

VGR 98

CONVEGNO NAZIONALE

VALUTAZIONE E GESTIONE DEL RISCHIO NEGLI INSEDIAMENTI CIVILI E INDUSTRIALI

UN MODELLO UNIFICATO PER IL DIMENSIONAMENTO DEGLI IMPIANTI ANTINCENDIO AD ACQUA NELL'INDUSTRIA

Francesco Marotta - Marcello Mossa Verre

ARPAT - Area per le Industrie a Rischio di Incidenti Rilevanti

Via N. Paganini, 66 - Firenze - Tel.: 055-3206353-3206375 - Fax: 055-3206324

SOMMARIO

Viene proposto un modello di calcolo degli impianti antincendio ad acqua nell'industria basato sulle effettive condizioni (interne ed al contorno) in cui si trova il potenziale sistema di combustione. Ne consegue un dimensionamento "su misura" dell'impianto di estinzione.

L'incendio viene modellato come un sistema termodinamico aperto a regime del quale sono note le equazioni che ne descrivono il comportamento. Il bilancio energetico del sistema è il meccanismo regolatore delle condizioni di stabilità ed instabilità dello stesso. La transizione alla condizione di negatività del bilancio energetico del sistema porta all'incipiente arresto della catena di reazioni e quindi all'estinzione dell'incendio. Essendo noto il meccanismo di estinzione esercitato dall'acqua è possibile stimare il quantitativo di estinguente per unità di tempo da inviare sul focolaio d'incendio per ottenerne il controllo (equivalenza nel bilancio energetico) e quindi lo spegnimento.

PREMESSA

Per il dimensionamento di un impianto antincendio ad acqua è essenziale conoscere il fabbisogno idrico per unità di tempo richiesto per l'attività in esame. Tale parametro è, infatti, necessario sia per la progettazione della rete, che per il dimensionamento del sistema di spinta e dei serbatoi di stoccaggio.

Il metodo universalmente utilizzato per la valutazione del fabbisogno idrico per gli impianti antincendio a servizio di attività industriali è quello cosiddetto delle "classi di rischio" (N.F.P.A. - National Fire Protection Association ; B.S.I. - British Standards Institution ; C.I.I. - Concordato Italiano Incendi ; etc.). Tale metodo è, come noto, di natura empirica e fonda i suoi contenuti sull'analisi statistica di eventi storici. La categoria di rischio viene individuata sulla base di parametri qualitativi rappresentativi dell'attività in esame (tipologia dell'attività, tipo di materiale in deposito). L'individuazione della categoria di rischio conduce alla determinazione delle caratteristiche dimensionali dell'impianto.

Il metodo, che ha indubbiamente a proprio vantaggio una certa semplicità applicativa, non tiene conto delle caratteristiche particolari che possono differenziare, anche notevolmente, l'attività in esame da quelle classificate in condizioni di equirischio. Ciò può portare ad una sottostima del livello di rischio e quindi ad una erronea sottovalutazione dei parametri dimensionali dell'impianto antincendio.

Il presente lavoro si propone lo scopo di individuare un metodo di dimensionamento degli impianti antincendio ad acqua nell'industria, alternativo a quello dei codici di rischio, in quanto basato sull'effettivo stato del probabile sistema di combustione. Ne consegue una stima dell'intero volume d'acqua necessario all'estinzione completa dell'incendio nell'ottica di rendere disponibile sul posto l'intero fabbisogno idrico per l'impianto di estinzione.

FLUSSO TERMICO GENERATO

Perché si verifichi un incendio è necessaria, come noto, la coesistenza di un combustibile (che contiene gli elementi che subiscono ossidazione), di un comburente (vettore dell'ossigeno di ossidazione, in genere aria) e di una sorgente di energia a temperatura sufficiente a dare avvio alla combustione (ignizione). Dall'incendio derivano prodotti di reazione che in genere, avendo elevata temperatura (e quindi bassa densità), tendono ad allontanarsi creando un flusso d'aria che alimenta la combustione. Da una prima fase iniziale caratterizzata da forte instabilità del sistema si giunge, attraverso fasi intermedie regolate dagli scambi termici tra sistema ed esterno, alla fase di combustione generalizzata o flashover. Questo rappresenta uno stato irreversibile del sistema che dà inizio alla fase stazionaria a velocità di combustione praticamente costante.

