



LUND UNIVERSITY

Courbes des Températures en fonction du temps des incendies de compartiment après l'embrasement généralisé

Magnusson, Sven Erik

1977

[Link to publication](#)

Citation for published version (APA):

Magnusson, S. E. (1977). *Courbes des Températures en fonction du temps des incendies de compartiment après l'embrasement généralisé*. (Bulletin of Division of Structural Mechanics and Concrete Construction, Bulletin 50; Vol. Bulletin 50). Lund Institute of Technology.

Total number of authors:

1

General rights

Unless other specific re-use rights are stated the following general rights apply:

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal

Read more about Creative commons licenses: <https://creativecommons.org/licenses/>

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.

LUND UNIVERSITY

PO Box 117
221 00 Lund
+46 46-222 00 00

SVEN ERIK MAGNUSSON

COURBES DES TEMPÉRATURES EN FONCTION DU TEMPS DES INCENDIES DE COMPARTIMENT APRÈS L'EMBRASEMENT GÉNÉRALISÉ

LUND INSTITUTE OF TECHNOLOGY · LUND · SWEDEN · 1977
DIVISION OF STRUCTURAL MECHANICS AND CONCRETE CONSTRUCTION · BULLETIN 50

SVEN ERIK MAGNUSSON

COURBES DES TEMPÉRATURES EN FONCTION
DU TEMPS DES INCENDIES DE
COMPARTIMENT APRÈS L'EMBRASEMENT
GÉNÉRALISÉ

COLLECTION UTI-CISCO

LA SÉCURITÉ DE LA CONSTRUCTION FACE A L'INCENDIE

COLLÈGE INTERNATIONAL DES SCIENCES DE LA CONSTRUCTION
Séminaire tenu à Saint-Rémy-lès-Chevreuse (France)
du 18 au 20 Novembre 1975

Les « Collections UTI » sont réalisées sous la direction de l'Union
Technique Interprofessionnelle des Fédérations Nationales du
Bâtiment et des Travaux Publics

EDITIONS EYROLLES
61, boulevard Saint-Germain - 75005 PARIS
1977

THE JOURNAL OF THE

ROYAL ANTHROPOLOGICAL INSTITUTE

OF GREAT BRITAIN AND IRELAND

COURBES DES TEMPÉRATURES EN FONCTION DU TEMPS DES INCENDIES DE COMPARTIMENT APRÈS L'EMBRASEMENT GÉNÉRALISÉ

S.E. MAGNUSSON

Division of Structural Mechanics and Concrete Construction,
Lund Institute of Technology (Suède)

1 - Introduction

On peut procéder à une modélisation théorique d'un incendie à partir d'un certain nombre de paramètres de calcul, dont :

- les risques dûs au dégagement et au déplacement de la fumée et des gaz toxiques ;
- le risque de propagation du feu par différents mécanismes de transfert, du compartiment d'origine vers d'autres compartiments ou bâtiments (propagation par flamme extérieure, propagation par les couloirs) ;
- la protection contre la perte d'intégrité structurale du bâtiment exposé au feu.

Dans les conditions idéales, le modèle proposé devrait présenter une validité qui s'étende à l'ensemble du bâtiment, ce qui n'est pas facile, ou même possible, dans l'état actuel des connaissances. Cette étude sera consacrée au problème de la résistance des structures, en particulier aux possibilités de détermination, par le calcul, des températures des gaz en fonction du temps dans le cycle complet d'un incendie. Dans le calcul des structures, la tâche principale doit être l'étude du rapport entre les paramètres du développement de l'incendie et la variation en fonction du temps de la charge-incendie imposée sur l'élément porteur. Pour ce faire, il faut connaître les phénomènes de transfert et les caractéristiques de combustion qui influencent le comportement du feu. La première partie de ce rapport est consacrée à un rappel succinct du développement du modèle de bilan calorifique dans le compartiment sinistré. Ce modèle est ensuite examiné dans ses éléments de base. L'auteur souligne ensuite les restrictions propres aux connaissances actuelles concernant ce sujet. En conclusion, il présente le modèle de calcul des structures utilisé en Suède depuis 1967, qui est basé sur le développement naturel du feu.

2. Historique

Lorsque le feu se déclare et se propage dans un bâtiment, le comportement de la structure porteuse sera rapidement influencé de plusieurs façons. Il y aura peut-être un risque d'effondrement. Ce risque doit être pris en considération dans le calcul d'une structure porteuse pour assurer un degré raisonnable de sécurité en cas d'incendie. Le problème se divise généralement en deux parties : premièrement, il faut spécifier l'exposition au feu (par exemple sous forme d'une courbe température/temps) ; deuxièmement, il faut évaluer les conséquences pour la structure.

Dans la méthode classique, l'exposition au feu est caractérisée par une courbe normalisée température/temps. La résistance au feu d'un élément donné est définie comme le temps durant lequel l'élément peut remplir sa fonction prescrite (définie par certains critères) lors de l'exposition au feu, suivant la courbe normalisée. Cette détermination de la résistance au feu est basée le plus souvent sur des essais de laboratoire. Les temps de résistance au feu requis dans diverses conditions sont alors spécifiés dans les règlements de la construction.

Cette approche classique est fondée principalement sur les travaux d'Ingberg {1} qui a tenté d'établir la corrélation entre la sévérité des essais de résistance au feu et les conditions d'incendies réels. Il a démontré que le principal facteur déterminant pour l'intensité du feu était la charge-incendie, évaluée en poids équivalent de bois par rapport à une superficie de plancher. Sa formulation du rapport entre la charge-incendie et la durée du feu est très claire. Il a également souligné l'importance de la ventilation dans le contrôle du comportement de l'incendie mais ceci n'est pas spécifié en tant que variable distincte.

Pendant longtemps, ces travaux préliminaires d'Ingberg ont constitué l'unique étude systématique sur le comportement des incendies en pleine combustion. Néanmoins, après la deuxième guerre mondiale, des chercheurs japonais Fujita et ses collègues ({2}, {3}) avaient entrepris des études fondamentales, où ils soulignaient l'influence de la ventilation sur le comportement du feu. Leurs travaux laissaient supposer que le taux de combustion pour des feux dans les compartiments était en rapport avec le facteur $A.H^{1/2}$ où A = superficie de l'ouverture de la fenêtre, H = hauteur de la fenêtre. Ils ont mis au point un modèle théorique pour le comportement des feux compartimentés dans les termes d'une équation de bilan calorifique {3} où l'on supposait que la quantité de chaleur produite par la combustion était en rapport avec le facteur de ventilation $A.H^{1/2}$. A cette même époque Odeen mettait au point un modèle similaire en Suède {4}.

Ces formulations préliminaires d'un modèle de bilan calorifique explicite étaient toutes limitées à la phase principale du phénomène du feu - c'est-à-dire

la phase du feu développé. L'équilibre global de l'ensemble du processus n'était pas considéré.

