ASSOCIAZIONE ITALIANA PER L'ANALISI DELLE SOLLECITAZIONI
XXXIV CONVEGNO NAZIONALE — 14–17 SETTEMBRE 2005, POLITECNICO DI MILANO

ANALISI DEL COMPORTAMENTO FLESSIONALE DI PROFILATI SCATOLATI, SALDATI A PUNTI

G. Belingardi[a], *P. Martella**[a], *L. Peroni*[a]

[a] Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Torino – Corso Duca degli Abruzzi, 24 – 10129 Torino – Italy

Sommario
In questo lavoro sono presentati alcuni dei risultati ottenuti da un'indagine sperimentale su problemi di collasso plastico flessionale di profilati in parete sottile.
È stata effettuata una campagna di prove sperimentali su componenti strutturali scatolati in acciaio con sezione "a cappello a piattabanda" saldati a punti. Obiettivo di queste prove sperimentali è l'analisi del comportamento di un profilato scatolato nella fase di collasso plastico flessionale piano e deviato attraverso la determinazione della risposta strutturale ed il confronto di tale risposta per differenti condizioni di sollecitazione.

Abstract
In this work some results obtained from an experimental test campaign about the bending collapse behaviour of thin-walled beams are reported.
The tested component is a steel thin-walled beam made up of a top-hat cross section column and a plat band connected together with spot-welds. The aim of the experimental tests is analysing the behaviour of the component in the collapse phase, in plane and biaxial loading conditions.

Parole chiave: parete sottile, sezione "a cappello", flessione biassiale,

1. INTRODUZIONE

Il collasso plastico di componenti strutturali metallici in parete sottile ricopre un ruolo importante nel progetto dei veicoli destinati al trasporto di persone. Infatti tale tipologia di struttura è molto comune nella costruzione di telai di differenti veicoli: automobili, autobus, aerei, elicotteri, navi ecc.

In caso di impatto, una frazione consistente dell'energia cinetica è dissipata per deformazione plastica, in sottostrutture del telaio, secondo meccanismi di collasso di tipo prevalentemente flessionale (caratterizzati dalla formazione di cerniere plastiche localizzate). I meccanismi di collasso flessionale, analizzati nella letteratura tecnica, presuppongono che questo avvenga secondo un modo puramente piano, dovuto ad un momento flettente agente intorno ad uno dei due assi principali d'inerzia della sezione. I componenti strutturali progettati per dissipare energia in caso di incidente sono generalmente sottoposti, nella complessa dinamica dell'impatto, a carichi di tipo combinato, derivanti direttamente dall'azione di forze esterne o, indirettamente, per effetto delle sollecitazioni interne che si sviluppano nella struttura in seguito all'urto: si può perciò verificare il caso di una sollecitazione obliqua [1-2], per effetto di un urto frontale disassato o di un ribaltamento.

* Corresponding author: *Tel.*:+39 0161 226373; *Fax.*: +39 0161 226322; *E-mail:* paolo.martella@polito.it

Nell'ambito del progetto ECBOS (Enhanced Coach and Bus Occupant Safety), finanziato dalla Comunità Europea per proporre miglioramenti della sicurezza passiva di autobus e pullman, si è potuto riscontare come i montanti dei finestrini di questo tipo di veicoli siano spesso costituiti da profilati in lamiera sottile con sezione "a cappello e piattabanda" saldati a punti. Nel caso di incidente di ribaltamento sono proprio i montanti dei finestrini che,deformandosi assorbono energia e determinano il livello globale di deformazione della struttura.

Nel caso di ribaltamento del veicolo senza una componente longitudinale di velocità i profilati dei montanti dei finestrini sono usualmente sottoposti a carichi flessionali lungo una direzione principale d'inerzia della sezione del profilato stesso (flessione retta o piana); tali sono le condizioni previste dal test di omologazione al ribaltamento (Direttiva Europea 2001/85 e Regolamento UN/ECE 66). Nel caso di ribaltamento"su strada" dato che il veicolo possiede, oltre alla velocità in direzione trasversale dovuta al ribaltamento anche una velocità longitudinale dovuta al moto del veicolo stesso, i profilati dei montanti dei finestrini sono sottoposti ad un carico di tipo flessionale non agente lungo una delle due direzioni principali d'inerzia della sezione del profilato (flessione deviata o bi-assiale) [3].

Si è pertanto ritenuto interessante analizzare il comportamento di profilati in lamiera sottile, con sezione "a cappello" saldata a punti, sottoposti a flessione biassiale, vale a dire in una condizione in cui siano presenti contemporaneamente componenti del momento attorno ad entrambi gli assi principali d'inerzia della sezione.

2. DESCRIZIONE DEL PROBLEMA

Nel caso di flessione deviata o biassiale il fenomeno non è, allo stato attuale di quanto reperibile in letteratura, sufficientemente chiaro: la zona localizzata del profilato nella quale ha luogo gran parte del fenomeno deformativo non può, in questo caso, essere assimilata ad un vincolo rotazionale piano dotato di un certo momento resistente M funzione dell'angolo di rotazione θ, come avviene nel caso della flessione piana. In campo plastico, come già in campo elastico, l'asse neutro (attorno al quale ruotano le sezioni del profilato durante la deformazione) e il vettore del momento flettente non sono paralleli; si rende quindi necessario un maggior numero di parametri per la caratterizzazione del fenomeno rispetto ai due (M e θ) sufficienti nel caso di flessione piana. In due precedenti lavori sono state approfondite le caratteristiche del fenomeno sia dal punto di vista teorico con l'ausilio di tecniche numeriche [4] e sia dal punto di vista sperimentale su profilati in alluminio a sezione rettangolare [5].

