TEORIA DELLE CALDAIE A VAPORE

Dissertazione e Tesi

PRESENTATE

ALLA COMMISSIONE ESAMINATRICE

DELLA R. SCUOLA D'APPLICAZIONE PER GLI INGEGNERI

IN TORINO

DA

CARLO PARMEGGIANI

da REGGIO (Emilia)

PER OTTENERE IL DIPLOMA

DI

INGEGNERE LAUREATO

TORINO 1869.

Tipografia Fodratti, Via Ospedale, N. 21.

ALLA CARA E VENERATA MEMORIA

DI MIO ZIO PATERNO

PROF. GIUSEPPE PARMEGGIANI

CHE MI FU PADRE DI AMORE E DI BENEFICENZA

QUESTO TENUE LAVORO

IN SEGNO DI RICONOSCENZA INDELEBILE

DEDICO ED OFFRO

TEORIA DELLE CALDAIE A VAPORE

I.

Trasmissione del calore attraverso alle lastre metalliche.

La quantità di calore, che nell'unità di tempo due fluidi di temperatura diversa ed in riposo si trasmettono attraverso ad una lastra metallica, alla quale trovansi in contatto, sia essa semplice ovvero composta di più lastre sovrapposte, è data dalla formola di Redtenbacher

$$Q = K\,S\,(T - t)$$

ove: Q è la quantità di calore trasmessa; S la superficie della lastra; T la temperatura del fluido più caldo; t quella del fluido riscaldato; K il *coefficiente di trasmissione*, ossia la quantità di calore trasmessa per ogni unità di tempo attraverso ad **1** m. q. di lastra per ogni grado di differenza di temperatura; evidentemente il valore di K dipende dalla natura e composizione della lastra come pure dallo stato in cui si trovano le sue faccie.

Se il fluido che trasmette il calore è in movimento e l'altro in riposo (*fig.* 1), la temperatura nei diversi punti della faccia della lastra a contatto con questo fluido in movimento varia da sezione a sezione, fatta perpendicolarmente alla direzione del movimento.

Determiniamo la quantità di calore Q che in questo secondo caso nell'unità di tempo attraversa la lastra di superficie S, posto che sia: t la temperatura costante del fluido riscaldato; T_1, T, T_2 la temperatura dei gaz caldi iniziale, corrente, e finale; P il peso dei gaz caldi prodotti nell'unità di tempo; C il loro calore specifico a pressione costante.

Chiamando s la superficie compresa fra l'origine della lastra ed una sezione qualunque trasversale, sarà $d\,s$ la superficie infinitesima compresa fra quella sezione ed un'altra infinitamente vicina. La temperatura T dei gaz caldi nell'attraversare queste due sezioni sarà ridotta a $T - d\,T$, e la quantità di calore da essi perduta, sarà $P\,C\,d\,T$. Potendo considerare i gas caldi attraverso a $d\,s$ come in riposo avremo:

$$-P\,C\,d\,T = K\,(T - t)\,d\,s$$

da cui

$$\frac{d\,T}{T - t} = -\frac{K}{P\,C}\,d\,s$$

ed integrando

$$\text{Log}'\,(T - t) = -\frac{K\,s}{P\,C} + A$$

ma per $s = 0$, si ha $\log.\,(T_1 - T) = A$

quindi l'equazione

$$\text{Log}'\,\frac{T - t}{T_1 - t} = -\frac{K\,s}{P\,C}$$

ed estendendola dalla temperatura T alla finale T_2 e passando dai logaritmi ai numeri, si ottiene:

$$\frac{T_2 - t}{T_1 - t} = e^{-\frac{KS}{PC}} \qquad (a)$$

da cui

$$T_2 = t + (T_1 - t)\, e^{-\frac{KS}{PC}}$$

quindi il valore di Q, fatta astrazione da qualsiasi altra perdita di calore dei gas caldi, sarà:

$$Q = P\,C\,(T_1 - T_2) = P\,C\,(T_1 - t)\left(1 - e^{-\frac{KS}{PC}}\right) \qquad (\alpha)$$

Allorquando il fluido riscaldato è esso pure in movimento, può darsi che questo movimento abbia o no la direzione del fluido riscaldatore; da ciò la distinzione dei due sistemi di riscaldamento l'uno a *circolazione diretta*, l'altro a *circolazione inversa*.

Se si chiami: p il peso del fluido riscaldato che in ogni unità di tempo attraversa una sezione qualunque della lastra; c la sua capacità pel calore a pressione costante; t_1, t, t_2 la temperatura iniziale, corrente, e finale del fluido riscaldato, se trattasi di circolazione diretta (*fig.* 2) con apposito calcolo si ottiene:

$$\frac{T_2 - t_2}{T_1 - t_1} = e^{-KS\left(\frac{1}{PC} + \frac{1}{pc}\right)} \qquad (b)$$

da cui

$$t_2 = T_2 - (T_1 - t_1)\, e^{-KS\left(\frac{1}{PC} + \frac{1}{pc}\right)}$$

ove si vede che t_2 non può raggiungere il valore T_2 se non facendo $S = \infty$. Perciò, affinchè l'acqua in una caldaia a vapore a circolazione diretta possa venire riscaldata sino alla temperatura finale dei gas caldi, è necessario dare alla caldaia una superficie infinitamente grande.