Depuis dix ans, il y a une nette augmentation du volume de recherches dans ce domaine. Des études fondamentales sur divers aspects du feu de compartiment ont été entreprises à la "Fire Research Station" par Thomas, Heselden et Laws {6} et Heselden {5}. Magnusson et Thelandersson ont mis au point un modèle de simulation numérique du processus complet, vérifié ensuite par plusieurs essais ({7}, {8}). Harmathy a publié en 1972 une synthèse de 48 pages avec une bibliographie de 84 références {9}, mais Magnusson et Thelandersson, dans un article de discussion, contestaient quelques concepts du modèle de bilan calorifique présenté dans cette étude. L'article de Harmathy {11} constituait une réponse à ces remarques. Thomas a aussi commenté la synthèse de Harmathy dans un article {12} qui rappelait un rapport antérieur {13} sur les concepts de base de la théorie du feu de compartiment. Les remarques de Harmathy sur les travaux de Thomas ont été publiées {14}. Pour des raisons évidentes, la présente étude sera basée principalement sur la synthèse de Harmathy {9} et la discussion ultérieure.

3. Formulation du modèle de bilan calorifique

Le modèle de bilan calorifique ou énergétique se formule comme suit :

$$\dot{q} = (M + R) C_g T_g + \dot{q}_T + IA \quad (1)$$

où \dot{q} = dégagement de chaleur à l'intérieur du compartiment

M = pénétration d'air par les ouvertures

R = perte de poids

C_g = chaleur spécifique des gaz dégagés

T_g = montée de la température des gaz dégagés au-dessus de la température ambiante

\dot{q}_T = perte de chaleur à travers les parois (murs, plancher et plafond)

I = rayonnement moyen à travers l'ouverture

A = superficie d'ouverture

Les deux derniers termes de l'équation du bilan énergétique présentée dans la figure 1 se calculent facilement à l'aide des propriétés de matériaux connues et des formules classiques de transfert de chaleur. Puisque leur importance globale est plutôt réduite, ce que nous verrons ultérieurement, il n'est pas nécessaire de les approfondir davantage dans cette étude. Des expressions explicites pour \dot{q}_T et IA sont présentées dans les références {7} et {9}. Il reste deux termes à examiner ; nous considérons en premier les conditions d'écoulement dans les ouvertures des compartiments.

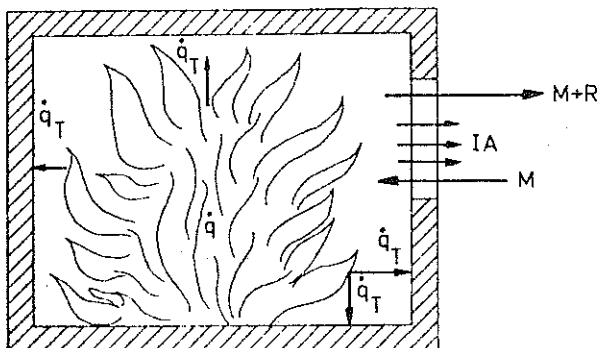


Figure 1 - Modèle de bilan calorifique d'un feu de compartiment en pleine combustion.

4. Ecoulement par les ouvertures de ventilation

L'étude de l'écoulement par les ouvertures provoqué par le feu a débuté au Japon [2], fondée principalement sur les hypothèses suivantes :

- le compartiment sinistré est effectivement rempli de gaz à température uniforme T_g (sauf à proximité des fenêtres) et à pression P_g
- il n'y a pas de frottement entre les deux écoulements de gaz
- il y a un coefficient constant de dégagement ou d'orifice égal à a
- l'accélération verticale peut être négligée au voisinage de l'ouverture
- le champ de pressions de l'écoulement à travers l'ouverture est égal à la pression hydrostatique des gaz ambiants.

La différence de densité entre les gaz chauds ($\rho = \rho_g$) et froids ($\rho = \rho_o$) crée une variation linéaire dans la pression horizontale sur la hauteur de l'ouverture. Puisque les écoulements entre les plans 1 - 1 et 0 - 0 (fig. 2) sont statiques (lignes d'écoulement parallèles), on peut utiliser l'équation de Bernoulli dans sa forme la plus simple. Pour la vitesse d'écoulement v_y au-dessus de l'axe neutre, on obtient :

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho_g v_y^2 + g \rho_g y = P_o + \frac{1}{2} \rho_o v_o^2 + g \rho_o y \quad (2)$$

Puisque $P_1 = P_o$ et $v_o = 0$, on obtient :

$$v_y = \left[2gy(\rho_o - \rho_g)/\rho_g \right]^{1/2} \quad (3)$$

De la même façon, l'écoulement au-dessous de l'axe neutre est calculé d'après la conservation énergétique entre les plans 2 - 2 et 3 - 3. La vitesse d'admission v_z s'exprime dans la formule :

$$v_z = \left[2gz(\rho_o - \rho_g)/\rho_o \right]^{1/2} \quad (4)$$

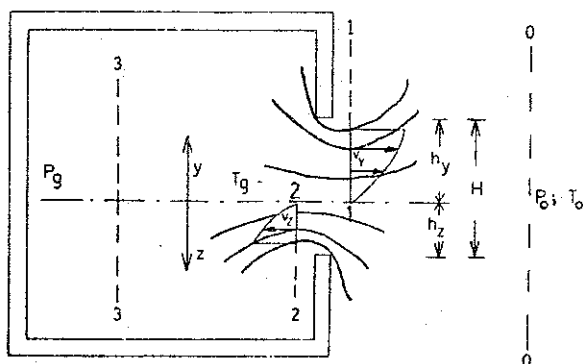


Figure 2 - Conditions d'écoulement modèles dans une ouverture de compartiment au feu.

Pour une valeur connue de taux de combustion massique R , l'équation de conservation massique définit l'emplacement de l'axe neutre, l'admission et l'écoulement massique. Thomas et al (6) présente l'expression suivante pour l'écoulement d'admission M :

$$M = c_1 A \sqrt{H} \quad (5)$$

avec

$$c_1 = \frac{\sqrt{8}}{3} \frac{a(1 - T_o/T_g)}{\left[1 + (T_g/T_o)^{1/3} (1 + R/M)^{2/3} \right]^{3/2}} \quad (6)$$

Un examen plus attentif de l'équation (6) souligne les points suivants :

- la valeur de M est presque indépendante de la température des gaz T_g tant que $T_g \geq 300^\circ \text{C}$.
- la valeur de M varie avec le régime de combustion R , mais cette dépendance fonctionnelle est plutôt faible et insignifiante pour les utilisations pratiques (7).

Ces deux résultats laissent supposer que l'on peut prendre l'admission d'air M comme une constante dans les cas où les hypothèses initiales s'appliquent. Les profils de vitesse tracés par les équations (3) et (4) ont été vérifiés expérimentalement dans ces cas ((2), (15)).

L'hypothèse de base suppose un écoulement horizontal. Thomas et al (6) ont démontré qu'à la suite de l'augmentation de l'ouverture de ventilation, il n'est plus possible de considérer le volume éloigné de l'ouverture comme une zone dans laquelle les gaz ne subissent aucune accélération verticale. Dans de tels cas, il y a une diminution dans la différence de pression entre le compartiment sinistré et l'air ambiant. L'air pénétrera dans le compartiment sinistré sous l'action d'un courant turbulent pour créer un écoulement ascensionnel. Puisque la vitesse moyenne du courant principal de l'écoulement au-dessus d'une hauteur Z est proportionnelle à $Z^{1/2}$, l'équation (5) reste valable, si nous supposons que la

vitesse d'entraînement est en rapport avec la vitesse du courant vertical. Néanmoins, il y a beaucoup d'incertitudes propres à l'état actuel de la modélisation de l'écoulement. La diminution dans la constante de proportionnalité c_1 de l'équation (6) est difficile à évaluer du point de vue théorique. La section 7 présente la méthode d'évaluation de c_1 suivant un modèle de simulation semi-empirique. Il faut ajouter que les indices expérimentaux fondés sur une série d'essais au moins à échelle réelle [16] indiquent que les conditions d'écoulement pour un incendie de compartiment en pleine combustion peuvent être beaucoup plus complexes que celles représentées par le cheminement simple de la figure 2. On a constaté un renversement total d'écoulement pendant des périodes de quelques minutes au cours de plusieurs essais. Aucune explication théorique ne pouvait être avancée pour ce phénomène.