Si consideri un profilato in parete sottile (figura 1) con sezione trasversale a "cappello e piattabanda" Si supponga che il profilato sia opportunamente sollecitato in modo da provocarne l'inflessione intorno ad una generica direzione non coincidente con uno dei due assi principali d'inerzia della sezione. Si indichino con w (weak) e s (strong) i due assi centrali di inerzia della sezione, con z l'asse longitudinale e con x y z un secondo sistema di riferimento (sistema di riferimento cartesiano globale), genericamente ruotato rispetto al sistema w-s di un angolo α attorno all'asse z, che serva ad identificare l'orientazione del profilato nello spazio. Le componenti del vettore momento nei due sistemi di riferimento sono legate dalla seguente relazione:

$$\begin{bmatrix} M_S \\ M_W \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\gamma & \sin\gamma \\ -\sin\gamma & \cos\gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \end{bmatrix} \tag{1}$$

Data l'arbitrarietà della sollecitazione, il vettore momento resistente M_{ris}, l'asse neutro (A.N.) e di conseguenza il piano di flessione (P.d.F.) ad esso ortogonale non sono necessariamente paralleli a nessuna delle direzioni individuate dai sistemi di riferimento w-s e x-y. Per identificare il problema occorre introdurre l'angolo di deviazione β della sollecitazione, cioè l'angolo che descrive la giacitura del vettore momento rispetto all'asse baricentrico parallelo all'asse neutro. e l'angolo γ che individua l'asse neutro nel sistema w-s. In una condizione generica di sollecitazione flettente il vettore momento presenta quindi componenti sia rispetto ad entrambi gli assi principali della sezione (M_w e M_s) e sia rispetto agli assi paralleli all'asse neutro. e al piano di flessione (M_{an} *e* M_{pf}). Nel caso si imponga la costanza della direzione del piano di flessione si realizza una sollecitazione biassiale a piano di

flessione costante (o piano di flessione imposto), viceversa con l'imposizione della direzione del momento flettente si realizza una sollecitazione biassiale a direzione di sollecitazione costante (o momento flettente a direzione imposta).

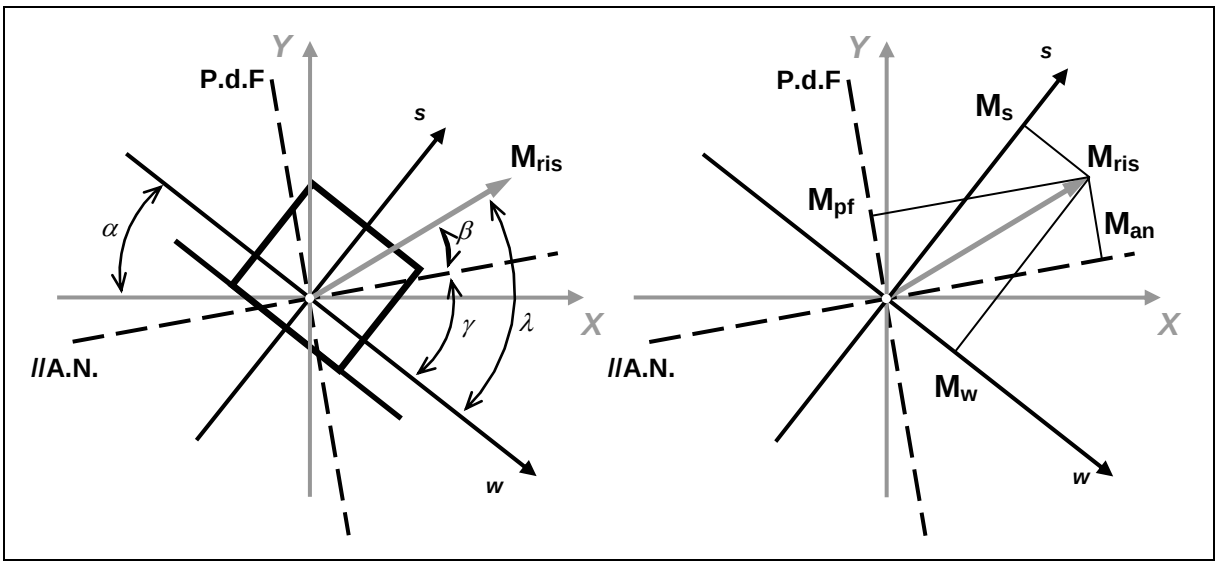


Figura 1 Flessione biassiale

3. ATTREZZATURA DI PROVA

Le prove sperimentali sono state effettuate tramite un'attrezzatura (figura 2), progettata per eseguire prove quasi-statiche di flessione piana e biassiale [6], installata presso il Laboratorio di Meccanica Sperimentale Meccanici della II Facoltà di Ingegneria del Politecnico di Torino con sede a Vercelli. Il sistema utilizzato è in grado di realizzare prove a piano di flessione imposto. L'attrezzatura è dotata di una certa versatilità per ciò che concerne le condizioni di prova: è infatti possibile regolare in intervalli piuttosto ampi la configurazione del sistema (interassi, punti di fulcro), in modo da poter variare la capacità di carico e corsa. Nella configurazione adottata, l'attrezzatura presenta un momento massimo applicabile alla base del profilato di 3 kNm con una corsa tale da garantire angoli di flessione prossimi ai 40°.

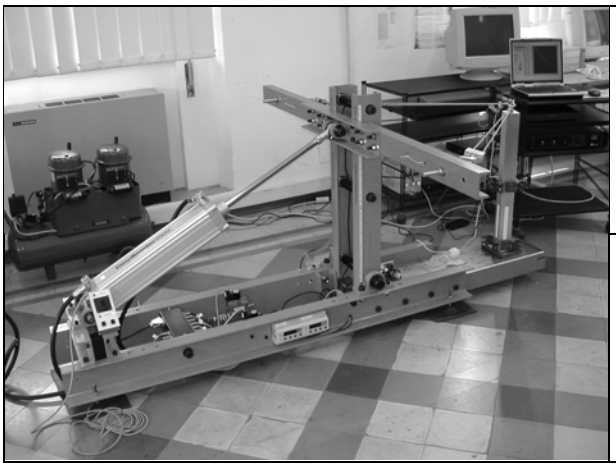


Figura 2 Sistema per prove di flessione

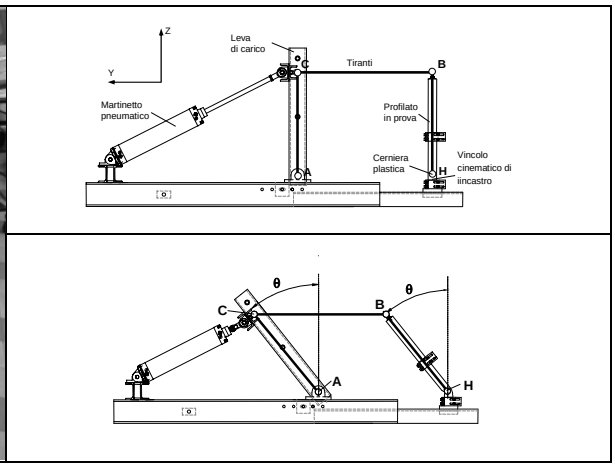


Figura 3 Principio di funzionamento del sistema di carico

L'apparato di prova sfrutta un sistema di carico del tipo di quello rappresentato in figura 3. Per garantire la costanza della direzione (direzione *y*) di spostamento dell'estremità libera del profilato (punto B), esso è sollecitato tramite un sistema di tiranti collegati ad una leva di carico. Il sistema leva-tiranti-profilato costituisce un meccanismo cinematico a parallelogramma articolato; in tal modo la