Se trattasi poi di circolazione inversa (*fig.* 3), si ricava

$$\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} = e^{-KS\left(\frac{1}{PC} - \frac{1}{pc}\right)} \qquad (c)$$

onde

$$t_2 = T_1 - (T_2 - t_1)\, e^{KS\left(\frac{1}{PC} - \frac{1}{pc}\right)}$$

Anche questa equazione indica, non potere la temperatura dell'acqua in una caldaia diventare superiore a quella dei gas caldi, e solo questa temperatura raggiungere il suo valore massimo quando sia $S = \infty$

II.

Superficie di riscaldamento ed effetto utile delle caldaie.

Chiamasi *superficie diretta* o *raggiante* di una caldaia quella parte della sua superficie che trovasi sovrapposta al focolare, e *superficie indiretta* l'altra che solo riceve il calore per contatto dei gas caldi. La somma di queste due porzioni della superficie di una caldaia forma la *superficie totale di riscaldamento.*

Il potere di trasmissione o di vaporizzazione della superficie di riscaldamento diretta, è sempre di molto superiore a quello della superficie indiretta, in causa del calore irradiato dal combustibile. Il calcolo però della superficie riscaldata di una caldaia suolsi fare considerando anche la superficie raggiante come indiretta, supponendo che il calore raggiante invece di trasmettersi alla caldaia accresca solo la temperatura dei gas caldi, prodotti dalla combustione. Per temperatura iniziale di questi gas si prenderà poi una temperatura T_o maggiore di T_1, per tener conto del calore raggiante.

Allora la (α) si cambierà nella

$$Q = P\,C\,(T_o - T_2) = P\,C\,(T_o - t)\left(1 - e^{-\frac{KS}{PC}}\right) \qquad (\beta)$$

che è l'equazione della superficie riscaldata dei generatori di vapore senza circolazione d'acqua.

Il rapporto fra la quantità di calore trasmessa in caldaia e quella svolta nel focolare è *l'effetto utile della superficie riscaldata*; quindi, presa l'ora per unità di tempo e detto, ε_r questo effetto utile, Π il peso di combustibile bruciato in ogni ora, N il suo potere calorifico, θ la temperatura dell'aria alimentante la combustione, Q il calore trasmesso in ogni ora dai gas caldi all'acqua, si avrà:

$$\varepsilon_r = \frac{Q}{\Pi\,N}$$

ma

$$\left.\begin{aligned} Q &= P\,C\,(T_o - T_2) \\ \Pi\,N &= P\,C\,(T_o - \theta) \end{aligned}\right\} \qquad (d)$$

quindi

$$\varepsilon_r = \frac{T_o - T_2}{T_o - \theta}$$

e per la (β) si ha ancora

$$\varepsilon_r = \frac{PC(T_0 - t)\left(1 - e^{-\frac{KS}{PC}}\right)}{\Pi N}$$

da cui eliminando T_0 colla seconda delle (d) si ottiene:

$$\varepsilon_r = \left\{1 - \frac{PC}{\Pi N}(t - \theta)\right\}\left(1 - e^{-\frac{KS}{PC}}\right)$$

Questa equazione dimostra: 1° che la temperatura t deve essere la più bassa possibile; 2° che $\frac{P}{\Pi}$ deve esser minimo, cioè entri nel focolare solo la quantità d'aria necessaria alla combustione; 3° che ε_r è massimo quando lo sia $\frac{S}{P}$, quindi devesi dare alla caldaia la massima superficie di riscaldamento per ogni kg. di combustibile bruciato.

Il coefficiente di trasmissione K si determina per una data caldaia misurandone la superficie riscaldante S, la temperatura t a cui si genera il vapore, la temperatura T_2 finale dei gaz caldi, calcolando T_0 e sostituendo questi valori trovati nella (a), che risolta rispetto a K darà:

$$K = \frac{PC}{S} \log' \frac{T_0 - t}{T_2 - t}$$

III.

Equazioni determinatrici dei principali elementi di una caldaia a vapore.