5. Régime de combustion, résultats expérimentaux

Le problème du régime de combustion d'un incendie de compartiment en pleine combustion a été étudié lors des séries d'essais à différentes échelles. Dans le cas d'une de ces séries au moins, le travail a été fondé sur une coopération internationale [17]. D'une synthèse simplifiée de ces essais, se dégagent trois paramètres principaux qui influencent le comportement de l'incendie naturel dans un compartiment : dimensions et forme des ouvertures de ventilation, quantité de combustible et géométrie, surtout porosité et surface spécifique de ce combustible. De nombreuses séries d'essais ont démontré que, pour des valeurs suffisamment petites du facteur de ventilation $A.H^{1/2}$ liées aux valeurs élevées de la charge-incendie, ou plutôt de la superficie exposée au feu A_g , le régime maximal de combustion R_{max} est représenté approximativement par la formule :

$$R_{max} = c A.H^{1/2} \quad (7)$$

où $c = 5-6 \text{ kg (min.m}^{5/2})$ valeur conventionnelle. Cette méthode est dite "à ventilation contrôlée". Pour des valeurs plus élevées du rapport $A.H^{1/2}/A_g$ où l'apport d'air frais disponible n'est plus le facteur restrictif, le régime de combustion sera déterminé par les propriétés spécifiques et conjuguées du combustible, telles que l'épaisseur moyenne, les dimensions de chaque élément et la porosité. Dans ce régime de "combustion contrôlée", le taux maximum de combustion au cours d'un incendie peut varier depuis presque 0 jusqu'à la valeur présentée dans l'équation (7). La valeur de $A_g/A.H^{1/2}$ qui définit le point de transition varie même si le type de charge-incendie est limité à des bûchers [18]. Une valeur approximative est proposée dans (8) :

$$Q/(d.A.H^{1/2}) = 17\,000 \text{ kg/m}^{7/2} \quad (8)$$

où Q = charge-incendie totale en kg

$d = V/A_S$ (rayon hydraulique) exprime le rapport du volume total V du combustible et de sa surface libre initiale

La référence {9} présente le même point par une valeur approximative :

$$\phi/A_S = 0.263 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}) \quad (9)$$

où $\phi = \rho_a g^{1/2} A_S H^{1/2}$, avec ρ_a = densité de l'air ambiant, est une réévaluation du paramètre de ventilation. En comparant les deux valeurs du point de transition, on voit que l'équation 8 présente une valeur de ϕ/A_S inférieure à celle de l'équation (9).

La figure 3, tirée de {9}, est une synthèse d'un grand nombre d'essais, démontrant la reproductibilité médiocre des essais de feu de compartiment. Plus récemment, la recherche a tenté d'améliorer la description très vague de ce comportement. Nilsson {18} propose une analyse des résultats d'un grand nombre d'incendies expérimentaux à échelle réduite, brûlant des bûchers. Il a ainsi distingué un troisième régime où la porosité du bûcher devient le facteur primordial. Cette analyse a été effectuée à l'aide du programme de simulation présenté dans la référence {7}, description détaillée au paragraphe 7. Thomas et Nilsson {13} ont examiné à nouveau la même série d'essais, en utilisant, parmi d'autres, la technique d'analyse régressive. Ils ont extrapolé les concepts et les résultats antérieurs, valables pour les feux expérimentaux à combustion libre, aux incendies de compartiments. La figure 4 est une représentation graphique de ce résultat, donnant le tracé expérimental des limites des trois régimes. Dans leur rapport {13}, Thomas et Nilsson soulignent le fait que les résultats sont fondés principalement sur une série d'essais (une centaine) utilisant une seule dimension de bûcher. De ce fait, cette étude reste donc de nature préliminaire.

6. Taux de dégagement de l'enthalpie de combustion \dot{q}

Selon Thomas {12}, on exprime le taux de dégagement de l'enthalpie de combustion \dot{q} par l'équation :

$$\dot{q} = \left[m_{\text{ox}_i} M - m_{\text{ox}_e} (M + R) \right] \frac{\Delta H}{r} \quad (10)$$

où m_{ox_i} = concentration moyenne de l'apport en oxygène,

m_{ox_e} = concentration moyenne de l'épuisement de l'oxygène,

ΔH = dégagement de chaleur par unité de combustible,

r = rapport stochiométrique oxygène/combustible (kg oxygène/kg combustible),

R = régime de combustion (perte de poids).

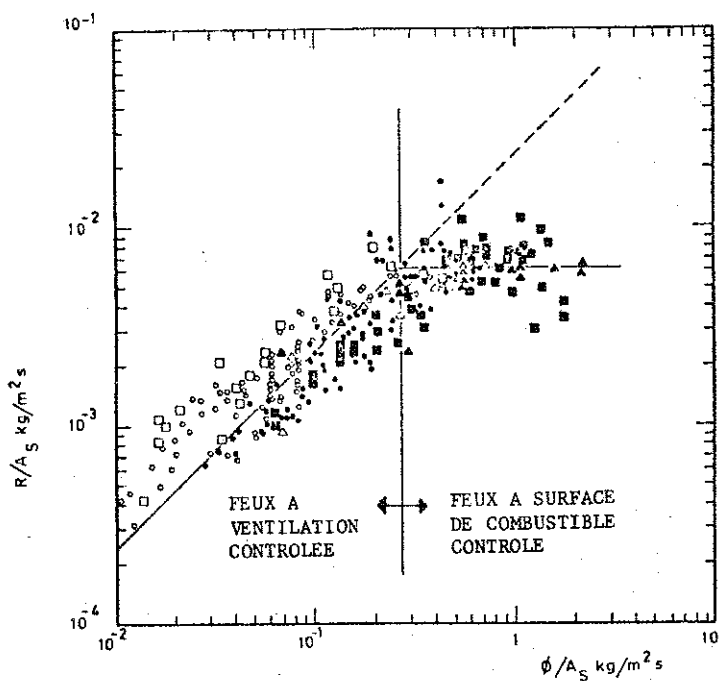


Figure 3 - Résultats d'essais du taux de combustion R en corrélation avec le paramètre de ventilation ϕ et la superficie initiale du combustible A_s (9).