forza applicata nel punto B (baricentro dell'estremità libera) si mantiene sempre in un piano parallelo al piano *xy*, qualunque sia l'angolo di rotazione della leva di carico. La leva di carico viene azionata da un martinetto pneumatico. Per fare in modo che il movimento del parallelogramma articolato si mantenga nel piano iniziale (*ACBH* o *yz*, piano di flessione fissato), l'estremità B del profilato è collegata alla leva di carico mediante due tiranti disposti simmetricamente rispetto al piano di flessione, con un certo angolo di apertura ψ (figura 4). La struttura C_1BC_2 costituisce un triangolo rigido che costringe il punto B sul piano di flessione. Pertanto, facendo riferimento alla figura 1, nella configurazione dello schema di carico adottato l'asse neutro si trova a coincidere con l'asse *x* del sistema di riferimento cartesiano globale, mentre il piano di flessione corrisponde al piano *yz* di tale sistema di riferimento. In questo modo gli angoli α e γ coincidono e l'angolo β rappresenta l'inclinazione del vettore momento *M* sia rispetto all'asse neutro e sia rispetto all'asse *x* del sistema di riferimento cartesiano globale.

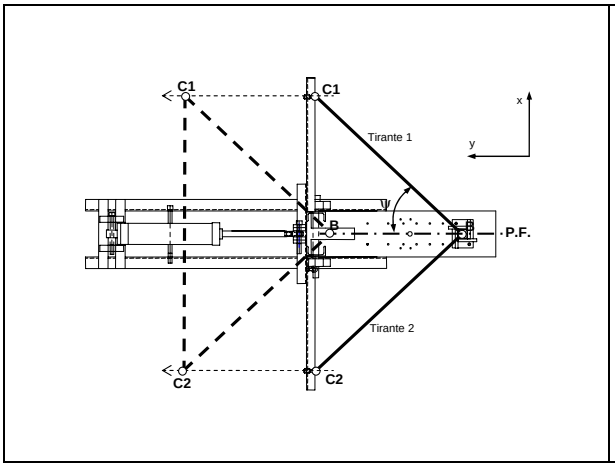


Figura 4 Principio di funzionamento del sistema di carico (piano di flessione imposto)

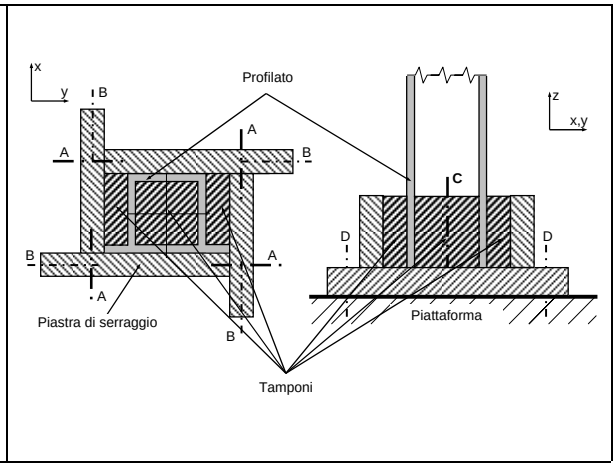


Figura 5 Schema di funzionamento del sistema di bloccaggio del provino

L'introduzione in ognuno dei due tiranti di una cella di carico permette la rilevazione della forza applicata al profilato e della sua direzione nel piano *xy*.Un sensore di spostamento a filo collegato all'estremità libera del profilato permette la misura dello spostamento dell'estremità del profilato. Da queste grandezze è possibile risalire, sulla base di semplici considerazioni geometriche, ai valori istantanei del momento flettente (modulo e direzione) e dell'angolo di rotazione della cerniera plastica. Il profilato viene serrato con lo speciale sistema di bloccaggio (figura 5) con il quale si realizza il vincolo cinematico di incastro. La soluzione adottata consiste in tre tamponi, uno interno al profilato e due esterni, e in un sistema di piastre di serraggio: il bloccaggio del tampone in una qualsiasi posizione angolare α (rotazione attorno al baricentro della sezione del profilato) consente l'esecuzione delle prove di flessione biassiale. Il sistema è collegato ad un PC dotato di una scheda di acquisizione *National Instruments DAQPAD 6070E*; il PC genera i segnali di comando che, inviati alla centralina della macchina, regolano la commutazione delle elettrovalvole di movimentazione del cilindro pneumatico. I segnali provenienti dai trasduttori sono acquisiti dalla scheda NI.

4. PROVE SPERIMENTALI

L'attrezzatura di prova di figura 2 è stata impiegata [7] in una serie di prove su profilati "a cappello e piattabanda" di lunghezza 300 mm (figura 6), nei quali il collegamento tra i due componenti (cappello e piattabanda) è stato realizzato tramite punti di saldatura (figura 7) aventi un diametro di 6 mm ed un passo di 40 mm con il primo punto di saldatura posizionato a 20 mm dal bordo inferiore del profilato. La geometria della sezione del profilato è rappresentata in figura 8. Il materiale con cui sono stati realizzati i profilati è un acciaio tipo Fe P02, la cui curva tensione-deformazione del materiale, ottenuta da due prove sperimentali su provini ricavati dalla stessa lamiera con cui sono stati realizzati i

profilati, è rappresentata in figura 9. Nessun tipo di trattamento termico è stato effettuato sui profilati prima che fossero sottoposti a flessione.

