

ANALISI DEL VENTING CONVOGLIATO DI ESPLOSIONI DI GAS MEDIANTE MODELLI CFD

G. Ferrara^{1,*}, A. Di Benedetto², E. Salzano², G. Russo¹

¹Dipartimento di Ingegneria Chimica, Università “Federico II”, Napoli.

²CNR-IRC, P.le Tecchio 80, 80125 Napoli.

*g.ferrara@irc.na.cnr.it

SOMMARIO

I sistemi di sfiato per le esplosioni accidentali sono spesso convogliati attraverso tubazioni verso ambienti sicuri predisposti ad accogliere i prodotti della combustione. La presenza della tubazione è responsabile di un considerevole aumento della violenza dell'esplosione. Il fenomeno esplosivo in sistemi di questo tipo non è ancora chiaro e attualmente sono disponibili scarse e poco affidabili indicazioni ingegneristiche per il dimensionamento dell'area di sfiato in presenza di tubazioni di convogliamento. In questo lavoro si propone un modello a parametri distribuiti per la descrizione del fenomeno. Il modello è stato integrato con l'ausilio di un codice CFD commerciale. I risultati hanno messo in evidenza la complessa dinamica dell'esplosione evidenziando i meccanismi principali che sottendono la violenza della esplosione e le sovrappressioni generate.

1. INTRODUZIONE

L'utilizzo di sistemi di sfiato è pratica diffusa per la protezione di apparecchiature industriali che possono essere interessate da esplosioni accidentali. Unitamente a tale sistema di mitigazione, lo sfiato (vent) è spesso connesso ad una tubazione al fine di convogliare i prodotti della combustione in un ambiente sicuro e predisposto ad accoglierli [1]. La presenza di condotti di venting, però, generalmente aumenta le sovrappressioni massime e la violenza dell'esplosione rispetto al caso di sistemi di sfiato all'atmosfera [2-6].

Diversi studi sperimentali sono stati indirizzati all'individuazione dei meccanismi responsabili dell'insolita violenza dell'esplosione in tali configurazioni. Un ruolo significativo è legato all'esplosione secondaria nella tubazione (definito “burn-up”) [4-6]: le elevate velocità d'efflusso dei gas inducono il mixing turbolento dei gas freschi e caldi in corrispondenza della sezione d'ingresso della tubazione. La violenta combustione che ne consegue è accompagnata da un impulso locale della pressione nella tubazione stessa, che influenza il decorso dei fenomeni nell'apparecchiatura principale. Il “burn-up” può provocare (attraverso una temporanea inversione del flusso nella tubazione di venting) un aumento dell'intensità della turbolenza all'interno del sistema (effetto di incremento della velocità di combustione), oppure semplicemente inibire l'efflusso dei gas dall'apparecchiatura (effetto meccanico). Altri fenomeni di particolare importanza sono le perdite di carico nel tubo (legate agli effetti di attrito e di inerzia della colonna di gas) [7] e le oscillazioni di Helmholtz [8] e acustiche [3]. Questi meccanismi, però, hanno effetti relativamente marginali rispetto al “burn-up”.

L'influenza che i parametri operativi e di progetto possono avere sul burn-up, e quindi sull'esplosione in apparecchiature ventate convogliate, non è ancora chiara. Sono infatti pochi i modelli matematici [9,10] sviluppati in letteratura per la comprensione e la quantificazione delle sovrappressioni e della violenza della combustione. Tali modelli sono tutti a parametri concentrati (“multizone models”) e, quindi, sebbene costituiscano una prima razionalizzazione del fenomeno, non sono in grado di fornire corrette informazioni se non con l'ausilio di parametri empirici di “fitting” che variano in funzione dell'apparecchiatura e delle condizioni sperimentali. Anche le indicazioni o linee guida internazionali disponibili per il dimensionamento di un sistema di venting in presenza di un condotto si basano su correlazioni totalmente empiriche [1]. Mancando del benché minimo requisito di generalità sono destinate a fallire quando applicate a configurazioni diverse da quelle per le quali sono state ottenute [11,12].