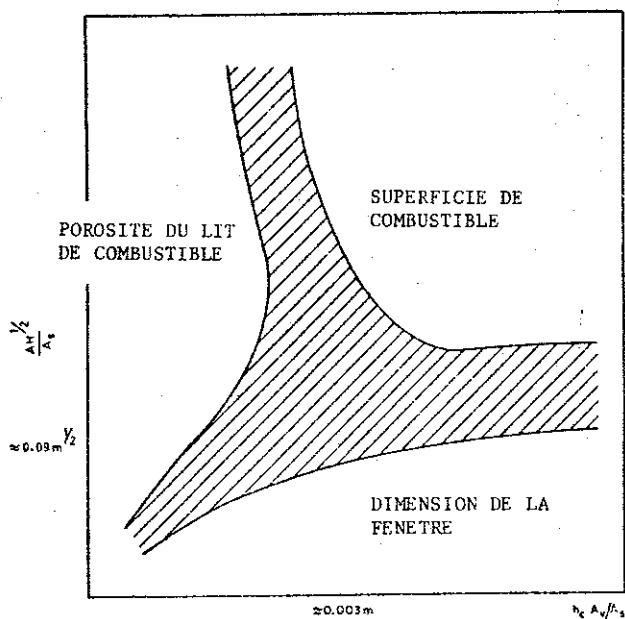


Figure 4 - Tentative d'esquisse des trois régimes de combustion séparés (3).
 h_c = hauteur des bûchers, A_v = section ouverte totale des bûchers.

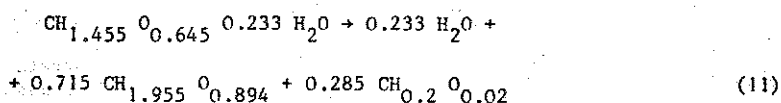
Si l'on suppose l'expression (10) valable pour le processus total de combustion, ΔH et r deviennent les fonctions du temps qui changent avec le degré d'évolution du feu.

6.1 - DONNEES DE BASE CONCERNANT LA COMBUSTION

La combustion du bois implique deux processus distincts :

- la décomposition thermique d'une phase solide en produits volatils combustibles et non combustibles et en combustibles non volatils, charbon de bois par exemple ;
- oxydation homogène en phase gazeuse des matières volatiles à proximité et au-dessus de la surface charbonnée, liée à la réaction par oxydation hétérogène (phase solide - phase gazeuse) du charbon de bois.

Examinons quelques données de base concernant le dégagement de chaleur et l'appauvrissement en oxygène, avant de passer à une étude plus approfondie des divers procédés. Harmathy (9) présente une formule qui spécifie les produits de la pyrolyse du bois tropical :



Les deux premiers termes à droite représentent la conversion du combustible solide en produits gazeux (pyrolyse) ; le troisième représente la formation de charbon de bois. Les évaluations du bilan énergétique global varient pour la pyrolyse mais, en général, on suppose un certain degré d'exothermicité. Le dégagement de chaleur lors de la combustion complète des gaz de pyrolyse en CO_2 peut être évalué à 16,5 MJ/kg de matières volatiles ({9}, {13}). La transformation par oxydation du bois en charbon de bois produit une chaleur effective d'une valeur deux fois plus grande.

La combustion intégrale d'un kilogramme de charbon de bois nécessite 11,4 kg d'air (9). Le tableau 1, extrait de Thomas et Nilsson (13), donne la valeur calorifique nette par kg de matières volatiles ou kg d'air pour une combustion complète et incomplète en fonction de la teneur en humidité.

Il apparaît que le dégagement de chaleur par kg d'air est beaucoup plus insensible aux variations dans une combustion complète et à la teneur en humidité que la valeur correspondante en fonction du kg de combustible. Les mesures prises dans les feux de compartiment ({3}, {9}) ont révélé un rapport $\text{CO}_2/(\text{CO}_2 + \text{CO}) \approx 0,6$.

Tableau 1 - Valeur calorifique nette par kg de matières volatiles (bois)

V _m	Combustion complète en CO ₂ Dégagement de chaleur (MJ/kg)		Combustion incomplète en CO Dégagement de chaleur (MJ/kg)	
	du combustible	de l'air	du combustible	de l'air
0	16.5	3.5	7.1	3.1
0.05	15.1	3.45	6.3	2.9
0 0.10	13.8	3.4	5.6	2.75
0 0.15	12.5	3.3	4.7	2.55

6.2 - ETUDE DU DEGAGEMENT DE CHALEUR

Des difficultés évidentes se présentent lors des tentatives d'évaluation théorique du taux de dégagement d'énergie, dans un feu en pleine combustion. Ceci est dû à plusieurs phénomènes en interaction étroite, décrits par Morton {19} de la façon suivante : "La combustion des matières volatiles est contrôlée par le phénomène local et conjuguée d'entraînement et de turbulence. Elle constitue une source de chaleur qui provoque l'écoulement. Le transfert de chaleur par rayonnement et par convection turbulente de retour au combustible règle l'approvisionnement en vapeur combustible. Ceci influence l'intensité de la flamme de diffusion, donc son efficacité en tant qu'élément de rayonnement. La température de la zone de combustion est limitée par la perte de chaleur par convection et par rayonnement et par l'entraînement d'air frais ambiant ce qui, à son tour, maintient la combustion - et ainsi de suite". Si nous essayons de subdiviser le problème, nous pouvons distinguer entre les mécanismes régulateurs potentiels suivants pour le dégagement d'énergie dans le compartiment sinistré :

- taux d'émission de gaz volatils
- mélange du combustible et de l'agent oxydant
- quantité d'oxygène qui pénètre dans le compartiment par les ouvertures.

Nos techniques de modélisation actuelles ne permettent qu'une indication approximative et incomplète pour discerner le mécanisme régulateur du système global de combustion. Plusieurs chercheurs ont entrepris des études concernant le phénomène global pyrolyse-gazéification dans le cas du bois. Brink et al. {20} présentent une courte synthèse et une liste de références des modèles mathématiques disponibles pour calculer le taux de carbonisation et la production de matières volatiles en fonction de la cinétique et de l'énergétique de la pyrolyse, de la convection interne, de la diffusivité thermique, de l'écoulement de la chaleur externe, de la géométrie des corps d'épreuve, etc.

A une étape plus avancée dans la chaîne des réactions, les taux de réaction chimique pour la combustion du mélange des gaz de pyrolyse et d'oxygène

sont assez rapides pour être considérés comme infinis pour toute application pratique. Ceci laisse supposer que les mécanismes de mélange et de transfert entre la flamme et son environnement ont une influence déterminante. Une énumération de ces processus de transfert explique leur complexité [21] : diffusivité variable, diffusivité moléculaire, diffusion thermique, transmission thermique, rayonnement, transfert physique.

Pour aborder une telle situation, on commence le calcul par l'identification de variables significatives sans dimensions. Parmi celles-ci, il y a le nombre B de transfert de masse, introduit par Spalding [22] pour le calcul des flammes de diffusion émises par les combustibles solides et liquides. On peut définir le nombre B pour un feu de compartiment comme suit :

$$B = \frac{\frac{m_{ox}}{r} \Delta H - C_g (T_s - T_o)}{\Delta H_{eg}} \quad (12)$$

où m_{ox} , r , ΔH , C_g et T_o sont définis par les équations (1) et (10).

T_s = température de surface du combustible en feu,

ΔH_{eg} = chaleur effective de gazéification d'une unité de masse de combustible.