Ciò premesso occorre anzitutto osservare che, in considerazione della notevole variabilità della fase di pre-flashover e dell'inerzia d'intervento dell'impianto antincendio, è ragionevole ammettere, a favore di sicurezza, che l'impianto di spegnimento intervenga ad incendio pienamente sviluppato (cioè in condizioni di post-flashover).

Un compartimento sede d'incendio in condizioni di post-flashover può essere pertanto descritto, a regime, come un sistema termodinamico aperto ed isobaro (in cui avviene la reazione di ossidazione), avente due bocche d'ingresso (rispettivamente per il combustibile ed il comburente) ed una d'uscita (per i prodotti della combustione). L'applicazione, a tale modello, del primo principio della termodinamica unitamente al principio di conservazione della massa (trascurando, come appare certamente lecito, i termini macroscopici cinetici e potenziali e la potenza dinamica scambiata dal sistema con l'esterno e ponendo le temperature dei fluidi in ingresso ed uscita uguali ad un valore comune di riferimento) conduce alla nota espressione della potenza termica \dot{q}_c (kW) scambiata dal sistema con l'esterno :

$$\dot{q}_c = \Delta h_c \cdot \dot{m}_c \quad (1)$$

dove \dot{m}_c (kg/s) è la velocità della reazione di combustione (massa di combustibile consumata per unità di tempo) e Δh_c (kJ/kg) è la differenza di entalpia totale (termodinamica e chimica) del combustibile tra la fine e l'inizio della reazione, come noto coincidente, in un processo a pressione costante completamente sviluppato (combustione completa), col calore di reazione (ovvero di combustione).

È poi ovvia l'estensione al caso di n combustibili presenti nel compartimento :

$$\dot{q}_c = \sum_{i=1}^n \Delta h_{c_i} \cdot \dot{m}_{c_i} \quad (2)$$

Regimi di combustione

Come precedentemente affermato si fa l'ipotesi, certamente a favore di sicurezza, di essere in presenza di un incendio pienamente sviluppato (fase di post-flashover). Se in tali condizioni la velocità di combustione è approssimativamente proporzionale alla quantità di aria che affluisce attraverso le aperture, senza dipendere, in maniera apprezzabile, dalle caratteristiche del combustibile, si dice che la combustione è controllata dalla ventilazione.

Viceversa, se, nella medesima fase di post-flashover, la velocità di combustione è ampiamente indipendente dalla ventilazione ma dipende dalla quantità, forma e porosità del combustibile, si dice che la combustione è controllata dagli strati di combustibile.

Ovviamente i due predetti regimi di combustione si riferiscono, in pratica, rispettivamente, al caso di aperture di piccole dimensioni in cui la quantità d'aria entrante nel compartimento incendiato è critica e, viceversa, al caso di grandi aperture con elevata disponibilità di comburente.

Definito il *parametro di ventilazione* (T. Z. Harmathy, 1972)

$$f = r_a \cdot \sqrt{g} \cdot A_f \cdot \sqrt{H} \quad (3)$$

dove :

- r_a è la densità media dell'aria in condizioni di post-flashover, normalmente compresa tra 0.24 kg/m^3 e 0.67 kg/m^3 (V. Babrauskas et al., 1978) ;
 - g è l'accelerazione di gravità ;
 - A_f (m^2) è la superficie delle aperture in condizioni di post-flashover (praticamente coincidenti, come noto, con la superficie totale finestrata del compartimento) ;
 - H (m) è l'altezza delle predette aperture (il termine $A_f \sqrt{H}$ è detto *fattore di ventilazione*) ;
- ed indicata con A_c (m^2) la superficie di combustibile inizialmente a contatto con l'aria, il punto di transizione tra i due regimi di combustione si ha approssimativamente per (T. Z. Harmathy, 1972) :

$$\frac{f}{A_c} = 0.263 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}. \quad (4)$$

In pratica per $f/A_c > 0.263 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ possiamo ammettere di essere nel regime di combustione controllato prevalentemente dagli strati di combustibile; viceversa per $f/A_c < 0.263$ il regime di combustione sarà soprattutto controllato dalla ventilazione.

Velocità di combustione

È essenziale la conoscenza, a priori, della velocità della reazione di combustione \dot{m}_c la cui valutazione sperimentale può essere anche notevolmente inficiata dalle condizioni al contorno del sistema.

