

amore si era creato, poichè nel 1719 morì lasciando erede sua moglie (v. testamento del 14 ottobre 1718) che aveva fornito al marito coi denari della dote i mezzi per poter svincolare dall'usufrutto degli altri coeredi la proprietà e addivenire alla costruzione della villa. Questa fu venduta al Marchese Ghiron Roberto Asinari di San Marzano il quale a sua volta la cedette all'avvocato Casimiro Donaudi. Era ancora in proprietà del Donaudi quando il Grossi compilò il suo elenco delle « ville e cassine del Territorio di Torino », e dalla descrizione che ne fa si arguisce che era ancora nello stesso stato in cui fu lasciata dal Ferrero.

Il Donaudi ampliò la proprietà acquistando gli appezzamenti che confinavano colla strada di Collegno e l'osteria (ancora oggi esistente) sita sulla strada di Rivoli.

Nel 1846 fu acquistata dai Marchesi Arborio di Breme e di Sartirana che apportarono le principali modifiche all'edificio. Adibita la cappella ad altro uso ne edificarono una nuova non lontana dalla villa di fronte al rustico ed aggiunsero l'ala destra della villa alla quale venne addossata la serra. Tutta la proprietà fu ridotta a parco all'inglese, come era usanza in quell'epoca, ed il Baruffi nelle sue « passeggiate Torinesi » ne fa un'accurata descrizione.

Arricchito di piante esotiche e di un giardino zoologico, questo era méta di passeggiata dei Torinesi che in certi giorni potevano visitarlo.

I Marchesi di Breme portarono poi nella villa le loro ricche collezioni di porcellane e una preziosa biblioteca. Tutto ciò però non avvenne senza manomettere un po' le decorazioni della villa antica. La necessità di collocare scaffalature per i libri e vari servizi aveva fatto scalpellare le cornici che formavano appoggio alle volte, due saloni del piano terreno erano stati uniti in uno solo mediante un arcone decorato a stucchi con non felice risultato estetico.

Sua Altezza Reale il Duca Amedeo di Savoia Aosta, avuta in eredità la proprietà dalla ultima Duchessa di Sartirana volle che il nucleo centrale fosse convenientemente restaurato ed affidò al sottoscritto l'alto onore di progettare e dirigere i lavori.

Venne demolita la parte di sinistra dei servizi e costruita un'ala simmetrica a quella di destra ove furono meglio sistemati servizi inerenti alla nuova destinazione della villa; l'ala di destra (ottocentesca) fu svuotata ed in essa fu sistemato uno scalone d'onore meglio rispondente alla costruzione, e la nuova biblioteca per liberare le sale centrali dalle scaffalature ingombranti. Gli stucchi guasti furono ripresi, e fu fatta ex novo la facciata di mezzanotte a somiglianza di quella di mezzodì prospettante la parte più vasta e più bella del parco e che era a semplice intonaco senza decorazione alcuna.

Anche il parco ebbe a subire qualche variante nel suo disegno; senza toccare

le piante di alto fusto furono rimosse le siepi che col crescere eccessivamente avevano tolto ogni prospettiva e fu fatto un grande impianto di irrigazione. Infine coll'allargamento di corso Francia venne arretrato il muro di cinta e costruito il nuovo ingresso con due cancelli disposti in emiciclo per dare maggior comodità all'ingresso e all'uscita dei veicoli.

La villa antica era destinata unicamente a rappresentanza; il Duca di Aosta volle poi che il sottoscritto progettasse e facesse costruire una casa destinata ad abitazione, con tutte le camere e vani di soggiorno rivolti a mezzogiorno. Questa casa, essa pure a soli due piani fuori terra, è situata in fondo al parco, nel pressi di via Asinari di Breme, chiusa da un folto di alberi che la proteggono dalla vista e ne fanno un tranquillo e sereno rifugio.

Questa, brevemente, la storia e la descrizione della Tesoriera sorta coll'appoggio, e forse addirittura per consiglio, di Vittorio Amedeo II, e ora in proprietà dei discendenti di quel sovrano al quale il popolo piemontese tanto deve se ha potuto mantenere intatta la sua libertà e indipendenza.

Il silenzio avvolge ora il parco e le abitazioni. Ma quando le fronde sono agitate dal vento pare che narrino vicende di un tempo che fu, storie di gioie e di dolori come tutte le umane vicende.

Gianni Ricci

Sull'espansione del vapore ricavabile da sorgenti naturali

Nello studio del problema del miglior sfruttamento delle sorgenti naturali di vapore, viene indicato un metodo di ricerca della più conveniente pressione di ammissione nelle centrali termiche alimentate da quelle, sottolineando l'utilità dell'impiego delle curve caratteristiche.

1. Premessa.

L'imponenza delle manifestazioni geotermiche toscane e l'importanza assunta in un ventennio dalle connesse centrali termoelettriche hanno fatto sorgere in questi ultimi anni nuove iniziative per la ricerca e la captazione di vapore acqueo naturale in analoghe condizioni, con lo scopo di similare utilizzazione.

Tale vapore, ricavabile mediante opportune trivellazioni, è commisto nel maggior numero dei casi a quantità variabili di gas diversi (anidride carbonica, ammoniaca, idrogeno solforato, azoto, ecc), in proporzioni però assai piccole; così da giustificare la supposizione di poterlo identificare, agli effetti termodinamici, con vapore acqueo puro.