In questo lavoro si propone un modello a parametri distribuiti per lo studio di una esplosione ventata in presenza di tubazione di convogliamento. I modelli a parametri distribuiti (CFD) consentono di riprodurre i complessi meccanismi che caratterizzano l'interazione tra la fluidodinamica e la combustione nel sistema. L'approccio scelto è quello unsteady RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes); per la risoluzione del sistema di equazioni è stato adottato un codice CFD commerciale [13]. L'attendibilità dei risultati ottenuti da un approccio RANS dipende in larga parte dai modelli impiegati per rappresentare l'evoluzione della combustione e del campo di turbolenza nel sistema. Tuttavia al momento non esiste un modello chimico univoco in grado di descrivere la reattività in tutti i regimi di combustione turbolenta. In questo lavoro è stato

utilizzato un modello di combustione capace di tenere conto delle locali condizioni di combustione e turbolenza. In particolare, il modello è stato adattato ai diversi regimi che si instaurano durante la propagazione della fiamma: propagazione laminare (modello algebrico), regime flamelet (modello flamelet, [14]) e regime “distributed” ([15]). Il modello k-ε è stato utilizzato per la modellazione della turbolenza [16].

2. MODELLO MATEMATICO

L’attendibilità dei risultati dell’approccio RANS nella risoluzione delle equazioni del modello dipende in maniera sostanziale dall’accuratezza dei sottomodelli impiegati per descrivere la combustione, la turbolenza e la loro interazione sulle scale non risolte dalla griglia di calcolo. Nel seguito si discutono in dettaglio i sottomodelli utilizzati per la combustione e per la turbolenza.

2.1 Modello della combustione

Nel corso di un’esplosione semiconfinata, si osserva un’evoluzione continua del regime di combustione passando da una propagazione laminare a una turbolenta. In letteratura non esiste un modello universale per il termine di generazione legato alla combustione che risulti appropriato in tutti i regimi. La strategia adottata in questo lavoro è stata quella di impiegare un appropriato modello per ciascuno dei regimi che si susseguono durante l’esplosione a partire da condizioni quiescenti. L’individuazione del particolare regime di combustione in funzione dell’evoluzione del fenomeno è stata conseguita con il calcolo di caratteristici numeri adimensionali (Re , Da , Ka).

2.1.1. Propagazione laminare

La modellazione della propagazione laminare non è banale ai fini di una corretta previsione quantitativa di un fenomeno esplosivo [17]. Nel presente lavoro, l’approccio seguito è di tipo fenomenologico [18]: la propagazione laminare è stata modellata imponendo che il rilascio di calore fosse quello sperimentalmente determinato da misure di velocità di combustione:

$$\forall t \quad \int_V \dot{\omega} dV = Y_u \rho_u S_l A_{flame} \quad (1)$$

Questa condizione si traduce nel termine di generazione locale:

$$\dot{\omega} V_{cella} = Y_u \rho_u S_l A_{cella} \quad (2)$$

La variazione della velocità laminare di fiamma S_l con le condizioni di pressione e temperatura è stata modellata impiegando una correlazione empirica [19]:

$$S_l = S_{l0} \left(\frac{T}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{p}{p_0} \right)^\beta \quad (3)$$

dove α e β sono delle costanti che variano con il combustibile.

2.1.2. Propagazione turbolenta

La scelta del modello di combustione in condizioni turbolente è ricaduta su un classico modello flamelet BML [20] con la modifica recentemente apportata da Abu-Orf e Cant [14]. L’ipotesi alla base dei modelli flamelet è che lo spessore di fiamma sia sottile rispetto alla più piccola delle strutture turbolente (scala di Kolmogorov). In tali condizioni l’effetto della turbolenza sulla velocità di combustione si manifesta unicamente attraverso un incremento dell’area di fiamma:

$$\dot{\omega} = Y_u S_{l0} I_0 \Sigma \quad (4)$$

Le modifiche apportate recentemente da Abu-Orf e Cant [21] consentono di correggere le previsioni del modello alla parete e di estenderne la validità anche a regimi di elevata intensità di turbolenza (regime distributed). Tali modifiche consistono nell'introdurre una funzione f che corregga la valutazione della superficie della fiamma Σ :

$$f\left(\frac{u'}{S_l}\right) = \left(1 + \frac{c_1}{u'/S_l}\right) \left(1 - \exp\left(-\left(1 + c_2(u'/S_l)\right)^{-1}\right)\right)^{-1} \quad (5)$$

Infine la natura sperimentale delle loro determinazioni tiene naturalmente conto della totalità dei fenomeni che interessano la fiamma e consente di evitare il delicato calcolo del fattore di stretching I_0 che compare nella (4).