Si può anzitutto affermare che nel regime di combustione controllato dalla ventilazione (per altro il più severo riguardo allo stress termico delle strutture) la funzione esprime la velocità di combustione è del tipo (A. J. M. Heselden, 1968) :

$$\dot{m}_c \propto (A_f; \sqrt{H}). \quad (5)$$

L'analisi fluidodinamica dello spazio interno del compartimento consente di esplicitare la predetta funzione che assume la forma (V. Babrauskas et al., 1978) (D. Drysdale, 1986) :

$$\dot{m}_c = k_1 \cdot A_f \cdot \sqrt{H} \quad (6)$$

essendo k_1 una costante opportuna dipendente dal tipo di combustibile.

Per combustibili ordinari il cui meccanismo di ossidazione non è molto dissimile da quello del legno, pare ragionevole assumere $k_1 \cong 5 \div 6 \text{ kg}^{-5/2} \text{ min}^{-1}$ (A. J. M. Heselden, 1968).

Nel regime controllato dagli strati di combustibile la velocità di combustione dipende prevalentemente dalla quantità, forma e porosità del combustibile (V. Babrauskas, 1995). Si può pertanto ritenere che sia :

$$\dot{m}_c \propto (L'; S; A_c) \quad (7)$$

dove :

- L' è il carico d'incendio specifico (cioè per unità di superficie del compartimento) del singolo combustibile (da introdurre in GJ/m^2), dato dall'espressione $L' = \frac{G \cdot \Delta h_c}{A}$, nella quale G è la massa del combustibile (kg) ed A la superficie, in pianta, del compartimento (m^2);
- S (m^2) è la superficie, in pianta, occupata dal combustibile.

Si può provare che la forma più semplice che può assumere la funzione della velocità di combustione nel regime controllato dagli strati di combustibile è la seguente (F. Marotta, 1990):

$$\dot{m}_c = k_2 \cdot L' \cdot \frac{A_c}{S} \quad (8)$$

dove k_2 (da introdurre in min) è una costante opportuna funzione del tipo di combustibile.

Il valore di k_2 (min) può essere approssimativamente determinato mediante la relazione (F. Marotta, 1991):

$$k_2 = 7.8 \cdot 10^{-3} \cdot d - 5.91 \quad (9)$$

essendo d (kg/m^3) la densità del combustibile. Tale espressione è da ritenersi valida, con buona approssimazione, per d maggiore di circa 758 kg/m^3 .

Complicazioni nella valutazione del fattore di ventilazione

Se sono presenti n aperture verticali ciascuna di area A_{f_i} e di altezza H , con i fili inferiore e superiore alle stesse quote si ha :

$$A_f \cdot \sqrt{H} = \sum_{i=1}^n A_{f_i} \cdot \sqrt{H} \quad (10)$$

In effetti, purché le aperture verticali non differiscano molto una dall'altra, si può sempre definire un fattore di ventilazione equivalente tale che :

$$(A_f \cdot \sqrt{H})_{equiv.} \cong \sum_{i=1}^n (A_{f_i} \cdot \sqrt{H_i}) \quad (11)$$

In considerazione delle numerose incertezze in gioco nell'intero procedimento di calcolo, tale approssimazione appare accettabile nella gran parte dei casi pratici.

Tuttavia, se gli estremi delle aperture sono sensibilmente ubicati a differente altezza gli uni dagli altri, può essere opportuno seguire un procedimento più rigoroso individuando anzitutto la posizione del cosiddetto *piano neutro* (rispetto ad un piano di riferimento arbitrario). Allora il fattore di ventilazione equivalente è determinato con riferimento alle sole aperture ubicate al disotto del piano neutro (V. Babrauskas et al., 1978).

Il caso di aperture orizzontali deve essere ricondotto ai precedenti trasformando l'apertura orizzontale di area A_h in un'apertura verticale equivalente di area $k_f A_h$ dove k_f è un

opportuno coefficiente correttivo il cui valore si può ritenere compreso tra 1.5 e 3.5 (DIN 18230, 1978).