Lo studio seguente, di carattere quasi esclusivamente termodinamico, è soprattutto inteso a determinare un procedimento di calcolo della pressione da attribuire all'ammissione nelle macchine termiche motrici dopo che, terminato un foro di sonda con l'eruzione di una conveniente quantità di vapore ed esaminatene le caratteristiche, si intenda

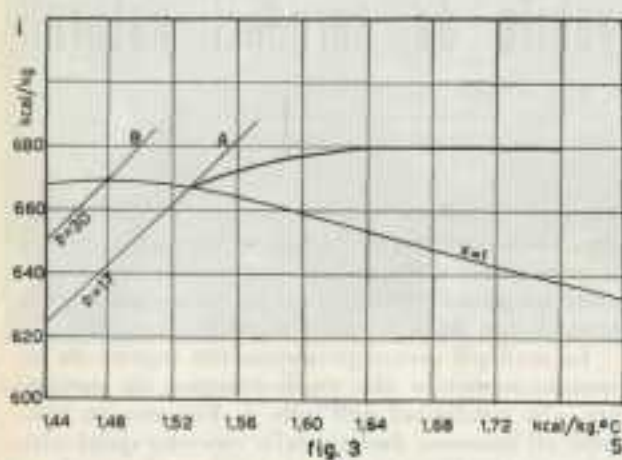
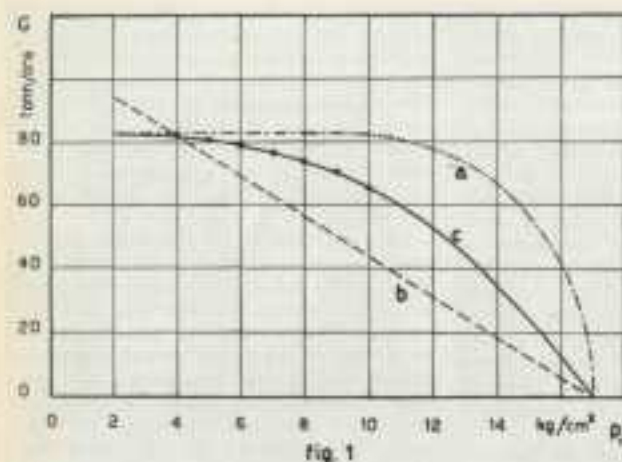
collegare il soffione con un gruppo elettrogenatore. La definizione della più opportuna pressione di ammissione nelle macchine termiche costituisce infatti un punto essenziale del problema del miglior sfruttamento delle sorgenti naturali di vapore.

Lo studio è contemporaneamente seguito da un esempio numerico che vuole riferirsi, in particolare, alle condizioni dell'isola di Vulcano, in relazione all'interesse destato dalle ricerche quivi ultimamente condotte ⁽¹⁾.

Verrà tenuto distinto il caso in cui le portate erogate dalle nuove sorgenti di vapore siano smaltite in macchine motrici già esistenti, insieme a fluido derivante da altre sorgenti, da quello in cui una o più sorgenti di vapore di diversa caratteristica debbano rifornire una macchina ancora da progettare, in funzione della massima potenza estraibile.

⁽¹⁾ G. BARRACATO, *Forze endogene in Sicilia e loro valorizzazione*, in *Rivista Mineraria Siciliana*, II, 8; 1951.

E. OCCELLA, *L'utilizzazione delle energie endogene dell'isola di Vulcano*, in *L'Industria Mineraria*, II, 9; 1951.



2. Curve caratteristiche dei soffioni.

In analogia alla nomenclatura abituale per i generatori di fluido compresso, definiamo « *caratteristica di emissione di un soffione* » la relazione che collega la portata di vapore erogata dal soffione ed un qualsiasi parametro del vapore, misurato alla testa del sondaggio. Poiché il fluido è surriscaldato, questo parametro non è sufficiente a definirne univocamente lo stato: alla relazione tra due parametri del vapore con il variare della portata attribuiremo il nome di « *curva di correlazione* ».

Ai fini del presente studio è sufficiente considerare i parametri *pressione*, *temperatura*, *entalpia* ed *entropia*, gli ultimi due dei quali sono deducibili direttamente dal diagramma di Mollier, in funzione dei primi.

La caratteristica di emissione di un soffione è ovviamente funzione complessa delle condizioni del generatore di vapore, della forma delle fratture e della tubazione di rivestimento del sondaggio che convoglia il vapore in superficie.

Se i condotti in cui transita il vapore per giungere a giorno fossero assimilabili ad un semplice diaframma di laminazione e se la sorgente di vapore si potesse assumere simile ad un recipiente stagno a pressione costante, racchiudente quantità praticamente illimitate di fluido, la curva caratteristica avrebbe l'aspetto della linea a) di fig. 1, formata da un arco di ellisse raccordato ad un segmento di retta. Ciò avverrebbe attribuendo al vapore surriscaldato la caratteristica di un gas perfetto, che esso possiede appena approssimativamente oltre un limite di temperature che i vapori naturali non raggiungono.

Il Conti, in una delle sue numerose pubblicazioni, ha attribuito alle curve caratteristiche un andamento rigorosamente lineare (linea b) di fig. 1; ma tale arbitraria semplificazione può ovviamente essere utilizzata solo per considerazioni di primissima approssimazione.

