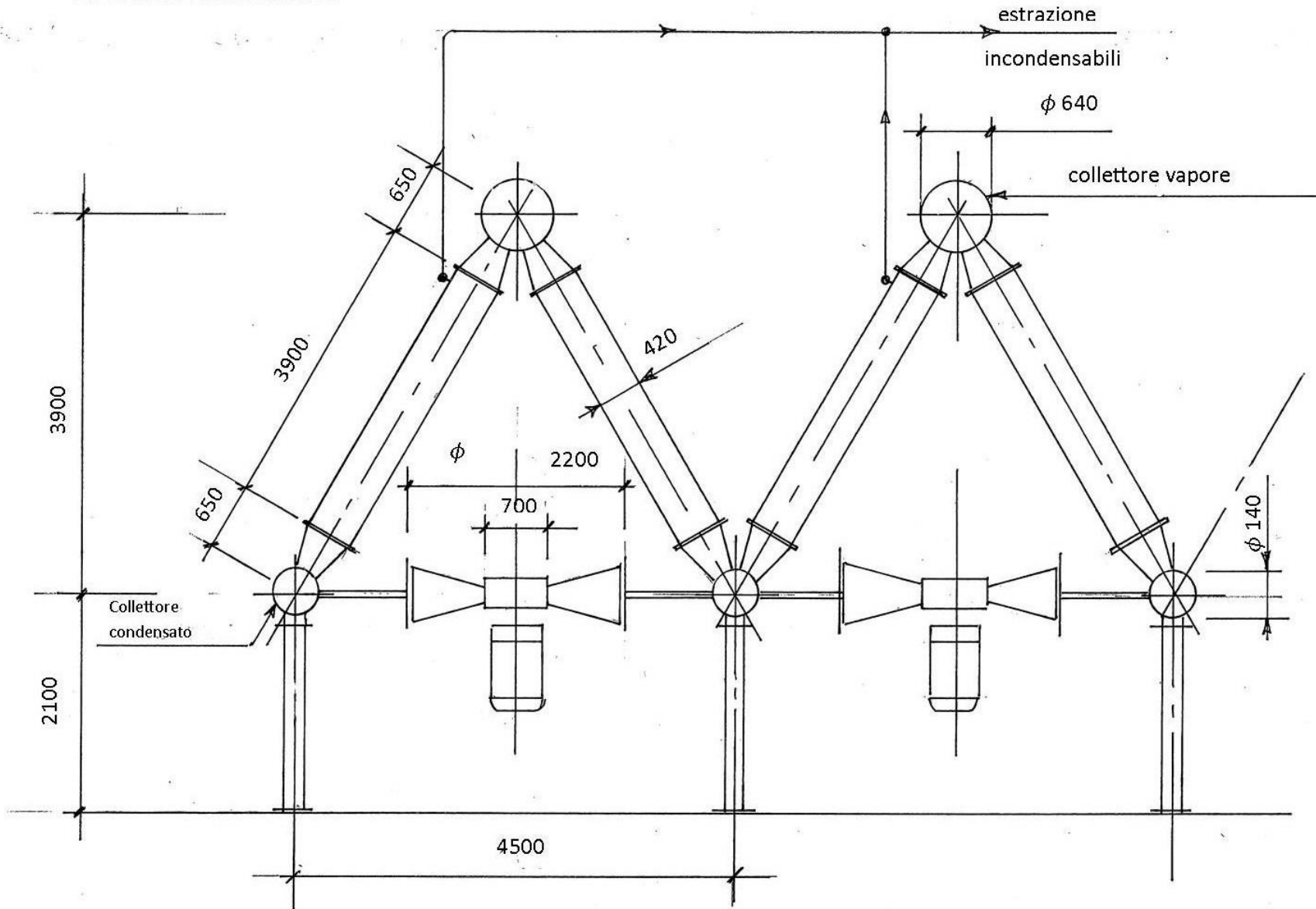
La presenza di questo gas riduce notevolmente il coefficiente di scambio rendendo proibitivo il funzionamento dell'impianto. Bisogna pertanto provvedere alla estrazione di questi gas nel modo appropriato.

Generalmente il modulo centrale della falda viene equipaggiato di un ulteriore rango di tubi alettati montato sulla parte esterna del modulo. Questo nono rango di tubi alettati è collegato al collettore del condensato nella parte inferiore, mentre la parte superiore, attraverso un ulteriore collettore, sarà collegata - tramite il serbatoio di raccolta condensato - all'impianto aspirante.

Misure di ingombro condensatore



Particolari condensatore



9.13. Calcolo dei diametri interni tubazioni entrata e uscita condensatore

| Tubazioni | Velocità assunta m/s | Portata ponderale kg/s | Portata volumetrica m ³ /s | Sezione tubazione m ² | Diametro tubazione m |
|--|----------------------------|------------------------------|---|--|----------------------------|
| Collettore superiore alimentazione vapore pentano | 5 | 14.5 | 4.75 x 1/3 | 0.316 | 0.64 |
| Collettore inferiore raccolta pentano liquido (*) | 1 | 14.5 | 0.0235 x 1/3 | 0.0157 | 0.014 |
| (*) si è previsto un riempimento del 50% della sezione | | | | | |

9.14. Circuito aria di raffreddamento

Valuteremo ora la potenza necessaria all'azionamento dei ventilatori assiali per mezzo dei quali si attua lo scambio termico in convezione forzata nel condensatore.

- Portata totale aria di raffreddamento \dot{m}_a 263 kg/s
- Temperatura media aria alla pressione atmosferica t_{ma} 22°C
- Densità media aria a 22°C a pressione atmosferica ρ_{ma} 1.2 kg/m³
- Portata volumetrica aria = 263 kg/s / 1.2 kg/m³ = \dot{V}_a 219.17 m³/s
- Numero totale ventilatori assiali 9
- Portata per ventilatore = 219.17 m³/s / 9 = \dot{V}_a 24.35 m³/s
- Perdita di carico statica calcolata Δ_{ps} 42.6 N/m²
- Diametro esterno pale ventilatore assunto 2.2 m
- Sezione netta di passaggio nella ventola = $\frac{\pi}{4}(2.2^2 - 0.8^2) = 3.3$ m²
- Velocità aria nella sezione di passaggio = 24.35 m³/s / 3.3 m² = 7.38 m/s
- Perdita di carico dinamica = $\frac{\rho v^2}{2} = \frac{1.2 \text{ kg}}{2} / \text{m}^3 \times (7.38 \text{ m/s})^2 = 32.68$ N/m²
- Perdita di carico totale = 42.6 Pa + 32.68 Pa = 75.28 N/m²
- Potenza assorbita per un rendimento ventilatore $\eta = 0.5 =$

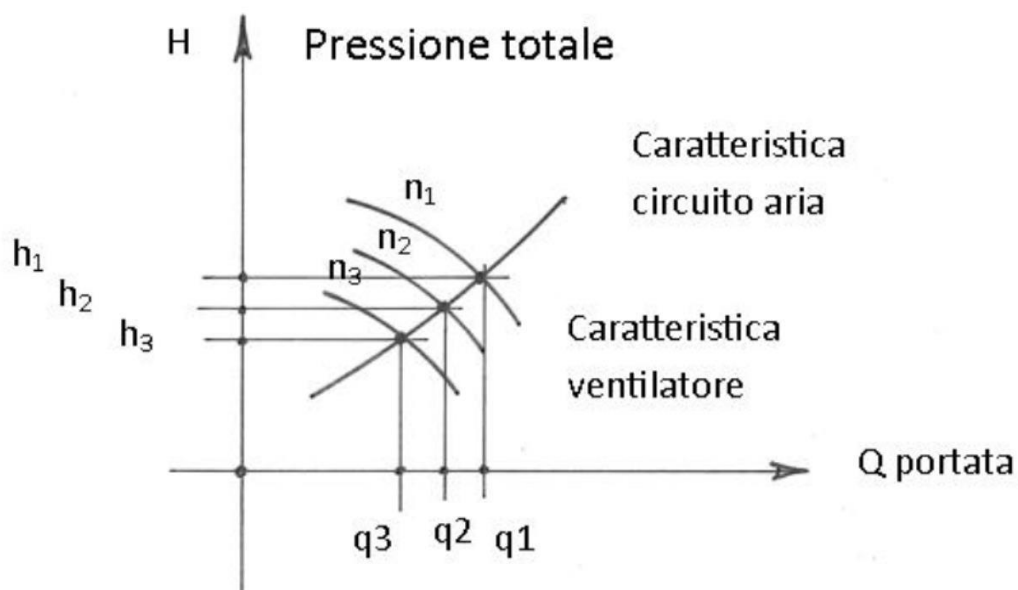
$$= 75.28 \text{ N/m}^2 \times 24.35 \text{ m}^3/\text{s} / 0.5 = 3\,700 \text{ W} =$$

3.7 kW assorbiti

- Potenza installata motore = $3.7 \times 1.3 \cong 5 \text{ kW}$
- Potenza nominale totale assorbita dal condensatore = $9 \times 3.7 \text{ kW} = \mathbf{33.3 \text{ kW}}$

I ventilatori assiali saranno scelti dal commercio in base alle caratteristiche sopra definite. Il punto di lavoro nella caratteristica H - Q sarà tale da garantire, nella fascia delle velocità di lavoro, un margine superiore di prestazione per il quale sia possibile operare in sicurezza anche in condizioni oltre le nominali.

Ogni motore sarà accoppiato alla ventola per mezzo di un gruppo di riduzione di giri e sarà alimentato da un proprio inverter per adeguare la velocità alle condizioni richieste dall'intero processo.



CAPITOLO 10

**Dimensionamento di massima della pompa
alimento pentano e olio diatermico**

10.1. Dimensionamento pompa alimentazione pentano.

La parte del circuito interessata al calcolo della prevalenza della pompa di alimentazione del pentano all'evaporatore comprende i seguenti elementi:

| ELEMENTI | Caduta di pressione (ΔP bar) |
|--|--|
| Valvola sezionamento in aspirazione pompa | 0.00073 |
| Filtro in aspirazione pompa (assunta) | 0.50000 |
| Valvola di non ritorno pompa | 0.00073 |
| Valvola sezionamento mandata pompa | 0.00073 |
| Valvola sezionamento ingresso rigeneratore | 0.00073 |
| Rigeneratore | 0.00134 |
| Valvola sezionamento uscita rigeneratore | 0.00073 |
| Valvola sezionamento ingresso preevaporatore | 0.00073 |
| Preevaporatore | 0.04449 |
| Valvola sezionamento uscita preevaporatore | 0.00073 |
| Valvola sezionamento entrata evaporatore | 0.00073 |
| Tubazione rettilinea pentano m 10 | 0.00342 |

Curva a saldare a 90° n. 10

0.00906

Totale ΔP

0.56415 bar

10.2. Caratteristiche del pentano liquido

| | |
|----------------------------|--|
| Temperatura | $t_{pl} = 50^\circ\text{C}/323\text{K}$ |
| Pressione nell'evaporatore | $p_{pl} = 20 \text{ bar}$ |
| Velocità assunta | $v_{pl} = 1 \text{ m/s}$ |
| Densità | $\rho_{pl} = 604 \text{ kg/m}^3$ |
| Portata ponderale | $\dot{m}_{pl} = 14.5 \text{ kg/s}$ |
| Portata volumetrica | $\dot{V}_{pl} = 0.024 \text{ m}^3/\text{s}$ |
| Viscosità dinamica | $\mu_{pl} = 176 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$ |

10.3. Calcolo della caduta di pressione

a) Valvole di sezionamento

$$\Delta P = \lambda_i \rho v^2 / 2 \quad \text{dove } \lambda_i = \text{coefficiente di attrito per valvola aperta} = 0.24$$
$$= 0.24 \times (604 \text{ kg/m}^3 \times 1^2 \text{ m}^2/\text{s}^2) / 2 = 73 \text{ Pa} = \mathbf{0.00073 \text{ bar}}$$

b) Tubazione rettilinea

$$\Delta P = \lambda \times l/d \times \rho v^2 / 2 \quad \lambda \text{ è funzione di Re e della rugosità } r/d = 5000$$

Dal grafico risulta $\lambda = 0.015$

- Area di passaggio = $\dot{V}_{pl}/v_{pl} = 0.024 \text{ m}^2$
- Diametro tubazione = $d_i = \sqrt{0.024/0.785} = 0.175 \text{ m}$
- $Re = (\rho v d)/\mu = (604 \text{ kg/m}^3 \times 1 \text{ m/s} \times 0.175 \text{ m}) / (176 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2) = 600 \text{ 568}$

- $\Delta P = 0.015 \times 10\text{m} / 0.175\text{m} \times (604 \text{ kg/m}^3 \times 1^2\text{m}^2/\text{s}^2)/2 = 259 \text{ Pa} = \mathbf{0.00259 \text{ bar}}$

c) Curve a saldare

$$\Delta P = \lambda_2 \times \rho v^2 / 2 \times n$$

- λ_2 , per $R/d = \text{raggio curvatura} / \text{diametro tubo} = 2, = 0.3$

- $n = 10 \text{ curve}$

- $\Delta P = 0.3 \times (604 \text{ kg/m}^3 \times 1^2\text{m}^2/\text{s}^2)/2 \times 10 = 906 \text{ N/m}^2 = \mathbf{0.00906 \text{ bar}}$

10.4. Dimensionamento e scelta della pompa del pentano liquido

La pompa, scelta dal commercio, sarà secondo le caratteristiche che seguono:

- Tipo: multistadio centrifuga
- Tenuta: esente, con giunto magnetico
- Portata: $0.024 \text{ m}^3/\text{s} = 1.44 \text{ m}^3/\text{min} = 86.4 \text{ m}^3/\text{h}$
- Pressione mandata: 20 bar
- Giri: 3000 giri/min
- Prevalenza: $(56\,415 \text{ Pa} + 2\,000\,000 \text{ Pa})1.1 = 2\,262\,057 \text{ Pa} \cong 23 \text{ bar}$
- Rendimento assunto: $\eta = 0.7$
- Potenza assorbita = $2\,262\,057 \text{ N/m}^2 \times 0.024 \text{ m}^3/\text{s} \times 1/0.7 = 77.6 \text{ kW}$
- Potenza motore = $1.2 \times 77.5 \text{ kW} = 93 \text{ kW}$
- NPSH massimo = al valore di massimo rendimento

10.5. Dimensionamento pompa circuito olio diatermico

L'intero circuito dell'olio diatermico è composto dai seguenti elementi:

| ELEMENTI | Caduta di pressione (ΔP bar) |
|---|--|
| Scambiatore aria/olio | 9.58 |
| Valvola sezionamento uscita scambiatore | 0.00042 |
| Valvola regolazione olio evaporatore | 0.00042 |
| Valvola sezionamento entrata evaporatore | 0.00042 |
| Evaporatore | 0.090 |
| Valvole sezionamento uscita evaporatore | 0.00042 |
| Valvole sezionamento entrata pre evaporatore | 0.00042 |
| Pre evaporatore | 0.043 |
| Valvole sezionamento uscita pre evaporatore | 0.00042 |
| Valvole sezionamento entrata gruppo pompe | 0.00042 |
| Filtro entrata gruppo pompe assunta | 0.5000 |
| Valvola di non ritorno gruppo pompe | 0.00042 |
| Valvola di sezionamento gruppo pompe | 0.00042 |
| Valvola di sezionamento scambiatore aria olio | 0.00042 |
| Tubazione rettilinea m 40 | 0.00475 |
| Curva a saldare n 10 | 0.00522 |
| TOTALE ΔP | 10.23 bar |

10.6. Caratteristiche olio diatermico Mobiltherm594

| | |
|-----------------------|---|
| - Temperatura | $t_{od} = 230^{\circ}\text{C}$ |
| - Pressione massima | $p_{od} = 15 \text{ bar}$ |
| - Velocità assunta | $v_{od} = 0.7 \text{ m/s}$ |
| - Densità | $\rho_{od} = 710 \text{ kg/m}^3$ |
| - Portata ponderale | $\dot{m}_{od} = 22.91 \text{ kg/s}$ |
| - Portata volumetrica | $\dot{V}_{od} = 0.0319 \text{ m}^3/\text{s}$ |
| - Viscosità dinamica | $\mu_{od} = 0.43 \times 10^{-3} \text{ Ns/m}^2$ |

10.7. Calcolo caduta di pressione

a) Valvole di sezionamento

$$\Delta P = \lambda_i \rho v^2 / 2 \quad \text{dove } \lambda_i = \text{coefficiente di attrito a valvola aperta} = 0.24$$

$$\Delta P = 0.24 \times (710 \text{ kg/m}^3 \times 0.7^2 \text{ m}^2/\text{s}^2) / 2 = 41.8 \text{ Pa} = \mathbf{0.00042 \text{ bar}}$$

b) Tubazione rettilinea

$$\Delta P = \lambda \times l/d \times \rho v^2 / 2 \quad \text{dove}$$

– λ è funzione di Re e della rugosità $d/k = 5000$

$$\text{– Diametro della tubazione} = d = \sqrt{\frac{4 \dot{V}}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.0319 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \times 0.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0.24 \text{ m}$$

$$\text{– } Re = \frac{\rho_{od} V_{od} d}{\mu_{od}} = (710 \text{ kg/m}^3 \times 0.7 \text{ m/s} \times 0.24 \text{ m}) / (0.43 \times 10^{-3} \text{ N/m}^2) = 277 \ 395$$