Dicendo R il peso di acqua vaporizzato in ogni ora, t_o la temperatura iniziale dell'acqua alimentante la caldaia, ed essendo $650 - t_o$ la quantità di calore, che prossimamente dà la formola di Regnault, per convertire un kg. d'acqua in vapore saturo alle temperature usuali, avremo:

$$R\,(650 - t_o) = P\,C\,(T_o - T_2)$$

Quindi volendo determinare una caldaia a vapore, si prenderanno arbitrarie tutte le quantità, meno le tre che vengono date dalle equazioni seguenti:

$$S = \frac{P\,C}{K} \log' \frac{T_o - t}{T_2 - t} \qquad (1)$$

$$\varepsilon_r = \frac{T_o - T_2}{T_o - \theta} \qquad (2)$$

$$R = \frac{P\,C\,(T_o - T_2)}{(650 - t_o)} \qquad (3)$$

che si riferiscono al consumo di 1 kg. di combustibile all'ora.

Cerchiamo ora le equazioni relative alle caldaie con tubi di riscaldamento. Queste caldaie (*fig.* 4) constano di due parti, della caldaia propriamente detta A, e di un tubo B attraverso al quale si introduce l'acqua d'alimentazione.

Supposto che nel tubo di riscaldamento B non si produca vapore, e dette: T_0, T', e T_2 le temperature dei gaz caldi iniziale, al termine del corpo principale, nel camino; t_0 e t le temperature dell'acqua d'alimentazione e del vapore; S la superficie riscaldata del corpo principale; s quella del tubo di riscaldamento, avremo:

$$S = \frac{P\,C}{K} \log' \frac{T_1 - t}{T' - t} \qquad (1)$$

$$\varepsilon_r = \frac{T_0 - T_2}{T_0 - \theta} \qquad (2)$$

$$R\,(650 - t) = P\,C\,(T_0 - T') \qquad (3)$$

Essendo poi il tubo di riscaldamento un caso di caldaia a circolazione inversa useremo la formola (c), e facendo in essa $p = R$, $C = 1$ perchè il calore specifico dell'acqua a pressione costante é uguale all'unità, e detta s la superficie del tubo si ha:

$$S = \frac{P\,C\,R}{K\,(R - P\,C)} \log' \frac{T' - t}{T_2 - t_0} \qquad (4)$$

a cui aggiungeremo

$$R\,(t - t_0) = P\,C\,(T' - T_2) \qquad (5)$$

IV.

Spazio da assegnarsi all'acqua ed al vapore nelle caldaie.

La caldaia contenendo acqua fino ad una certa altezza, il vapore che si forma attraversa e bolle quest'acqua e si porta a riempiere la parte superiore, che ha nome perciò di *camera del vapore*; analogamente dicesi *camera dell'acqua* quella inferiore occupata dall'acqua.

Un piccolo spazio riserbato alla camera del vapore produce l'impossibilità di poterlo ottenere ben secco ed in tale stato, certo il più conveniente, avviarlo nella camera di distribuzione; e quel che è peggio ad ogni colpo di stantuffo verrebbe diminuita di troppo la tensione del vapore nell'interno della caldaia.

Perciò siano:

c il volume della camera del vapore;

c' il volume del vapore da fornirsi ciascuna volta ai cilindri;

t il tempo che scorre tra il principio di un'emissione e l'altra successiva;

t' il tempo nel quale l'emissione ha luogo.

Se si suppone che la caldaia fornisca, nel tempo t un volume c' di vapore, e questa produzione sia regolare, essa produrrà nel tempo t' un volume $\frac{c'\,t'}{t}$; e se si considera la quantità di vapore esistente nella camera del vapore dopo l'emissione, essa potrà essere rappresentata da

$$c + c'\frac{t'}{t} - c'$$

questo vapore occupando il volume c la sua pressione, che prima era p, diventerà

$$p' = \frac{p\left(c + c'\,\frac{t'}{t} - c'\right)}{c}$$

da cui

$$p - p' = p - \frac{p\left(c + c'\,\frac{t'}{t} - c'\right)}{c} = \frac{p\,c'}{c}\left(1 - \frac{t'}{t}\right)$$

Con questa formola, si potrà sempre calcolare il valore di c in modo che le differenze di pressione siano piccolissime. Se p. e. si vuole che la variazione non sia più grande di $^1/_{30}$ si avrà:

$$p - p' = \frac{p}{30} = \frac{p\,c'}{c}\left(1 - \frac{t'}{t}\right)$$

da cui

$$c = 30\,c'\left(1 - \frac{t'}{t}\right)$$

La quantità $\frac{t'}{t}$ diminuendo nello stesso tempo di t', si vede che la camera del vapore dovrà essere di tanto più grande, di quanto sarà minore la durata dell'introduzione nel cilindro della macchina, o di quanto la macchina camminerà più veloce.

I pratici però consigliano di ritenere ordinariamente il volume della camera del vapore pari ad otto volte il volume dell'acqua da somministrarsi in ogni ora alla caldaia.

Quando la capacità della camera dell'acqua fosse troppo piccola in confronto del volume dell'acqua da vaporizzarsi nell'unità di tempo, ad ogni nuova alimentazione della caldaia la pressione soffrirebbe una diminuzione troppo sensibile.