Dans le cas général, ΔH_{eg} comprend les chaleurs de pyrolyse, de vaporisation, de polymérisation et de fusion. Le numérateur de la valeur B est approximativement égal au dégagement de chaleur par unité de masse d'air en réaction. La valeur B elle-même se définit le plus simplement comme une mesure de l'intensité spécifique de combustion d'un combustible. On a mis au point des méthodes pour mesurer expérimentalement la valeur B [23] pour les polymères synthétiques, laissant supposer qu'il est possible de constituer une base consistante pour une classification avec un "indice d'inflammabilité" pour de tels matériaux [24]. A l'origine, le concept du nombre B était utilisé pour définir le transfert de masse dans le cas où l'écoulement de la chaleur à la surface du combustible était influencé par la convection. Les feux de compartiment courants sont caractérisés principalement par une grande intensité du rayonnement. De plus, notre connaissance de la chaleur effective de pyrolyse est loin d'être suffisante pour les matériaux cellulosiques. Dans le cas de combustibles en bois, un nombre B effectif doit comprendre également les effets du blocage de la chaleur par la formation d'une couche de bois carbonné.

Il est évident que l'étude de l'évolution du vrai feu de compartiment, avec des charges-incendies de composition et de géométrie d'exposition complexes, doit être fondée sur la compréhension des systèmes de combustion plus simples avec des conditions limites bien définies. Beaucoup d'études théoriques et expérimentales ont été entreprises pour déterminer le comportement en combustion d'échantillons de bois de petites dimensions disposés seuls et isolés et exposés à un écoulement de chaleur externe bien défini. Plusieurs auteurs ont formulé

des équations différentielles appropriées pour représenter les mécanismes de transfert de masse et de chaleur au cours des phases solide et gazeuse ; voir Roberts [25], Kanury ([26], [27]) et Kung [28], pour n'en nommer que quelques-uns. Kanury [27] présente un modèle mathématique pour étudier l'influence de la formation de bois charbonné sur le taux de combustion. Il indique l'importance de la cinétique chimique et des propriétés thermiques de la zone charbonnée sur le taux de pyrolyse. Ce même auteur [26] évalue le nombre B de transfert de masse pour des configurations de combustion simple. On découvre que pour les combustibles susceptibles à la carbonisation, B cesse d'être une propriété purement thermodynamique, il doit être évalué en fonction de l'intensité d'exposition et de la géométrie de l'échantillon. Néanmoins, l'analyse originale entreprise par Spalding (fig. 5) concernant la sujétion du taux de perte de masse au nombre B reste valable. Le manque de données fiables (constantes de taux, propriétés thermiques), surtout pour la zone charbonnée, rend difficile l'évaluation de la fiabilité des modèles mathématiques proposés. Cet inconvénient, conjugué avec l'incertitude propre à la modélisation actuelle d'un front de flammes turbulentes à grande échelle, rend hasardeuse l'extrapolation, à partir de ces modèles de combustion laminaire soutenue à petite échelle, aux incendies de compartiment réels.

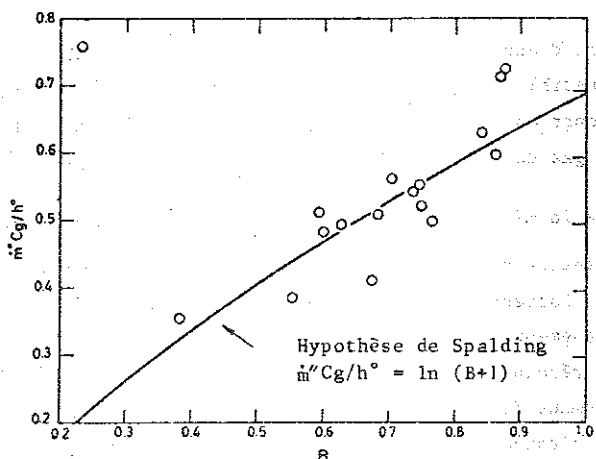


Figure 5 - Cylindres verticaux, hauteur = 5 cm. \dot{m}'' = taux de combustion/surface, h° = valeur limite du coefficient de transfert de chaleur.

La chaleur à laquelle le bois brut est exposé peut être émise par plusieurs sources : la chaleur émise lors de l'oxydation dans la couche charbonnée, des réactions secondaires fortement exothermiques entre les gaz de pyrolyse dégagés et la couche de carbonisation, la rétroaction thermique des flammes, de la fumée et des parois du compartiment. A présent, nous n'avons pas les connaissances théoriques, ni les possibilités de mesures pour chiffrer chaque écoulement spé-

cifique. Ceci est particulièrement vrai dans le cas des combustibles qui charbonnent. L'incertitude concernant les aspects fondamentaux de la modélisation des feux de compartiment est ainsi clairement reconnue. Harmathy ({9}, {14}) déduit que la chaleur dégagée par la combustion du charbon de bois est la source principale de l'énergie répercutée sur le bois brut. On considère le contrôle de ventilation, c'est-à-dire le rapport linéaire entre l'arrivée d'air et le taux de combustion, comme un mécanisme indirect. L'approvisionnement en oxygène détermine le taux de carbonisation, ce qui, à son tour, régit le transfert de chaleur vers le cœur du bois et le taux de pyrolyse. Par conséquent, le concept de contrôle de ventilation ne s'appliquera pas aux feux de compartiment avec des charges-incendies en matériaux non-carbonisants.

En revanche Thomas ({12}, {13}) ajoute à l'équation (1) un terme qui décrit la rétroaction thermique des flammes vers le combustible. Il couple cette équation avec une expression pour le bilan énergétique à travers la surface du combustible, en éliminant les détails des gradients de température momentanés et des taux de développement des gaz de pyrolyse dans le combustible chauffé. On obtient une expression pour $R/AH^{1/2}$ par approximation dans l'équation résultante :

$$R/AH^{1/2} \approx \frac{m_{ox_i} \Delta H}{rQ'} F_1 \quad (13)$$

où Q' = transfert d'énergie en retour au combustible par unité de perte de masse de combustible ;

F est une fonction qui exprime le couplage thermique entre la surface du combustible, les gaz de combustion et les parois du compartiment. Le facteur $\frac{m_{ox_i} \Delta H}{rQ'}$ présente la même structure fonctionnelle que le nombre B de transfert de masse. Entre autres conclusions : le rapport $R/AH^{1/2}$ diminue en fonction de l'augmentation du facteur d'ouverture $AH^{1/2}/A_t$; la température des gaz moyenne augmente avec l'augmentation du nombre de transfert de masse.

Il reste à résoudre ou à évaluer quantitativement les problèmes fondamentaux du développement du feu de compartiment. En rappelant le point de départ de cette recherche, c'est-à-dire le calcul des éléments de construction exposés au feu, il faut étudier comment l'incertitude concernant le développement de la combustion se transforme en incertitude concernant la charge-incendie agissant effectivement sur l'élément porteur. Il faut nécessairement fonder cette recherche sur une démarche simplifiée. La section suivante présentera un modèle théorique approximatif du cycle complet d'incendie. Elle expliquera l'utilisation du modèle pour simuler numériquement le cycle du feu naturel, effectuant ainsi une observation de la sensibilité du cycle envers les modifications dans les variables prépondérantes. L'étude sera complétée par une description succincte de l'utilisation du modèle en tant que base de calcul.

Le modèle de calcul global, basé sur le cycle de feu naturel à ventilation contrôlée suit les grandes lignes tracées par Pettersson [29]. D'autres approches, basées sur le concept de la durée d'incendie équivalent ont été proposées par Law [30], Kawagoe [31], Pettersson [32].