Complicazioni per il verificarsi di combustione incompleta

In ciò che precede si è ammesso il completo sviluppo della reazione di combustione. Di fatto, negli incendi, la combustione non è mai completa. Ne consegue che il calore di reazione da prendere in considerazione è solo un'aliquota dell'intero calore di reazione e pari a :

$$\Delta h_{cu} = c_{cu} \cdot \Delta h_c \quad (12)$$

dove c_{cu} è un opportuno coefficiente di efficienza minore di uno (A. Tewarson, 1995). Detto coefficiente assume normalmente valori compresi tra circa 0.7 e 0.9 ma può diminuire, anche sensibilmente, in difetto di ventilazione. Nel regime di combustione controllato dalla ventilazione può essere pertanto necessario assumere un valore di c_{cu} alquanto piccolo.

FLUSSO TERMICO DISPERSO ATTRAVERSO LE FINESTRE

Della potenza termica generata, parte viene persa attraverso le finestre sia per irraggiamento che mediante scarico all'esterno dei fumi e dei gas di combustione. Il restante flusso termico generato va a riscaldare le strutture che limitano il compartimento e, parzialmente, l'aria entrante nel compartimento stesso.

La potenza termica asportata con i fumi ed i gas di scarico attraverso le finestre dipende dal calore specifico dei gas di combustione, dalla differenza delle temperature interna ed esterna e dalla portata dei gas uscenti dal compartimento.

La potenza termica irradiata verso l'esterno dipende dalla superficie delle finestre, dalla emissività del gas di combustione presso le finestre e dalla quarta potenza delle temperature assolute (legge di Stefan-Boltzman). Una stima grossolana induce a considerare mediamente asportata con i gas di scarico e persa per irraggiamento attraverso le finestre rispettivamente circa il 60% ed il 10% della potenza termica generata.

FLUSSO TERMICO ASPORTATO DALL'ACQUA

L'acqua inviata sull'incendio esercita, come noto, una forte azione di raffreddamento, dovuta all'elevato calore latente di evaporazione ed un'azione di diluizione dell'ossigeno dovuta al vapore che si viene a formare. Vi è poi, in alcuni casi, anche un'azione meccanica tendente ad allontanare il combustibile incendiato da quello che non ha ancora preso parte alla combustione. Il meccanismo di azione di gran lunga prevalente è però senz'altro il raffreddamento. Questo porta a trascurare, a favore di sicurezza, tutti gli altri meccanismi di azione.

Ciò premesso, il flusso termico asportato dall'acqua inviata sull'incendio può essere valutato mediante la relazione :

$$\dot{q}_w = b_w \cdot \dot{m}_w \cdot (\Delta h_w + c_p \cdot \Delta T_w) \quad (13)$$

dove :

- \dot{m}_w è la portata massiva di acqua riversata sull'incendio (kg/s) ;
- Δh_w è il calore latente di evaporazione dell'acqua a 100 °C (2256 kJ/kg) ;

- c_p è il calore specifico isobaro dell'acqua, nella fattispecie praticamente indipendente dalla temperatura, (4.2 kJ/kg/°C) ;
- ΔT_w è il salto termico dell'acqua dalla temperatura ambiente a quella di ebollizione (°C) ;
- b_w è un coefficiente di efficienza pari al rapporto tra la quantità d'acqua riversata realmente sull'incendio e che subisce completa vaporizzazione e la quantità totale d'acqua erogata ; tale coefficiente rappresenta il rendimento del processo di estinzione. Considerazioni pratiche e sperimentali (M. Delle Chiaie, 1976) portano a stimare valori di b_w alquanto bassi, probabilmente non superiori a 0.6÷0.7, riservando i valori più elevati all'erogazione di acqua frazionata da impianti fissi automatici. Negli impianti manuali, in cui il volume d'acqua disperso è a volte considerevole, b_w può assumere valori molto piccoli.

Essendo $\Delta h_w > (c_p \Delta T_w)$ si può senz'altro scrivere :

$$\dot{q}_w = b_w \cdot \dot{m}_w \cdot \Delta h_w \quad (14)$$

PORTATA CRITICA DI ESTINZIONE

Il bilancio termico del sistema porta a scrivere l'equazione :

$$\dot{q}_c = \dot{q}_w + \dot{q}_r \quad (15)$$

dove \dot{q}_r è il flusso termico disperso attraverso le finestre.