Supponiamo, come avviene nella maggior parte dei casi, che l'alimentazione si faccia con pompe, e posto che siano:

v il volume d'acqua introdotto per ciascun colpo di stantuffo;

t la temperatura dell'acqua d'alimentazione;

x il volume dell'acqua nella caldaia;

T la temperatura dell'acqua nella caldaia prima dell'alimentazione;

T' la temperatura della medesima dopo l'alimentazione, avremo:

$$(v + x)\, T' = v\, t + x\, T$$

da cui

$$x = v\, \frac{T' - t}{T - t}$$

ove si vede che il volume x dell'acqua nella caldaia dovrà essere tanto più grande, quanto più si vorrà renderne costante la temperatura. Se ad esempio si vuole

$$T - T' = \frac{T}{30} \qquad \text{ossia} \qquad T' = \frac{29}{30}\, T$$

si avrà

$$x = v\, \frac{\frac{29}{30}\, T - t}{\frac{T}{30}} = v\, \frac{29\, T - 30\, t}{T}$$

o con approssimazione sufficiente

$$x = 30 \,.\, v \,.\, \frac{T = t}{D}\,.$$

Ordinariamente usasi ritenere il volume della camera dell'acqua pari a 18 volte il volume d'acqua somministrato in un'ora dalla tromba d'alimentazione.

V.

Spessore delle caldaie.

Lo spessore da assegnarsi alle caldaie a vapore dipende essenzialmente dalla natura del metallo di cui vengono composte, dalle loro dimensioni, e dal grado di tensione del vapore.

Il ferro laminato è il materiale che per lo più si adopera, essendo assai meno costoso e più tenace del rame, che dapprima usavasi quasi esclusivamente, perchè ossidabile assai meno prontamente del ferro sotto l'azione del calore. Malgrado il suo infimo prezzo, vennero tuttavia proscritte quasi affatto le caldaie di ghisa, dovendosi ad esse assegnare uno spessore triplo di quelle di ferro. Si va ora diffondendo l'uso delle caldaie d'acciaio, il cui coefficiente di resistenza è doppio di quello del ferro.

Debbasi (*fig.* 5ª) trovare lo spessore delle pareti di una caldaia costituita da un cilindro a direttrice circolare, e terminato da due calotte emisferiche uguali; forma questa che meglio resiste a forti pressioni senza deformarsi, e presenta maggior facilità di costruzione.

In virtù della simmetria la rottura potrà aver luogo solo secondo sezioni meridiane ossia secondo le generatrici del cilindro, oppure secondo sezioni parallele ossia secondo una delle direttrici del cilindro stesso.

Cominciamo dal primo caso. Essendo la parte cilindrica composta di varii anelli tenuti in sesto da chiodi ribaditi, bisognerà determinare lo spessore in guisa che ciascun anello possa resistere alla rottura indipendentemente dagli altri. Sia, l la larghezza $A\,B$ di uno qualunque di questi anelli, r il raggio interno, p la tensione del vapore sulla unità di superficie. La pressione su di un elemento $M\,n$ di altezza ds della superficie interna dell'anello considerato, verrà data dalla forza $S = p\,l\,ds$ normale all'elemento. Sia $E\,H\,F\,G$ la sezione della caldaia passante per $A\,D$; diciamo φ l'angolo che la direzione della forza S fa con un piano di rottura $E\,F$, e scomponiamola in due l'una Q parallela, e l'altra P normale al detto piano, avremo:

$$Q = p\,l\,d\,s \cos\varphi \qquad \text{e} \qquad P = p\,l\,d\,s \operatorname{sen}\varphi$$

Ma è chiaro che la sola normale al piano di rottura agirà per rompere l'anello secondo $E\,F$, restando nullo l'effetto dell'altra. Ciò che dicesi per questo elemento si ripeta per qualunque altro, onde la forza tendente a produrre rottura sarà la somma di tutte queste componenti delle pressioni elementari, ossia:

$$\int p\,l\,d\,s \operatorname{sen}\varphi$$

ed essendo p ed l costanti,

$$p\,l \int d\,s \operatorname{sen}\varphi$$

Ma

$$d\,s = r\,d\varphi$$

quindi:

$$p\,l \int \operatorname{sen}\varphi\, d\,s = p\,l\,r \int_0^{\pi} \operatorname{sen}\varphi\, d\varphi$$