2.2 Modello della turbolenza

Il modello di turbolenza adottato è il modello k- ϵ [16]. Questo modello consente la valutazione delle variabili che caratterizzano il campo della turbolenza di un sistema in flusso attraverso la risoluzione di due equazioni di trasporto aggiuntive rispettivamente per l'energia cinetica turbolenta (k) e la velocità della sua dissipazione (ϵ).

A tal proposito è opportuno sottolineare che l'accoppiata di sottomodelli flamelet k- ϵ ha recentemente incontrato ampio consenso nella modellazione dettagliata di fenomeni esplosivi [17,19,22]. Il successo di tale combinazione risiede nella possibilità di conseguire allo stesso tempo buoni livelli di accuratezza e robustezza (in termini di risorse di calcolo) del modello risultante.

3. CONFIGURAZIONE STUDIATA

I lavori di Ponizy e Leyer [5,6] e successivamente di Ponizy e Veyssiere [23] costituiscono probabilmente il più completo studio sperimentale di esplosioni gassose ventate attraverso una tubazione. Tali autori hanno condotto uno studio parametrico del fenomeno esaminando esplosioni di miscele stechiometriche propano-aria in un'apparecchiatura cilindrica di piccola scala (0.0036 m³). In particolare è stato studiato l'effetto della variazione della lunghezza della tubazione e del suo diametro, la forma del passaggio vessel-duct (recipiente primario-condotto di sfianto), la posizione dell'ignizione e la turbolenza iniziale. I dati raccolti sono di elevato interesse perché le misure compiute non si limitano a parametri globali (come la pressione massima in alcuni punti rappresentativi del sistema) ma vengono rilevati l'intero tracciato della pressione nel tempo e il passaggio della fiamma in diversi punti d'osservazione dell'apparecchiatura. Questi dati costituiscono, pertanto, un ottimo riferimento per la validazione del modello matematico.

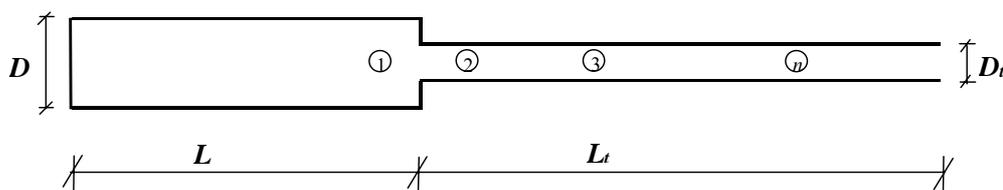


Figura 1. Configurazione sperimentale di Ponizy e Leyer. [5,6]

4. DETTAGLI NUMERICI

La simmetria cilindrica del sistema ha permesso di integrare il modello sviluppato su una griglia numerica 2D piuttosto che su una 3D con la conseguenza di contenere notevolmente il numero di celle di calcolo: la griglia più accurata impiegata nei test numerici è costituita da circa 40000 celle di calcolo. Le equazioni sono state discretizzate su una griglia non strutturata e non uniforme e risolte con un algoritmo di integrazione completamente implicito secondo uno schema iterativo. L'adozione di una griglia non strutturata (pur rendendo meno efficienti gli schemi di discretizzazione impiegati [24]) ha consentito di raggiungere rapporti tra le dimensioni delle celle dell'ordine di 10:1 senza dover 'allungare' le celle evitando

così fittizie direzioni preferenziali al calcolo. Con tali rapporti tra le dimensioni delle celle nei diversi punti dell'apparecchiatura, è stato possibile risolvere con sufficiente accuratezza i severi gradienti delle variabili in corrispondenza dell'imbocco della tubazione.

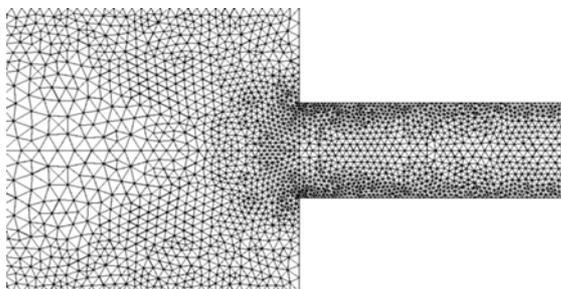


Figura 2. Dettaglio della griglia numerica: imbocco della tubazione.

Per assegnare con sufficiente accuratezza le condizioni al contorno all'esterno dell'apparecchiatura, è stato necessario aggiungere alla griglia di calcolo un ulteriore volume che contenesse quello fisico dell'apparecchiatura e sui bordi del quale imporre le condizioni di temperatura e pressione ambiente.