Dal diagramma, $\lambda = 0.0164$

$$\Delta P = 0.0164 \times 40 \text{ m} / 0.24 \text{ m} \times (710 \text{ kg/m}^3 \times 0.7^2 \text{ m}^2/\text{s}^2) / 2 = 475 \text{ Pa} = \mathbf{0.00475 \text{ bar}}$$

c) Curve a saldare

$$\text{– } \Delta P = \lambda_2 \times \rho v^2 / 2 \times n \quad \text{dove}$$

– $\lambda_2 = 0.3$, per $R/d = \text{raggio curvatura} / \text{diametro interno tubo} = 2$

– $n = 10 \text{ curve}$

$$- \Delta P = 0.3 \times (710 \text{ kg/m}^3 \times 0.7^2 \text{ m}^2/\text{s}^2) / 2 \times 10 = 522 \text{ N/m}^2 = \mathbf{0.00522 \text{ bar}}$$

10.8. Dimensionamento e scelta pompa olio diatermico

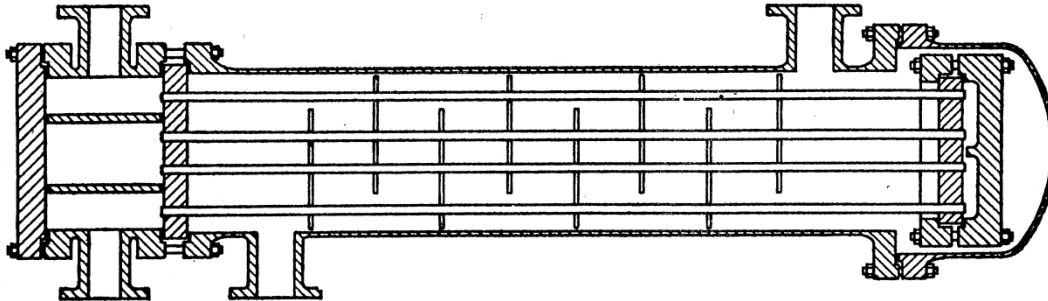
La pompa, scelta dal commercio, sarà secondo le caratteristiche che seguono:

- Tipo: multistadio, centrifuga
- Tenuta: esente, con giunto magnetico
- Portata: $0.0319 \text{ m}^3/\text{s} = 1.914 \text{ m}^3/\text{min} = 114.8 \text{ m}^3/\text{h}$
- Prevalenza: $1.2 \times \Delta P = 1.2 \times 10.23 = 12.28 \text{ bar}$
- Giri: 3000 giri/min
- Rendimento totale: $\eta = 0.7$
- Potenza assorbita = $1\,228\,000 \text{ N/m}^2 \times 0.0319 \text{ m}^3/\text{s} \times 1/0.7 = \mathbf{56 \text{ kW}}$
- Potenza motore = $1.2 \times 56 = 70 \text{ kW}$
- NPSH massimo = al valore del massimo rendimento

CAPITOLO 11

Dimensionamento di massima del preevaporatore

Il preevaporatore é uno scambiatore di calore a fascio tubiero, a testa flottante e mantello come indicato nella figura seguente:



11.1. Dati di progetto

$$p_6 = p_7 = 2 \text{ MPa} = 20 \text{ bar}$$

$$\dot{m}_{pl} = 14.5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{od} = 22.91 \text{ kg/s}$$

$$t_7 = 164^\circ\text{C}/437\text{K}$$

$$t_6 = 62^\circ\text{C}/335\text{K}$$

$$t_A = 181.1^\circ\text{C}/454\text{K}$$

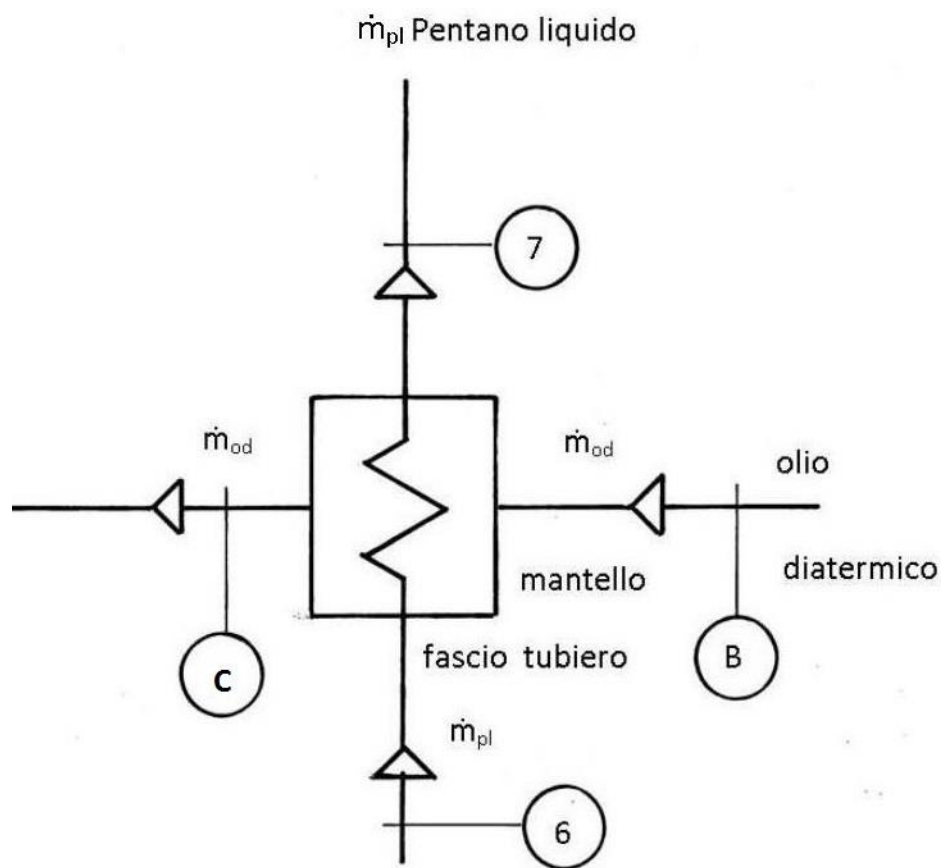
$$t_B = 114^\circ\text{C}/387\text{K}$$

$$Q = 4110.75 \text{ kW}$$

$$C_{sod} = 2674 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$h_7 = 483.5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 200 \text{ kJ/kg}$$

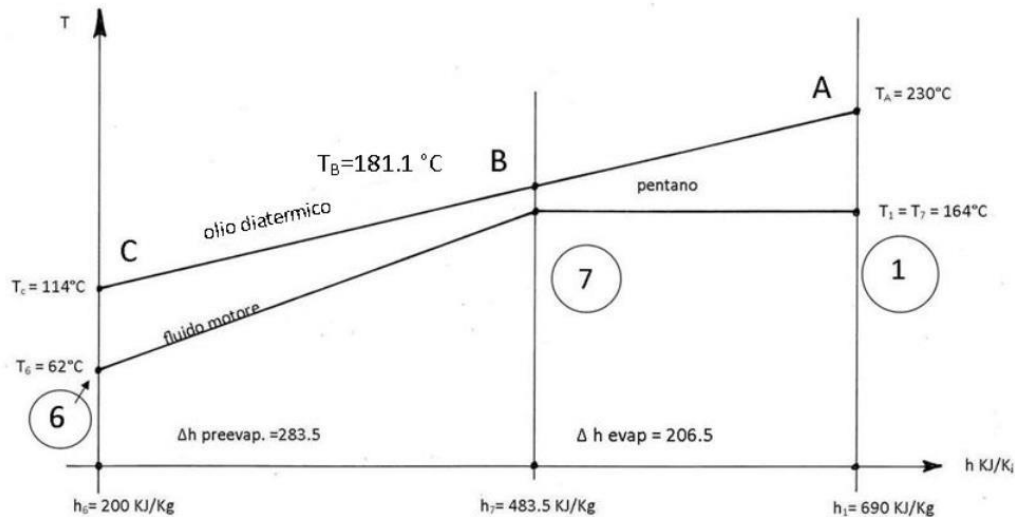


I dati sopra riportati sono stati ricavati dal diagramma T-h già visto che rappresenta le condizioni di funzionamento del preevaporatore ed evaporatore.

Questo diagramma viene qui riportato per comodità.

Diagramma in scala 1:4.35

diagramma T-h olio diatermico – pentano



11.2. Dati predefiniti

- Temperatura t_a olio diatermico $t_a = 230^\circ\text{C}$: fissata dal produttore dell'olio diatermico
- Temperatura t_c olio diatermico $t_c = 114^\circ\text{C}$

Quest'ultimo valore è il risultato delle valutazioni fatte per ottenere delle dimensioni fisicamente accettabili e portate dei fluidi conseguenti nello scambiatore (valore dei parametri R e S usati nella determinazione di F_1 come vedremo più avanti).

- Temperatura del pentano liquido saturo $t_7 = 164^\circ\text{C}$ corrispondente alla pressione di 2MPa nel diagramma T-h del pentano
- Temperatura del pentano liquido risultante dallo scambiatore a monte $t_6 = 62^\circ\text{C}$

11.3. Dati fisici olio diatermico MOBILTHERM 594

- Temperatura media $= t_{\text{mod}} = \frac{t_B + t_C}{2} = \frac{181.1 + 114}{2} = 147.6^\circ\text{C}$
- Densità media $= \rho_{\text{od}} = 762 \text{ kg/m}^3$

- Calore specifico = $C_{sod} = 2.674 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$
- Viscosità dinamica = $\mu_{od} = 0.66 \times 10^{-2} \text{ N}_s/\text{m}^2$
- Conducibilità termica = $k_{fod} = 0.127 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
- Numero di Prandtl = $P_r = 12$

11.4. Dati fisici pentano liquido

$$\text{Temperatura media pentano liquido} = t_{mpl} = \frac{t_7 + t_6}{2} = \frac{164 + 62}{2} = 113^\circ\text{C}/386\text{K}$$

$$\text{Densità media pentano liquido} = \rho_{pl} = 526.3 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Calore specifico pentano liquido} = C_{spl} = 2.82 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$\text{Viscosità dinamica pentano liquido} = \mu_{pl} = 81 \times 10^{-6} \text{ N}_s/\text{m}^2$$

$$\text{Conducibilità termica} = K_{fpe} = 81 \times 10^{-3} \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$\text{Numero di Prandtl} = P_r = 2.9$$

11.5. Determinazione superficie di scambio e configurazione scambiatore

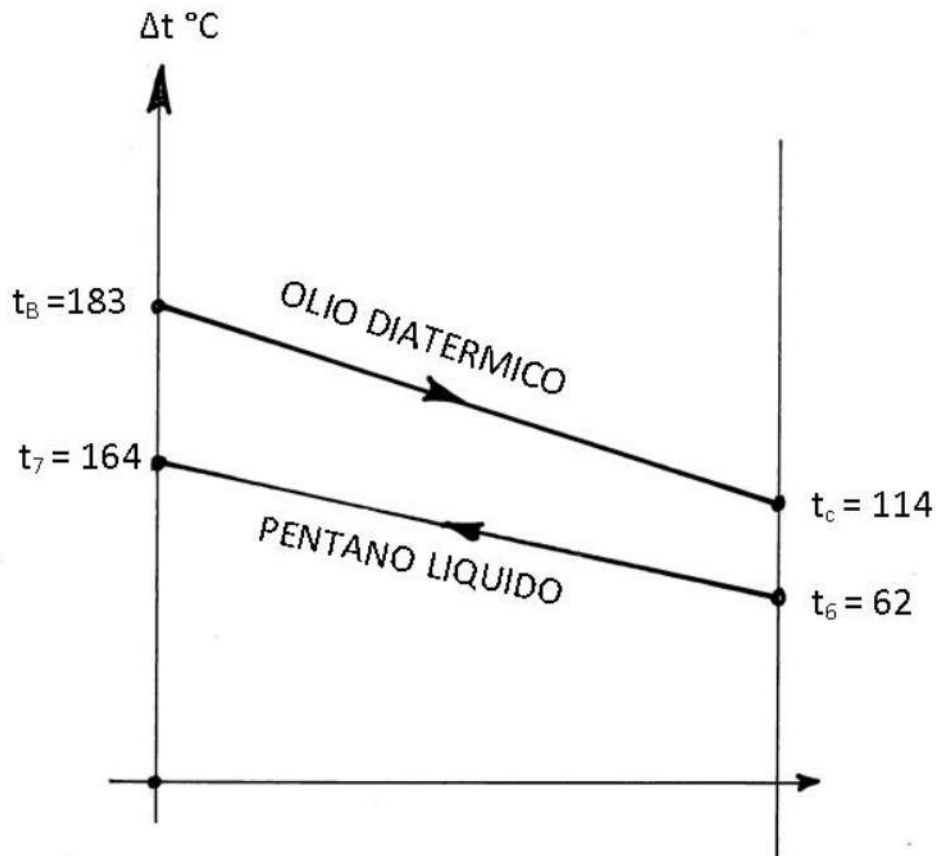


Diagramma temperature fluidi in controcorrente.

La differenza media logaritmica di temperatura tra i fluidi è:

$$\Delta t_{ml} = \frac{(t_B - t_7) - (t_C - t_6)}{\ln\left(\frac{t_B - t_7}{t_C - t_6}\right)} = \frac{(183 - 164) - (114 - 62)}{\ln\left(\frac{183 - 164}{114 - 62}\right)} = 33^\circ\text{C}$$

I coefficienti R e S necessari per definire la configurazione dello scambiatore sono:

$$R = \frac{t_B - t_C}{t_7 - t_6} = \frac{183 - 114}{164 - 62} = 0.676$$

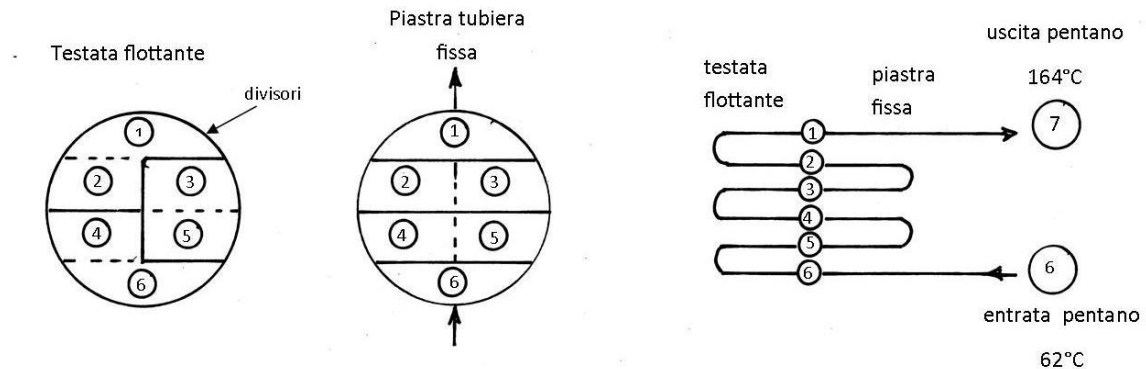
$$S = \frac{t_7 - t_6}{t_B - t_6} = \frac{164 - 62}{183 - 62} = 0.843$$

Da *KERN – Process head transfer, Pag. 20*, con i valori R e S trovati si ottiene un $F_t = 0.87$ al quale corrisponde uno scambiatore avente la seguente configurazione:

Scambiatore a fascio tubiero tipo 3-6 avente:

- 3 passaggi nel fasciame
- 6 passaggi nei tubi
- Una piastra tubiera colletttrice fissa
- Una testata flottante per permettere la dilatazione
- Vari diaframmi intervallati nel mantello

La distribuzione dei tubi nel mantello e testata è come segue:



$$\Delta T_m = \Delta t_{ml} \times F_t = 33^\circ\text{C} \times 0.87 = 28.71^\circ\text{C}$$

Da *Coulson – Richardson, Chemical Engineering 6, tab. 12.1*, per i due fluidi trattati, il coefficiente globale di trasmissione può cadere tra $U = 100 \div 400 \text{ W/m}^2\text{C}$. Scegliamo $U = 300 \text{ W/m}^2\text{C}$.

La superficie di scambio totale è:

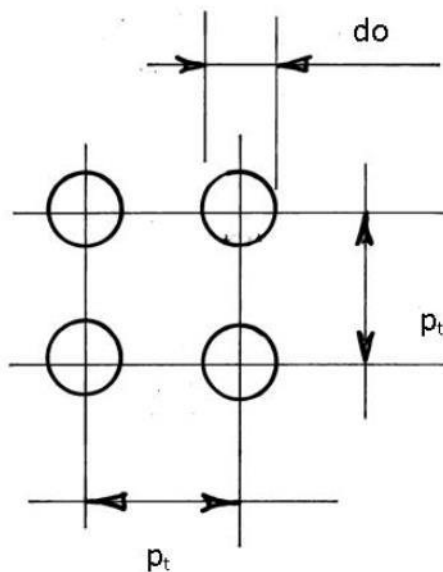
$$A_s = \frac{Q}{U \times \Delta T_m} = \frac{4\,110\,750 \text{ W}}{300 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}} \times 28.71^\circ\text{C}} = 477.3 \text{ m}^2$$

Scegliamo tubi in acciaio con diametro esterno 20 mm, diametro interno 16 mm, lunghezza standard $L = 4.8 \text{ m}$.