Si sono presi i limiti dell'integrale fra o e π, giacchè evidentemente la forza che produce la rottura sarà quella esercitata sopra ciascuna metà della superficie interna dell'anello. Integrando

$$p\,l\,r \int_0^\pi \text{sen}\,\varphi\,d\varphi = -p\,l\,r\,\cos\pi + p\,l\,r\,\cos 0^0 = 2\,p\,l\,r$$

giacchè $$-\cos\pi = \cos 0^0 = 1$$

Ora, chiamato e lo spessore da assegnarsi all'anello, la sezione resistente sarà $2\,l\,e$, e dicendo R lo sforzo all'estensione che per ogni unità superficiale è sopportato dal materiale adoperato, si avrà:

$$2\,l\,e\,R = 2\,p\,l\,r$$

da cui si ricava lo spessore

$$e = \frac{p\,r}{R}$$

Passiamo all'altro caso di rottura secondo una sezione parallela. Facile riesce il comprendere, come questa possa solo essere prodotta dalla pressione che ha luogo contro le calotte sferiche (*fig.* 6.), che terminano la caldaia. Si consideri un elemento m di secondo ordine della superficie interna di una di queste calotte, si chiami $d\,\omega$ la sua area, p la pressione supposta uniformemente distribuita sull'unità superficiale; quella che agirà su questo elemento sarà: $S = p\,d\,\omega$. Scomponendola in due, una Q parallela, l'altra P normale all'asse della caldaia, detto φ l'angolo che la sua direzione $O\,G$ fa con questo asse, otterremo:

$$Q = p\,d\,\omega\,\cos\varphi \qquad P = p\,d\,\omega\,\text{sen}\,\varphi$$

La rottura potrà unicamente essere prodotta dalle componenti di tutte le forze elementari parallele all'asse, cioè dalla forza espressa da:

$$\int p\, d\omega \cos\varphi = p \int d\omega \cos\varphi$$

Essendo la direzione della forza S normale all'elemento m, l'angolo φ sarà eguale all'angolo fatto dal piano tangente alla calotta nel punto G con un piano normale all'asse della caldaia; l'elemento m, potendosi considerare come situato nel piano tangente, $d\omega \cos\varphi$ ci rappresenterà l'area della proiezione m' di questo elemento m sopra il piano $A\,B\,C\,D$ normale al detto asse. Ma $\int d\omega \cos\varphi$ è uguale alla somma delle proiezioni di tutti i vari elementi componenti la calotta, ossia all' area del circolo $A\,D\,C\,B$ che misura la sezione retta interna della caldaia, quindi:

$$p \int d\omega \cos\varphi = p\,\pi\, r^2$$

Chiamato e lo spessore da determinarsi, la sezione resistente sarà l'area della corona circolare di raggi r ed $r + e$, che noi per la piccolezza di e potremo ritenere uguale all'area di un rettangolo di base $2\pi r$ e di altezza e. Avremo pertanto

$$p\,\pi\, r^2 = 2\pi r\, e\, R$$

onde lo spessore $e = \dfrac{p\,r}{2\,R}$.

Un terzo caso di rottura si presenta nelle teste della caldaia secondo sezioni meridiane. La forza che la produce è la pressione sulla metà della calotta formante la testa, e di questa pressione agiranno solo le componenti elementari normali al piano secondo cui supponiamo avvenire la rottura, la cui somma ripetendo il ragionamento fatto nel secondo caso troverebbesi espressa da $\frac{1}{2} p \pi r^2$, essendo solo la pressione esercitata sulla metà della calotta che devesi considerare. L'area della sezione resistente sarà prossimamente $\pi r e$, e quindi l'equazione

$$\pi r e R = \frac{1}{2} p \pi r^2$$

da cui

$$e = \frac{p r}{2 R}$$

Dunque alle teste della caldaia basta assegnare lo spessore trovato per gli anelli, affinchè non avvengano rotture secondo sezioni parallele. Volendo poi dare a tutta la caldaia un egual spessore si adotterà la formola $e = \frac{p r}{R}$, e la rottura sarà impedita in qualunque modo.

Se n sia il *numero di timbro* della caldaia, cioè il numero di atmosfere a cui sale la pressione interna, sarà

$$p = (n - 1)\, 0{,}0103$$

la pressione sofferta da ogni millimetro quadrato.

Per la costruzione delle caldaie generalmente si usa la lamiera in ferro, il massimo sforzo a cui essa può assoggettarsi e di 12 kg. per mm. q., ma introducendo un coefficiente di stabilità eguale ad $\frac{1}{4}$ per tener conto delle cause d'alterazione a cui continuamente è soggetta riterremo $R = 3$, e la formola diventa

$$e = \frac{0{,}0103\,(n - 1)\, r}{3} = 0{,}0034\,(n - 1)\, r$$

ove il raggio r deve intendersi espresso in millimetri.

Nella pratica usasi ritenere $0^m,003$ come limite minimo dello spessore, quindi bisognerà aggiungere questa quantità al secondo membro onde la scriveremo:

$$e = 0,0034\,(n - 1)\,r + 3$$

La legge francese assegna ai costruttori quest'altra formola

$$e = 0,0036\,(n - 1)\,r + 3$$

che fu dedotta empiricamente da una Commissione governativa.