Sostituendo a ciascun termine le espressioni precedentemente ricavate si determina la portata in massa di acqua da inviare sull'incendio per ottenerne il controllo, che vale :

$$\dot{m}_w = \frac{\sum_{i=1}^n (c_{cu_i} \cdot \Delta h_{c_i} \cdot \dot{m}_{c_i})}{b_w \cdot \Delta h_w} - \frac{\dot{q}_r}{b_w \cdot \Delta h_w} \quad (16)$$

Trascurando, in prima approssimazione e comunque sempre a favore di sicurezza, il flusso termico disperso attraverso le finestre si ha :

$$\dot{m}_w = \frac{\sum_{i=1}^n (c_{cu_i} \cdot \Delta h_{c_i} \cdot \dot{m}_{c_i})}{b_w \cdot \Delta h_w} \quad (17)$$

AUTONOMIA DELL'IMPIANTO ANTINCENDIO

Nell'ipotesi (semplificativa) che la potenza termica generata si mantenga costante per tutta la durata dell'incendio, si può scrivere :

$$t = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot \Delta h_{c_i}}{\dot{q}_c} \quad (18)$$

che rappresenta, nelle condizioni predette, la durata teorica dell'incendio (s). Cioè a bassa potenza termica erogata corrisponde, a parità di energia, un'elevata durata dell'incendio e viceversa. La durata effettiva dell'incendio può però essere in pratica anche molto diversa dal valore fornito dalla (18).

Una stima approssimata della durata dell'incendio può essere effettuata mediante la relazione (M. Law, 1983) :

$$t = \frac{L_e}{\dot{m}_c} \quad (19)$$

dove L_e (kg) è il carico d'incendio in legno equivalente, formalmente analoga alla (18) con la variante che il calore di reazione del combustibile è rapportato a quello del legno standard.

L'autonomia dell'impianto antincendio t deve essere certamente correlata alla durata dell'incendio. Occorre osservare però che il corretto intervento dell'impianto di spegnimento deve ovviamente condurre all'estinzione dell'incendio con sufficiente anticipo rispetto all'esaurimento del combustibile. Inoltre all'abbassamento della temperatura media dei gas di combustione a valori prossimi a 300 °C corrisponde un'emissione di potenza termica relativamente modesta.

Occorre altresì osservare, in base al modello fisico considerato, che la durata dell'incendio da assumere per il dimensionamento dello stoccaggio idrico andrebbe valutata con criteri probabilistici connessi al raggiungimento della condizione di negatività del bilancio termico.

Ciò premesso, ragionevoli considerazioni pratiche portano a concludere circa l'opportunità di fissare, per l'autonomia dell'impianto, un valore superiore di soglia pari a circa 6÷8 ore. Valori maggiori devono essere giustificati dalla presenza di condizioni particolari (ad es. elevato carico d'incendio).

CONTEMPORANEITÀ DI SERVIZIO

Lo studio fin qui condotto è stato riferito ad un unico compartimento antincendio nel quale sono presenti uno o più combustibili. Occorre adesso estendere lo studio al caso di m compartimenti.

In pratica, se i compartimenti sono separati tra loro mediante strutture di adeguata resistenza al fuoco, è poco probabile che, almeno per un tempo rapportabile alla resistenza al fuoco strutturale, si verifichi un incendio generalizzato in tutti i compartimenti.

Se L_j è il carico d'incendio del j -esimo compartimento, la (17) può essere posta nella forma :

$$\dot{m}_{w_j} = \Omega_j \cdot L_j \quad (20)$$

dove Ω_j è un opportuno coefficiente relativo al j -esimo compartimento funzione dei predetti parametri caratterizzanti la combustione nel compartimento stesso.

Per l'insieme dei compartimenti si ha :

$$\dot{m}_{w_{TOT}} = \sum_{j=1}^m \Omega_j \cdot L_j \quad (21)$$

Nell'ipotesi che le caratteristiche del processo di combustione non differiscano molto da compartimento a compartimento si può scrivere :

$$\dot{m}_{w_{TOT}} = \Omega \cdot \sum_{j=1}^m L_j \quad (22)$$

In particolare, per il compartimento col più elevato carico d'incendio, sarà :

$$\dot{m}_{w_{max}} = \Omega \cdot L_{max} \quad (23)$$

che rappresenta la portata d'acqua che deve essere comunque garantita.

Dovrà pertanto essere :

$$\dot{m}_{w_{TOT}} \cdot c \geq \dot{m}_{w_{max}} \quad (24)$$

dove c è il coefficiente di contemporaneità.