- Area esterna di un tubo = $a_t = \Pi d_o L = \Pi \times 0.020\text{m} \times 4.8 \text{ m} = 0.301\text{m}^2$
- Numero di tubi necessari = $A_s/a_t = 477.3\text{m}^2/0.301\text{m}^2 = 1586 \text{ tubi}$

Scegliamo una disposizione quadrata dei tubi sulla piastra tubiera con

$$p_t = 1.25 d_o = 1.25 \times 20 = 25 \text{ mm}$$



11.6. Calcolo del diametro del fascio libero e mantello

Riferimento: *Coulison - Richardson, Chem. End. 6, tab. 12.4.*

Per la disposizione quadrata scelta una stima del diametro del fascio si ottiene con:

$$D_b = d_o \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} \text{dove}$$

- $N_t =$ numero dei tubi = 1586
- $D_b =$ diametro del fascio
- $p_t = 1.25 d_o = 0.025\text{m}$
- Numero passaggi nei tubi = 6
- $K_1 = 0.0402$
- $N_1 = 2.617$

Sostituendo abbiamo:

$$\frac{1}{2.617}$$

$$D_b = 0.020 \left(\frac{1586}{0.0402} \right) = 1.1395 \text{ m}$$

Per il tipo di testa flottante scelta, dalla figura 12.10 il gioco tra fascia e mantello è di 75 mm. Pertanto il diametro interno del mantello è:

$$D_s = D_b + 75 \text{ mm} = 1140 + 75 = 1215 \text{ mm}$$

11.7. Calcolo del coefficiente di convezione interna ai tubi

Il fluido passante internamente ai tubi è pentano liquido. Vediamo alcuni dati relativi:

- Temperatura media pentano $t_{mp} = \frac{1642+62^\circ\text{C}}{2} = 113^\circ\text{C}$
- Sezione di passaggio di un tubo = $a_{to} = \frac{\pi}{4} d_i^2 = 0.785 \times 0.016^2 = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{tubo}$
- Numero di tubi di passaggio = $\frac{N_t}{N \text{ passaggi}} = \frac{1586 \text{ tubi}}{6 \text{ passaggi}} = 264 \text{ tubi}$
- Sezione totale di passaggio = $a_t = 264 \text{ tubi} \times 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{tubo} = 0.053 \text{ m}^2$
- Velocità di massa = $G_s = \frac{\dot{m}_{pl}}{a_t} = \frac{14.5 \text{ kg/s}}{0.053 \text{ m}^2} = 273.6 \text{ kg/sm}^2$
- Densità del pentano a $113^\circ\text{C} = \rho_{pl} = 526.3 \text{ kg/m}^3$
- Velocità lineare pentano = $v_{pl} = \frac{G_s}{\rho_{pl}} = \frac{273.6 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}}{526.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0.52 \text{ m/s}$

La correlazione di scambio termico da usarsi è:

$$\frac{h_i d_i}{K_{fpl}} = J_h R_e P_r^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \text{dove} \quad \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \approx 1$$

- $R_e = \text{numero di Reynolds} = \frac{\rho_{pl} v_{pl} d_i}{\mu_{pl}} = \frac{526.3 \text{ kg/m}^3 * 0.52 \text{ m/s} * 0.016 \text{ m}}{81 * 10^{-6} \text{ NS/m}^2} = 54\,059$
- $P_r = \text{numero di Prandtl} = 2.9$
- $J_h = \text{funzione di } R_e = \text{fattore di scambio termico lato tubi} = 3 \times 10^{-3} \text{ (Coulson - Richardson - Chem. Eng. 6 - fig. 12.23)}$
- $h_i = \text{coefficiente di convezione interna} = \frac{K_{fpe}}{d_i} J_h R_e (P_r)^{0.33} =$

$$= \frac{81 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}}{0.016 \text{ m}} \times 3 \times 10^{-3} \times 54\,059 \times (2.9)^{0.33} = 1\,167 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

11.8. Calcolo coefficiente di convezione esterno secondo KERN

- Distanza fra i diaframmi: $l_d = 0.44D_s = 0.44 \times 1.215 \text{ m} = 0.533 \text{ m}$

- Numero di diaframmi $n_d = 8$

- Taglio del diaframma al 25% di D_s

- Passo dei tubi $p_t = 1.25 d_0 = 0.025 \text{ m}$

$$\begin{aligned} \text{- Area di passaggio minima } A_p &= \frac{(p_t - d_0)D_s l_d}{p_t} \\ &= \frac{(0.025 - 0.020) \text{ m} \times 1.215 \text{ m} \times 0.533 \text{ m}}{0.025 \text{ m}} = 0.1295 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\text{- Velocità di massa} = G_s = \frac{\dot{m}_{od}}{A_p} = \frac{22.91 \text{ kg/s}}{0.1295 \text{ m}^2} = 176.88 \text{ kg/sm}^2$$

$$\text{- Diametro equivalente} = d_e = \frac{4 \left(p_t^2 - \frac{\pi}{4} d_0^2 \right)}{\pi d_0} = \frac{4 \times (0.025^2 - 0.785 \times 0.020^2) \text{ m}^2}{\pi \times 0.020 \text{ m}} = 0.0198 \text{ m}$$

La correlazione di scambio termico è:

$$Nu = \frac{h_o d_e}{k_{fod}} = J_h Re Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \text{ dove } \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \approx 1$$

$$\text{- Numero di Reynolds} = Re_o = \frac{G_{sod} d_e}{\mu_{od}} = \frac{176.88 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} \times 0.0198 \text{ m}}{0.66 \times 10^{-3} \text{ Ns/m}^2} = 5306$$

$$\text{- Numero di Prandtl} = Pr_o = 12$$

$$\text{- Velocità olio diatermico} = v_{od} = \frac{G_{sod}}{\rho_{od}} = \frac{176.88 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}}{762 \text{ kg/m}^3} = 0.232 \text{ m/s}$$

Per un taglio del diaframma a 25% del diametro, dalla fig. 12.29 di Coulson - Richardson, il fattore di scambio termico $J_h =$ funzione di $Re = 7.8 \times 10^{-3}$.

$$h_o = \frac{K_{fod}}{d_e} J_h Re_o Pr_o^{0.33} = \frac{0.127 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0.0198 \text{ m}} \times 7.8 \times 10^{-3} \times 5.306 \times 12^{0.33} = 602.6 \text{ W/m}^2\text{C}$$

11.9. Calcolo coefficiente di trasmissione globale

Si trascura la resistenza termica di sporramento e della parete del tubo:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{d_i h_i}} = \frac{1}{\frac{1}{602.6} + \frac{20}{16 \cdot 1167}} = 366 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C contro i } 300 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C ipotizzati.}$$

Si può accettare.

11.10. Calcolo caduta di pressione lato tubi (pentano)

La relazione idonea al calcolo del Δ_p è la seguente:

- $\Delta_p = N_p [8 J_f \left(\frac{L}{d_i}\right) \left(\frac{\mu}{\mu_v}\right)^{-m} + 2.5] \frac{\rho_{pl} v_{pe}^2}{2}$ dove
- J_f = fattore di attrito = funzione di Re . Dalla fig. 12.24 di Coulson - Richardson già citata $J_f = 3.3 \times 10^{-3}$
- $Re = 54.059$ già calcolato
- L = lunghezza dei tubi = 4.8 m
- d_i = diametro interno dei tubi = 0.016 m
- ρ_{pl} = densità pentano liquido = 526.3 kg/m³
- v_{pl} = velocità pentano nei tubi = 0.52 m/s
- N_p = numero di passaggi dei tubi = 6

Sostituendo:

$$\Delta_p = 6 [8 \times 3.3 \times 10^{-3} \left(\frac{4.8\text{m}}{0.016\text{m}}\right) + 2.5] \frac{526.3\text{kg} \cdot (0.52\text{m/s})^2}{\text{m}^2} = 4448.7 \text{ N/m}^2 \text{ pari a } \mathbf{0,044 \text{ bar.}}$$

Valore accettabile.

11.11. Calcolo caduta di pressione lato mantello (olio diatermico)

La relazione da utilizzare in questo caso è la seguente:

$$\Delta_{ps} = 8 J_f \left(\frac{D_s}{d_e}\right) \left(\frac{L}{l_d}\right) \frac{\rho_{od} v_{od}^2}{2} \text{ dove}$$

- J_f = fattore di attività = funzione di Re , fig. 12.30 Coulson-Richardson = 5.4×10^{-2}
- $Re = 5306$ già calcolato
- D_s = diametro interno mantello = 1.215 m

- $d_e = \text{diametro equivalente} = 0.0192 \text{ m}$
- $L = \text{lunghezza dei tubi} = 4.8 \text{ m}$
- $l_d = \text{passo fra i diaframmi} = 0.533 \text{ m}$
- $\rho_{od} = \text{densità olio diatermico} = 762 \text{ kg/m}^3$
- $v_{od} = \text{velocità olio diatermico nella sezione media del mantello} =$

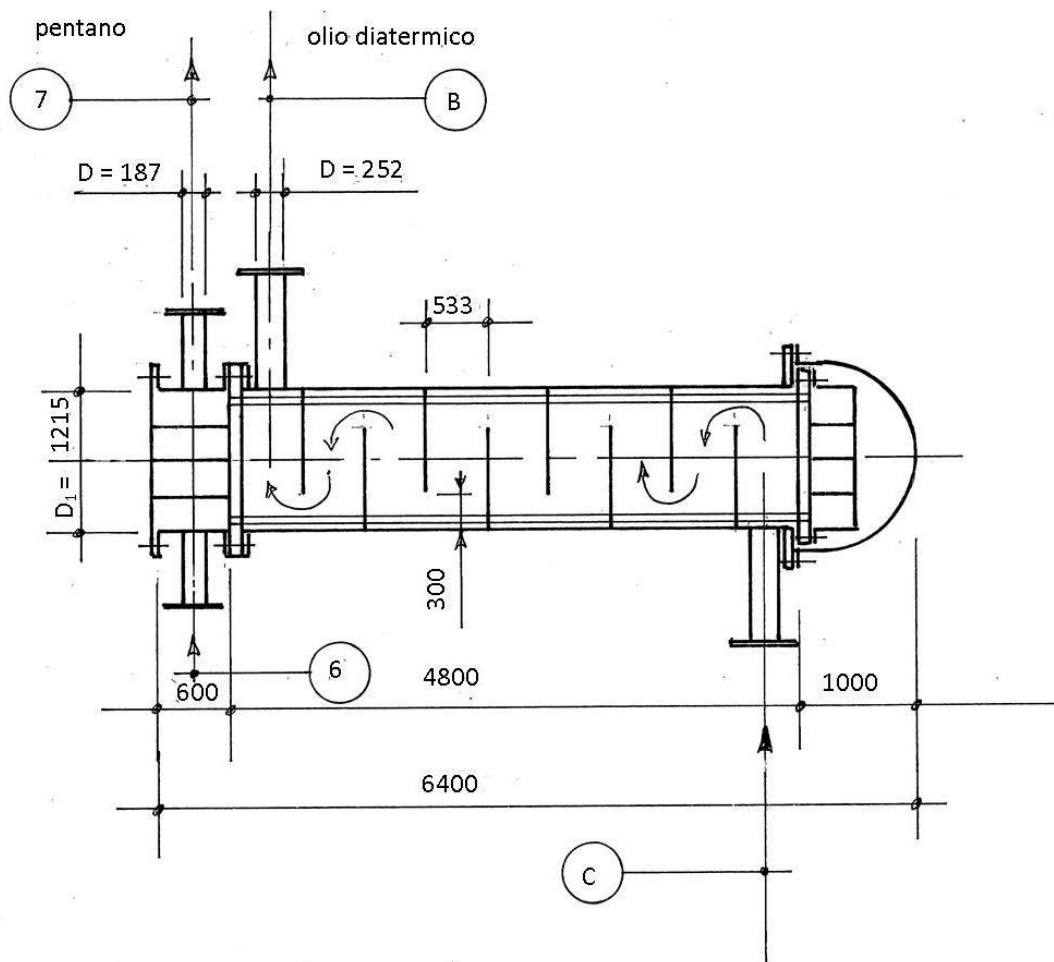
$$= \frac{G_{so}}{\rho_{od}} = \frac{176.88 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}}{762 \text{ kg m}^2} = 0.232 \text{ m/s}$$

- $\Delta_{ps} = 8 \times 5.4 \times 10^{-2} \left(\frac{1.215 \text{ m}}{0.0198 \text{ m}} \right) \left(\frac{4.8 \text{ m}}{0.533 \text{ m}} \right) \frac{762 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.232^2 \text{ m}^2 \text{ s}^2}{2} = 4\,896 \text{ Pa}$
 pari a **0.045 bar** (valore accettabile).

11.12. Calcolo diametro tubazioni entrata e uscita olio diatermico e pentano

| Tubazioni | Velocità assunta m/s | Portata ponderale kg/s | Portata volumetrica m ³ /s | Sezione m ² | Diametro m |
|----------------------------------|----------------------------|------------------------------|---|---------------------------|---------------|
| Entrata e uscita olio diatermico | 0.6 | 22.91 | 0.030 | 0.05 | 0.252 |
| Entrata e uscita pentano liquido | 1 | 14.5 | 0.0276 | 0.0276 | 0.187 |

Dimensioni di massima del preevaporatore



CAPITOLO 12

Dimensionamento di massima del generatore asincrono

DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA DEL GENERATORE ASINCRONO

Il generatore asincrono sarà progettato come un motore asincrono trifase con rotore a gabbia semplice avente le seguenti specifiche:

| | |
|---|------------------------|
| Numero delle fasi | 3 |
| Collegamento delle fasi | stella |
| Raffreddamento | auto ventilato (IC 41) |
| Potenza nominale resa | 1500 kW |
| Tensione nominale concatenata | 6000 V |
| Frequenza | 50 Hz |
| Velocità di sincronismo | 3000 giri/minuto |
| Numero di poli | 2 |
| Rapporto coppia spunto/coppia nominale C_s/C_n | 1 preliminare |
| Rapporto coppia massima/coppia nominale C_M/C_n | 2 preliminare |
| Rendimento | 0.96 preliminare |
| $\cos \varphi$ | 0.85 preliminare |
| Servizio | Continuo (S1) |
| Grado di protezione | IP 23 |
| Asse di rotazione | orizzontale |

12.1. Dimensionamento preliminare

Dai grafici del Possa, per la potenza stabilita, estrapolando, abbiamo che il flusso per polo $\phi=0.15$ Wb

Dalla tabella per $2p = 2$, $L_0/\tau = 0.5 \div 1$

e $L/D = 0.8 \div 1.6$ $\tau =$ semipasso polare

fissiamo $\frac{L}{D}=1$ e $\frac{L}{\tau}=0.7$

fissiamo anche $B_{M6} = 0.8$ T = induzione massima al traferro

($B_{M6} = 0.5 \div 0.9$ T)

$$\phi = \frac{2}{\pi} B_{M6} L \tau \rightarrow L \tau = \frac{\phi \pi}{2 B_{M6}} = \frac{0.15 \text{ Wb} \times \pi}{2 \times 0.8 \frac{\text{Wb}}{\text{m}^2}} = 0.294 \text{ m}^2$$

sostituendo $L = 0.7\tau$ abbiamo $L = 0.454$ m e $\tau = 0.648$ m

Arrotondando i valori abbiamo :

$D = 455$ mm, $L = 455$ mm, $\tau = 648$ mm

12.2. Dimensionamento statore

Collegamento dello statore a stella

Tensione nell'avvolgimento $E = 0.95 \frac{V_n}{\sqrt{3}} = 3290$ V

Numero dei conduttori serie per fase =

$$N = \frac{E}{2(K_f K_e K_r) f \phi} = \frac{3290}{2 \times 50 \times 0.15} = 219.4 \rightarrow 220$$

con $K_f \cdot K_e \cdot K_r = 1$ da verificare successivamente

Potenza disponibile all'albero: $P_a = 1500$ kW

Rendimento = $\eta = 0.96$ assunto

$$\text{Potenza assorbita} = P_{\text{ass}} = P_n / \eta = \frac{1500}{0.96} = 1563 \text{ kW}$$

$$\phi = 0.15 \text{ Wb}$$

$$\frac{L}{D} = 1$$

$$\frac{L}{\tau} = 0.7$$

$$B_{M6} = 0.8 \text{ T}$$

$$D = 455 \text{ mm}$$

$$L = 455 \text{ mm}$$

$$\tau = 648 \text{ mm}$$

$$E = 3290 \text{ V}$$

$$N = 220$$

da verificare

$$\eta = 0.96$$

$$\text{Corrente di fase assorbita } I_1 = \frac{P_{\text{ass}}}{\sqrt{3} V \cos \rho} \cos \varphi = 0.85$$

$$I_1 = \frac{1563}{\sqrt{3} \times 6 \times 0.85} = 177 \text{ A}$$

Verifica degli amper fili/cm

Gli Af per cm di circonferenziali sono :

$$A_{fc} = \frac{3 NI}{\pi D} = \frac{3 \times 220 \times 177}{\pi \times 45.5 \text{ cm}} = 817.3 \text{ Af/cm}$$

Valore per macchina sincrona consigliato per $\tau=0.650$ m e $2p=4$ $A_{fc} = 520$ Af/cm. Questo valore deve essere moltiplicato per un coefficiente (1.5 ÷ 2) per il caso di macchina asincrona. Quindi

$$K_s = 520 \times (1.5 \div 2) = 780 \div 1040 \text{ Af/cm}$$

Con $A_{fc} = 817.3$ siamo dentro questi limiti. Il carico è quindi accettabile.