Entrambe queste due ultime formole danno per e un valore troppo forte quando r è considerevole; giacchè p. e., per le caldaie delle locomotive il cui diametro non è molto differente da $1^m,30$, e che lavorano alla pressione assoluta normale di 8 atmosfere si trova $e = 19^{mm}$, spessore che in pratica non si deve assolutamente adottare, perchè il metallo essendo troppo grosso può presentare qualche difetto interno di struttura. Per questa ragione i pratici consigliano e limitano a 15^{mm} il massimo spessore.

La legge francese dianzi citata, visto l'uso invalso nei costruttori di armare all'occorrenza nell'interno le caldaie delle locomotive, permette per queste di diminuire di un terzo il coefficiente numerico di $(n - 1)\,r$, onde l'equazione assegnata si riduce

$$e = 0,0024\,(n - 1)\,r + 3$$

VI.

Chiodatura e prova delle caldaie.

Le lamiere costituenti una caldaia si uniscono fra loro mediante chiodi ribaditi a caldo. Le chiodature più in uso sono: la chiodatura semplice (*fig.* 7), la chiodatura doppia (*fig.* 8), la chiodatura semplice con copri-giunto (*fig.* 9).

Le dimensioni e le distanze che dovranno avere fra loro i chiodi in queste diverse chiodature, che devono essere ad un tempo chiodature di ermeticità e di solidità, si calcoleranno colle apposite formole date da Lemaitre ovvero con quelle del Redtenbacher.

La prova, a cui prima di adoperarsi vengono assoggettate le caldaie, per riconoscere se abbiano luogo fughe nei giunti, come pure se sianvi difetti nell'interna struttura del metallo, può eseguirsi a freddo ed a caldo.

Si fa la prova a freddo caricando le valvole di un peso triplo di quello normale per le caldaie fisse in lamiera di ferro, quintuplo per quelle in ghisa e doppio per le caldaie delle locomotive, e poscia mediante una pompa iniettando acqua nella caldaia finchè le valvole si alzino.

La prova a caldo, preferita dai costruttori inglesi, dà risultati più sicuri; essa consiste nel caricare le valvole fino a 2 volte e $^1/_2$ la tensione massima e nel riscaldare l'acqua entro la caldaia. Questa prova però è molto pericolosa poichè succedendo uno scoppio, i danni maggiori non sono mai prodotti dalla proiezione dei frammenti della caldaia, ma bensì dalla violenta espansione e dall'alta temperatura del vapore.

Finita l' esperienza si appone il timbro alla caldaia segnante il numero di atmosfere a cui potrà salire la pressione interna del vapore.

VII.

Cause d'esplosione delle caldaie a vapore.

Le cause principali e più frequenti d'esplosione di una caldaia sono le seguenti:

1° Un difetto interno nella sua costruzione.

2° Una qualche alterazione avvenuta nella sua struttura se lavora da lunga pezza.

3° L'avere caricato di troppo le valvole.

4° Un possibile inchiodamento delle valvole stesse.

5° L'esplosione di qualche miscuglio gazoso nei condotti interni del fuoco.

6° Un abbassamento di livello dell'acqua nella caldaia.

Incominciando dalla 1ª causa, ossia da un difetto interno di costruzione diremo che questo può provenire da vizii interni nella struttura del metallo, dalla sua qualità inferiore, ovvero dal difettoso sistema della caldaia.

Passiamo al 2° caso: cioè all'alterazione prodotta pel lungo uso. Se trattasi di caldaie di locomotive, le scosse cui sono continuamente soggette alterano l' intima struttura del ferro che le costituisce, e ne scemano la resistenza.

Tutte poi le caldaie sono soggette, alle dilatazioni e contrazioni del metallo, ad essere ossidate dal calore, e corrose all'esterno dai prodotti della combustione, ed all'interno dalle sostanze eterogenee che possono essere contenute nell'acqua d'alimentazione.

Queste sostanze producono ancora un inconveniente gravissimo. Esse coll' evaporazione si depositano sulle pareti della caldaia, e formano una crosta solida che, divenuta col tempo di spessore considerevole, come cattiva conduttrice del calorico ne impedisce la trasmissione all'acqua entro la caldaia, e lo riduce invece ad arroventare le pareti.

Può avvenire che questa crosta per un colpo accidentale, o per la forza stessa del calore, si fenda; allora, trovandosi l'acqua a contatto del metallo rovente, si produce incontanente vapore in gran copia ed esplode la caldaia.

L'impossibilità di trovare acque d'alimentazione pure, la poca convenienza di depurarle, fecero cercare i mezzi di evitare queste incrostazioni senza che occorresse interrompere assai di frequente il lavoro della macchina. Questi mezzi si riducono tutti a mettere dentro la caldaia sostanze mucilaginose ed incoerenti, che depositandosi con quelle sciolte nell'acqua ne impediscono la compatta riunione e l'adesione alla parete interna della caldaia, ed il deposito fangoso formatosi potrà levarsi con una semplice lavatura.