La caratteristica di emissione viene oggi costruita con i dati sperimentali ricavati dalle misure effettuate a bocca di sondaggio con termometri a coppia, manometri a mercurio o metallici ed ugelli conici tarati. Una normale saracinesca, purché convenientemente disposta, può servire come organo di regolazione della portata uscente.

La tabella che segue, che sarà assunta in seguito come base di tutte le esemplificazioni, supponendo di poterla ritenere valida anche per le condizioni del vapore di Vulcano (sul quale non sono stati resi noti fino ad oggi sufficienti dettagli), riporta i dati rilevati in un soffione toscano poco dopo l'eruzione, per diversi regimi di portata erogata: si è indicato con p_1 la pressione assoluta di erogazione; con t_1 la relativa temperatura centigrada, con G la portata smaltita in kg/ora, ed infine con v il volume specifico del fluido, ricavabile da tabelle o da appositi piani quotati in funzione di p_1 e di t_1 .

p_1 Kg/cm ²	t_1 °C	G Kg/h	v m ³ /Kg
4	194	82.000	0,50
5	197	81.000	0,43
6	200	79.000	0,36
7	203	77.000	0,315
8	204	74.000	0,27
9	205	71.000	0,24
10	205	65.000	0,21

Sebbene manchino i dati sperimentali fuori di un ristretto intervallo, si pensi di poter estrapolare l'andamento della curva $G(p)$ interpretante i dati indicati nella precedente tabella, sino ad incontrare gli assi coordinati: si ottiene una linea (curva

c) di fig. 1, che ha posizione e comportamento intermedi fra quelli delle due precedentemente tracciate e che taglia l'asse delle ascisse per una pressione di 17 atmosfere circa, in accordo con i valori indicativi della pressione a foro chiuso, riscontrati in alcuni soffioni prossimi a quello in esame.

Allo scopo di avere una nozione approssimativa delle variazioni della temperatura con la portata estratta, in un campo esterno a quello entro cui sono state effettuate le misure, può essere utile tracciare una curva di correlazione $p(t)$, estrapolandone l'andamento sino alla pressione di 2 atmosfere (fig. 2).

I dati raccolti in tabella permettono pure di tracciare una curva di correlazione in un piano di Mollier, utile per considerazioni di carattere termico: essa assume l'aspetto di fig. 3 e permette, nel caso in esame, di stabilire un'ipotesi sull'origine del surriscaldamento del vapore.

Infatti la trasformazione a cui è soggetto il vapore nel moto attraverso le fratture e la tubazione che lo convogliano in superficie può con una certa approssimazione essere identificata in una linea ad entalpia costante o poco decrescente, soprattutto per le condizioni di forte portata estratta, essendo in tal caso di non grande entità la quantità di calore trasmessa all'esterno da ogni chilogrammo di fluido. Ciò è confermato dall'andamento suborizzontale della linea di correlazione nel diagramma di Mollier: mentre notevoli sono le cadute di pressione (e le corrispondenti variazioni di entropia) per le forti portate, relativamente piccole sono le variazioni di entalpia al variare dell'erogazione. La curvatura verso il basso nel ramo prossimo alla curva limite superiore può essere riferita alla maggior perdita termica relativa ad ogni kg di fluido, a causa della forte diminuzione della portata su cui la perdita globale si distribuisce. In effetti questa perdita globale decresce con la portata a causa della variazione dei coefficienti di trasmissione, ma meno che proporzionalmente.

Via via che gli effetti di laminazioni ed attriti, proporzionali al quadrato della velocità, rapidamente decrescono con la portata, si tende ad ottenere dal foro del vapore in condizioni più vicine a quelle originarie.

Ammettendo che la massima entalpia posseduta dal fluido (identificabile praticamente nel massimo della curva di correlazione di fig. 3) coincida con l'entalpia originaria del vapore, verrebbe ad escludersi che la condizione originaria del vapore possa essere quella di saturo secco, dal momento che la tangente in tale massimo, coincidente con la più alta isentalpica che il fluido può percorrere quando non gli venga fornito calore dall'esterno, non taglia la curva limite.

Tuttavia, poiché il punto A di tale isentalpica, corrispondente alla pressione di 17 kg/cm² (per cui la portata si annulla), è poco discosto dalla curva limite superiore, si intuisce che la condizione originaria del fluido è prossima a quella di vapor saturo. Ci si avvicina inoltre maggiormente a tal condizione se si considera che le misure di pressione, data la località in cui sono state effettuate,

non corrispondono affatto a condizioni statiche, anche quando si riferiscono a « foro chiuso », bensì devono essere riportate a posizioni intermedie di condotti naturali eroganti, per numerose altre bocche, portate notevoli; in tal caso la pressione della sorgente di vapore deve convenientemente essere aumentata, in accordo con misure effettuate su soffioni diversi da quello in esame, che riscontrano pressioni massime superanti le 30 atmosfere. La condizione originaria del vapore dovrebbe in questa ipotesi trasferirsi da A in B, più prossimo alla curva limite.

Si può concludere che il surriscaldamento del vapore è probabilmente da imputarsi per la massima parte alle laminazioni e successive trasformazioni intervenute durante il convogliamento in superficie del fluido lungo i condotti naturali ed il foro di sonda.