- Numero delle cave per polo e per fase:

Il passo della dentatura viene scelto nell'intervallo

$$P_d = (20 \div 40) \text{ mm}$$

- Il numero di cave totali è $Q = \frac{\pi D}{p_d} = \frac{\pi \times 455}{20 \div 40} = 71.3 \div 35.64$

$$q_s = \frac{Q}{m \cdot 2 p} = \frac{Q}{3 \cdot 2} = \frac{Q}{6} = \frac{71.3 \div 35.64}{6} = 11.9 \div 5.9$$

tale valore dovrà essere un intero ± 0.5 , $m =$ fasi

$$P_{\text{ass}} = 1563 \text{ kW}$$

$$I_1 = 177 \text{ A}$$

$$A_{fc} = 817.3$$

Af/cm

Costruiamo la seguente tabella:

| Cave per polo e per | Cave totali | Passo dentatura | Conduttori serie per | Con paralleli | Con paralleli di macchina |
|---------------------|-------------|-----------------|----------------------|---------------|---------------------------|
|---------------------|-------------|-----------------|----------------------|---------------|---------------------------|

| fase $q_s = \frac{Q}{2p \cdot m}$ | $Q =$ $q_s \cdot 2p \cdot m$ | $P_{dmm} =$ $= \pi D/Q$ | cava $n_c =$ $= 3 N/Q$ | di cava $n_{pc} = 2$ | n_{pm} |
|--------------------------------------|---------------------------------|----------------------------|---------------------------|-------------------------|--|
| 9 | 54 | 26.41 | 12.22 → 12 | 24 | Poiché abbiamo $2p=2$ non è possibile avere paralleli di macchina |
| 8.5 | 51 | 27.97 | 12.94 → 14 | 28 | |
| 8 | 48 | 29.78 | 13.75 → 14 | 28 | |
| 7.5 | 45 | 31.76 | 14.67 → 16 | 32 | |
| 7 | 42 | 34.03 | 15.71 → 16 | 32 | |
| 6.5 | 39 | 36.65 | 16.92 → 18 | 36 | |
| 6 | 36 | 39.70 | 18.33 → 18 | 36 | |

m = 3 fasi

3N = 660

Conduttori totali = $m \times N = 3N = 3 \times 220 = 660$

12.3. Scelta di q_s e correzione di l

Scegliamo $q_s = 7$ cave/polo/fase cui corrispondono

$n_c = 16$ conduttori serie per cava e

$Q = 42$ cave totali quindi

$3N = n_c Q = 672$ conduttori serie totali

$N = 224$ conduttori serie per fase

$E = 3290 \text{ V} = 2 \phi f N = 2 \phi 50 \times 224$

$$\phi = \frac{3290}{2 \times 50 \times 224} = 0.147 \text{ Wb}$$

Ponendo $B_{\delta M} = 0.8 \text{ T}$ e $\tau = 0.648 \text{ m}$ invariati, con questo nuovo

$\phi = 0.147 \text{ Wb}$

$$L = \phi \frac{\pi}{2} \frac{1}{B_M \tau} = \frac{0.147 \times \pi}{2 \times 0.8 \times 0.648} = 0.445 \text{ m}$$

Lunghezza effettiva del ferro L_{fe} :

- $n = 4$ canali di ventilazione da $S_c = 10 \text{ mm}$ cadauno
- coefficiente di stipamento assunto $= 0.94 = K_{is}$

$$L_{fe} = (L - n \cdot S_c) K_{is} = (445 - 4 \times 10) 0.94 = 380 \text{ mm}$$

Sezione dei conduttori statorici:

- Con $Q = 42$ cave scelte $P_d = 33.96 \text{ mm}$. Ognicava deve contenere $n_c \frac{3N}{Q} = \frac{3 \times 224}{42} = 16$ conduttori serie per cava
- La densità di corrente nei conduttori statorici è $\sigma = 5 \div 6 \text{ A/mm}^2$
scegliamo $\sigma = 5.5 \text{ A/mm}^2$
- $S_{cu} =$ sezione dei conduttori $= \frac{I}{\sigma} = \frac{177 \text{ A}}{5.5} = 32.2 \text{ mm}^2$

Un conduttore sarà così composto:

- Piattina di rame isolata con smalto, a spigoli arrotondati di dimensioni $6.3 \text{ mm} \times 2.65 \text{ mm} \equiv 16.15 \text{ mm}^2$ di sezione
- 2 paralleli di cava formanti $2 \times 16.15 = 32.3 \text{ mm}^2$ di sezione

La σ corrispondente è $\frac{177 \text{ A}}{32.3} = 5.48 \text{ A/mm}^2$ accettabile

$$N = 224$$

$$L = 445 \text{ mm}$$

$$\tau = 648 \text{ m}$$

$$D = 455 \text{ mm}$$

$$B_{\delta M} = 0.8 \text{ T}$$

$$\phi = 0.147 \text{ Wb}$$

$$L_{fe} = 380 \text{ mm}$$

$$Q = 42 \text{ cave totali}$$

$$S_{cu} = 32.3 \text{ mm}^2$$

$$n_{pc} = 2$$

$$\sigma_s = 5.48 \text{ A/mm}^2$$

12.4. Disposizione dei conduttori nelle cave

Date le dimensioni della macchina è preferibile scegliere un avvolgimento a doppio strato, embricato, tipo B, a passo raccorciato in cui le matasse siano tutte uguali. Il proporzionamento della cava statorica sarà come in seguito indicato.

12.5. Dimensionamento cava e denti

L'area totale del rame in cava per $q_s = 7$ cave/polo/ fase è:

$$S_{cu \text{ cava}} = n_c S_{cu} = 16 \times 32.3 = 517 \text{ mm}^2$$

**$S_{cu \text{ cava}} = 517$
 mm^2**

Assumendo un coefficiente di riempimento di cava che considera isolamento e vuoti, con $K_{stip} = 0.4 \div 0.5 \rightarrow 0.40$

$$S_{cava} = \frac{S_{cu \text{ cava}}}{K_{stip}} = \frac{517}{0.40} = 1293 \text{ mm}^2$$

1.

**$S_{cava} = 1293$
 mm^2**

Adottiamo cave aperte, rettangolari e denti trapezoidali.

L'induzione massima nei denti $B_{dM} = 1.6 \div 1.9 \text{ T}$ nel punto più stretto.

Supponiamo che tutto il flusso al traferro entri nel ferro dei denti statorici.

Prendiamo $B_{dM} = 1.9 \text{ T}$

$B_{dM} = 1.9 \text{ T}$

$$B_{\delta M} \cdot L \cdot p_d = B_{dM} \cdot L_{fe} \cdot W_d$$

$$W_d = \frac{B_{\delta M} \cdot L \cdot p_d}{B_{dM} \cdot L_{fe}} = \frac{0.8 \text{ T} \times 0.455 \text{ m} \times 0.034 \text{ m}}{1.9 \text{ T} \times 0.38 \text{ m}} = 17 \text{ mm}$$

$W_d = 17 \text{ mm}$

Con $S_{cava} = 1293 \text{ mm}^2$ la profondità della cava è $h_c = \frac{S_c}{W_d} =$

$h_c = 76 \text{ mm}$

$$= \frac{1293 \text{ mm}^2}{17 \text{ mm}} = 76 \text{ mm}$$

Il rapporto $h_c/W_c = 76/17 = 4.47$ (5 ÷ 7)

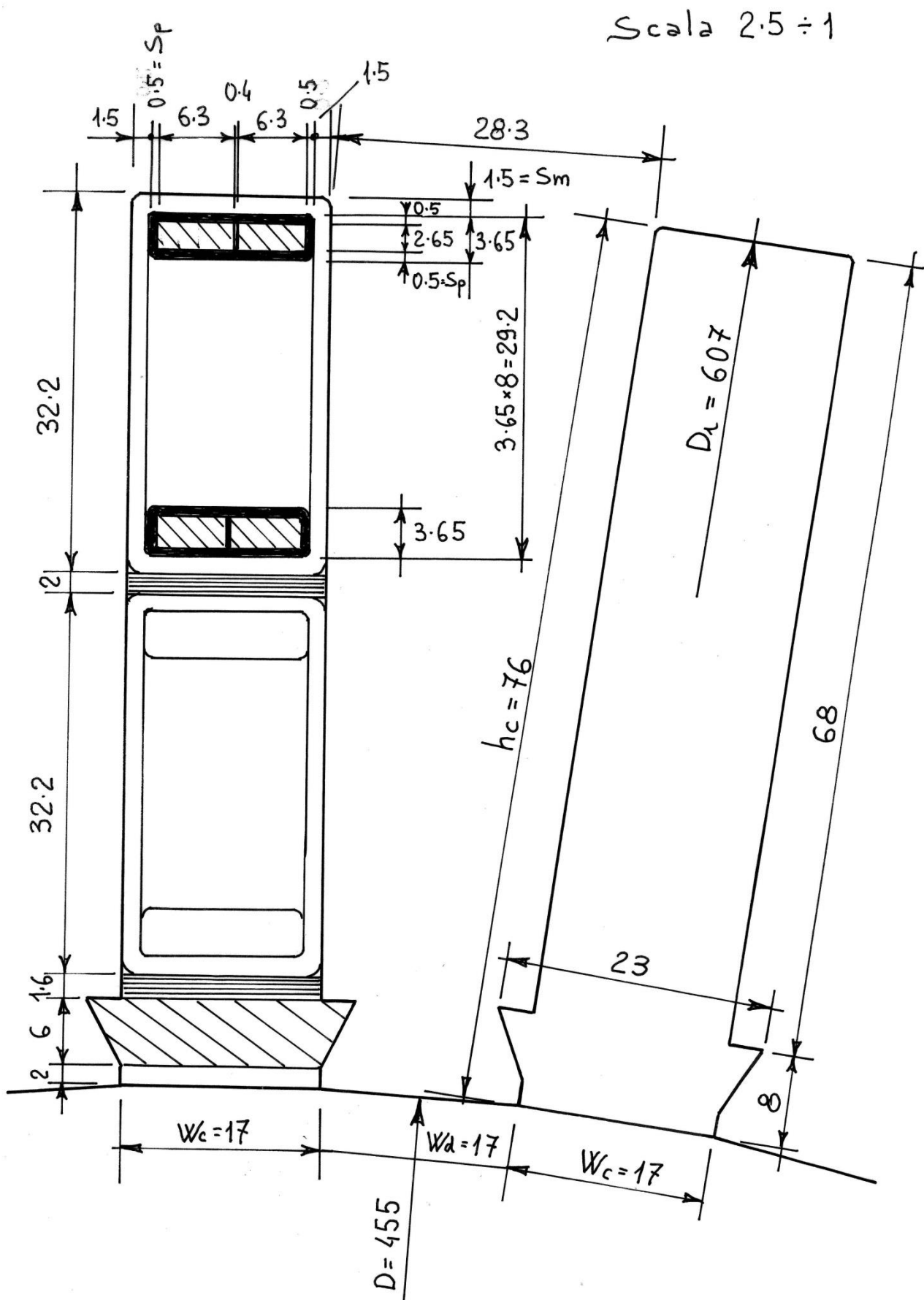
$W_c = 17 \text{ mm}$

$$W_c = p_d - W_d = 34.03 - 17 = 17 \text{ mm}$$

Lo spessore dell'isolamento totale fra conduttore e massa è stato dimensionato con la relazione $i = 0.8 + 0.2 V_{nkV} = \sim 2 \text{ mm}$.

La piattina è isolata con nastratura impregnata per arrivare allo spessore di circa $0.5 \text{ mm} = S_p$ mentre $S_m = 1.5 \text{ mm}$.

Il disegno della cava è come segue :



NOTA : la tensione nominale di 6000 V rende necessaria la metallizzazione della superficie esterna della matassa

Il raccorciamento del passo di matassa di statore si effettua al fine di ridurre il più possibile la 5^a e 7^a armonica. Nel nostro caso abbiamo che $\alpha = \text{angolo per cava} = 360^\circ / Q = 360 / 42 = 8.57^\circ$ per cava.

$$\alpha = 8.57^\circ$$

Con 3 cave abbiamo $\beta = 8.57^\circ \times 3 = 25.71^\circ$ cui corrisponde un coefficiente di raccorciamento $K_r = \cos \frac{\beta}{2} = 0.975$ per la prima armonica.

$$\beta = 25.71^\circ$$

Qui $2p = 2$ pertanto α elettrico = α meccanico

$$K_r = 0.975$$

Il passo di avvolgimento è:

- dalla cava 1 alla cava 22 per il passo intero
- dalla cava 1 alla cava 19 per il passo raccorciato scelto

12.6. Corona di statore

Per la corona di statore l'induzione massima può essere $B_{CM} = 1.5 \div 1.6$ T. Fissiamo $B_{CM} = 1.6$ T:

$$B_{CM} = 1.6 \text{ T}$$

La corona di statore è interessata per metà flusso \emptyset per polo, pertanto

$$S_{cor} = 4.6 \text{ dm}^2$$

$$S_{cor} = \frac{\emptyset}{2 B_{CM}} = \frac{0.147 W_b}{2 \times 1.6 \frac{W_b}{m^2}} = 0.046 \text{ m}^2 = 4.6 \text{ dm}^2$$

L'altezza della corona h_{cor} è :

$$h_{cor} = \frac{S_{cor}}{L_{fe}} = \frac{0.046 \text{ m}^2}{0.38 \text{ m}} = 0.121 \text{ m} = 121 \text{ mm}$$

$$h_{cor} = 121 \text{ mm}$$

Il diametro esterno delle statore sarà:

$$D_{est} = D + 2 (h_c + h_{cor}) = 455 + 2 (75 + 121) = 847 \text{ mm}$$

$$D_{est} = 847 \text{ mm}$$

Il diametro medio della corona di statore sarà:

$$D_m = D + 2 h_c + h_{cor} = 455 + 150 + 121 = 726 \text{ mm}$$

$$D_m = 726 \text{ mm}$$

12.7. Traferro

Il valore del traferro può essere scelto fra $\delta = (0.5 \div 2)$ mm.

I valori più alti si riferiscono a motori di potenza elevata.

Nel nostro caso scegliamo il valore di $\delta = 2$ mm

$$\delta = 2 \text{ mm}$$

12.8. Verifica orientativa del diagrammacircolare

Per il calcolo della reattanza di dispersione possiamo utilizzare l'espressione semiempirica del Rebora.

$$X_1 = \omega \cdot 2p \cdot n_c^2 \cdot q \cdot L_{fe} \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot 10^{-7} \Omega$$

Il coefficiente C_1 è funzione di $\delta = 2$ mm ed è $C_1 = 1$

Il coefficiente C_2 è funzione di $q_s = 7$ e del rapporto $\frac{L_{fe}}{L_a}$

$$L_a = 1.5 \tau + n_{\text{can.vent}} \times \text{apertura canali} = 1.5 \times 648 + 4 \times 10 = 1012 \text{ mm}$$

$$\frac{L_{fe}}{L_a} = \frac{380 \text{ mm}}{1012 \text{ mm}} = 0.375 \quad C_2 = 0.84$$

Sostituendo :

$$X_1 = 2\pi 50 \times 2 \times 16^2 \times 7 \times 38 \times 1 \times 0.84 \times 10^{-7} = 3.6 \Omega$$

$$X_{12} = 0.51 X_1 = 0.5 \times 3.6 = 1.8$$

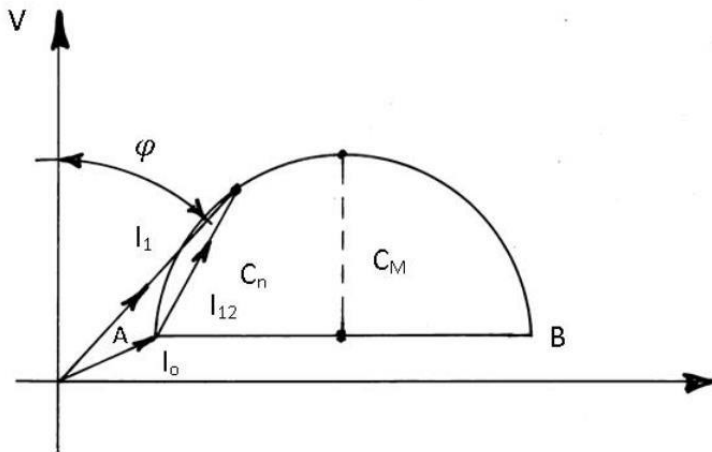
$$X = X_1 + X_{12} = 5.4 \Omega$$

Il diagramma circolare semplificato non in scala è come segue

$$X_1 = 3.6 \Omega$$

$$X_{12} = 1.8 \Omega$$

$$X_1 + X_{12} = 5.4 \Omega$$



Il diametro del cerchio AB è $D = \frac{V}{\sqrt{3}X} = \frac{6000}{\sqrt{3} \times 5.4} = 641 \text{ A}$

Il raggio del cerchio = $D/2 = 320 \propto C_M$

la corrente $I_{12} \cong I_1 \cos\varphi \cong 177 \times 0.85 = 150 \text{ A} \propto C_n$

Quindi $\frac{C_M}{C_n} = \frac{320}{150.45} = 2.13$

Questo valore è alto ma sarà verificato in seguito.