La 3ª causa di esplosione abbiamo detto essere il sopraccarico delle valvole. Infatti quando il suo peso supera il limite di pressione interna del vapore la caldaia può scoppiare.

Quanto alla 4ª causa diremo, che talvolta una valvola ben costrutta senza essere sopraccarica può restare chiusa dopo che il vapore ha raggiunto la pressione voluta, e ciò per ossidamento, oppure per il raffreddamento che quando si spegne il fuoco si manifesta più rapidamente nella valvola che nella sua sede, per cui essa vi entra più che di ragione.

La 5ª causa può aver luogo specialmente nelle caldaie a condotti interni pel fumo, od a focolare interno. Quando il registro del camino sia chiuso, il combustibile, posto in condizione di subire piuttosto una distillazione che una vera combustione, potrà riempiere i condotti con gas infiammabili; aperto allora tutto ad un tratto il registro, l'aria entrante può incendiare il miscuglio, e questo detonando produrre l'esplosione della caldaia.

Diciamo ora della 6ª causa. Intorno all'esplosione della caldaia quando per qualsiasi causa venisse ad abbassarsi di troppo il livello dell'acqua, varie sono le opinioni.

Boutigny spiega questo fenomeno nel seguente modo; se il livello dell'acqua si abbassa, la parte della caldaia che rimane allo scoperto per le altissime temperature a cui è esposta viene subito ad arroventarsi; alla nuova alimentazione della caldaia l'acqua che le viene a contatto passerà allo stato steroidale, e se per poco la temperatura si abbassa, vaporizzandosi istantaneamente, potrà dar luogo all'esplosione della caldaia. Ma questa spiegazione non è sufficiente, perchè esso si fonda su esperienze eseguite in vasi di spessore grandissimo ed in cui l'acqua era a piccole masse.

Peclet l'attribuisce alla diminuzione di resistenza della lastra infuocata; altri alla scomposizione del vapore che succede quando questo viene a contatto colla parete arroventata producendo un miscuglio detonante.

La più ammessa fra tutte le spiegazioni che si danno intorno a questa cagione, è quella dovuta a Perkins. Secondo esso resta una parte della parete scoperta, il vapore si soprariscalda e poscia venendo questo vapore di nuovo a contatto dell'acqua, torna allo stato saturo cedendo a questa il calore in eccesso; perciò improvvisamente può produrre molto vapore e quindi far scoppiare la caldaia.

Poniamo infatti che la capacità della camera del vapore sia di 1 m. c., la tensione di 2 atmosfere, cioè a temperatura di 121°. Poniamo poi che fattasi rovente una parte della caldaia, la temperatura del vapore sia salita a 500°, allora la valvola di sicurezza si apre per mantenere la tensione di 2 atmosfere, succede quindi ebollizione tumultuosa: allora è che venendo l'acqua a contatto del vapore ne assorbe il calore eccedente, in virtù del quale si evapora in parte.

Calcoliamo la quantità di vapore che perciò si produce. Il calorico totale che deve avere 1 kg. di vapore saturo a 121° è dato da

$$606{,}5 + 0{,}305 \,.\, 121^\circ$$

Ora il peso di 1 m. c. di vapore a 121° è di kg. 1,11, e dopo che fu soprariscaldato, tale peso assume un volume maggiore (diffatti una parte esce per la valvola); questo volume maggiore sarebbe dato da

$$\text{m.c. } 1 \; \frac{273 + 500^\circ}{273 + 121^\circ} = 2 \text{ m.c. circa}$$

Quindi nella camera del vapore restandovi solo 1 m. c., ne sarà solo rimasto in peso la metà di kg. 1,11, ossia 0,55, ed il suo calore totale sarà 0,55 . 0,475 . 500°, ed abbassandosi poi la sua temperatura a 121° cedrà all'acqua calore

$$0{,}55 \,.\, 0{,}475 \,(500^\circ - 121^\circ) = 98{,}5$$

Ora ogni kg. d'acqua richiede

$$606{,}5 + 0{,}305 \,.\, 121^\circ$$

per vaporizzarsi a due atmosfere, onde con 98,5 calore si potrà vaporizzare

$$\frac{98{,}5}{606{,}5 + 0{,}305 \,.\, 121^{\circ}} = 0{,}153 \text{ kg.}$$

che paragonato al peso di vapore 0,55 prima contenuto nella caldaia vedesi che si aumenta improvvisamente di

$$\frac{0.15}{0{,}55} = \frac{1}{0{,}36} = \frac{1}{3}$$

circa la quantità di vapore contenuto nella caldaia, il quale aumento può produrre lo scoppio.