A Vulcano si sarebbero riscontrate, secondo Dessau ⁽²⁾, temperature del vapore localmente superiori a 400°C. È ovvio che in tal caso non si potrebbe più escludere un surriscaldamento originario, ed anche assai difficile risulterebbe una giustificazione dell'affermazione secondo cui le altissime temperature superficiali del fluido decrescerebbero rapidamente a piccole profondità sotto il suolo.

Le curve caratteristiche mutano con il tempo, le variazioni relative essendo imputabili in parte a formazione di incrostazioni chimiche lungo le vie di permeazione del vapore (infatti in taluni casi un semplice rialesamento del foro di sonda ha ripristinato la primitiva portata, dopo che si era ridotta a meno di un terzo del valore iniziale), in parte alle mutue influenze dei vari soffioni, all'apertura di nuovi sondaggi, alla variazione delle condizioni di produzione del vapore.

Nel maggior numero dei casi la curva caratteristica $G(p)$ si modifica abbassandosi, nel senso di ridurre le portate estraibili, a parità di pressione.

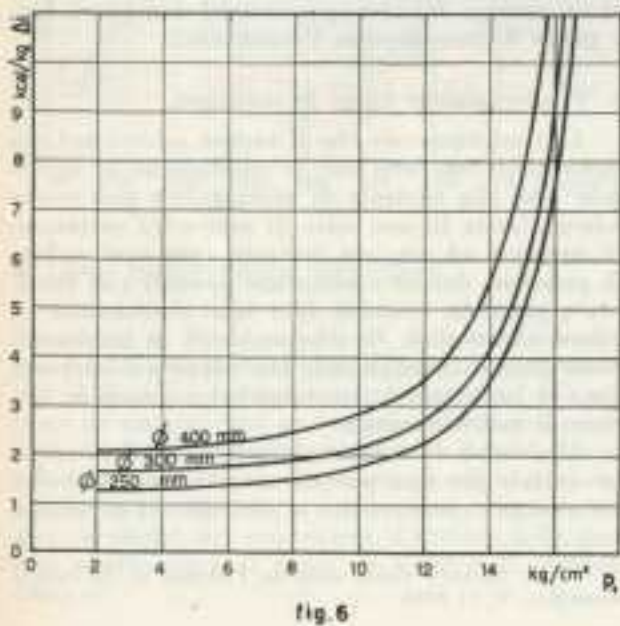
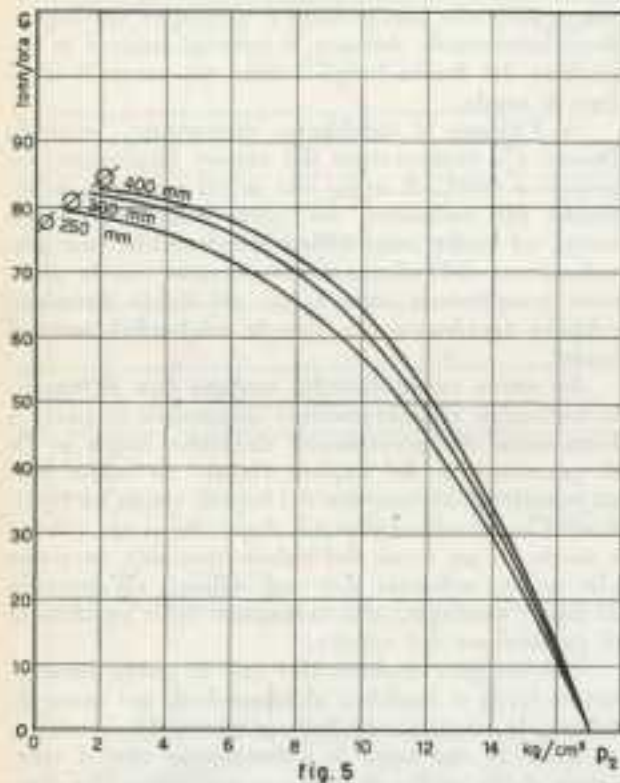
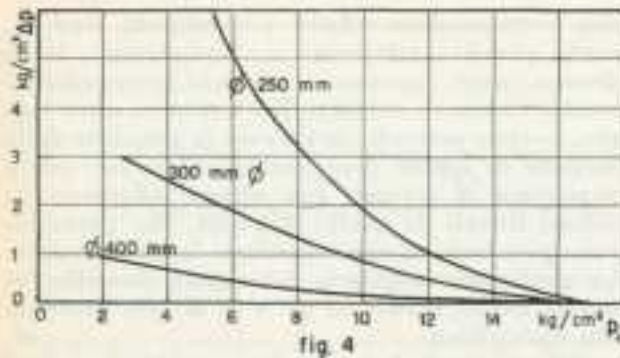
È ovvio che tutte le conseguenze che si trarranno dallo studio delle linee caratteristiche prescindono da tali variazioni, ma che l'interpretazione pratica dei risultati ottenuti non potrà fare a meno di considerarne l'eventualità.