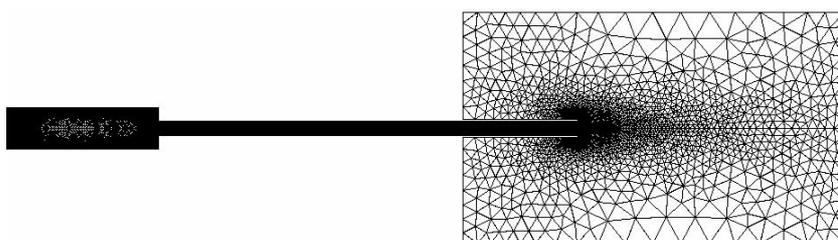


Figura 3. Volume esterno della griglia numerica per l'assegnazione delle condizioni al contorno all'uscita della tubazione.

5. RISULTATI

Ai fini della discussione verranno prese in esame le previsioni del modello per un sistema caratterizzato da una lunghezza del tubo (L_t) pari a 1.7m e diametro (D_t) pari a 0.036m, con ignizione "rear", ossia sul lato chiuso dell'apparecchiatura opposto all'imbocco della tubazione di ingresso, che risulta essere la più delicata da riprodurre in quanto caratterizzata da una più prolungata fase laminare rispetto all'ignizione centrale.

In Figura 4 è riportato il confronto tra l'andamento sperimentale della pressione nel recipiente primario e quello ottenuto numericamente.

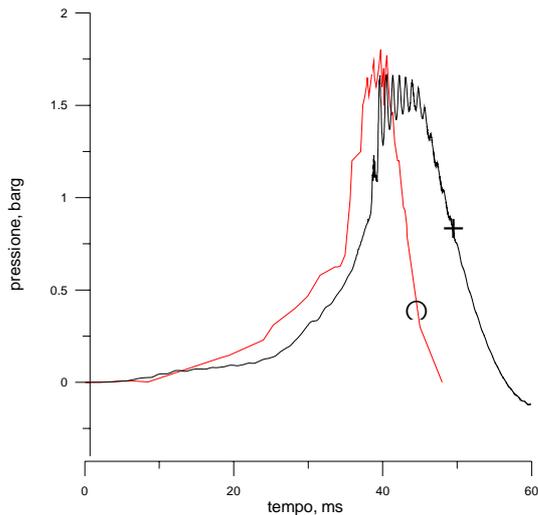


Figura 4. Andamenti sperimentale (o) e numerico (+) della pressione nel recipiente in funzione del tempo.

Nella Tabella 1 sono riportati i valori sperimentali e teorici della pressione massima (p_{max}), della pressione al momento dell'ingresso della fiamma nella tubazione (p_{inlet}) e del corrispondente tempo di ingresso, sia nel caso di ignizione centrale che di ignizione "rear" (t_{inlet}). Da tali dati si può constatare il buon accordo quantitativo tra risultati di modello e quelli sperimentali.

	REAR				CENTRAL			
	$p_{max}[bar\ g]$	p_{inlet}	$t_{inlet}\ [ms]$	$p_{max}-p_{inlet}$	p_{max}	p_{inlet}	t_{inlet}	$p_{max}-p_{inlet}$
Sperimentale	1.76	0.66	33.9	1.1	2.01	0.37	22.9	1.64
Modello	1.6	0.87	38	0.73	2.32	0.245	22	2.07

Tabella 1. Confronto dei dati di pressioni per le configurazioni con diverse posizioni dell'ignizione

L'accordo soddisfacente tra le simulazioni e i risultati sperimentali permette di utilizzare il modello per comprendere i meccanismi che rendono più severa l'esplosione in presenza di una tubazione.

Dopo pochi istanti dall'ingresso della fiamma nella tubazione, si osserva una violenta combustione nelle sezioni iniziali del condotto, accompagnata da una rapida crescita della pressione locale (Figura 5):

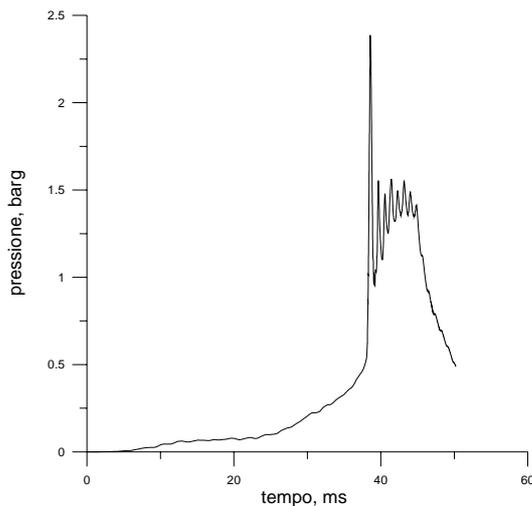


Figura 5. Andamento della pressione nel tempo nelle sezioni iniziali della tubazione ($x=0.47\ m$).