$\frac{C_M}{C_n} = 2.13$

12.9. Il rotore

Il tipo di rotore scelto per la nostra applicazione è il rotore a gabbia semplice, data l'applicazione.

Il valore di Q_r delle cave totali di rotore per $2=2$ e $n_{cstatore} = 42$, dalle tabelle, può essere scelto fra 34 - 40 - 46 - 52 - 58. Scegliamo

$Q_r = 46$ cave rotoriche totali

$D_r =$ diametro rotore = $D - 2 \delta = 455 - 2 \times 2 = 451 \text{ mm}$

$P_{dr} =$ passo rotore = $\frac{\pi D_r}{Q_r} = \frac{\pi \times 451}{46} = 30.8 \text{ mm}$

Inclinazione cave = $1.2 P_{dr} = 1.2 \times 30.8 \text{ mm} = 36.96 \text{ mm}$

$Q_r = 46$

$D_r = 451 \text{ mm}$

$P_{dr} = 30.8 \text{ mm}$

Calcoliamo il rapporto di trasformazione :

$$u = \frac{m_1 E_{1S}}{m_2 E_{2R}} = \frac{m_1 (2 K_{f1} \cdot K_{e1} \cdot k_{r1} \cdot f \cdot \emptyset N_1)}{m_2 (2 k_{f2} k_{e2} k_{r2} f \emptyset N_2)} = \frac{3 E \text{ statore}}{46 E \text{ rotore}} \text{ dove}$$

1 1

$K_{f1} = K_{f2} =$ coefficiente di forma d'onda

$$K_{e1} = \text{fattore di avvolgimento statorico} = 0.956 = \frac{\text{sen } \frac{q\alpha}{2}}{q \text{sen } \frac{\alpha}{2}}$$

$$\alpha = 8.57^\circ$$

$$K_{r1} = \text{fattore di raccorciamento} = 0.975 = \cos \frac{\beta}{2} \quad \beta = 25.71^\circ$$

$N_1 = 224$ conduttori per fase

$$K_{r2} = K_{e2} = 1$$

$N_2 = 1$ conduttori per fase

$m_1 = 3$ fasi

$m_2 = 46$ fasi

sostituendo e semplificando,

$$u = \frac{3 \times 0.956 \times 0.975 \times 224}{46} = 13.62$$

la corrente $I_{12} \cong I_1 \cos \varphi = 177 \text{ A} \times 0.85 = 150.45 \text{ A}$

la corrente $I_2 = I_{12} \cdot u = 150.45 \text{ A} \times 13.62 = 2049 \text{ A} =$

$= I_r$ corrente di una barra rotorica

La corrente negli anelli di estremità è data da:

$$I_a = I_2 \frac{Q_r}{\pi \cdot 2p} = 2049 \times \frac{46}{\pi \cdot 2} = 15.002 \text{ A}$$

Utilizzando barre e anelli di rame con una $\delta = 14 \text{ A/mm}^2$

abbiamo :

- sezione della barra = $\frac{2.049 \text{ A}}{14 \text{ A/mm}^2} = 146.36 \text{ mm}^2$
- sezione degli anelli = $\frac{15.002 \text{ A}}{14 \text{ A/mm}^2} = 1072 \text{ mm}^2$
- diametro delle barre = $13.65 \text{ mm} \rightarrow 14 \text{ mm}$
- δ effettiva barre per $D_b = 14 = 13.32 \text{ A/mm}^2$ $S_b = 153.86 \text{ mm}^2$
- Dimensione anelli = $a \cdot b = 1072 \text{ mm}^2$, per $a = 16 \text{ mm}$
 $b = 70 \text{ mm}$

$$u = 13.62$$

$$I_{12} = 150.45 \text{ A}$$

$$I_2 = 2049 \text{ A} = I_r$$

$$I_a = 15.002 \text{ A}$$

$$D \text{ barra} = 14 \text{ mm}$$

$$\delta_b = 13.32 \text{ A/mm}^2$$

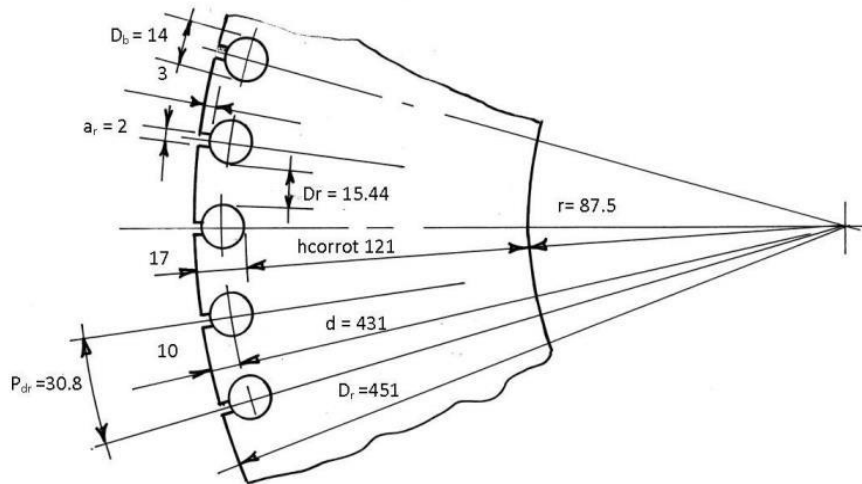
$$S_b = 153.86 \text{ mm}^2$$

$$\delta_a = 13.4 \text{ A/mm}^2$$

$$S_a = 1120 \text{ mm}^2$$

- Sezione effettiva anelli = 1120 mm²
- $\delta_{a\text{effettiva anelli}} = \frac{15002 \text{ A}}{1120 \text{ mm}^2} = 13.4 \text{ A/mm}^2$

Disegno cave rotoriche



$$\text{Angolo fra 2 cave rotoriche} = \frac{360^\circ}{46} = 7.826^\circ$$

$$\text{Passo rotorico} = \frac{D_r \pi}{Q_r} = \frac{451 \cdot \pi}{46} = 30.8 \text{ mm}$$

Distanza minima fra le barre rotoriche :

$$= \frac{\pi \times 431}{46} - 14 = 15.44 \text{ mm}$$

12.10. Verifica della B_{dr} nel dente rotorico

Si ipotizza che il flusso presente in un passo di dentatura entri nel dente. Quindi

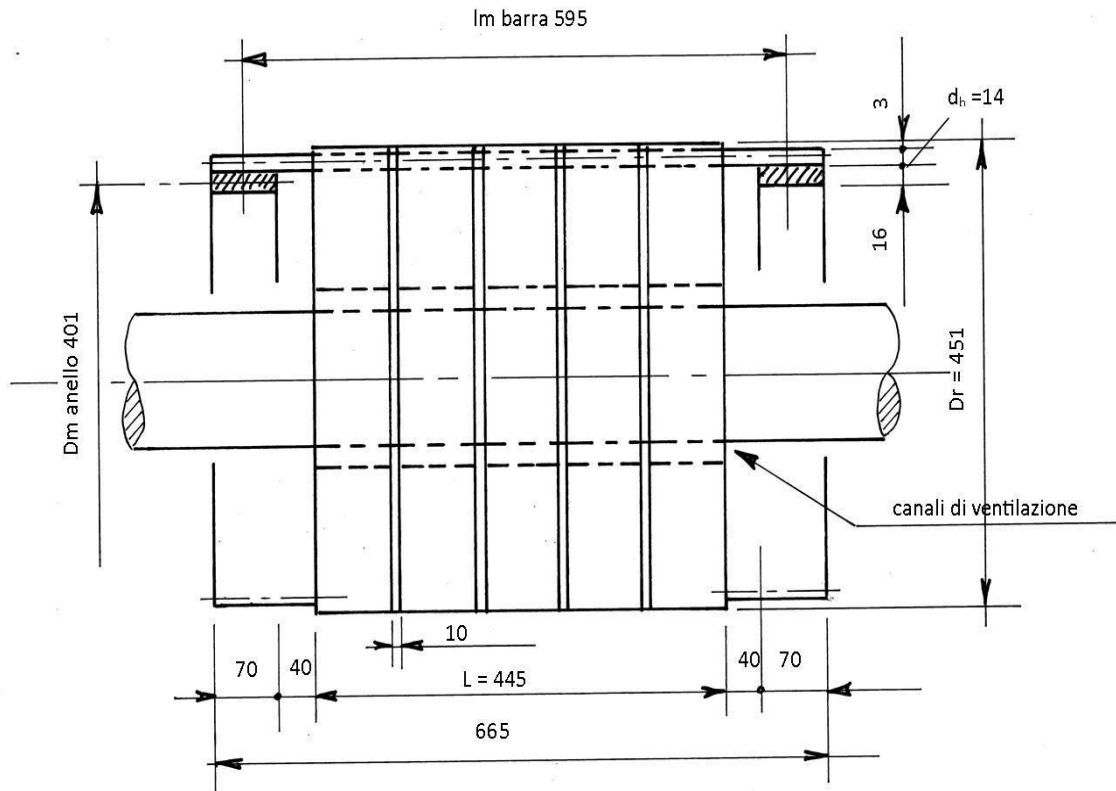
$$B_{\delta M} \cdot P_{dr} \cdot L = B_{dr} \cdot d_r \cdot L_{fe} \text{ da cui}$$

$$B_{dr} = \frac{B_{\delta M} \cdot P_{dr} \cdot L}{d_r \cdot L_{fe}} = \frac{0.8 \text{ T} \times 30.8 \times 445 \text{ mm}}{15.44 \times 380 \text{ mm}} = 1.87 \text{ T}$$

$$B_{dr} = 1.87 \text{ T}$$

valore accettabile

Dimensioni delle barre rotoriche e anelli



12.11. Calcolo delle resistenze e perdite nella gabbia

Barre rotoriche : $\rho_{cu} = 0.021 \Omega \cdot m$

Lunghezza barre media = $l_m = 595 \text{ mm}$

$$\text{Resistenza di una barra} = R_b = \rho \frac{l_m}{S_b} = \frac{0.021 \times 595}{153.86} = 0.081 \text{ m}\Omega$$

$$R_b = 0.081 \text{ m}\Omega$$

Potenza perduta per effetto Joule nelle barre di rotore

$$P_{jb} = Q_r R_b I_r^2 = 46 \times 0.081 \times 10^{-3} \times 2049^2 = 15 \ 643 \text{ W}$$

$$P_{jb} = 15 \ 643 \text{ W}$$

Anelli rotorici:

Diametro medio anello = $D_{mb} = 401 \text{ mm}$

Lunghezza anello = $\pi D_{mb} = 1260 \text{ m}$

$$\text{Resistenza anello} = R_{ar} = \rho \frac{l_a}{S_a} = 0.021 \times \frac{1260}{1120} = 0.024 \text{ m}\Omega$$

$$R_{ar} = 0.024 \text{ m}\Omega$$

$$P_{ja} = 2 \times R_{ar} \times I_a^2 = 2 \times 0.024 \times 10^{-5} \times 15\,002^2 = 10\,803 \text{ W}$$

$$P_j \text{ rotore totale} = P_{jt} = P_{jb} + P_{ja} = 15\,643 + 10\,803 = 26\,446 \text{ W}$$

$$R_{12} = P_{j \text{ rot}} / 3 I_{12}^2 = 26\,446 / 3 \times 150.45^2 = 0.39 \, \Omega$$

$$P_{ja} = 10\,803 \text{ W}$$

$$P_{j \text{ rot}} = 26\,446 \text{ W}$$

$$R_{12} = 0.39 \, \Omega$$

12.12. Calcolo della resistenza e perdite statore

$$\text{Lunghezza della testata di matassa } L_t = 1.5 \tau = 1.5 \times 648 = 972 \text{ mm}$$

$$\text{Lunghezza lato di matassa } l_m = L + L_t = 445 + 972 = 1\,417 \text{ mm}$$

$$\text{Volume } C_u \text{ per lato} = V_{cul} = S_{cucava} \times l_m = 517 \text{ mm}^2 \times 1\,417 \text{ mm} =$$

$$= 732\,589 \text{ mm}^3 = 0.732 \text{ dm}^3$$

$$\text{Volume cu totale} = V_{CU1} \times Q = 0.732 \times 42 = 30.74 \text{ dm}^3$$

$$\text{Peso } C_u \text{ totale} = 30.74 \text{ dm}^3 \times 8.9 \text{ kg/dm}^3 = 274 \text{ kg}$$

$$\text{Potenza perduta totale statore} = P_{js \text{ TOT}} = 2.4 \times \text{Peso } C_u \times \sigma_s^2 \times K_s =$$

$$= 2.4 \times 274 \times 5.48^2 \times 1.1 = 21\,723 \text{ W}$$

$$\text{Resistenza storica } R_1 = \frac{P_{j \text{ stat}}}{3 \times I_{12}^2} = \frac{21\,723 \text{ W}}{3 \times 150.45^2 \text{ A}^2} = 0.32 \, \Omega$$

$$L_t = 972 \text{ mm}$$

$$l_m = 1\,417 \text{ mm}$$

$$P_{j \text{ sttot}} = 21\,723 \text{ W}$$

$$R_1 = 0.32 \, \Omega$$

12.13. Calcolo del circuito magnetico

Ampere spire al traferro

Calcoliamo i fattori di Carter K_{gr} , K_{gs} dal diagramma di fig. 3-242 e 3-243 Sameda -

$$A_{S\delta} = 0.8 \times K_{\delta} \times B_{\delta M} \times \delta \times 10^4$$

$$K_{\delta} = K_{\delta s} \cdot K_{\delta r} \cdot K_{\delta s} = f\left(\frac{a_s}{p_{ds}}, \frac{a_s}{\delta}\right) \text{ per statore}$$

$$\text{e } K_{\delta r} = f\left(\frac{a_r}{p_{dr}}, \frac{a_r}{\delta}\right) \text{ per il rotore}$$

- per lo statore $\frac{a_s}{p_{ds}} = \frac{17}{34.03} = 0.5; \frac{a_s}{\delta} = \frac{17}{2} = 8.5$

- per il rotore $\frac{a_r}{p_{dr}} = \frac{2}{30.8} = 0.065; \frac{a_r}{\delta} = \frac{2}{2} = 1$

dal grafico risulta : $K_{\delta s} = 1.47 K_{\delta r} = 1.01$

$K_{\delta} = K_{\delta s} \cdot K_{\delta r} = 1.47 \times 1.01 = 1.485$ sostituendo,

$A_{s\delta} = 0.8 \times 1.485 \times 0.8 \text{ T} \times 0.2 \text{ cm} \times 10^4 = 1 \text{ 900 amperspire}$

$A_{s\delta} = 1 \text{ 900 Asp}$

Amperspire denti statore

Dal grafico di fig 3-245 Someda, per una $B_{dM} = 1.9 \text{ T}$ corrispondono $170 \times 10^2 = 17 \text{ 000 As/m} = 170 \text{ As/cm}$

Lunghezza del dente = $h = 70 + 5 = 75 \text{ mm} = 7.5 \text{ cm}$

$A_{pds} = 7.5 \text{ cm} \times 170 \text{ As/cm} \times 0.9 = 1148 \text{ Asp}$

(0.9 : riduzione del 10%)

$A_{pds} = 1 \text{ 148 Asp}$

Amperspire corona statore

Il diametro medio della corona è $D_{mc} = 726 \text{ mm}$

$D_{mc} = 726 \text{ mm}$

Lunghezza corona = $\pi D_{mc} = \pi \times 726 = 2 \text{ 281 mm}$

$L_{cor} = 2281 \text{ mm}$

Lunghezza polare corona = $\frac{\pi D}{2 p \cdot 2} = \frac{2281}{4} = 570 \text{ mm}$

L'induzione massima nella corona $B_{cM} = 1.6 \text{ T}$

$B_{cM} = 1.6 \text{ T}$

L'induzione media nella corona $B_{cm} = 0.85 B_{cM} = 1.36 \text{ T}$

$B_{cm} = 1.36 \text{ T}$

Dal diagramma di Fig, 3-245 Someda, per questo valore di B_{MCC} corrispondono 10 Asp/cm

Le A_{sp} della corona sono = $A_{spc} = 57 \text{ cm} \times 10/\text{cm} = 570 \text{ Asp}$

$A_{spc} = 570 \text{ Asp}$

Amperspire denti rotore

Lunghezza denti rotorici $\sim 0.3 \text{ cm} + 1.4 \text{ cm} = 1.7 \text{ cm}$

Induzione denti media $\sim 1.87 \times 0.85 = 1.56 \text{ T}$

Dal grafico citato $A_{sdr} = 30 \text{ Asp/cm}$

$A_{spdrot} = 30 \text{ Asp/cm} \times 1.7 \text{ cm} = 51 \text{ Asp}$

$A_{spdrot} = 51 \text{ Asp}$

Amperspire corona rotore

Adottando la stessa induzione della corona di statore lo spessore radiale della corona rotorica $h_{corrot} = 121 \text{ mm} = h_{corst}$.