3. Trasformazioni lungo le tubazioni.

La trasformazione che il vapore subisce nel suo moto nelle tubazioni che lo convogliano in superficie sino alla centrale di utilizzazione può essere schematizzata in una serie di successive variazioni di entropia ad entalpia costante (per ogni caduta di pressione dovuta a resistenze passive) e di entalpia a pressione costante (per ogni trasmissione di calore all'esterno). Si schematizzerà la trasformazione globale immaginando che dapprima intervengano le laminazioni (isentalpiche) e quindi le isobare di raffreddamento.

Allo scopo di ricercare le condizioni del vapore in centrale per ogni portata erogata (relazione che definiremo « *caratteristica in centrale* ») e nel tempo

⁽²⁾ G. DESSAU, Nuovi studi su Vulcano, in La ricerca scientifica, V, 1; 1934.



stesso per trarre qualche deduzione sulla grandezza delle tubazioni da adottare per il convogliamento del vapore in superficie, si considerano di seguito i casi in cui il soffione avente la caratteristica prima riportata venga incanalato in tubazioni lunghe 200 metri ed aventi diametro interno rispettivamente di 250, 300, oppure 400 mm.

La perdita di carico nel caso di canalizzazioni di vapori surriscaldati è ricavabile dai diagrammi della Boiler Co. Division (Combustion Engineering Co.) (3).

La tabella seguente definisce la caduta di pressione p_1-p_2 e la pressione in centrale p_2 in funzione della pressione p_1 a bocca del sondaggio lungo i vari punti della caratteristica e nell'ipotesi di tubazioni aventi i diametri sopra indicati. Essa è diagrammata in fig. 4.

p_1	diam. mm. 250		diam. mm. 300		diametro mm. 400	
	p_1-p_2	p_2	p_1-p_2	p_2	p_1-p_2	p_2
3	9.9	—	2.8	0.2	0.80	2.20
4	8.1	—	2.4	1.6	0.65	3.35
5	6.4	—	2.2	2.8	0.50	4.50
6	5.1	0.9	1.9	4.1	0.40	5.60
7	4.0	3.0	1.6	5.4	0.32	6.68
8	3.2	4.8	1.3	6.7	0.26	7.74
10	1.9	8.1	0.8	9.2	0.16	9.84
12	1.0	11.0	0.5	11.5	0.10	11.90
14	0.6	13.4	0.2	13.8	0.04	13.94
17	0	17.0	0	17.0	0	17.00

I dati ricavati permettono di costruire le caratteristiche in centrale (fig. 5).

Per lo studio delle trasformazioni isobare con sottrazione di calore per dissipazione all'esterno, a titolo di esempio si stabiliscano i seguenti dati:

- temperatura media dell'aria esterna $t_e = 16^\circ\text{C}$;
- lunghezza delle tubazioni $l = 200\text{ m}$;
- spessore della lamiera $s = 6\text{ mm}$,
(a seconda dei valori della pressione interna e del diametro dei condotti);
- diametro interno delle tubazioni $d = 250\text{ mm}$,
oppure $d = 300\text{ mm}$,
oppure $d = 400\text{ mm}$;
- spessore dell'isolante termico $s' = 15\text{ mm}$;
- spessore dell'intonaco esterno $s'' = 5\text{ mm}$.

I coefficienti di trasmissione termica sono i seguenti:

- coefficiente di conduzione dell'acciaio $r = 45 \frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}}$
- coefficiente di conduzione dell'isolante termico (lana di vetro a 410 kg/m) $r' = 0,086 \frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}}$
- coefficiente di conduzione dell'intonaco $r'' = 0,8 \frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}}$
- coefficiente di trasmissione vapore-parete, variabile con le condizioni del vapore nei vari punti della caratteristica, della velocità del fluido e del diametro del condotto (Poensgen) $h = 600 \div 1000 \frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}}$

(3) ZABA e DOHERTY, *Petroleum practical engineers' handbook*, Gulf Publishing Co., 1937: ivi sono indicate le radure di pressione lungo 100' = 30,4 metri di tubazione, in corrispondenza dei valori della portata e del diametro del condotto, dopo una riduzione di parametri, che determina, per ogni pressione e temperatura del vapore surriscaldato, la equivalente pressione di vapore saturo.

coefficiente di trasmissione parete-aria, comprendente effetto convettivo e radiante (Wamsler)

$$h' = 9 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}}$$

Il coefficiente globale di trasmissione sarà:

$$H = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{s}{r} + \frac{s'}{r'} + \frac{s''}{r''} + \frac{1}{h'}} = 3,4 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}}$$

essendo praticamente trascurabili i termini relativi alla resistenza termica della lamiera ed al contatto parete-vapore, a qualsiasi regime di portata erogata.

Definito quindi per ogni punto della caratteristica lo scarto medio di temperatura vapore-aria, t_1-t_e , da rivedersi in base alla legge logaritmica che compete alla trasmissione del calore per circolazione semplice, risulta nota la quantità di calore globalmente trasmessa all'esterno ad ogni ora:

$$Q = \pi (d + s + s' + s'') \cdot l \cdot H \cdot (t_1 - t_e) m,$$

p_1 Kg/cm²	t_1 °C	G Kg/ora	Diametro mm. 250		Diametro mm. 300		Diametro mm. 400	
			Q Kcal/ora	Δi Kcal/Kg	Q Kcal/ora	Δi Kcal/Kg	Q Kcal/ora	Δi Kcal/Kg
3	191	82.500	107.000	1.29	128.000	1.59	171.000	2.07
4	194	82.000	108.000	1.32	130.000	1.61	173.000	2.11
5	197	81.000	110.000	1.36	132.500	1.64	176.000	2.17
6	200	79.000	112.500	1.42	135.000	1.72	180.000	2.27
7	203	77.000	115.000	1.49	138.000	1.79	184.000	2.39
8	204	74.000	116.000	1.52	139.500	1.89	186.000	2.51
10	205	65.000	116.500	1.79	140.000	2.16	186.500	2.86
12	205	52.000	117.000	2.25	140.500	2.70	187.000	3.60
14	205	34.000	117.300	3.44	141.000	4.15	187.500	5.50
17	205	0	117.300	∞	141.000	∞	187.500	∞

mentre la corrispondente entalpia perduta da ogni chilogrammo di fluido è:

$$\Delta i = \frac{Q}{G}$$

Nel caso del soffione e delle tubazioni in esame, la tabella che segue riporta i valori della perdita termica per i vari punti della caratteristica (fig. 6).

Si nota, dai risultati acquisiti, che la perdita di calore nelle tubazioni assume — per la maggior parte dei regimi di portata — valori assai piccoli, praticamente trascurabili rispetto alla caduta di qualche decina di chilocalorie manifestantesi durante l'espansione in turbina. La trasformazione che accompagna il moto del vapore nelle tubazioni si approssima dunque ad una isentalpica.

4. Utilizzazione dell'espansione del vapore e criterio di ricerca della pressione di ammissione in turbina.

Il vapore trasportato in centrale viene fatto espandere in turbine, sul cui asse si raccoglie un lavoro motore equivalente alla massima parte della caduta entalpica derivante dall'espansione. Tali turbine potranno essere alimentate dal vapore proveniente da una sola sorgente, ovvero dovranno adattarsi alle caratteristiche di più soffioni; in taluni casi nuovi soffioni saranno inseriti in centrali già in funzione.

Caso I: Soffione alimentante una macchina termica.

Il problema della ricerca della pressione di ammissione in turbina che permetta di ottenere un valore massimo del prodotto della portata di vapore corrispondente per la caduta entalpica ricavabile da una espansione fino ad una temperatura costante (prodotto proporzionale alla potenza teorica della macchina) deve essere trattato separatamente per le turbine a scarico libero od a condensazione, a vapore naturale o rigenerato. Tralasciando il primo caso, che si riduce a quello in esame per semplificazione, e quello del vapore rigenerato, per la complessità della trattazione relativa agli scambiatori (che richiederebbe da sola un notevole sviluppo, senza rivestire importanza concettuale notevole agli effetti del presente studio), si considererà il solo caso di una turbina a vapore naturale, a reazione, con condensatore a superficie.

Tale condensatore utilizzi come refrigerante acqua alla temperatura

$$t_r = 18^\circ\text{C}.$$

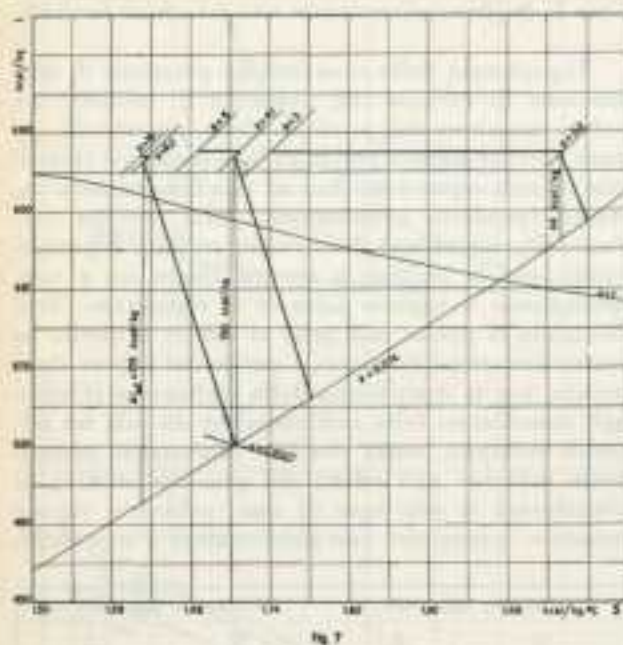
Nell'interno di esso, tenendo conto del riscaldamento dell'acqua (limitato, ad es., ad 8° , se la vicinanza del mare permettesse, di utilizzare come fluido refrigerante l'acqua marina) e dello scarto termico necessario alla trasmissione del calore (ad es. 12°), regnerà una temperatura

$$t = 18 + 8 + 12 = 38^\circ\text{C}$$

ed una pressione, considerando la pressione parziale dell'aria, aumentata del 5 % rispetto a quella ($0,07 \text{ kg/cm}^2$) corrispondente per l'acqua alla temperatura di 38°C :