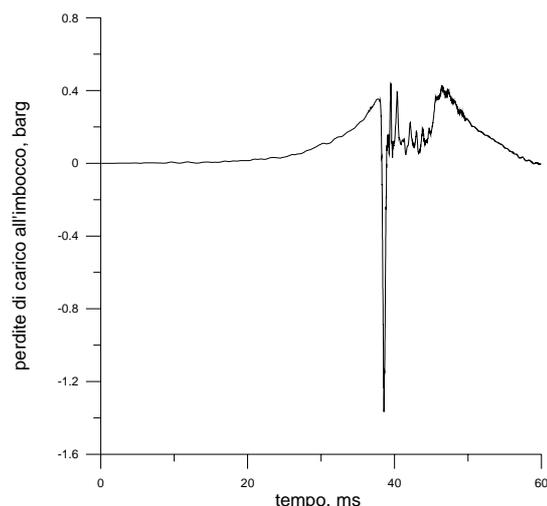


Figura 6. Andamento nel tempo delle perdite di carico all'imbocco della tubazione.

Per brevissimi istanti, dunque, nella tubazione si osservano pressioni maggiori che nel vessel primario, come d'altra parte testimoniato dall'andamento nel tempo delle perdite di carico in corrispondenza del passaggio vessel-duct (Figura 6). L'inversione di segno delle perdite di carico si accompagna all'inversione

della direzione del flusso, che si manifesta come un violento getto di gas dal condotto verso il vessel (Figura 7). Il getto investe i gas del vessel aumentando l'intensità di turbolenza e, di conseguenza, la velocità della combustione residua nel vessel. Questa circostanza è chiarita dalla Figura 8, nella quale è possibile confrontare le zone di combustione turbolenta nel vessel prima e dopo l'inversione del flusso, negli stessi istanti di Figura 7.

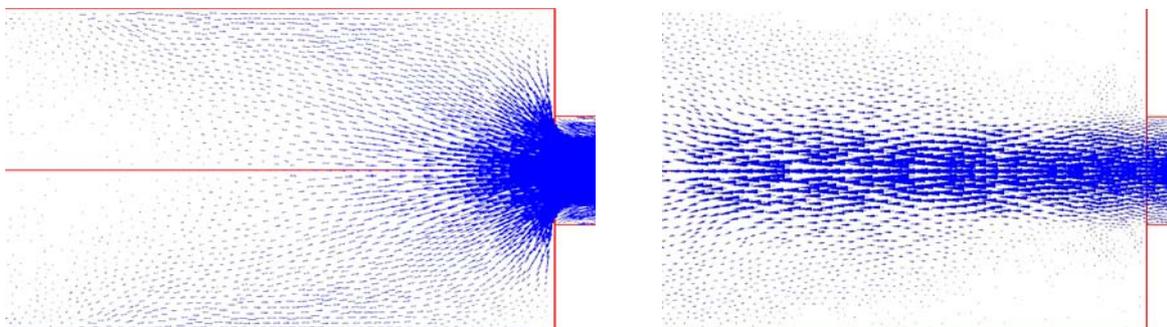


Figura 7. Campo di velocità nel recipiente primario poco dopo l'ingresso della fiamma nella tubazione (sx) e in corrispondenza dell'inversione del flusso (dx).

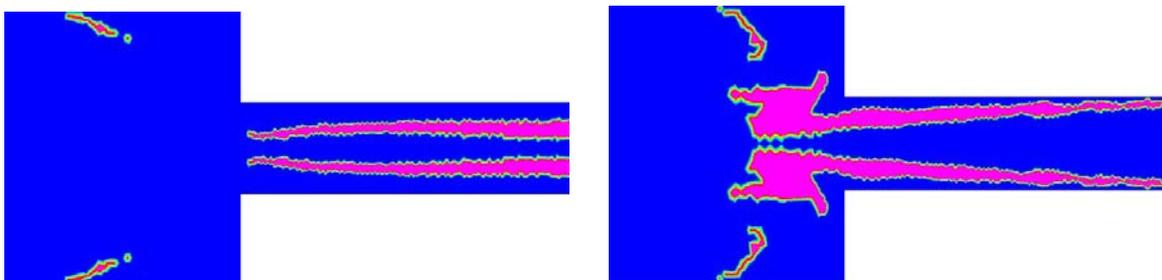


Figura 8. Zone di combustione turbolenta poco dopo l'ingresso della fiamma nella tubazione (sx) e dopo l'inversione di flusso (dx), negli stessi istanti della Figura 7.