Il diametro medio corona rotorica = $86.5 \times 2 + 122 = 295 \text{ mm}$

$$\text{Lunghezza polare della corona} = \frac{\pi D_m}{2p \cdot 2} = \frac{\pi \times 295}{4} = 232 \text{ mm}$$

Induzione media $B_{crm} = 1.36 \text{ T}$

Amperspire corrispondenti = $9 \text{ A}_{sp}/\text{cm}$

$$\text{Amperspire} = 23.2 \text{ cm} \times 9 \frac{\text{A}_{sp}}{\text{cm}} = 209 \text{ A}_{sp}$$

Amperspire totali e corrente magnetizzante

Le amperspire totali sono : As denti statore 1148 +

As corona statore 570 +

As traferro 1900 +

As denti rotore 51 +

As corona rotore 209 =

As totali 3878

Dalla relazione $As = 1.31 n_c q_s I_\mu K_r$ troviamo

$$I_\mu = \frac{As}{1.31 n_c q_s K_r} = \frac{3878}{1.31 \times 16 \times 7 \times 0.975} = 27.1 \text{ A}$$

$$I_\mu \% = \frac{27.1 \text{ A} \times 100}{177 \text{ A}} = 15.32 \% < 40\% \text{ limite}$$

La reattanza a vuoto dello schema equivalente è :

$$X_o = \frac{E_f}{I_\mu} = \frac{6000 \text{ V}}{\sqrt{3} \times 27.1 \text{ A}} = 127.8 \Omega$$

$$A_{spcorrot} = 209 A_{sp}$$

$$A_{stot} = 3878$$

$$I_\mu = 27.1 \text{ A}$$

$$I_\mu \% = 15.32 \%$$

$$X_o = 127.8 \Omega$$

12.14. Perdite nel ferro

Consideriamo solo le perdite nel ferro di statore in quanto quelle del rotore si possono trascurare data la bassa frequenza delle correnti rotoriche.

Perdite nei denti di statore

$$\text{Peso denti di statore} = \frac{W_{di} + W_d}{2} \times h_c \times L_{fe} \times Q_s \times \gamma_{fe} =$$

$$= 10^{-3} \left(\frac{2.83 + 1.7}{2} \times 7.5 \text{ cm} \times 38 \text{ cm} \right) \times 42 \times 7.7 \text{ kg/dm}^3 = 209 \text{ kg}$$

Considerando lamiere semilegate e la sezione trapezia dei denti, la cifra di

$$\text{peso denti statore} \\ 209 \text{ kg}$$

perdita sarà considerata per una induzione B_{dm} diversa dalla $B_{dM} = 1.9$ T nei denti

$$\text{La } B_d \text{ media è } B_{dm} = B_{dM} \times W_d / \left(\frac{W_{d1} + W_d}{2} \right) = 1.9 \text{ T} \times \frac{17}{\left(\frac{28.25 + 17}{2} \right)} = 1.43 \text{ T}$$

La cifra di perdita per questo valore di induzione è $C_{ps} = 4.7$ W/kg. Per un coefficiente di maggiorazione delle perdite $K_{magg} = (1.5 \div 2)$ dovuto alla punzonatura delle lamiere, la cifra di perdita da considerare è pari a

$$C_{ps} = 4.7 \text{ W/kg} \times 1.8 = 8.64 \text{ W/kg}$$

Le perdite nei denti statorici sono pertanto:

$$P_{fe \text{ denti}} = 8.64 \frac{\text{W}}{\text{kg}} \times 209 \text{ kg} = 1806 \text{ W}$$

$$C_{ps} = 8.64 \text{ W/kg}$$

$$P_{fe \text{ denti}} \\ \text{stat.} = 1.806 \text{ W}$$

Perdite nella corona di statore

$$\begin{aligned} \text{Peso corona di statore} &= \text{Peso}_{cor} = \pi D_m S_{cor} \gamma_{fe} = \\ &= \pi \times 7.26 \text{ dm} \times 4.6 \text{ dm}^2 \times 7.7 \text{ kg/dm}^3 = 808 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\text{Peso corona } 808 \text{ kg}$$

L'induzione di lavoro della corona è $B_{cM} = 1.6$ T

La cifra di perdita corrispondente è $C_{ps} = 6.3$ W/kg

Le perdite nel ferro della corona sono :

$$\begin{aligned} P_{Fe \text{ cor}} &= K_{magg} \times C_{ps} \times \text{Peso}_{cor} = \\ &= 1.5 \times 6.3 \frac{\text{W}}{\text{kg}} \times 808 \text{ kg} = 7636 \text{ W} \end{aligned}$$

$$P_{Fe \text{ cor}} = 7636 \text{ W}$$

Le perdite totali nel ferro sono:

$$P_{Fe} = P_{Fe \text{ denti}} + P_{Fe \text{ cor}} = 1806 \text{ W} + 7636 \text{ W} = 9442 \text{ W}$$

$$P_{Fe} = 9442 \text{ W}$$

La corrente attiva corrispondente è :

$$I_a = \frac{P_{Fe}}{3E_t} = \frac{9442 \text{ W}}{3 \times 6000 / \sqrt{3}} = 0.9 \text{ A}$$

$$I_a = 0.9 \text{ A}$$

La resistenza del circuito equivalente è :

$$R_o = \frac{P_{Fe}}{3 I_a^2} = \frac{9442 \text{ W}}{3 \times 0.9^2} = 3886 \Omega$$

$$R_o = 3886 \Omega$$

12.15. Perdite meccaniche

Queste perdite sono dovute all'attrito e alla ventilazione della macchina. La

relazione da utilizzare è la seguente:

$$P_m = (0.6 \div 0.8) P_{nkW} \sqrt{n_{rpm}} = 0.7 \times 1500 \text{ kW} \sqrt{3000} = 57\,511 \text{ W}$$

$$P_m = 57\,511 \text{ W}$$

Riassunto delle perdite

$$P_{jrot} \text{ rotore} \quad 26\,446 \text{ W}$$

$$P_{jstat} \text{ statore} \quad 21\,723 \text{ W}$$

$$P_{Fedenti} \text{ statore} \quad 1\,806 \text{ W}$$

$$P_{Fecor} \text{ statore} \quad 7\,636 \text{ W}$$

$$P \text{ meccaniche} \quad \underline{57\,511 \text{ W}}$$

$$\text{Totale Perdite} \quad 115\,122 \text{ W} = 115.12 \text{ kW}$$

Maggiorando di un 10% otteniamo $P_{totali} = 126 \text{ kW}$

$$P_{tot} = 126 \text{ kW}$$

12.16. Rendimento di macchina

$$\eta = \frac{P_n}{P_n + P_{tot}} = \frac{1500}{1550 + 126} = 0.92 \text{ accettabile}$$

$$\eta = 0.92$$

12.17. Scorrimento

Conoscendo le perdite si può stimare lo scorrimento alle condizioni di carico nominale con la seguente relazione

$$s = \frac{P_{jrot}}{P_n + P_{jrot} + P_{mecc}} = \frac{26.45 \text{ kW}}{1500 \text{ kW} + 26.45 \text{ kW} + 57.5 \text{ kW}} = 0.0167 \equiv$$

$\equiv 1.67\%$ valore accettabile

$$s = 1.67\%$$

12.18. Verifica della reattanza di dispersione per fase di statore

La verifica delle reattanze per fase di statore si effettua con le seguenti relazioni relative a :

a) Flusso disperso entro le cave

La reattanza corrispondente è :

$$X_c = \omega \cdot n_c^2 \cdot 2p \cdot q \cdot L_{fe} \cdot \lambda_c \cdot K_r^2 \text{ dove } \lambda_c = \text{permeanza} =$$

$$= 1.25 \left(\frac{h_1}{3a_s} + \frac{h_2}{a_s} \right) \times 10^{-8} = 1.25 \left(\frac{6.5 \text{ cm}}{3 \times 1.7 \text{ cm}} + \frac{1 \text{ cm}}{1.7} \right) \times 10^{-8}$$

$$= 2.33 \times 10^{-8} \frac{Vs}{A}$$

$$X_{1c} = 314 \times 16^2 \times 2 \times 7 \times 38 \times 2.33 \times 10^{-8} \times 0.975^2 = 0.947 \Omega$$

$$X_{1c} = 0.947 \Omega$$

b) Flusso disperso lungo le testate

La reattanza corrispondente è:

$$X_t = \omega \cdot n_c^2 \cdot q^2 \cdot 2p \cdot \tau \cdot \lambda_t \cdot K_r^2 \lambda_t = 0.55 \times 10^{-8}$$

$$X_t = 314 \times 16^2 \times 7^2 \times 2 \times 64.8 \times 0.55 \times 10^{-8} \times 0.975^2 = 2.67 \Omega$$

$$X_{1t} = 2.67 \Omega$$

c) Flusso disperso nel traferro

La reattanza corrispondente è

$$X_{1\delta} = \tau_{1\delta} \frac{E}{I_{\mu\delta}} \text{ dove } \tau_{1\delta} = \left(0.215 + \frac{10.88}{q^2} - \frac{1.83}{q^4} \right) 10^{-2} =$$

$$= \left(0.215 + \frac{10.88}{7^2} - \frac{1.83}{7^4} \right) 10^{-2} = 4.36 \times 10^{-3}$$

$$I_{\mu\delta} = \frac{A_s \delta}{1.31 \times n_c \times q_s \times K_r} = \frac{1900}{1.31 \times 16 \times 7 \times 0.975} = 13.28 \text{ A}$$

$$X_{1\delta} = 4.36 \times 10^{-3} \times \frac{3461}{13.28} = 1.14 \Omega \text{ pertanto}$$

$$X_{1\delta} = 1.14 \Omega$$

$$X_1 = X_{1c} + X_{1t} + X_{1\delta} = 0.947 + 2.67 + 1.14 = 4.76 \Omega$$

$$X_1 = 4.76 \Omega$$

12.19. Verifica della reattanza di dispersione rotorica X_{12}

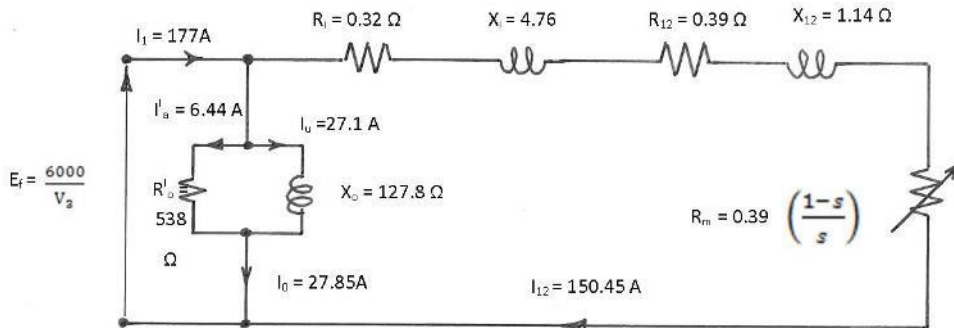
Si può effettuare con la relazione del Rebora

$$X_{12} = (0.55 \div 0.60) f L_{fe} \frac{N_1^2}{N_r} 10^{-6} = 0.55 \times 50 \times 38 \times \frac{224^2}{46} \times 10^{-6}$$

$$= 1.14 \Omega$$

$$X_{12} = 1.14 \Omega$$

12.20. Circuito equivalente semplificato e diagramma circolare



Nota . durante il funzionamento la somma $P_{Festat} + P_m$ rimane approssimativamente costante. Allora

$$P_a = P_{Festat} + P_m = 1\,806 + 7\,636 + 57\,511 = 66\,953 \text{ W.}$$

$$R'_0 = \frac{3 \times E_f^2}{P_a} = \frac{3 \times 3464^2}{66\,953} = 538 \, \Omega$$

$$I'_a = \frac{E_t}{R'_0} = \frac{3464}{538} = 6.44 \text{ A}$$

$$I_0 = \sqrt{I_u^2 + I_a'^2} = \sqrt{27.1^2 + 6.44^2} = 27.85 \text{ A}$$

$$\cos \varphi_0 = \frac{I_a^i}{I_0} = \frac{6.44}{27.1} = 0.2376 \rightarrow \varphi_0 = 76.25^\circ$$

$$\cos \varphi_0 = 0.2376$$

$$\varphi_0 = 76.25^\circ$$

Ricaviamo i parametri necessari alla costruzione del diagramma circolare considerando il valore di $X_1 = 4.76 \, \Omega$ dato dalla seconda verifica.

$$\text{Il diametro } D = \frac{E_f}{X_1 + X_{12}} = \frac{3.464 \text{ V}}{(4.76 + 1.14) \Omega} = 587 \text{ A}$$

$$D = 587 \text{ A}$$

Pendenza delle rette

$$X = X_1 + X_{12} = 4.76 \Omega + 1.14 \Omega = 5.9 \Omega$$

$$X = 5.9 \Omega$$

$$R = R_1 + R_{12} = 0.32 \Omega + 0.39 \Omega = 0.71 \Omega$$

$$R = 0.71 \Omega$$

$$\text{tg} \alpha_1 = \frac{R_1}{X} = \frac{0.32}{5.9} = 0.054 \rightarrow \alpha_1 = 3.10^\circ$$

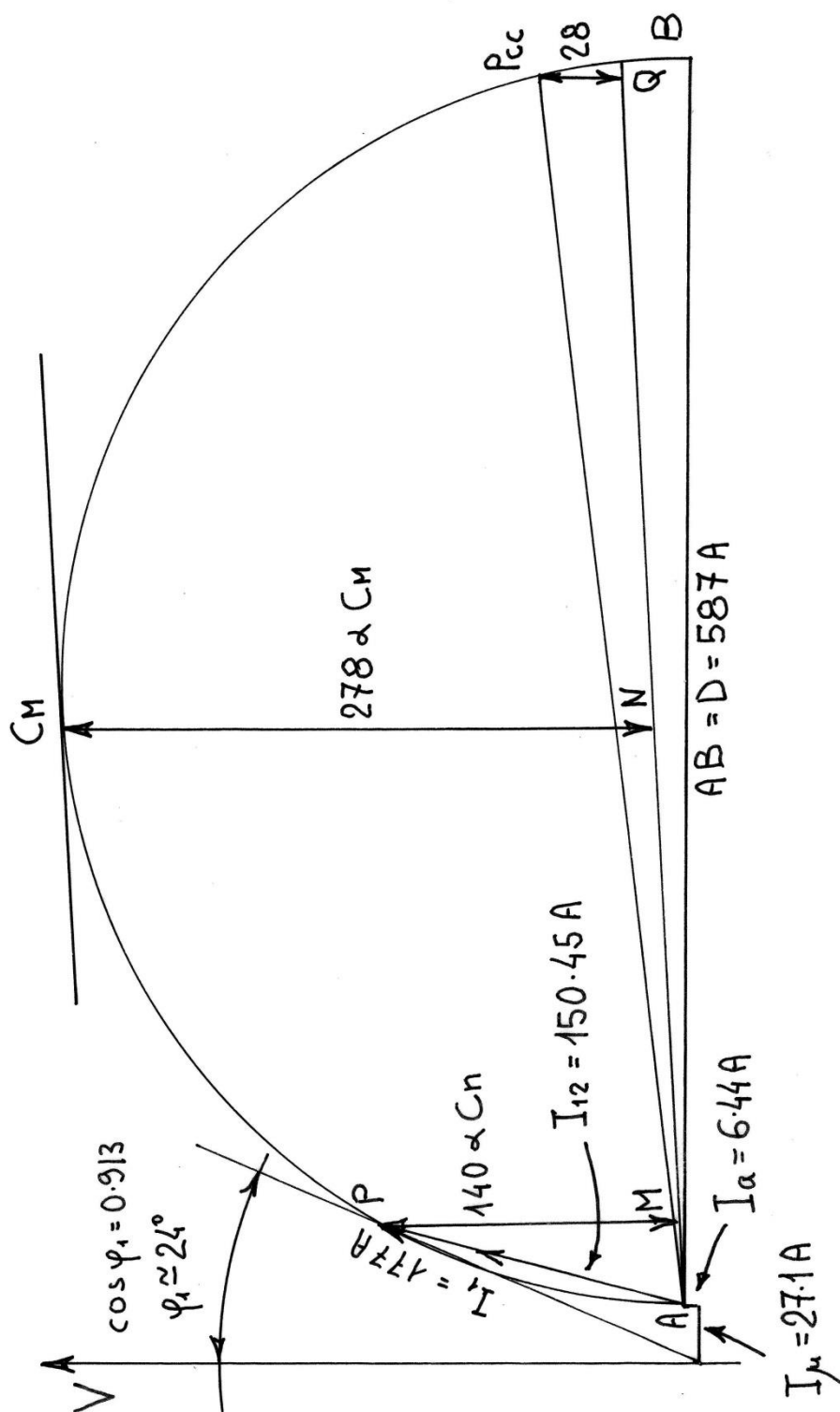
$$\alpha_1 = 3.10^\circ$$

= pendenza della retta delle coppie C_m (con $S = \infty$)

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{R}{X} = \frac{0.71}{5.9} = 0.12 \rightarrow \alpha_2 = 6.86^\circ$$

= pendenza retta della potenza P_m (con $s = 1$)

Scala 1:33 1/3



$$\alpha_2 = 6.86^\circ$$

Dal diagramma circolare possiamo rilevare che:

$$\cos \varphi_1 \cong 0.91$$

$$C_M/C_n = \frac{C_M N}{PM} = \frac{278}{140} = 1.99 < 2$$

$$C_s/C_n = \frac{P_{ccQ}}{PM} = \frac{28}{140} = 0.2 \text{ molto bassa}$$

NOTE

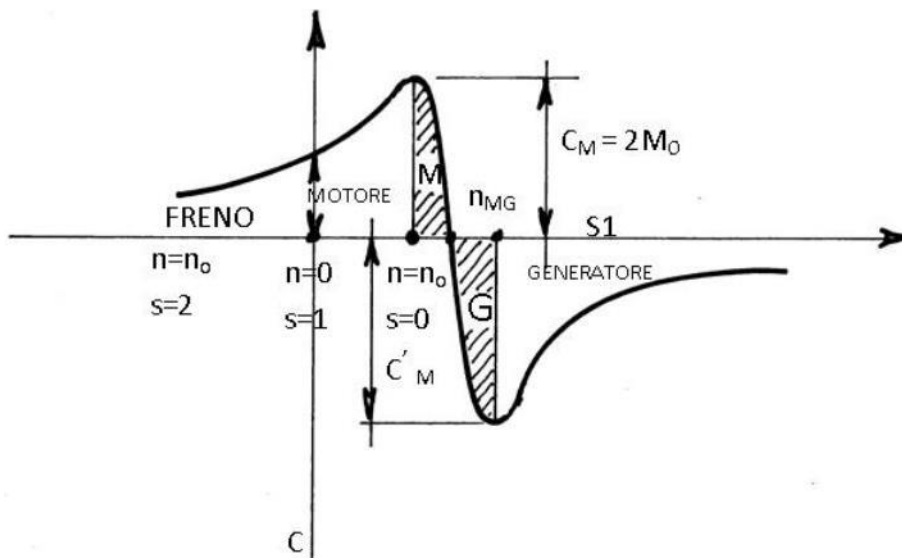
Dal diagramma tracciato possiamo rilevare che :

il fattore di potenza a pieno carico è 0.91

la coppia massima C_M è 2 volte la nominale

la coppia di spunto C_s è 0.20 volte la nominale.