Nelle prove l'angolo α di orientazione del profilato è stato variato tra 0° e 180° con passo 10°, in modo da esplorare in maniera sufficientemente completa l'intero intervallo di variazione dell' orientazione del profilato. Per ogni angolo sono stati effettuate fino a 3 prove, per un totale di 46 prove complessive.

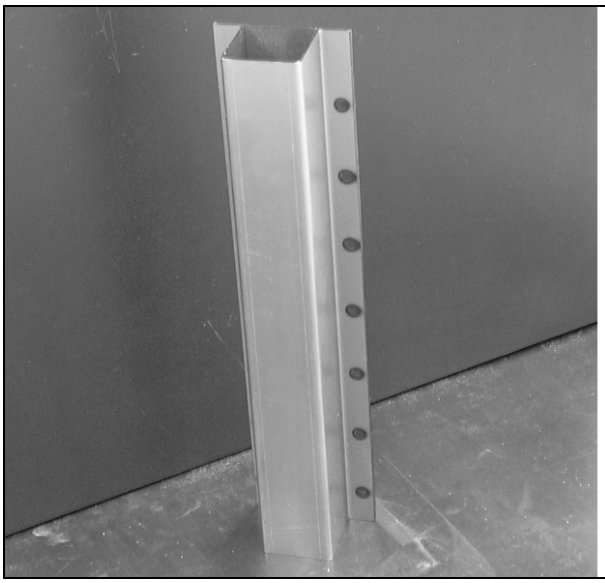


Figura 6 Profilato "a cappello e piattabanda"

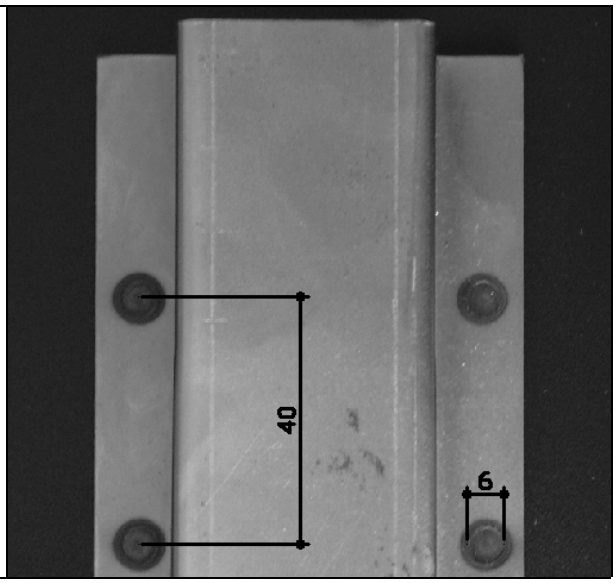


Figura 7 Profilato "a cappello e piattabanda": particolare della saldatura a punti

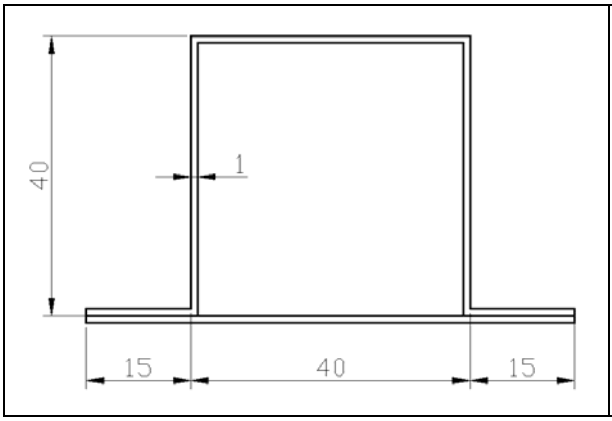


Figura 8 Sezione del profilato"

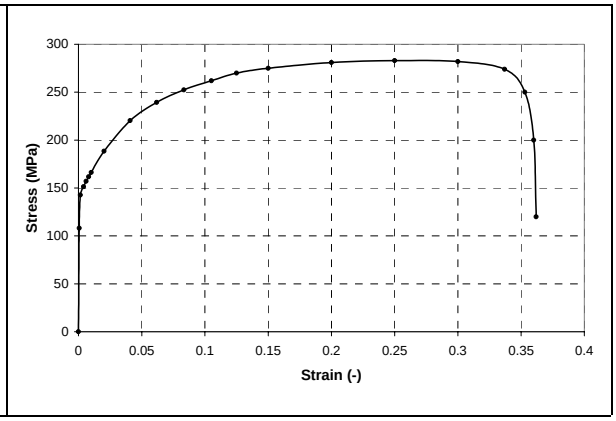


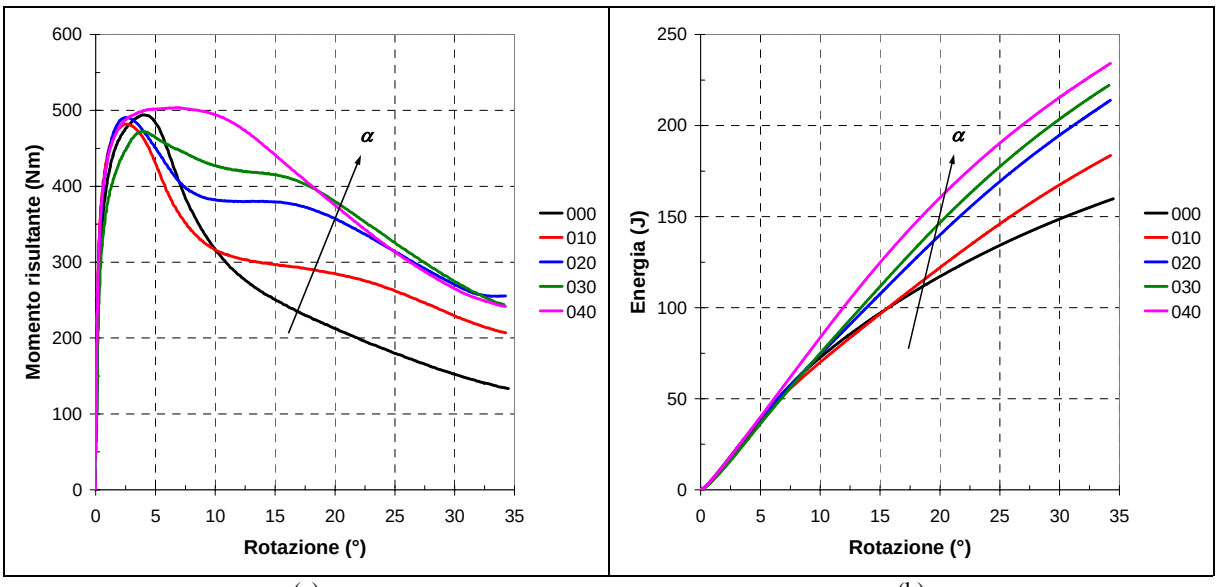
Figura 9 Curva tensione-deformazione acciaio Fe P02