Si evitano poi le esplosioni: col far uso di caldaie con superficie cilindrica a direttrice circolare, di lamiere di buona qualità, e di valvole di sicurezza a margini stretti; moltiplicando gli indicatori di livello, ed usandone per lo meno di due sorta; coll'impiego di apparecchi diversi d'alimentazione; nettando spesso la caldaia, e se l'acque usate lasciano molti depositi, servendosi di alcuno dei mezzi citati per impedire le incrostazioni.

PARMEGGIANI CARLO.

ERRATA-CORRIGE.

Pagina	formola	avvece di	leggasi
12	1ª	..... $\log' \frac{T_1 - t}{T' - t}$	..... $\log' \frac{T_0 - t}{T' - t}$
14	2ª	..... $\frac{p\left(c + c' \frac{t'}{l} - c'\right)}{c}$	..... $\frac{p\left(c + c' \frac{t'}{t} - c'\right)}{c}$
15	2ª	$x = v \frac{T' - t}{T - t}$	$x = v \frac{T' - t}{T - T'}$
15	ultima	$x = 30 . v . \frac{T = t}{D}$	$x = 30 . v . \frac{T - t}{T}$
26	linea 18	calore	calorie
27	» 1ª	calore	calorie
6	„ 23	invece di $\log(T_1 - T)$	deve dire $\log'(T_1 - t)$

TESI LIBERE

MECCANICA APPLICATA ED IDRAULICA PRATICA

Pendolo conico di Watt — Teoria del medesimo — Relazione fra la posizione delle verghe sull'asse intorno a cui gira il pendolo e la durata di una rivoluzione — Relazione fra la variazione della velocità, il peso delle verghe e lo sforzo necessario per muovere la valvola regolatrice.

COSTRUZIONI CIVILI, IDRAULICHE E STRADALI

Archi equilibrati — Condizioni d'equilibrio — Caso in cui l'arco è gravato di un peso uniformemente distribuito nella sua proiezione orizzontale — Archi a monta molto depressa.

MACCHINE A VAPORE E FERROVIE

Resistenza alla trazione di un convoglio sopra una via ferrata in curva ed in pendenza.

GEOMETRIA PRATICA

Calcoli di sterro e di interro — Metodo delle sezioni ragguagliate.

fig. 1ª

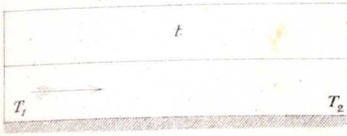

fig. 2ª

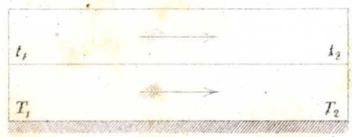

fig. 3ª

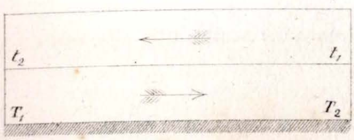

fig. 4ª

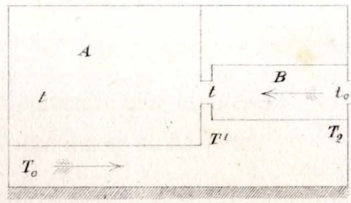

fig. 5ª

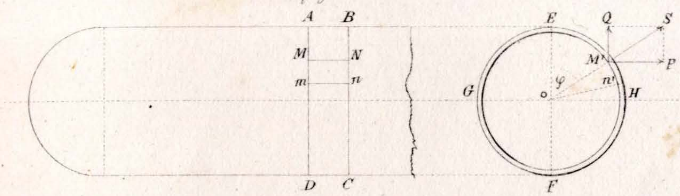

fig. 6ª

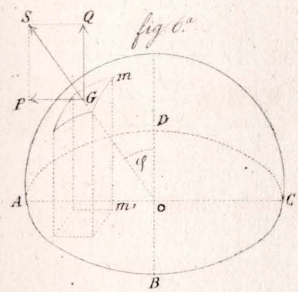

fig. 7ª

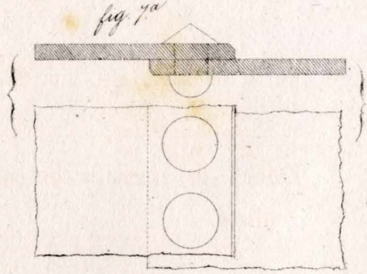

fig. 8ª

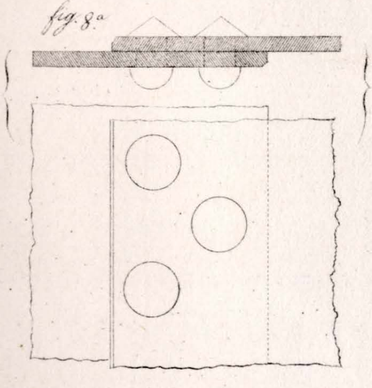

fig. 9ª