Quest'ultimo valore sarebbe inaccettabile per un motore asincrono che opera come tale. Un valore più alto di C_s si potrebbe ottenere con un rotore a doppia gabbia o avvolto. La nostra applicazione prevede però una macchina che funzionerà come generatore asincrono. La soluzione a gabbia semplice è stata scelta come la più economica fra le possibili.

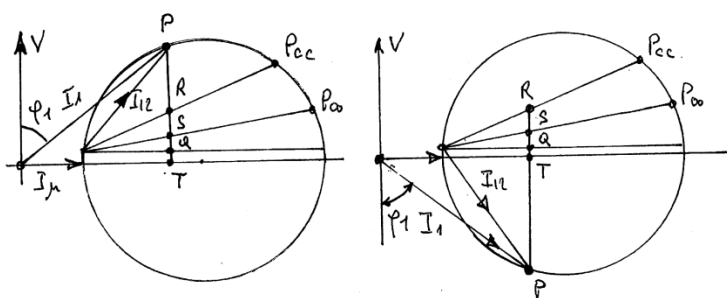


Il diagramma sopra mostra l'andamento delle coppie all'albero della macchina in funzione dello scorrimento per le condizioni di motore e generatore. Le aree tratteggiate M e G corrispondono al funzionamento stabile come motore e generatore asincrono. I due valori sono ovviamente diversi. E' importante notare che la velocità di lavoro della macchina generatore è compresa fra $n_0 = 3000$ giri/min. e la velocità n_{MG} corrispondente a C'_M cui corrisponde uno scorrimento $s = -\frac{R_{12}}{Z} = \frac{-0.39}{\sqrt{5.9^2 + 0.71^2}} = 0.066$ ed un numero di giri

$$n_{MG} = 1.066n_0 = 3\ 197 \text{ giri/min.}$$

E' pertanto irrilevante il rapporto $C_S/C_M = 0.20$ ricavato nel funzionamento della macchina come motore.

Riassumiamo brevemente le due condizioni di funzionamento della macchina progettata mediante il diagramma circolare semplificato qui sotto illustrato.



Motore

Generatore

Per il motore abbiamo:

$$PT = \text{potenza assorbita} = \frac{P_n}{\eta} = \frac{1500 \text{ kW}}{0.92} = 1630 \text{ kW} \quad \cos \varphi_1 = 0.91$$

$$PR = \text{potenza in uscita} = P_n = 1500 \text{ kW}$$

$$RS = \text{potenza perduta nel rotore} = P_{j\text{rot}} = 26.4 \text{ kW} \rightarrow 26 \text{ kW}$$

$$SQ = \text{potenza perduta nello statore} = P_{j\text{st}} = 21.7 \text{ kW} \rightarrow 22 \text{ kW}$$

$$QT = \text{potenza perduta nel ferro, attrito e ventilazione} = P_{FE} + P_m = 67 \text{ kW}$$

Per il generatore abbiamo :

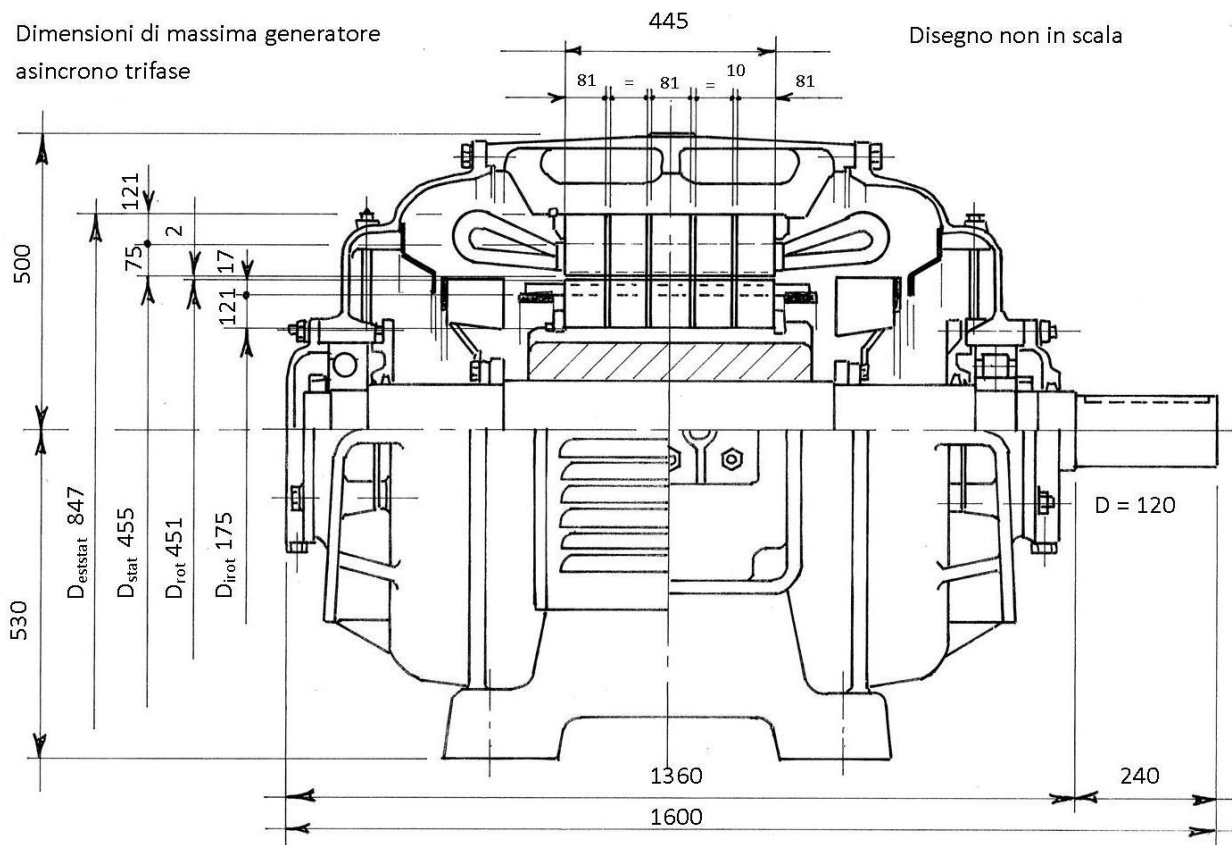
$$PT = \text{potenza elettrica erogata} = 1630 \text{ kW} \quad - \cos \varphi = 0.91$$

$$PR = \text{potenza in ingresso all'albero} = 1630 + 115 = 1743 \text{ kW}$$

$$RS = \text{potenza perduta nel rotore} P_{j\text{rot}} = 26 \text{ kW}$$

SQ = potenza perduta nello statore = 22 kW

QT = potenza perduta nel ferro, attrito e ventilazione = 67 kW



CAPITOLO 13

Regole di progettazione e sicurezza di funzionamento

REGOLE DI PROGETTAZIONE E SICUREZZA DI FUNZIONAMENTO

La logica di funzionamento dell'intero impianto dovrà prevedere che esso debba funzionare senza bisogno di personale e sarà monitorato dalla sala centralizzata che gestisce l'impianto di produzione del clinker.

Dalla sala sono quindi visibili tutte le grandezze di processo con le relative curve di tendenza e allarmi per superamento delle soglie prestabilite.

Sia l'avviamento che la fermata dell'intero impianto ORC dovrà effettuarsi in automatico.

Una cura particolare dovrà essere dedicata alla gestione e controllo dello scambiatore aria-olio diatermico. In questa parte d'impianto operano fluidi con temperature che, se non adeguatamente controllate nello scambio termico, possono dar luogo a condizioni critiche per l'olio diatermico.

Si dovrà quindi, come indicato nelle parte dedicata allo schema di controllo del processo, garantire condizioni di sicurezza di intervento:

- delle valvole di intercettazione dell'aria calda
- delle valvole di regolazione dell'aria calda
- delle valvole di emergenza dell'aria fredda dall'esterno.

E' importante che la temperatura dell'olio diatermico non superi i 270°C per evitare le condizioni di craking.

Le seguenti parti di impianto saranno dotate di apparecchi di controllo come segue:

- il vaso di espansione dell'olio diatermico sarà dotato di allarme per segnalare eventuali perdite nel circuito. Il vaso sarà pure dotato di allarme di minimo livello nonché di un sistema di inertizzazione della parte superiore per evitare il contatto diretto dell'olio con l'aria e quindi l'ossidazione.

Anche il serbatoio di deposito dell'olio diatermico sarà dotato dello stesso sistema di inertizzazione e minimo livello.

- Il circuito e le tubazioni varie saranno dotate di valvole di sicurezza per massima pressione il cui scarico per intervento sarà protetto per evitare dispersioni nell'ambiente di prodotto.

Nel circuito del pentano è importante che la pressione dell'evaporatore sia costantemente monitorata e mantenuta al livello nominale di 20 bar.

Lo stesso vale per il controllo del livello di pentano liquido nell'evaporatore.

Le valvole distribuite in tutto l'impianto interessate alla gestione della sua sicurezza dovranno essere alimentate da una sorgente che garantisca il funzionamento anche per mancanza di energia elettrica.

L'impianto elettrico dovrà essere realizzato per operare in ambienti soggetti ad esplosione secondo le norme CEI 64-8.

I recipienti in pressione devono essere progettati secondo quanto stabilito dalle norme dell'ANCC specie per quanto riguarda :

- I corpi cilindrici in genere, i fondi convessi, le piastre forate e saldature relative;
- le tubazioni, le flange, le giunzioni a flangia bullonate e le guarnizioni di tenuta;
- i compensatori di dilatazione, le valvole, saracinesche e rubinetti che dovranno essere dotati di soffietti metallici di tenuta per evitare qualunque perdita di fluido nell'ambiente.

CAPITOLO 14

Motivazioni tecniche, economiche e ambientali dell'investimento

14.1. Aspetto tecnologico dell'impianto

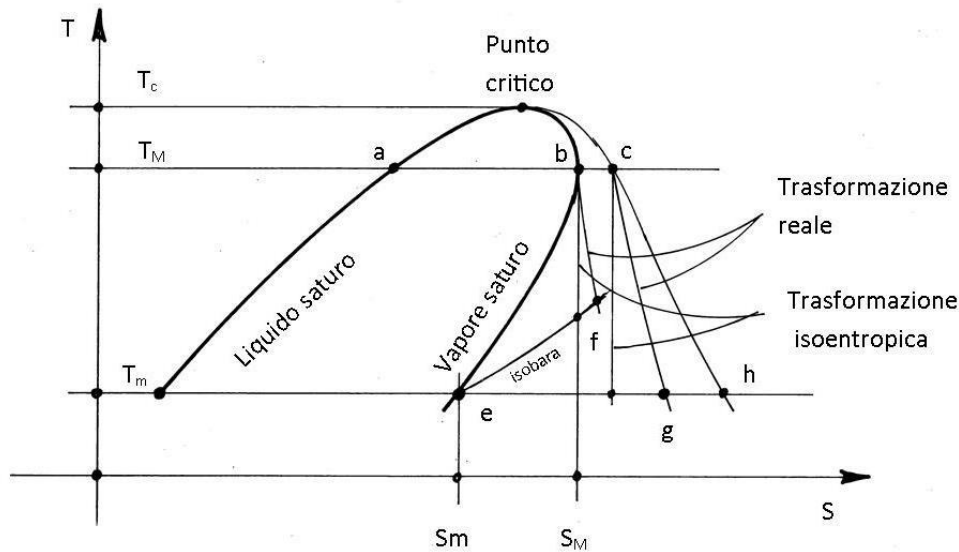
In passato, in alcune realtà cementiere in cui ci si poneva il problema dell'utilizzo razionale dell'energia di scarto disponibile, sono stati fatti alcuni studi di fattibilità di impianti per generare energia elettrica.

Ovviamente, con le disponibilità tecnologiche di allora che prevedevano cicli di Rankine a vapore d'acqua, e le enormi difficoltà tecniche ed economiche conseguenti, non hanno avuto seguito. Basta pensare alla complessità dell'impianto, la resa, date le basse temperature, la condizione che necessita di personale patentato ed altro.

Oggi, invece, abbiamo disponibile la tecnologia ORC già ampiamente collaudata negli impianti di produzione di energia elettrica geotermica. Vediamo la caratteristica principale del ciclo ORC e i suoi vantaggi rispetto al tradizionale ciclo di Rankine a vapore d'acqua nella seguente tabella:

| fluido | formula | peso molecolare kg/mole | Temperatura critica °C | pressione critica bar | punto ebollizione °C | energia evaporazione kj/K |
|-----------|----------------------|----------------------------|---------------------------|-----------------------|-------------------------|------------------------------|
| Acqua | H ₂ O | 0.018 | 373.95 | 220.64 | 100 | 2257.5 |
| n-pentano | C H ₁₂ | 0.072 | 196.55 | 33.68 | 36.2 | 361.8 |

Da quanto sopra si evidenzia l'enorme differenza fisica dei due fluidi considerati. Appare subito chiaro il campo delle temperature di utilizzo del fluido n-pentano. I suoi valori sono molto ridotti rispetto all'acqua. Ciò consente quindi il suo utilizzo negli scambi termici con temperature più basse. Questa è la principale caratteristica che spinge verso l'utilizzo dell' n-pentano rispetto all'acqua come fluido motore. Un altro aspetto di enorme importanza nell'uso del pentano è la forma della curva del vapore saturo vista nel diagramma T-S che segue:



La curva dell'acqua, indicata con la linea sottile, ha una pendenza che risulta sempre negativa. Nella linea grossa invece si vede l'andamento qualitativo del pentano il quale presenta una pendenza sempre positiva. Esiste pertanto un minimo di entropia ad un minimo di temperatura T_m ed un massimo di entropia ad un valore di temperatura T_M . I fluidi che rappresentano questa caratteristica sono definiti "Retrogradi" e includono, oltre al pentano scelto in questa applicazione, anche altri importanti idrocarburi ad alto peso molecolare.

Il comportamento retrogrado è visibile nel tratto di diagramma b-e sopra indicato.

Al contrario, un fluido come l'acqua richiede un considerevole surriscaldamento per evitare la formazione di gocce d'acqua nella turbina come indicato nella trasformazione c-g. Al contrario, con il vapore di pentano, fluido retrogrado, la espansione in turbina b-f rimane costantemente nella regione del vapore surriscaldato evitando così i conosciuti danni che possono essere provocati nelle turbine.

I due aspetti evidenziati sono stati determinanti nello sviluppo della tecnologia ORC e quindi nella possibilità di sfruttamento di sorgenti di calore a basse temperature.

Un altro aspetto non trascurabile nell'uso dell'ORC riguarda il rendimento della turbina operante con questi fluidi ad alto peso molecolare. I valori che ne conseguono sono molto più alti di quelli ottenuti nella tecnologia del vapore d'acqua.

Altro importante aspetto riguardante la turbina rappresenta il basso numero di giri ottenibile. Ciò permette un migliore dimensionamento delle parti rotanti in quanto meno sollecitate ottenendo così minor peso per unità di potenza erogata.

I 3000 giri al minuto ottenibili dalla turbina consentono l'accoppiamento diretto del generatore asincrono evitando l'interposizione di costosi riduttori di giri.

Una particolare caratteristica dell'impianto qui considerato consiste nell'ampia possibilità di adattamento alle condizioni di funzionamento dell'impianto di cottura del clinker. Il ciclo ORC così come concepito è in grado di adeguarsi ad ogni condizione di funzionamento del raffreddatore del clinker quale sorgente di calore.

Tutte le condizioni transitorie, fermata, normale funzionamento e avviamento dell'impianto, sono gestite in automatico e non sarà quindi necessario personale per la conduzione del processo di conversione, pertanto tutti i parametri di controllo e supervisione con i relativi allarmi di superamento di soglia saranno disponibili in un monitor in sala centralizzata insieme agli altri parametri di produzione dello stabilimento.