Si ha in definitiva :

$$c \geq \frac{L_{\max}}{\sum_{j=1}^m L_j} \quad (25)$$

La singolarità della (25) di far tendere c a zero al crescere dei compartimenti porta ad imporre un limite inferiore al valore di c che normalmente è assunto pari a 0.5 ($c \geq 0.5$).

ESEMPI NUMERICI

ESEMPIO 1

Si abbia un compartimento contenente legna con :

- $G = 10^5$ kg ;
- $A_c = 1200$ m² ;
- $S = 80$ m² ;
- $\Delta h_c = 17000$ kJ/kg ;
- $d = 840$ kg/m³.

Le caratteristiche del compartimento siano le seguenti :

- $A = 800$ m² ;
- $(A_f \cdot \sqrt{H})_{equiv.} = 51$ m².

Dimensionare, in prima approssimazione (trascurando il flusso termico disperso), l'impianto antincendio in termini di portata specifica, nonché la riserva idrica occorrente per l'estinzione completa dell'incendio.

Soluzione

Si ipotizza : $r_a = 0.4$ kg/m³.

Si ha quindi : $f / A_c = 0.05$ kg m⁻²s⁻¹ \Rightarrow regime di combustione controllato dalla ventilazione.

Si assume : $k_1 = 5.5$ kg^{-5/2}min⁻¹ (0.09 kg^{-5/2}s⁻¹)

e pertanto si ha : $\dot{m}_c = 4.7$ kg/s.

Posti $c_{cu} = 0.5$ e $b_w = 0.4$, si ha : $\dot{m}_w = 44.3$ kg/s.

Si ha inoltre : $L_c = 92000$ kg (Δh_c legno standard = 18480 kJ/kg)

e quindi : $t = 5.4$ h \Rightarrow $t = 5$ h

ESEMPIO 2

Si abbia un compartimento contenente lo stesso materiale dell'esempio precedente, avente la medesima superficie A ma diverso fattore di ventilazione : $(A_f \cdot \sqrt{H})_{equiv.} = 198$ m².

Dimensionare, in prima approssimazione (trascurando il flusso termico disperso), l'impianto antincendio in termini di portata specifica, nonché la riserva idrica occorrente per l'estinzione completa dell'incendio.

Soluzione

Si ipotizza : $r_a = 0.6$ kg/m³.

Si ha quindi : $f / A_c = 0.31$ kg m⁻²s⁻¹ \Rightarrow regime di combustione controllato dagli strati di combustibile.

Si ha anche: $L' = 3.4 \text{ GJ/m}^2$;

inoltre è : $k_2 = 0.64 \text{ min}$

e pertanto si ha : $\dot{m}_c = 0.54 \text{ kg/s}$.

Posti $c_{cu} = 0.85$ e $b_w = 0.4$, si ha : $\dot{m}_w = 8.7 \text{ kg/s}$.

Si ha inoltre : $L_c = 92000 \text{ kg}$ (Δh_c legno standard = 18480 kJ/kg)

e quindi : $t = 47 \text{ h} \Rightarrow$ si assume $t \cong 8 \text{ h}$

CONCLUSIONI

Il modello di calcolo proposto, associato al dimensionamento idraulico ed al calcolo affidabilistico, rappresenta un esaustivo metodo di progettazione degli impianti antincendio ad acqua.

Gli esempi appena visti mostrano l'importanza del fattore di ventilazione quale parametro progettuale per un minor impegno termico del sistema.