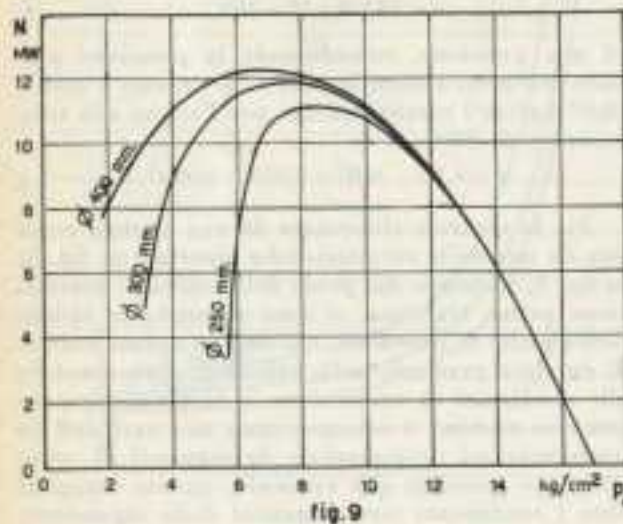
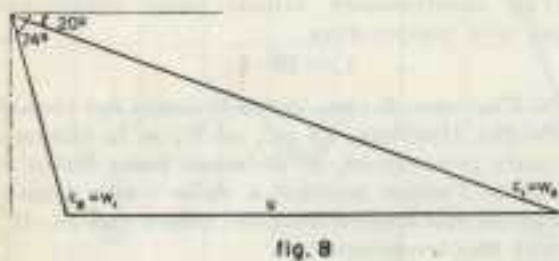
$$p = 1,05 \cdot 0,07 = 0,074 \text{ kg/cm}^2.$$

Sia la centrale alimentata da una portata regolata da una delle caratteristiche riportate in fig. 5; in fig. 7, partendo dai punti della curva di correlazione prima tracciata, si sono riportate le cadute isentalpiche di pressione, e quindi le cadute isobare di entalpia avvenute nelle tubazioni, per giungere alle condizioni di ammissione in turbina. L'espansione in turbina è schematizzata nei vari casi in trasformazioni rappresentate da segmenti di retta, tanto più prossimi alla verticale, quanto maggiori sono i rendimenti termodinamici delle espansioni.



Questi rendimenti sono funzioni complesse dei triangoli delle velocità fissati per i profili delle pale delle turbine, nonché dei rapporti di espansione: adottando profili simili, adatti a turbine a reazione di forte potenza (le cui inclinazioni sono indicate dai triangoli delle velocità rappresentati in fig. 8), si ottengono rendimenti termodinamici di stadio prossimi a 0,8.

Per risalire da questi al rendimento termodinamico globale (ossia relativo all'intera espansione),



occorre tener conto dei « fattori di ricupero » ⁽⁴⁾, che ne aumentano il valore fino al 5 %.

Se con y si indicano i rendimenti così calcolati, con G le portate di vapore in kg/ora, con Δi_{ad} le cadute adiabatiche di entalpia lette sul diagramma di Mollier, l'espressione della potenza ottenibile per i vari regimi di portata, in MW, è

$$N = \frac{G \cdot y \cdot \Delta i_{ad}}{860.000}$$

I valori della potenza utile per i tre tipi di tubazioni studiate sono riportati nella seguente tabella, interpretata graficamente in fig. 9.

Da tali grafici risulta che, in corrispondenza delle tubazioni aventi diametri di 250, 300, oppure 400 mm., le massime potenze ottenibili (rispettivamente 11.1, 11.9 e 12.25 MW) richiedono pressioni di emissione dal soffione di 8.4, 7.6, ovvero 6.7 kg/cm². Le corrispondenti portate estratte (72, 74.5, ovvero 77 tonn/ora) e le relative pressioni di ammissione in turbina si deducono dai diagrammi delle fig. 5 ed 1.

Si conclude che, installando tubazioni di maggior diametro, può essere notevole il vantaggio della potenza resa, pur tuttavia solo entro certi limiti, superati i quali il beneficio di potenza è ottenuto a spese non solo del maggior costo delle tubazioni stesse, ma pure delle installazioni motrici, in quanto la portata in volume smaltita nel caso di maggiori diametri di canalizzazioni è sensibilmente superiore, anche per un leggero incremento del volume specifico durante l'intera espansione.

Il paragone tra le grandezze in gioco nei vari casi può essere preso come base di un bilancio economico di confronto tra i tipi di tubazioni adattabili ad una data caratteristica; nel tempo stesso esso indica i più convenienti valori dei parametri del vapore ricavabile da una sorgente naturale.

Caso II: Macchina alimentata da più sorgenti di vapore naturale.

Se diverse sorgenti di vapore vengono contemporaneamente messe in attività per alimentare una macchina termica, per la quale siano del tutto libere le caratteristiche di funzionamento, il problema della ricerca della miglior pressione di utilizzazione dei soffioni può essere risolto come somma di problemi elementari. Tracciate le curve di utilizzazione per i vari regimi di portata delle singole sorgenti (e per i diametri di tubazione presumibilmente più adatti), si effettuerà la somma delle ordinate delle curve $N(p_2)$, avendo scelto in questo caso come variabile indipendente la pressione di ammissione in turbina, anziché quella a bocca di sondaggio.

La massima potenza dell'impianto corrisponde al massimo assoluto della curva rappresentante tali somme; in corrispondenza di essa si legge la pressione di mandata nella macchina e dalle altre caratteristiche tracciate per ogni soffione si ha la pressione di emissione dal foro.

⁽⁴⁾ A. CAPETTI, *Esempi di studio di turbine a vapore*, Torino, 1949.