Una valutazione più quantitativa dell'incremento della velocità di combustione dovuto alla turbolenza indotta nel vessel è stata ottenuta attraverso il calcolo del fattore di incremento χ . Tale parametro è così definito:

$$\chi = \frac{\text{velocità di combustione turbolenta}}{\text{velocità di combustione laminare}} = \frac{\sum V_{cell}}{A_{cell}} \quad (6)$$

e costituisce un'appropriata indicazione dell'incremento della velocità di combustione legato ai soli effetti di interazione tra combustione e turbolenza [4]. Dal grafico di Figura 9 risulta evidente che fino a pochi istanti dopo l'ingresso della fiamma nel duct ($t_{inlet} = 38$ ms) la combustione nel vessel è sostanzialmente laminare ($\chi \approx 1$). L'impennata di χ fa seguito all'inversione del flusso e corrisponde al periodo di intensa combustione turbolenta nel vessel (Figura 8) e al primo picco della curva di Figura 4. Successivamente si osserva che il valore di χ si atterra su valori prossimi all'unità e tale rimane fino alla fine della combustione nel vessel. È interessante notare che il valore della pressione nel vessel rimane elevato anche nel periodo in cui χ si riporta a valori prossimi all'unità e, anzi, il valore massimo di pressione si raggiunge in tale periodo dopo che il fattore di incremento ha raggiunto il suo massimo.

Queste osservazioni suggeriscono che l'anomalo incremento della violenza dell'esplosione in una configurazione di venting convogliato è legata alla combinazione di effetti di interazione combustione-turbolenza e di effetti puramente meccanici (ovvero all'inibizione dell'efflusso dei gas dovuta ai valori sostenuti di pressione nella tubazione di convogliamento). In particolare una prima violenta crescita della pressione nel vessel è legata alla combustione turbolenta ($\chi_{max} \approx 5$) indotta dall'inversione del flusso; successivamente la pressione nel vessel rimane sostenuta (aumentando anzi fino al suo valore massimo) per effetti puramente meccanici ($\chi \approx 1$).

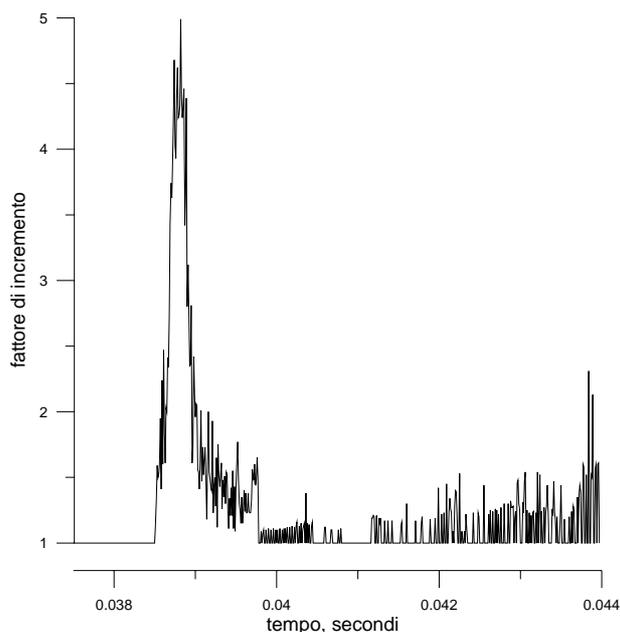


Figura 9. Andamento nel tempo del fattore di incremento della velocità di combustione

La Figura 6 conferma quanto detto in quanto risulta ben visibile che, dopo un picco che fa seguito all'inversione del flusso e che è legato al picco di χ nel vessel, le perdite di carico all'imbocco rimangono a valori prossimi allo zero per un periodo che si protrae oltre la fuoriuscita della fiamma dalla tubazione (outlet = 43 ms). Nello stesso lasso di tempo la velocità di efflusso dei gas risulta dunque modesta penalizzando l'efficacia della mitigazione dell'esplosione e inducendo la crescita della pressione nel vessel.