5. RISULTATI

Durante ogni singola prova sono state misurate le forze nei due tiranti (F_1, F_2) e lo spostamento del punto superiore del profilato (punto B in figura 3). Dai valori delle forze è stato possibile calcolare le componenti (M_x, M_y). del vettore momento flettente rispetto al sistema di coordinate di coordinate cartesiano globale *xyz*, mentre dal valore dello spostamento del punto superiore del profilato è stato possibile calcolare l'angolo θ di rotazione della cerniera plastica. Il modulo del momento flettente risultante è stato calcolato tramite la seguente relazione:

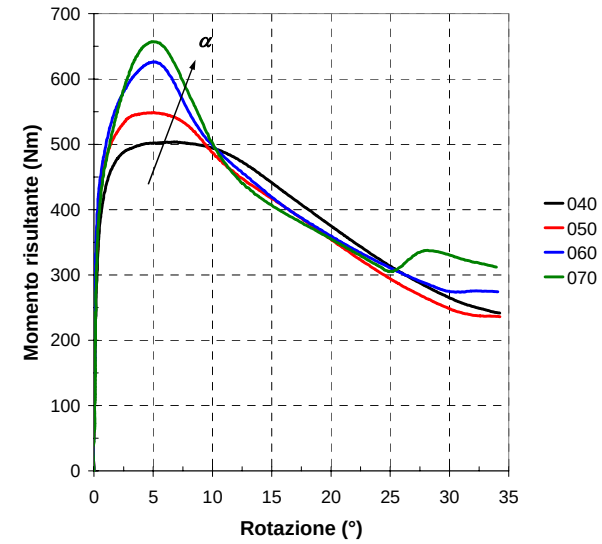
$$M_{ris} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \tag{2}$$

L'angolo β di orientazione (angolo di deviazione) del vettore momento $\boldsymbol{M_{ris}}$ rispetto all'asse neutro è stato calcolato come rapporto M_y/M_x, mentre l'energia assorbita durante la deformazione è stata calcolata come area sottesa alla curva M_{ris}-θ. Il momento risultante e l'energia assorbita in funzione dell'angolo θ di rotazione della cerniera plastica sono riportati in figura 10.

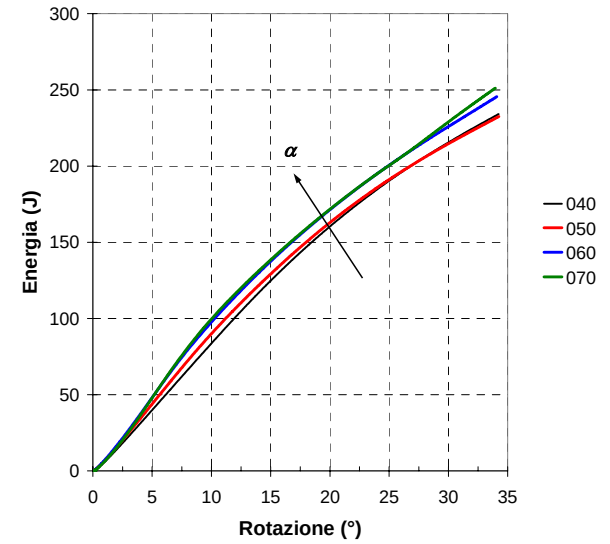


(a)

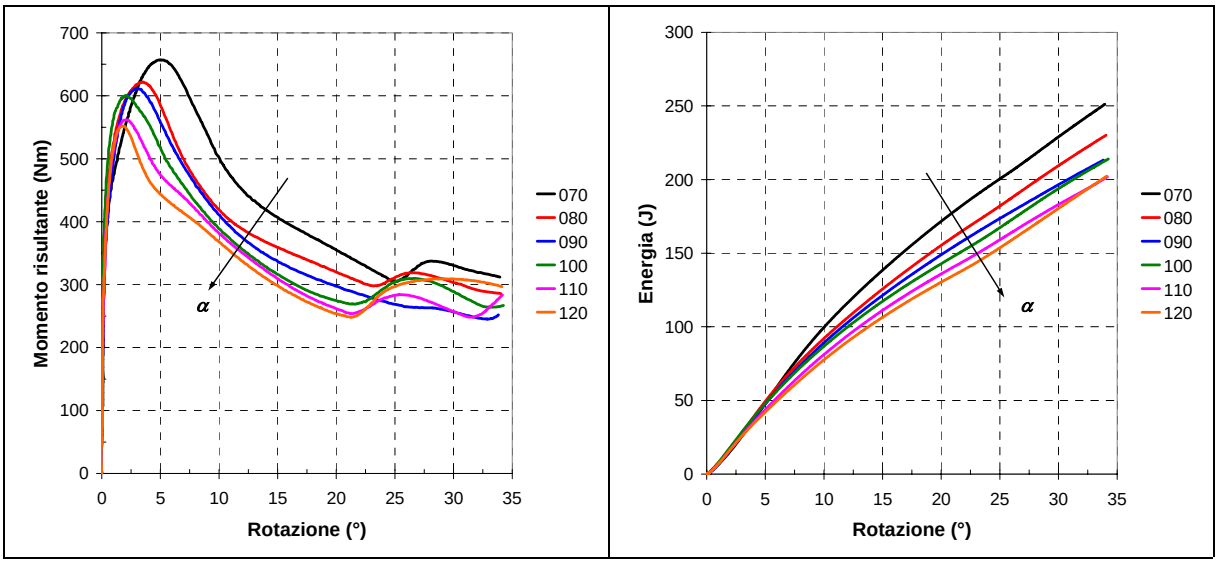
(b)



(c)