7. Un modèle semi-empirique de simulation en ordinateur (7), (8)

7.1 - VERIFICATION DU MODELE PAR EXPERIMENTATION

Le dégagement de l'enthalpie de la combustion \dot{q} et la décharge de l'énergie calorifique $\dot{q}_{\text{conv}} = M \cdot R \cdot C_g \cdot T_g$ sont les deux quantités prépondérantes dans l'équation globale du bilan énergétique. Comme nous l'avons vu dans les paragraphes précédents, nos méthodes expérimentales et théoriques pour mesurer ces paramètres comportent un degré élevé d'incertitude. Dans ces circonstances, la technique de modélisation simplifiée et semi-empirique mise au point dans d'autres études ([7], [8]) s'avère être un outil valable surtout, comme nous le verrons par la suite, dans le contexte de la résistance de la structure au feu.

Lors de la mise au point d'un programme de simulation informatique pour résoudre l'équation du bilan calorifique, un certain nombre d'hypothèses ont été formulées :

- le coefficient de décharge des ouvertures de ventilation reste constant, quelle que soit la dimension des ouvertures,
- la valeur calorifique nette ΔH_c du combustible (y compris l'oxydation de la carbonisation) est égale à la valeur mesurée au calorimètre modifiée en fonction de la teneur en humidité,
- il n'y a pas de dégagement de chaleur en dehors du compartiment sinistré,
- en ce qui concerne l'apport nécessaire en oxygène, on suppose une combustion complète jusqu'au CO_2 .

Le modèle a été utilisé sur plusieurs essais à ventilation contrôlée en grandeur naturelle jusqu'à combustion complète. Les équations (5) et (6) formulant les conditions d'écoulement dans les ouvertures s'avèrent valables. On a tenté d'utiliser un graphique de \dot{q} en fonction du temps pour les essais où il y avait suffisamment de données pour rendre possible un calcul avec l'équation calorifique. Sur cette base, on a ainsi pu calculer une courbe de températures en fonction du temps, comparée ensuite avec les températures relevées. Le diagramme de \dot{q} en fonction du temps a été modifié, en cas de besoin, par un nouveau calcul. Effectuées en grand nombre pour obtenir une corrélation entre les courbes de calcul et de mesures, ces opérations comparatives ont été poursuivies sur une trentaine d'essais à grande échelle [7]. Il fallait que l'intégrale de temps de \dot{q} soit égale à une valeur constante $Q \cdot \Delta H_c$ dans tous les essais du même type.

$$\int_0 \dot{q} dt = Q \cdot \Delta H_c \quad (14)$$

où Q = matière combustible en kg

ΔH_c = valeur calorifique moyenne et effective tirée d'un essai calorimétrique

En observant ces restrictions, il était possible de déterminer pour les 30 essais, une courbe de \dot{q} en fonction du temps assurant une corrélation étroite entre les valeurs théoriques des températures des gaz et la courbe en fonction du temps de la température maximale dans le compartiment au feu expérimental. Il faut souligner deux aspects de cette technique de simulation : elle comprend le cycle complet du feu, y compris la période de refroidissement et elle n'est pas basée sur le concept du taux de combustion. Au lieu de ceci, la donnée de base était une distribution prédéterminée en fonction du temps du dégagement de la chaleur \dot{q} selon l'équation (14).

A la suite de cette vérification générale du modèle dans le régime de ventilation contrôlée, il était possible d'étudier l'influence de la transformation du contrôle par ventilation au contrôle de surface de combustible sur les différents termes de l'équation du bilan calorifique. Pour ceci, on a procédé à l'analyse théorique de 15 essais à grande échelle entrepris en Angleterre et en France avec quelques essais à échelle réduite effectués par Nilsson {8}.

La figure 6 présente des résultats de simulation caractéristiques. On peut résumer les conclusions générales de la façon suivante :

- Dans le cas d'incendies où la charge-incendie est composée de bûchers, les résultats du calcul théorique et comparatif sont formulés comme suit : à titre approximatif, l'évolution du feu cesse d'être à ventilation contrôlée lorsque :

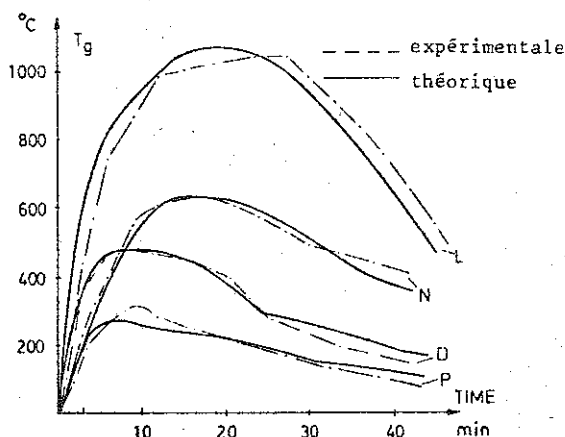
$$M/(A.H^{1/2}) \leq 175 \text{ kg.m}^{-5/2} \quad \text{ou}$$

$$M/(dA.H^{1/2}) \leq 17\,000 \text{ kg.m}^{-7/2}$$

où d = rayon hydraulique moyen du combustible ;

- Dans cette zone du régime de combustible contrôlé, le taux moyen de combustion pour tous les essais à grande échelle est approximativement proportionnel à M et M/d . Cependant le taux de combustion dans un essai donné peut s'écarter considérablement de la valeur moyenne ;
- Les essais suédois avec une charge-incendie composée de mobilier où $M/(A.H^{1/2}) < 175 \text{ kg.m}^{-5/2}$ ont donné lieu dans un certain nombre de cas, à une évolution du feu en ventilation contrôlée.
- Le taux d'écoulement des gaz par les ouvertures est proportionnel à $A.H^{1/2}$ semblable aux conclusions tirées par Kawagoe {2}. Dans le cas des compartiments à grandes ouvertures et à charge-incendie réduite, il y a une baisse de cette

proportionnalité mais seulement jusqu'à un facteur de 0,7 - 0,8 pour les ouvertures jusqu'à $A.H^{1/2}/A_t = 0,12 \text{ m}^{1/2}$.



Taux de transfert d'énergie dans le compartiment en fonction de la superficie des parois

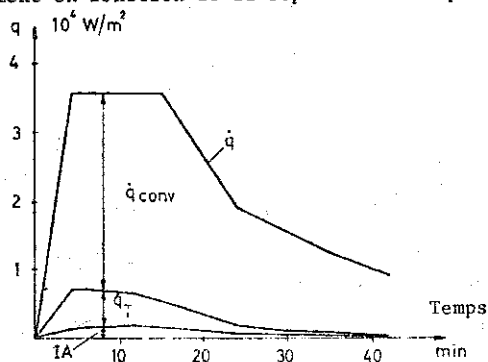


Figure 6 - Comparaison entre les courbes températures/temps obtenues expérimentalement et par le calcul pour les essais P, D, N et L dans la série JFRO. Facteur d'ouverture $A.H^{1/2}/A_t = 0,06 \text{ m}^{1/2}$ pour tous les essais. Densité de charge-incendie = 31, 62, 124 et 248 MJ/m² de la superficie des parois (7, 5, 15, 30 et 60 kg/m² de la superficie du plancher) respectivement. La courbe des températures des différents termes de l'équation du bilan calorifique pour l'essai D est représentée par la figure inférieure.