P ₁	G	y	Diametro mm. 250		Diametro mm. 300		Diametro mm. 400	
			Δi_{ad}	N	Δi_{ad}	N	Δi_{ad}	N
Kg/cm²	Kg/ora	—	Kcal/Kg	MW	Kcal/Kg	MW	Kcal/Kg	MW
3	82.500	0.800	—	—	44	3.4	127	9.8
4	82.000	0.818	—	—	117	9.1	142	11.1
5	81.000	0.825	—	—	136	10.6	152	11.8
6	79.000	0.833	97	7.4	150	11.5	159	12.2
7	77.000	0.834	138	10.6	157	11.8	164	12.25
8	74.000	0.834	155	11.1	165	11.9	169	12.1
10	65.000	0.835	171	10.8	175	11.0	177	11.1
12	52.000	0.835	179	9.0	181	9.1	182	9.2
14	34.000	0.835	184	6.1	185	6.1	185	6.1
17	0	0.835	0	0	0	0	0	0

Caso III: Soffione inserentesi in impianti preesistenti.

In tal caso non si può pensare di mutare notevolmente la pressione di ammissione in turbina, anche se da ciò derivassero notevoli vantaggi di potenza teorica per il complesso dell'impianto; la modifica della suddetta pressione resta in ogni caso subordinata all'elasticità di prestazione della motrice e dei suoi organi di regolazione. Lo studio delle curve caratteristiche permette di fissare le basi di bilanci economici per l'eventuale aggiunta di una macchina, ovvero dare utili indicazioni sul diametro delle canalizzazioni atto a determinare la resa massima del soffione in corrispondenza della prefissata pressione di ammissione.

5. Osservazioni conclusive.

Le conclusioni cui sopra si è giunti in merito al criterio di ricerca della pressione di ammissione in turbina hanno indirettamente permesso di indicare l'utilità dell'impiego delle curve caratteristiche; però sono soggette alle limitazioni imposte dalla realizzazione delle apparecchiature idonee a sfruttare la caduta entalpica definibile « ottima » in base alle precedenti considerazioni. Contemporaneamente le espansioni sono limitate dalla necessità di impedire la protrazione della trasformazione

sino a titoli eccessivamente bassi, quali sarebbero quelli relativi ad espansioni iniziate ad alta pressione lungo la curva limite superiore (ad es. $x = 0,82$ partendo da 14 kg/cm² e protraendo l'espansione, con rendimento termodinamico di circa 0,83, fino a 0,074 kg/cm²).

A questo riguardo, nel caso di progetti di impianti in zone distanti da centri industriali od addirittura in località sprovviste di facili mezzi di comunicazione, può essere utile installare in un primo tempo una ruota ad azione per il comando di impianti pilota o di carattere provvisorio (di facile realizzazione ed avente discreta elasticità di prestazione), da far seguire in un secondo tempo da un tamburo a reazione, in serie dopo di essa. Si otterrà in tal modo il duplice vantaggio di aumentare il titolo finale, per il piccolo rendimento termodinamico della turbina ad azione, e di sfruttare compiutamente la possibile espansione del vapore sino a forti gradi di vuoto e con un certo grado di ricupero rispetto alla prima espansione.

Anche in tal caso, sebbene leggermente più complesso, il problema è esaurientemente risolto con l'uso delle curve caratteristiche.

Enea Occella

Torino, Ist. di Arte Mineraria del Politecnico, luglio 1951.

Il I Corso nazionale per Ingegneri della prevenzione.

Nel quadro delle attività dirette al potenziamento dei quadri tecnici della prevenzione, l'ENPI d'intesa con la INAIL ha promosso ed attuato un corso nazionale di aggiornamento per ingegneri della prevenzione. Esso è stato inaugurato dall'On. Giorgio Mastino Del Rio, Commissario governativo dell'ENPI, alla presenza dei rappresentanti del Ministero del Lavoro, dei massimi Istituti previdenziali ed assistenziali e di funzionari degli Enti promotori.

A conclusione del corso 30 giovani ingegneri sono stati assunti dall'ENPI

allo scopo di rafforzare i quadri dei propri servizi, in aggiunta ai 45 elementi specializzati dei quali già disponeva.

Corso di aggiornamento per medici di fabbrica.

L'ENPI ha istituito un « Centro di cultura per medici di fabbrica », la cui ripresa è stata segnata dal « Corso di aggiornamento » svoltosi a Roma, con iscrizione gratuita e rilascio di apposito certificato di frequenza ai partecipanti più assidui. Esso ha avuto lo scopo di permettere ai medici di fabbrica ed a quanti si interessano di medicina del lavoro, di aggiornare le loro cognizioni scientifiche e pratiche, con particolare

riferimento alla presente situazione del paese ed alle esigenze della attività industriale.

Il Corso è stato curato dalla Sezione Sanitaria unitamente alla direzione dell'Istituto di Medicina Industriale della sede regionale dell'Ente di Roma, con la collaborazione degli Istituti di Psicologia e di Medicina Legale dell'Università, e dell'Ispettorato Medico del Lavoro. È stato annunciato che un uguale Corso sarà tenuto presso l'Istituto di Medicina Industriale di Torino. A conclusione del corso, sono stati consegnati 47 certificati di frequenza rilasciati ai partecipanti più assidui, 31 dei quali hanno aderito al « Centro di cultura per per medici di fabbrica ».