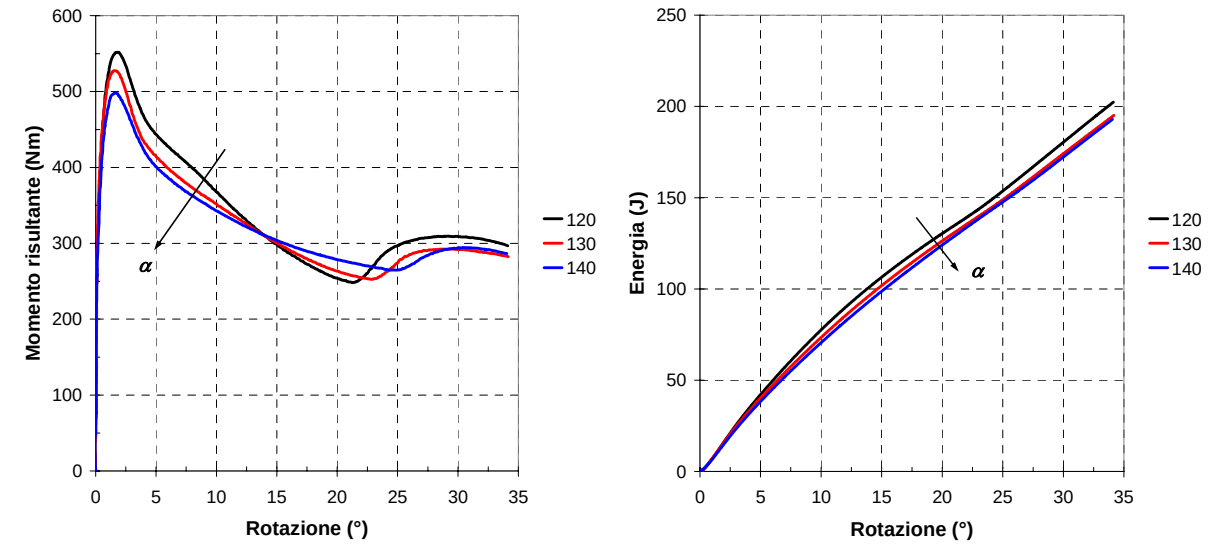


(d)



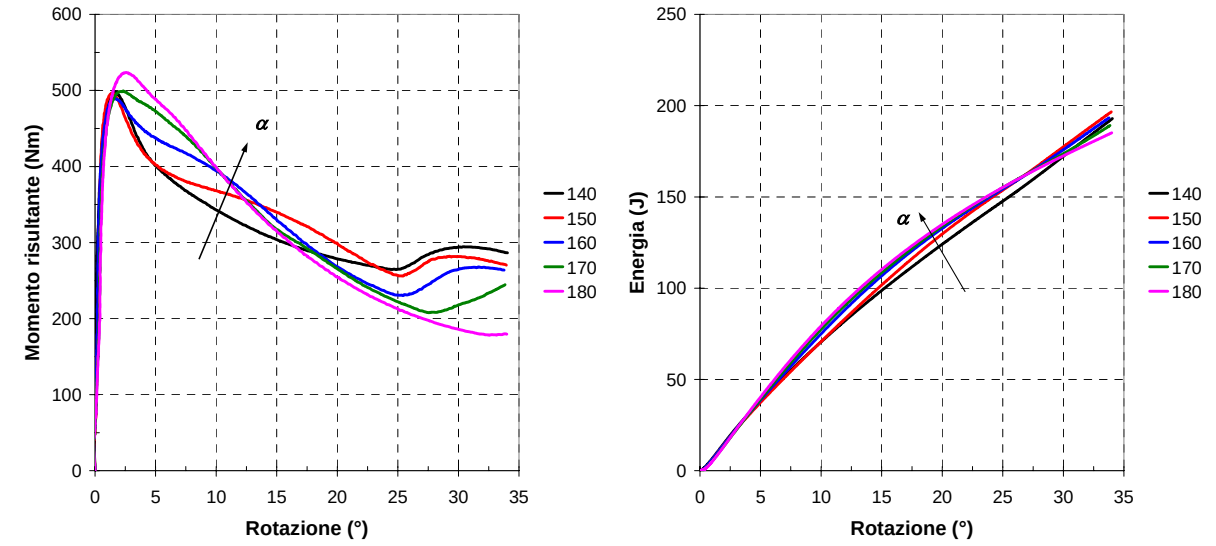
(e)

(f)



(g)

(h)



(i)

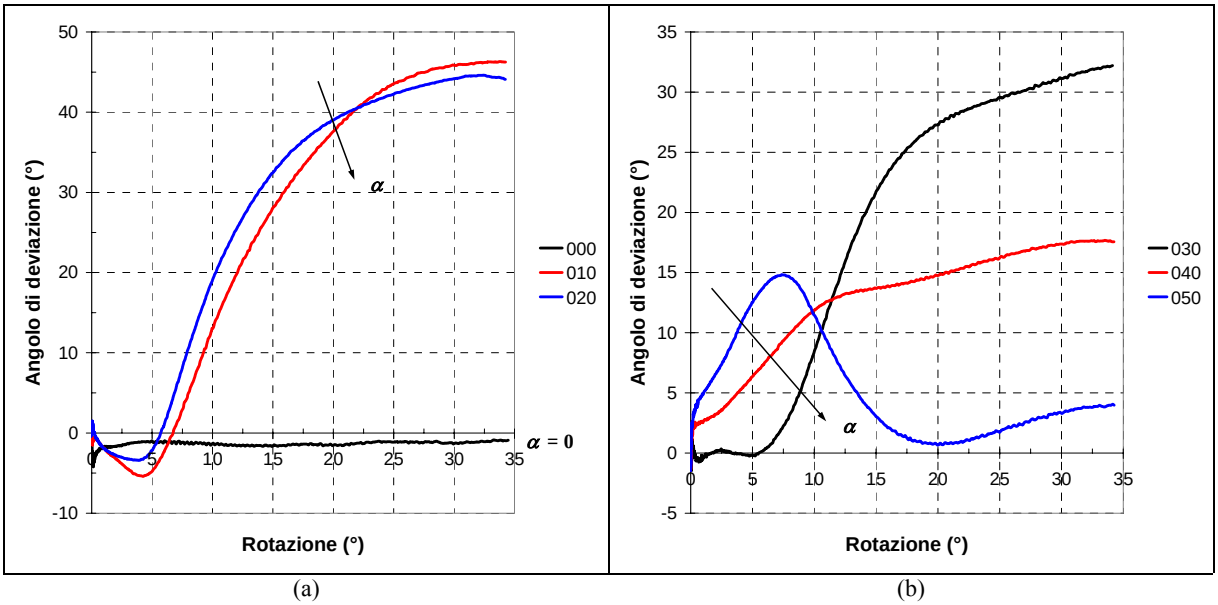
(j)