7.2 - UN SYSTEME DE CALCUL FONDE SUR L'EVOLUTION DU FEU NATUREL A VENTILATION CONTROLEE

En utilisant les résultats tirés des calculs comparatifs du régime à ventilation contrôlée, nous avons tracé des courbes moyennes de taux de dégagement de la chaleur en fonction du temps, pour un cycle complet d'incendie à ventilation contrôlée avec une charge-incendie du type combustible bois. Ces courbes

ont constitué la base pour le calcul des courbes températures/temps pour une variation systématique de la densité de la charge-incendie, du facteur d'ouverture $A_t H^{1/2}/A_t$ et du type de structure. A_t = superficie totale des parois (murs, plancher, plafond) du compartiment. Les courbes de calcul présentées dans la figure 7 ont été acceptées par le Bureau suédois de l'Urbanisme comme base de calcul différencié des éléments porteurs exposés au feu.

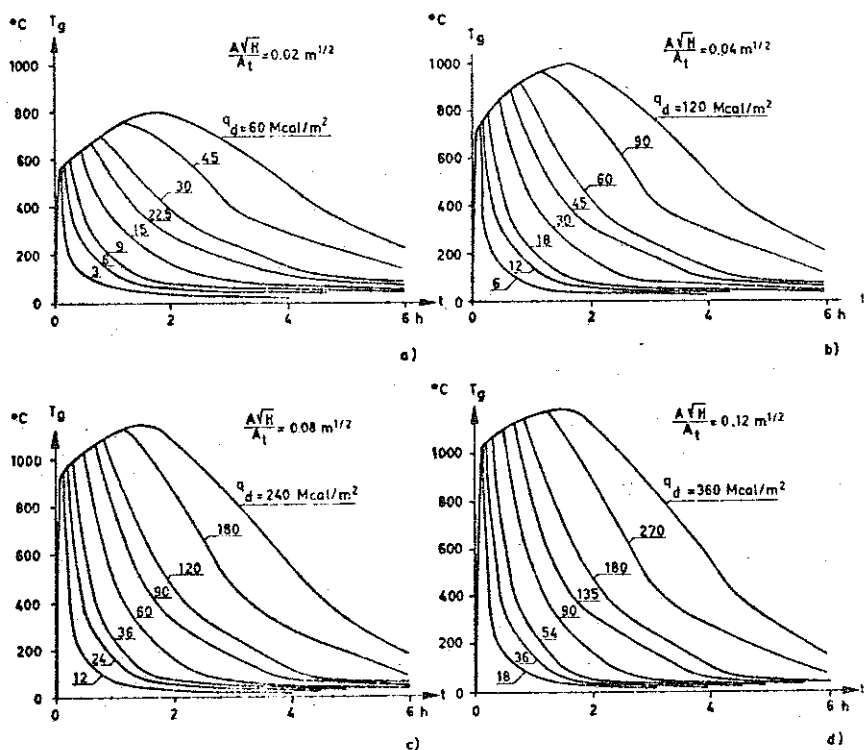


Figure 7 - Courbes de températures/temps de l'évolution complète de l'incendie à ventilation contrôlée pour des valeurs différentes du facteur d'ouverture $A_t H^{1/2}/A_t$ et pour la densité de charge-incendie q_d . Ces courbes forment la base du modèle de calcul différencié utilisé en Suède.

Le comportement des incendies naturels nous intéresse principalement du point de vue du calcul des structures. Il faut analyser comment, pour un ensemble de paramètres de calcul donné (facteur d'ouverture $A_t H^{1/2}$ et densité de charge-incendie), l'effet de l'exposition au feu de la structure est modifié en fonction des développements éventuels de l'incendie non conformes aux courbes théoriques basées sur la ventilation contrôlée. Le problème a été abordé dans la référence (10) où les auteurs ont étudié le cas des éléments porteurs de structure métallique isolés exposés au feu. Ils affirment que la température maximale de l'acier restait assez insensible aux modifications des caractéristiques de la

combustion. La figure 8 présente trois courbes différentes de température des gaz en fonction du temps pour deux niveaux de densité de charge-incendie. Facteur d'ouverture $A.H^{1/2}/A_t = 0,08 \text{ m}^{1/2}$. La numérotation des courbes correspond aux cas suivants :

- 1 taux maximum de combustion à ventilation contrôlée $R_{v,max}$
- 2 évolution du feu à surface contrôlée avec taux maximum de combustion = 50 % $R_{v,max}$ et arrivée d'air suivant les équations (5) et (6), facteur de correction 0,8
- 3 taux de dégagement de chaleur en fonction du temps conformément à 2, arrivée d'air suivant les équations (5) et (6).

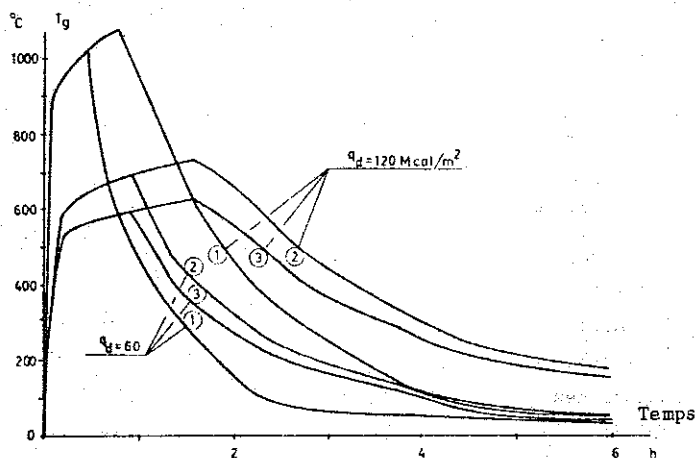


Figure 8 - Courbes théoriques températures/temps de l'évolution complète de l'incendie pour deux valeurs de densité de charge-incendie $q_d = 60$ et 120 Mcal/m^2 . Les trois courbes pour chaque valeur de q_d démontrent les influences des modifications dans le taux de combustion et dans la ventilation.

Il est probable que les courbes 1 et 2 représentent des situations réalistes. La différence semble substantielle. Néanmoins, si nous calculons des courbes similaires de température des gaz en fonction du temps pour diverses densités de charge-incendie et si nous utilisons ces courbes pour calculer la température maximale de l'acier dans un élément métallique soumis à une charge thermique suivant les courbes décrites, nous obtenons le résultat présenté dans la figure 9. On remarquera que les différences dans le niveau des températures des gaz et de la durée se compensent généralement à un large degré. L'étendue de l'effet d'équilibrage dépend du choix de la structure de référence. Pour une structure métallique sans isolation, l'utilisation des courbes de calcul à ventilation contrôlée donnera, dans quelques cas, des résultats laissant une bonne marge de sécurité.