Analoghe considerazioni si possono fare, ovviamente, facendo riferimento alla Figura 5 che rappresenta, come detto, l'andamento della pressione nelle sezioni iniziali della tubazione. Dopo la drammatica impennata della pressione dovuta alla violenta esplosione che fa seguito all'ingresso della fiamma nel condotto, la pressione non crolla immediatamente in quanto sostenuta dalle onde di pressione legate alla propagazione di fiamma nel condotto e in tal modo risulta inibito l'efflusso dei gas dal vent. Quando le onde di pressione prodotte dalla fiamma non fanno più risentire la loro influenza, la pressione in tubazione diminuisce rapidamente (Figura 5), le perdite di carico all'imbocco riassumono valori elevati (Figura 6) e la pressione nel recipiente primario inizia a diminuire rapidamente (figura 4).

La presenza del tubo, pertanto, ha un effetto non solo sulla violenza dell'esplosione, inducendo turbolenza nel vessel e quindi accelerando la fiamma, ma anche riducendo sostanzialmente il venting a causa della riduzione della differenza di pressione tra il tubo e il vessel.

6. CONCLUSIONI

Il modello CFD proposto è risultato efficace nell'analisi quantitativa e qualitativa di un fenomeno di venting convogliato. In particolare il modello ha permesso di riprodurre con sufficiente accuratezza i tempi d'ingresso della fiamma nella tubazione di sfiato e i valori della pressione massima. Il modello ha inoltre previsto correttamente i complessi fenomeni che caratterizzano un'esplosione ventata tramite una tubazione: l'esplosione secondaria nella tubazione, l'inversione del flusso, l'aumento della velocità di combustione nel vessel e il 'blocco' meccanico dell'efflusso dei gas dal vessel verso l'atmosfera attraverso la tubazione.

L'analisi dei dettagliati risultati forniti dal calcolo (campo di velocità, di pressione e di temperatura ad ogni istante) ha permesso di valutare il diverso ruolo e peso dei numerosi fenomeni coinvolti. Tale lavoro può costituire un valido punto di partenza nell'individuazione dei parametri fondamentali che reggono il fenomeno ai fini della determinazione di una correlazione ingegneristica per il dimensionamento dell'area di sfiato.

7. RINGRAZIAMENTI

Si ringrazia la Presidenza del Consiglio dei Ministri, Dipartimento della Protezione Civile, e il Gruppo

Nazionale per la Difesa dai Rischi Chimico-Industriali ed Ecologici (GNDRICIE) del CNR per il contributo finanziario.

LISTA DEI SIMBOLI

A	area di fiamma [m ²]
c ₁ , c ₂	costanti della funzione empirica di Abu-Orf e Cant [14]
D	diametro dell'apparecchiatura [m ²]
Da	numero di Damkohler
f	funzione empirica di Abu-Orf e Cant [14]
I ₀	fattore di stretching della fiamma
Ka	numero di Karloviz
L	lunghezza dell'apparecchiatura [m]
p	pressione [bar gauge]
Re _t	numero di Reynolds turbolento
S _l	velocità laminare di fiamma [m/s]
t	tempo [s]
T	temperatura [K]
u'	intensità di turbolenza [m/s]
V	volume dell'apparecchiatura [m ³]
x	coordinata assiale dell'apparecchiatura [m]
Y	frazione massica del combustibile [kg/kg]

Simboli greci

α	costante dell'equazione empirica per la velocità laminare di fiamma
β	costante dell'equazione empirica per la velocità laminare di fiamma
ε	velocità di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta [m ² /s ³]
κ	energia cinetica turbolenta [m ² /s ²]
χ	fattore di incremento
ρ	densità [kg/m ³]
Σ	area di fiamma per unità di volume [m ² /m ³]
ω	velocità di combustione [kg/(s·m ³)]

Pedici

cell	riferito alla generica cella di calcolo
inlet	riferito alle condizioni di ingresso della fiamma nella tubazione
l	riferito a condizioni di flusso laminari
max	valore massimo
0	riferito a condizioni di fiamma laminare non deformata
outlet	riferito alle condizioni di uscita della fiamma dalla tubazione
t	riferito alla tubazione
u	gas freschi

Abbreviazioni

BML	Bray Moss Libby (model)
CFD	Computational Fluid Dynamic
2D, 3D	bidimensionale e tridimensionale
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes (equations)

BIBLIOGRAFIA

- [1] NFPA 68, *Guide for Venting of Deflagration*, National Fire Protection Association, Quincy, 2002.