Figura 10 Momento risultante ed energia assorbita

Il caso $\alpha = 0°$ corrisponde ad una flessione attorno all'asse principale di inerzia *w*, direzione a cui è associato il valore minimo del momento di inerzia della sezione, mentre il caso $\alpha = 90°$ corrisponde ad una flessione attorno all'asse principale di inerzia *s*, a cui è associato il valor massimo del momento di inerzia della sezione. Tuttavia le direzioni di minima e massima resistenza, definite come direzioni a cui è associato il valore minimo ed il valore massimo del momento di collasso, non corrispondono con gli assi principali di inerzia della sezione. Il valore massimo del momento resistente è stato ottenuto per un angolo $\alpha = 70°$, mentre il valore minimo è stato ottenuto per $a = 30°$.

Come è possibile notare dalla figura 10 la risposta del profilato in termine di momento resistente varia con continuità al variare dell'angolo di sollecitazione α. Confrontando tra loro le curve momento resistente – angolo di rotazione è stato possibile suddividere il comportamento del profilato in cinque intervalli. Da $\alpha = 0°$ a $\alpha = 40°$ (figure 10.a e 10.b) il valore del momento di collasso si mantiene pressoché costante, mentre nella fase di post-collasso, a parità di angolo di rotazione θ della cerniera plastica, il momento resistente aumenta; di conseguenza anche l'energia assorbita dal profilato cresce. Da $\alpha = 40°$ a $\alpha = 70°$ (figure 10.c e 10.d) il valore del momento di collasso aumenta all'aumentare di α mentre il momento resistente nella fase post-collasso (per $\theta > 10°$) rimane praticamente costante. L'incremento di energia assorbita dovuto all'aumento del momento di collasso è molto contenuta, di conseguenza si evidenzia solo un leggero incremento di energia assorbita. Da $\alpha = 70$ a $\alpha = 120°$ (figure 10.e e 10.f) le curve momento resistente – angolo di rotazione diminuiscono sia per quanto riguarda il momento di collasso sia per quanto riguarda il momento resistente nella fase di post-collasso. Pertanto l'energia assorbita dal profilato diminuisce all'aumentare dell'angolo α. Da $\alpha = 120°$ a $\alpha = 140°$ (figure 10.g e 10.h) il momento di collasso diminuisce, inoltre decresce anche la pendenza della curva momento resistente – angolo di rotazione nella fase di post-collasso. Il primo di questi due fenomeni agisce in modo tale da far diminuire l'energia assorbita dal profilato, mentre il secondo tende a far aumentare tale energia. I due effetti nel loro complesso si bilanciano e pertanto l'energia assorbita dal profilato si mantiene praticamente costante. Da $\alpha = 140°$ a $\alpha = 180°$ (figure 10.i e 10.j) si riscontra una situazione opposta rispetto all'intervallo precedente. Il momento di collasso tende ad aumentare mentre nella fase di post-collasso la pendenza della curva momento – angolo aumenta. Anche in questo caso, per quanto riguarda l'energia assorbita, l'incremento dovuto all'aumento del momento di collasso è in pratica bilanciato dal decremento di assorbimento nella fase di post-collasso dovuto alla diminuzione di pendenza nella curva. Di conseguenza l'energia assorbita si mantiene praticamente costante.

Per ogni angolo α di orientazione del profilato sottoposto a prova, l'angolo di deviazione β è rappresentato in funzione dell'angolo θ di rotazione della cerniera plastica in figura 11.



(a) (b)