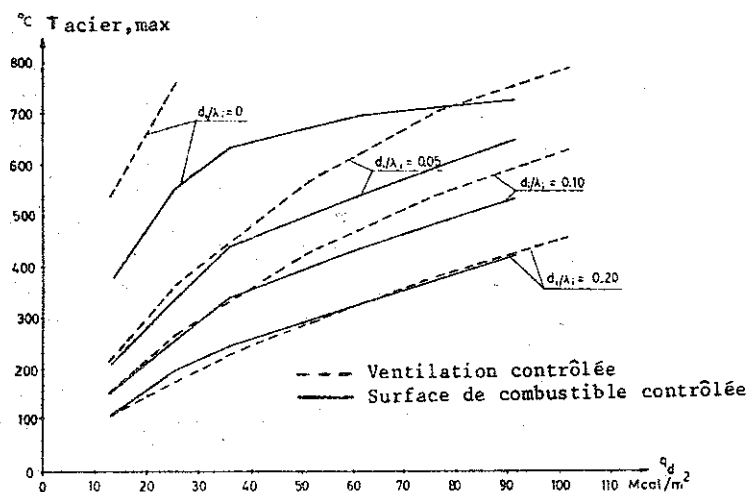


Figure 9 - Résultats du calcul des températures maximales de l'acier en fonction de la densité de charge-incendie avec $d_i/\lambda_i = 0, 0.05, 0.10$ et 0.20 $\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C/kcal}$. d_i = épaisseur, λ_i = conductivité thermique. Lignes hachurées = ventilation contrôlée, lignes-continues = contrôle de la superficie du combustible

En résumé, nous avons mis au point un modèle théorique et simplifié du cycle complet de l'incendie. La corrélation entre le modèle et le comportement naturel de l'incendie a été démontrée au cours d'environ 150 essais de combustion totale à grande échelle et à échelle réduite. Cette modélisation a fait progresser nos connaissances empiriques d'un processus très complexe, en offrant un modèle rationnel de calcul des structures au feu, basé sur le développement du feu réel.

Bibliographie

- [1] S.M. INGBERG - *Tests of the severity of building fires*, Quarterly National Fire Protection Ass., vol. 22, n° 1, juillet 1928, p. 43-61.
- [2] K. KAWAGOE - *Fire behaviour in rooms*, Building Research Institute, report n° 27, Tokyo, 1958.
- [3] K. KAWAGOE, T. SEKINE - *Estimation of fire temperature/time curve in rooms*, Building Research Institute, Occasional report n° 11, Tokyo, 1963.
- [4] K. ÖDEEN - *Theoretical study of fire characteristics in enclosed spaces*, Division of Building Construction, Royal Institute of Technology, Bulletin n° 10, Stockholm, 1963.
- [5] A.J.M. HESELDEN - *Parameters determining the severity of fire*, Behaviour of Structural Steel in Fire, symposium n° 2, Fire Research Station, 1967, Borehamwood.
- [6] P.H. THOMAS, A.J.M. HESELDEN, M. LAW - *Fully-developed fires. Two kinds of behaviour*, Fire Research Technical Paper n° 18, Her Majesty's Stationery Office, 1967.

- {7} S.E. MAGNUSSON, S. THELANDERSSON - *Temperature-time curves for the complete process of fire development. A theoretical study of wood fuel fires in enclosed spaces*, Acta Polytechnica Scandinavica, Civil Engineering and Building Construction Series, n° 65, CIB/CTF/72/46, Stockholm, 1970.
- {8} S.E. MAGNUSSON, S. THELANDERSSON - *Comments on rate of gas flow and rate of burning for fire in enclosures*, Bulletin n° 19, CIB/CTF/72/48, Division of Structural Mechanics and Concrete Construction, Lund Institute of Technology, 1971.
- {9} T.Z. HARMATHY - *A new look at compartment fires*, Part 1, Fire Technology, vol. 8, n° 3, août 1972, Part 2, Fire Technology, vol. 8, n° 4, novembre 1972.
- {10} S.E. MAGNUSSON, S. THELANDERSSON - *A discussion of compartment fires*, Fire Technology, vol. 10, n° 3, août 1974.
- {11} T.Z. HARMATHY - *Closure to discussion on compartment fires*, Fire Technology, vol. 10, n° 3, août 1974.
- {12} P.H. THOMAS - *Old and new looks at compartment fires*, Fire Technology, vol. 11, 1975, p. 42-47.
- {13} P.H. THOMAS, L. NILSSON - *Fully-developed compartment fires : new correlation of burning rates*, Fire Research Note 979, Fire Research Station, Borehamwood, 1973.
- {14} T.Z. HARMATHY - *The role of thermal feedback in compartment fires*, Fire Technology, vol. 11, 1975, p. 48-54.
- {15} S. YOKOI - *Study on the prevention of fire spread caused by a hot upward current*, Japanese Ministry of Construction, Building Research Institute, report n° 34, Tokyo, 1960.
- {16} L.J. HILLENBRAND, J.A. WRAY - *A full scale fire program to evaluate new furnishings and textile materials developed by NASA*, Battelle Columbus Laboratories, Columbus, Ohio, mai 1973.
- {17} P.H. THOMAS, A.J.M. HESELDEN - *Fully developed fires in single compartments, a cooperative research programme of the Conseil International du Bâtiment*, Joint Fire Research Organisation, note 923, 1972.
- {18} L. NILSSON - *Time curve of heat release for compartment fires with fuel of wooden cribs*, Division of Structural Mechanics and Concrete Construction, Lund Institute of Technology, bulletin 36, Lund, 1974.
- {19} B.R. MORTON - *Modeling fire plumes*, 10th Symposium (International) on Combustion, p. 973-982.
- {20} D.L. BRINK, M.S. MASSOUDI, R.F. SAKYER - *A flow reactor technique for the study of wood pyrolysis*, présenté à la Western States Section, The Combustion Institute, 1973, Fall Meeting.
- {21} R.M. FRISTROM - *Chemistry, combustion and flammability*, Journal of Fire and Flammability, vol. 5, octobre 1974, p. 289.
- {22} D. SPALDING - *Some fundamentals of combustion*, Butterworth, Londres, 1955.
- {23} P.J. HOLVE - *Diffusion controlled combustion of polymers*, report ME-74-4, Department of Mechanical Engineering, Berkeley.
- {24} R. FRIEDMAN - *Aerothermodynamics and modeling techniques for prediction of plastic burning rates*, Journal of Fire and Flammability, juillet 1971.
- {25} A.F. ROBERTS - *Problems associated with the theoretical analysis of the burning of wood*, 13th Symposium (International) on Combustion, 1970, p. 893-903.
- {26} A.M. KANURY - *Rate of charring combustion in a fire*, 14th Symposium (International) on Combustion, 1972, p. 1131-1142.

- {27} A.M. KANURY - *Thermal decomposition kinetics of wood pyrolysis*, Combustion and Flame, vol. 18, p. 75.
- {28} H.C. KUNG - *The burning of vertical wooden slabs*, 15th Symposium (International) on Combustion, 1974, p. 243-253.
- {29} O. PETERSSON - *Structural fire engineering, research today and tomorrow*, Acta Polytechnica Scandinavica, Civil Engineering and Building Construction, series n° 33, Stockholm, 1965.
- {30} M. LAW - *A relationship between fire grading and building design and contents*, Joint Fire Research Organization, Fire Research Note 877, 1971.
- {31} K. KAWAGOE - *Estimation of fire temperature time curve in rooms*, Building Research Institute (Japan), Research Paper n° 29, octobre 1967.
- {32} O. PETERSSON - *The connection between a real fire exposure and the heating conditions according to standard fire resistance tests, with special application to steel structures, chap.2, Fire safety in constructional steelwork*, Research Study, publiée par la Commission 3 de la "European Convention for Constructional Steelwork", octobre 1974.