- [2] Wiekema B.J., Pasman H.J., Groothuizen Th.M., *The effect of tubes connected with pressure relief vents*, 2nd International Symposium on Loss Prevention and Safety Promotion in the Process Industries, pp.223-231 (1977).
- [3] Kordylewski W., Wach J., *Influence of ducting on explosion pressure: small scale experiments*, Combustion and Flame, Vol. 71, pp. 51-61 (1988).
- [4] Molkov V.V., *Venting of deflagrations: dynamic of the process in systems with a duct and receiver*, Proceedings of the Fourth International Symposium on Fire Safety Science, pp.1245-1254 (1994).
- [5] Ponizy B., Leyer J.C., *Flame dynamics in a vented vessel connected to a duct: I. Mechanism of vessel-duct interaction*, Combustion and Flame, Vol. 116, pp.259-271 (1999).
- [6] Ponizy B., Leyer J.C., *Flame dynamics in a vented vessel connected to a duct: 2. Influence of ignition site, membrane rupture, and turbulence*, Combustion and Flame, Vol.116, pp.272-281 (1999).
- [7] Bartknecht W., *Explosions, Course Prevention Protection*, Springer-Verlag, Berlin, (1981).
- [8] Mc Cann D.P.G., Thomas G.O., Edwards D.H., *Gasdynamics of vented explosions Part I: Experimental studies*, Combustion and Flame, Vol.59, pp. 233-250 (1985)
- [9] Ural E.A., *A simplified method for predicting the effect of ducts connected to explosion vents*, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Vol.6, pp.3-10 (1993).
- [10] Molkov V.V., Baratov A.N., Korolchenko A.Ya., *Dynamics of gas explosions in vented vessels: a critical review and progress*, Progress in Astronautics and Aeronautics, Vol.154, pp.117-131 (1993)
- [11] Tamanini F., *An improved correlation of experimental data on the effects of ducts in vented and dust explosions*, 8th International Symposium on Loss Prevention and Safety Promotion in the Process Industries, Vol. 1, pp.243-253 (1995).
- [12] Molkov V.V., Dobashi R., Suzuki M., Hirano T., *Venting of deflagrations: hydrocarbon-air and hydrogen-air systems*, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Vol.13, pp.397-409 (2000).
- [13] CFD-ACE+, CFD Research Corporation, AL (USA), www.cfdrc.com.
- [14] Abu-Orf G.M., Cant R.S., *A Turbulent Reaction Rate Model for Premixed Turbulent Combustion in Spark-Ignition Engines*, Combustion and Flame, Vol. 122, pp. 233-252 (2000)
- [15] Gulder O.L., *Turbulent premixed flame propagation models for different combustion regimes*, 23th Symp. (Int.) on Combustion, The Combustion Institute, 1990, 743-750.
- [16] Jones W.P., Launder B.E., *The prediction of laminarization with a 2-equation model of turbulence*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 15, 1972, 301.
- [17] Birkby P., Cant R.S., Savill A.M., *The application of a laminar flamelet model to confined explosion hazards*, Flow, Turbulence and Combustion, Vol.63, pp. 361-377 (1999).
- [18] Saeter O., *Modelling and simulation of gas explosions in complex geometries*, Thesis for the Dr. Ing. Degree (1998).
- [19] Naamansen P., Baraldi D., Hjertager B., Solberg T., Cant R.S., *Solution adaptive CFD simulation of premixed flame propagation over various solid obstructions*, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Vol.13, pp. 397-409 (2000).
- [20] Libby P.A., Williams F.A., *Turbulent reacting flows*, Academic Press (1994)
- [21] Bray K.N.C., *The challenge of turbulent combustion*, 26th Symposium (International) on Combustion, pp.1-26 (1996).
- [22] Patel S.N.D.H., Ibrahim S.S., Yehia M.A., *Flamelet surface density modelling of turbulent deflagrating flames in vented explosions*, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Vol.16, pp. 451-455 (2003).
- [23] Ponizy B., Veyssiere B., *Combustion, Science and Technology, Mitigation of explosions in a vented vessel connected to a duct*, Vol. 158, pp.167-182 (2000).
- [24] Ferziger J.H., Peric M., *Computational methods for fluid dynamics*, Springer (2002).