14.2. Aspetto economico e ambientale

Un sistema a recupero termico come quello qui progettato può essere considerato un vero e proprio impianto ad energia rinnovabile dato che, nella conversione di calore in energia elettrica, non viene bruciato alcun combustibile fossile.

La produzione di energia elettrica così effettuata non è soggetta ad alcuna variazione nel costo dei combustibili fossili di mercato e relative tassazioni.

Compatibilmente con la richiesta di mercato nel campo dei leganti, garantita quindi continuità nel processo produttivo, esiste la certezza della disponibilità e utilizzabilità della sorgente termica qui individuata dall'aria calda del raffreddatore del clinker.

L'aria calda disponibile ha in sospensione delle polveri, in quantità molto contenute, che possono essere tollerate e gestite nello scambiatore aria-olio previsto.

Anche se le dimensioni dello scambiatore aria-olio e del condensatore ad aria non sono trascurabili esse possono essere accettate senza difficoltà nell'impianto di cottura in quanto le dimensioni di quest'ultimo sono tali da poter includere l'impianto ORC senza particolare difficoltà di ingombro e onerosità.

Alcuni dei vantaggi che comporta l'investimento relativo all'introduzione dell'impianto ORC nelle linee di cottura del clinker possono essere così elencati:

- Riduzione della potenza massima di contratto con il fornitore di energia elettrica con la conseguente riduzione del prezzo per kW.
- Utilizzo delle incentivazioni TEE (titoli di efficienza energetica) nell'investimento.
- Ritorno economico e ambientale dovuto alla propria produzione di energia elettrica e

dovuto alla mancata immissione di CO₂ nell'ambiente.

- Aumento della competitività dell'azienda dovuto alla diminuzione dei costi energia elettrica che rappresentano la seconda voce di costo nel bilancio.
- Non esistono in queste forma di autoproduzione perdite di energia in rete in quanto questa viene direttamente assorbita dalle varie utenze di stabilimento.
- L'esercizio dell'impianto ORC così concepito non comporta nessuna emissione di inquinamento nell'ambiente e scaricherà nello stesso calore a basse temperature riducendo così l'impatto ambientale dell'intero cementificio.

Vediamo ora come quantificare l'emissione di CO₂ nell'ambiente per una produzione di circa 1.5 MW elettrici.

La produzione di 1.5 MW elettrici fatta con una centrale termoelettrica a carbone con rendimento medio $\eta = 40\%$ comporta consumi di carbone dell'ordine di 0.28 kg di carbone/kWh.

A questo consumo corrisponde una quantità media di CO₂ pari a 0.83 kgCO₂/kWh.

Per una produzione annua del sistema ORC di 9 504 000 kWh/anno più avanti calcolati il quantitativo di CO₂ risparmiata all'ambiente e:

$$= 9\,504\,000 \text{ kWh/anno} \times 0.83 \text{ kgCO}_2/\text{kWh} \cong \mathbf{7\,900 \text{ tonn. di CO}_2 \text{ per anno.}}$$

14.3. Piano dell'investimento

Dai dati di dimensionamento dei componenti il circuito ORC risulta:

- Potenza termica in ingresso impianto ORC e scambiata nello scambiatore aria -olio per condizioni nominali di produzione del clinker di $2600 \div 2800 \text{ t/giorno} = 7\,105 \text{ kW}$
- Potenza in uscita dall'albero della turbina assunta = 1 500 kW a 3000 g/min
- Rendimento medio del generatore asincrono = 0.92
- Potenza in uscita dal generatore asincrono = $1\,500 \times 0.92 = 1\,380 \text{ kW}$
- Potenza assorbita dalle pompe del pentano, olio diatermico, ventilatori condensatore ad aria, utenze ausiliarie e illuminazione = $77.6 \text{ kW} + 57.4 \text{ kW} + 12 \text{ kW} = 180 \text{ kW}$
- Potenza utile da inviare in rete = $1\,380 \text{ kW} - 180 \text{ kW} = 1\,200 \text{ kW}$
- Efficienza media del recupero $\eta = \frac{\text{Potenza utile netta}}{\text{Potenza totale scambiatore}} =$
 $= 1\,200 \text{ kW} / 7105 \text{ kW} = 17\%$

- Produzione annua di clinker ipotizzata =
= 2700 t. cl./g x 330 g/a = 891 000 t di cl./anno
- Consumo specifico totale di energia elettrica = 115 kWh/t. di clinker
- Consumo totale annuo di energia elettrica =
= 891 000 t. cl./anno x 115 kWh/t.cl = 102 465 000 kWh/anno
- costo attuale dell'energia elettrica, tasse comprese = 0.146 €/kWh
- costo annuo dell'energia = 102 465 000 kWh/anno x 0.146 €/kWh = 14 959 890 €/anno
- energia annua prodotta netta dall'impianto ORC nello stesso periodo di tempo =
risparmio energetico annuo = 1 200 kW x 24 h/g x 330 g/a = 9 504 000 kWh/anno

incidenza del risparmio sul consumo totale di energia =

$$= \frac{9\,504\,000 \text{ kWh/anno}}{102\,465\,000 \text{ kWh/anno}} = 0.093 \text{ pari al } 9.3\%$$

Il costo totale di una realizzazione di un impianto ORC, fatto in via sperimentale in Germania, per una potenza di circa 1.5 MW è stato così composto:

| | |
|--|--------------------|
| fornitura e installazione dello scambiatore aria-olio con circuito olio diatermico completo | 984 695 € |
| fornitura e installazione del circuito del pentano completo di scambiatore, valvole, pompe, ecc. | 2 037 245 € |
| scavi e getti per fondazioni e parte civile della costruzione | 311 225 € |
| forniture e installazione impianto elettrico e di controllo processo | 346 940 € |
| progettazione e prove di collaudo impianto | 300 510 € |
| imprevisti | 40 000 € |
| Totale costi di realizzazione impianto ORC maggiorato di un 20% | 4 850 000 € |

- Il costo specifico per una potenza media di 1.5. MW di tale installazione fu di 3230 €/kW. Il costo specifico del nostro impianto è molto vicino a questo valore.
- I costi di manutenzione stimati sono dell'ordine di 10 €/MWh
- La durata dell'impianto ORC è stimabile, come le altre parti di macchine del processo produttivo, a circa 20anni.
- Il tempo di ritorno dell'investimento si calcola come segue:
 $9\,504\,000 \text{ kWh/anno} \times 0.146 \text{ €/kWh} = 1\,387\,584 \text{ €/anno prodotti dall'ORC}$
 detraendo i costi di manutenzione che sono pari a
 $10\text{€/1000 kWh} \times 9\,504\,000 \text{ kWh/anno} = 95\,040 \text{ €/anno di manutenzione}$
- Resa netta dell'impianto ORC = €/anno prodotti - €/anno spese manutenzione = $1\,387\,584 - 95\,040 = 1\,292\,544 \text{ €/anno}$
- Tempo di ritorno dell'investimento = costo totale dell'investimento =
 resa netta per anno

$$= \frac{4\,831\,938 \text{ €}}{1\,292\,544 \text{ €/anno}} = \mathbf{3.74 \text{ anni}}$$

Da questo valore si può dedurre che l'investimento è da considerarsi ottimo.

CONCLUSIONI

Partendo da una breve *descrizione della cementeria* ed il connesso processo produttivo si è poi focalizzata l'analisi sulla parte di impianto sulla quale è possibile, con l'introduzione dell'impianto ORC, utilizzare una sorgente di calore a media temperatura che fino ad ora è stata poco utilizzata.

Si è prima proceduto all'inserimento *dell'impianto di recupero di calore ORC nel raffreddatore*. Per meglio quantificare il calore disponibile è stato formulato un bilancio termico sintetico del raffreddatore del clinker.

Il tipo di raffreddatore qui considerato è dell'ultima generazione caratterizzata da bassi quantitativi di aria di raffreddamento ad alte temperature della stessa. In ogni caso l'impianto ORC è inseribile su qualunque tipo di raffreddatore in quanto il calore disponibile rimarrà pressoché lo stesso. Varieranno le portate e le temperature dell'aria ottenuta. Si è passati quindi alla *descrizione dell'impianto ORC e logica di controllo* nei suoi loops di regolazione inseriti nell'aria calda, nell'olio diatermico, nel livello di liquido nell'evaporatore, nel controllo dei giri e carico delle turbina, nella quantità d'aria al condensatore e altro.

Si è proceduto quindi al *dimensionamento del circuito binario ORC* analizzandone il ciclo di Rankine nelle sue trasformazioni ricavandone i valori di progetto per ogni componente il ciclo. Con questa analisi si è determinata l'efficienza termica del ciclo ORC che rientra nei valori che si possono considerare ottimi. Dall'analisi suddetta sono stati ricavati i dati per *il dimensionamento di massima dello scambiatore aria-olio*. Determinata la quantità di calore da scambiare si è arrivati, con qualche iterazione, alla determinazione delle superficie di scambio termico e quindi alle dimensioni fisiche di ingombro delle macchine.

Con i dati di progetto ottenuti dall'analisi del circuito ORC si è quindi passati al dimensionamento di massima dell'evaporatore del pentano. Anche per questo si sono determinate, oltre alle dimensioni di ingombro, la superficie di scambio, e le cadute di pressione nei due lati del circuito.

Si è passati quindi, con qualche iterazione di calcolo, al dimensionamento del condensatore ad aria. Questa è una delle parti più importanti del circuito ORC per le dimensioni di ingombro e il costo che ne consegue.

Innanzitutto si è puntato sulla soluzione con condensazione ad aria in quanto l'uso dell'acqua comporta molti problemi e complicazioni di varia natura impiantistica e ambientale. In questo caso l'elemento di scambio termico è il banco di tubi alettati circolari del quale conosciamo le caratteristiche di scambio termico e perdita di pressione sperimentali (Keys-London). Recentemente i grossi costruttori di condensatori ad aria sono indirizzati su una soluzione che prevede un unico tubo a sezione ellittica, alettato, che garantisce ottime condizioni

di scambio termico con basse cadute di pressione nei due lati. Un'ulteriore superficie alettata che viene effettuata con un getto d'acqua in pressione. Anche per questo elemento, oltre ai principali elementi dimensionali, si è provveduto al calcolo delle perdite di pressione che sono determinanti ai fini della potenza assorbita dai ventilatori e pompe del circuito del pentano.

Le dimensioni ottenute, che sono il risultato di varie iterazioni, possono sembrare rilevanti ma sono giustificate dalla semplicità e sicurezza di funzionamento del condensatore inserito nel circuito ORC.

Proseguendo nello schema ORC si perviene alla ***pompa di alimento del pentano liquido all'evaporatore***. Avendo orientativamente definito il circuito del pentano con le relative perdite di pressione proprie di ogni elemento si è pervenuti al calcolo della perdita totale che, con la conoscenza della portata del fluido, permettono il calcolo della potenza assorbita dalla ***pompa di circolazione dell'olio diatermico***.

Continuando l'analisi del circuito ORC concludiamo con il dimensionamento del preevaporatore. Anche per questo elemento, con i dati di progetto ottenuti, si è arrivati alla superficie di scambio, calore scambiato, dimensioni del fascio a mantello nonché delle perdite di pressione per i due lati.

Come per gli altri componenti il calcolo è il risultato di qualche iterazione.

La conclusione della progettazione di massima dell'impianto ORC è dedicata al ***generatore asincrono***.

La scelta della macchina sincrona è giustificata dal fatto della semplicità ed economicità costruttiva, nonché dalla facilità della messa in parallelo con la rete, messa in carico e distacco per eventuali esigenze di funzionamento.

Il dimensionamento della macchina è stato fatto considerando un motore asincrono trifase da 1500 kW e 3000 giri/minuto. Si è proceduto all'analisi della curva della coppia in funzione dello scorrimento. La macchina, operante come generatore asincrono, lavorerà fra $n = 3000$ e $n_M = 3197$ giri/minuto corrispondenti alla massima coppia applicata e potenza erogata.

Continuando si è passati alle ***regole di progettazione e sicurezza di funzionamento***.

In questo capitolo si danno delle indicazioni di massima al progettista delle varie parti di impianto e normative come:

- Costruzione dell'impianto elettrico e relativa gestione
- Composizione e funzionamento della parte elettronica di controllo del processo
- Indicazioni sulla parte meccanica, impiantistica, strutturale e recipienti in pressione.

Si conclude quindi questa parte con le ***motivazioni tecniche, economiche e ambientali***

dell'investimento.

Si sono analizzati i principali aspetti che dovrebbero giustificare un investimento come quello qui rappresentato.

Questi possono essere di natura tecnologica e riguardano la semplicità e facilità di funzionamento dell'impianto ORC inserito nella realtà produttiva del cemento.

Il secondo aspetto riguarda la convenienza economica dell'investimento che consiste nella riduzione di circa l'9.3% del costo dell'energia elettrica fornita alla linea di produzione del cemento.

A ciò corrisponde pure un tempo di ritorno dell'investimento che è di circa 4 anni.

Valori molto interessanti dal punto di visto economico.

Un terzo aspetto di massima importanza riguarda l'impatto ambientale inerente il problema delle emissioni della CO₂ nell'atmosfera che devono essere ridotte secondo quanto stabilito nella Direttiva Europea sull' Emission Trading 2003/87/CE.

BIBLIOGRAFIA

- [1] E.Baatz, G.Heidt, "Erstes Abwärmekraftwerk nach dem Organic - Rankine - Cycle - Verfahren für die Restnutzung der Klinkerkühlerabluft", *Zement Kalk Gips*, Vol. 53, No. 8/2000, pp. 425-436, agosto 2000.
- [1] M.W.Larinoff, W.E.Moles, R.Reichhelm, "Design and Specification of Air - cooled steam Condensers ", *Chemical Engineering*, Hudson Products Corporation, Houston, Texas, No. 22, may 1978.
- [2] I.Vankeirsbilck, B.Vanslambrouck, S. Gusev, M. De Paepe, "Organic Rankine cycle as efficient alternative to steam cycle for small scale power generation", *8th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics HEFAT 2011*, Vo. 11, 8 pp, 13 July 2011.
- [2] W.Goldmann, K.Menzel, G.Kästingschäfer, e altri, "Modern pyroprocessing for clinker manufacturing", *Autumn Seminar Krupp Polysius*; autunno 1995.
- [2] A.Scheuer, " Technological innovations and trends within the Meidinger Zement Group", *Seventh Cemtech International Cement Conference Vienna*, pp. C1 - C37, september 2000.
- [3] W.H.Duda, "*Cement data books 1-2-3*"Weisbaden und Berlin, Bauverlag Gmbh, 1985.
- [3] O.Labahre, B.Kohlhaas, "*Cement Engineers' Handbook*", Wiesbaden und Berlin, Bauverlag Gmbh.
- [3] R. Di Pippo, "*Geothermal Power Plants : Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact*", New York, Elsevier, 2008.
- [3] A.Cavallini, L.Mattarolo, "*Termodinamica Applicata*", Padova, CLEUP, 2013
- [3] C.Bonacina, A.Cavallini, L.Mattarolo, "*Trasmissione del calore*", Padova, CLEUP, 1985
- [3] W.H.McAdams, "*Heat transmission*", New York, McGraw-Hill, 1955
- [3] F.Kreith, "*Principi dei processi del calore*", Napoli, Liguori Editore, 1985
- [3] W.M.Kays, A.L.London, "*Compact heat exchangers*", New York, McGraw-Hill, 1995
- [3] J.M.Coulson, J.F.Richardson, "*Chemical Engineering*", vol. 6, New York, Elsevier, 2005
- [3] D.Q.Kern, "*Process heat transfer*", New York, McGraw-Hill, 1965
- [3] S.Kakaç, H.Liu, "*Heat exchangers*", London, New York, CRC PRESS, 2002.
- [3] Perry-Chilton, "*Chemical engineers' handbook*", New York, McGraw-Hill, 1973
- [3] A.E.Catania, "*Complementi di macchine*", Torino, Editrice Levrotto e Bella, 1979

- [3] G.Someda, “*Costruzione delle macchine elettriche*”, Bologna, Casa Editrice PATRON, 1954
- [3] N.Bianchi, S.Bolognani, “*Metodo di progettazione delle macchine elettriche*”; Padova, Cleup, 2001
- [3] Cembureau, “*Best available techniques for the cement Industry*”, Brussel, The European Cement Association, 2013.
- [4] “*Recovery of industrial heat in the cement industry by means of the ORC process*”, Ormat Technologies Inc. <http://www.ormat.com>, marzo 2010
- [3] Wolverine tube.Inc., “*Engineering Data Book, Heat transfer to Air-Couled Heat Exchangers*”, Illinois University, 2013.
- [1] AITEC, “Intensità dei costi energetici”, *Tendenze della industria italiana del Cemento*, pp.9-11, II Trimestre, 2012.
- [1] N. DI FRANCO, “*L'efficienza energetica nel settore industriale*”, ENEA, pp. 3-14, Luglio, 2011.
- [4] “Applicazione di Cicli ORC a recuperi termici da processi industriali”, E.ON Energia SpA, Turboden Srl, <http://www.turboden.eu> .

Ringrazio tutti i docenti incontrati durante il corso di laurea.

Un ringraziamento particolare al prof. Giancarlo Pesavento relatore della presente che con tanta pazienza ha contribuito con il suo prezioso sapere alla stesura della presente tesi.