BIBLIOGRAFIA

- V. Babrauskas : "Burning Rates" in SFPE Handbook of Fire Protection Engineering, National Fire Protection Association, Quincy, Massachusetts, Section 3 Chapter 1, pp. 1-15, 1995.
- V. Babrauskas - R. B. Williamson: "Post-flashover compartment fire: basis of a theoretical model". *Fire and Material*, 2, 39-53, 1978.
- M. Delle Chiaie : "Compendio di idraulica applicata all'ingegneria antincendi" - Scuole Centrali Antincendi, Roma, 1976.
- DIN 18230 - "Structural fire protection in industrial building construction - Part 1: Required fire resistance period – Part 2: Determination of the burning factor m. Appendix 1 to Part 1: Calorific values and m-factors" - 1978.
- D. Drysdale: "An Introduction to Fire Dynamics". A Wiley-Interscience Publication - John Wiley and Sons, September 1986.
- T. Z. Harmathy: "A new look at compartment fire" - *Fire Technology*, vol. 8 n. 3 e 4, 1972.
- A. J. M. Heselden: "Parameter determining the Severity of fire" - Symposium at Boreham Wood, Herts 24.1.1967, HMSO 1968.
- M. Law, *Structural Engr.*, 61A, 1, p. 25, 1983.
- F. Marotta : "Su un possibile modello di calcolo degli impianti antincendio ad acqua". Atti interni, Ispettorato Regionale Vigili del Fuoco Toscana, Firenze, 1990.
- F. Marotta : "Gli impianti antincendio ad acqua". *Antincendio e Protezione Civile*, n.7, EPT, Roma, 1991.
- A. Tewarson : "Generation of heat and chemical compounds in fires". In SFPE Handbook of Fire Protection Engineering, National Fire Protection Association, Quincy, Massachusetts, Section 3 Chapter 4, pp. 53-124, 1995.

LISTA DEI SIMBOLI

A	superficie, in pianta, del compartimento (m^2)
A_c	superficie di combustibile inizialmente a contatto con l'aria (m^2)
A_f	superficie delle aperture presenti nel compartimento in condizioni di post-flashover (m^2)
A_h	area dell'apertura orizzontale (m^2)
c	coefficiente di contemporaneità (-)
c_p	calore specifico isobaro dell'acqua (assunto indipendente dalla temperatura), ($kJ/kg\ ^\circ C$)
g	accelerazione di gravità ($m\ s^{-2}$)
G	massa del combustibile (kg)
H	altezza delle aperture presenti nel compartimento (m)
Δh_c	calore di combustione (kJ/kg)
Δh_w	calore latente di evaporazione dell'acqua a $100\ ^\circ C$ (kJ/kg)
k_1	costante di velocità di combustione nel regime controllato dalla ventilazione ($kg^{-5/2}\ min^{-1}$)
k_2	costante di velocità di combustione nel regime controllato dal combustibile (min)
k_f	coefficiente di conversione delle aperture orizzontali in verticali equivalenti (-)
L	carico d'incendio (MJ)
L'	carico d'incendio specifico del singolo combustibile (GJ/m^2)
L_e	carico d'incendio in legno equivalente (kg)
m	numero dei compartimenti antincendio (-)
\dot{m}_c	velocità della reazione di combustione (kg/s)
\dot{m}_w	portata massiva critica di acqua da riversare sull'incendio per ottenerne il controllo (kg/s)
n	numero delle sostanze combustibili o numero delle aperture del compartimento (-)
\dot{q}_c	potenza termica generata dal sistema di combustione (kW)
\dot{q}_r	flusso termico disperso attraverso le finestre (kW)
\dot{q}_w	flusso termico asportato dall'acqua (kW)
S	superficie, in pianta, occupata dal combustibile (m^2)
t	durata teorica dell'incendio (s)
ΔT_w	salto termico dell'acqua dalla temperatura ambiente a quella di ebollizione ($^\circ C$)

Greci

b_w	rendimento del processo di estinzione (-)
d	densità del combustibile (kg/m^3)
r_a	densità media dell'aria in condizioni di post-flashover (kg/m^3)
t	autonomia dell'impianto (h)
f	parametro di ventilazione (kg/s)
c_{cu}	coefficiente di efficienza della combustione (-)
Ω	coefficiente di proporzionalità tra \dot{m}_w ed L ($kg\ m^2\ kJ^{-1}\ s^{-1}$)

Pedici

1	prima costante
2	seconda costante
a	aria
c	combustione o combustibile
cu	efficienza della combustione

<i>e</i>	equivalente (carico d'incendio)
<i>equiv.</i>	equivalente (fattore di ventilazione)
<i>f</i>	aperture di ventilazione
<i>h</i>	orizzontale
<i>i</i>	i-esimo combustibile o i-esima apertura
<i>j</i>	j-esimo compartimento antincendio
<i>max</i>	massimo
<i>p</i>	isobaro
<i>r</i>	disperso
<i>TOT</i>	totale
<i>w</i>	acqua

Apici

·	per unità di tempo (s^{-1})
'	per unità di area (m^{-2})