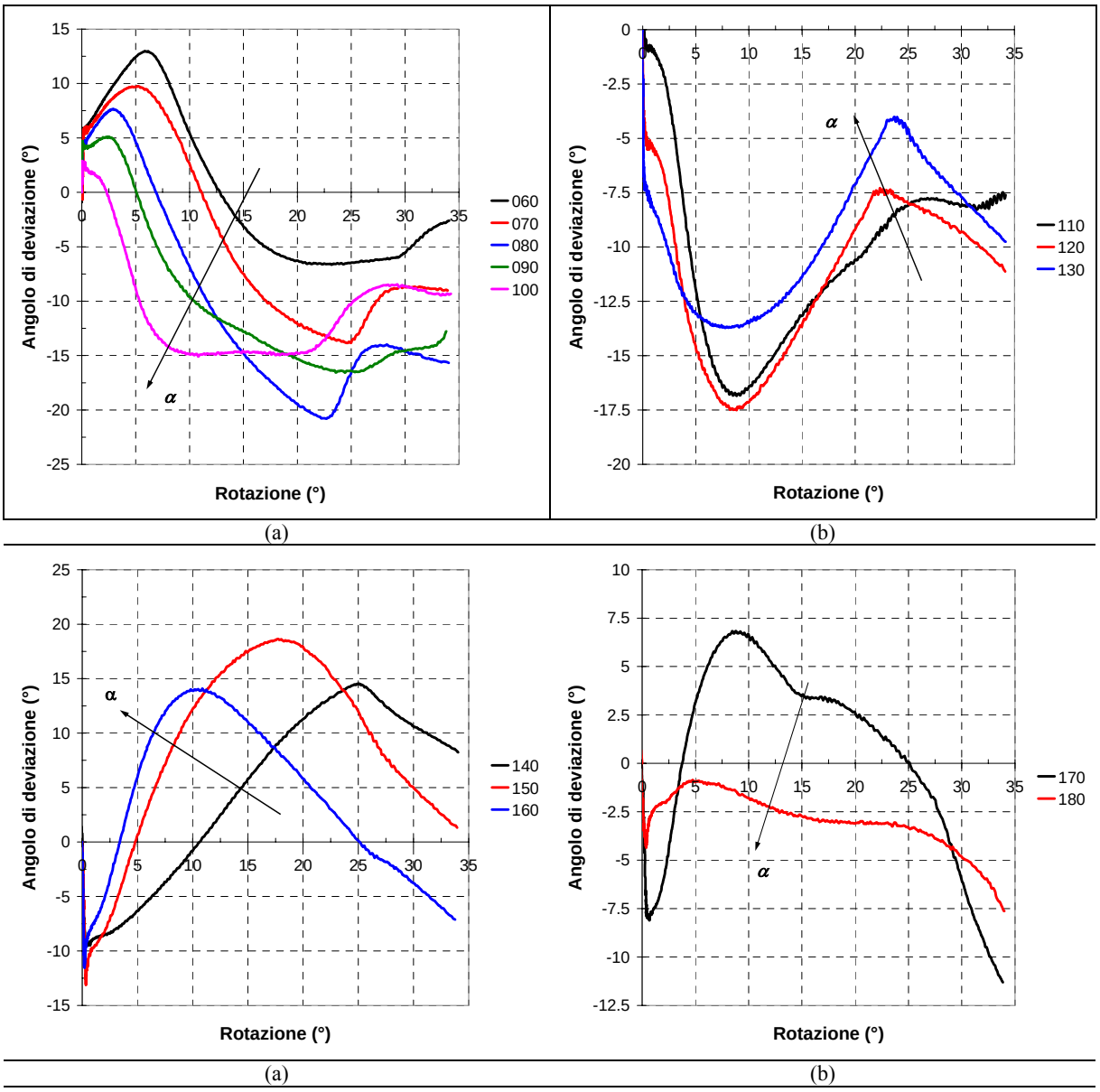


Figura 11 Angolo di deviazione

L'angolo di deviazione è praticamente nullo per le condizioni di flessione uni-assiale, corrispondente ad angoli $\alpha = 0$ e $\alpha = 180°$. Per a = 90°, anche se il profilato è sollecitato secondo una direzione principale d'inerzia della sezione, si ottiene una condizione di flessione bi-assiale, pertanto con angolo di deviazione non nullo.

Partendo da $\alpha = 10°$ fino ad $\alpha = 50°$ le curve che rappresentano l'angolo di deviazione, a parità di angolo di rotazione della cerniera, diminuiscono. In questo intervallo il segno dell'angolo di deviazione si mantiene per la maggior parte positivo. Da $\alpha = 50°$ fino ad $\alpha = 100°$ il comportamento del profilato cambia rispetto all'intervallo precedente. In questo intervallo, durante il processo di deformazione, il vettore momento risultante ruota in modo tale che il segno dell'angolo di deviazione passi da positivo a negativo. Da $\alpha = 110°$ fino ad $\alpha = 130°$ l'angolo di deviazione diminuisce in valore assoluto, mantenendo segno negativo. Da $\alpha = 110°$ a $\alpha = 170°$ il vettore momento risultante ruota in modo tale che l'angolo di deviazioni da negativo diventi positivo per ritornare, con $\alpha = 170°$, negativo.

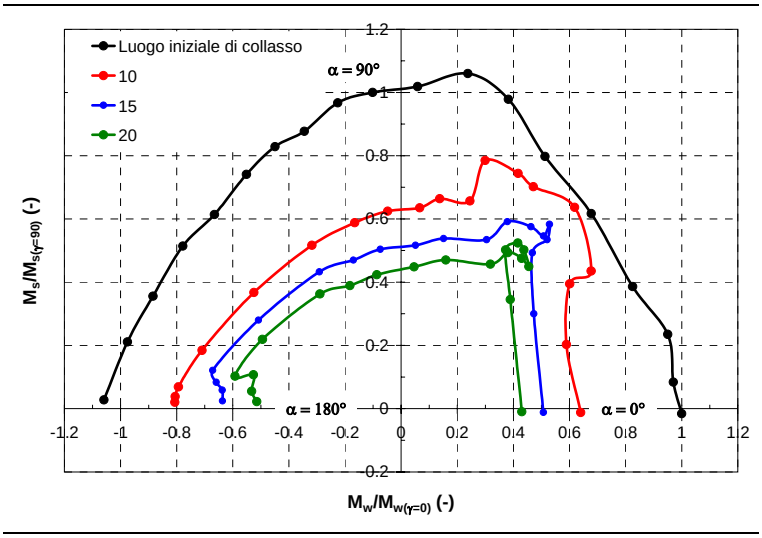


Figura 12 Luogo di collasso e curve iso-θ

Per ogni angolo di orientazione, le componenti del momento di collasso ($M_{w,c}$,$M_{s,c}$) rispetto al sistema di riferimento locale del profilato sono state calcolate tramite l'equazione 1, esse sono state normalizzate dividendole rispettivamente per $M_{w,c}$ ottenuto per $\alpha = 0$ e $M_{s,c}$ ottenuto per $\alpha = 90°$. Tali componenti sono rappresentate (curva rossa) in figura 12 in modo tale da costituire la curva *luogo iniziale di collasso* del profilato in esame.

In corrispondenza di tre diversi angoli θ (10°, 15° e 20°) di rotazione della cerniera plastica nella fase di post- collasso, le componenti M_w,e M_s del momento resistente sono state calcolate per ogni angolo di orientazione provato. Tali componenti, normalizzate come nel caso delle componenti del momento di collasso, sono riportate in figura 12 in modo da formare curve ad angolo di rotazione della cerniera plastica costante (curve iso-θ). Dall'esame delle curve rappresentate in figura 12 è possibile svolge alcune considerazioni sul comportamento del profilato in esame. Per un angolo di orientazione α compreso tra 0° e 30° la componente lungo w del momento si mantiene praticamente costante, mentre la componente lungo s aumenta. Da $\alpha = 30°$ fino ad $\alpha = 70°$ il modulo del vettore, per quanto riguarda la fase di post-collasso, si mantiene in pratica costante, di conseguenza le curve iso-θ sono molto simili ad una circonferenza. Per un angolo di orientazione α compreso tra 70° e 120° è la componente del momento reistente lungo s a mantenersi costante, mentre la componente lungo w diminuisce. Da $\alpha = 120°$ fino ad $\alpha = 170°$ il modulo del vettore momento si mantiene pressoché costante per quanto riguarda sia il collasso e sia la fase di post-collasso, di conseguenza le curve iso-θ sono molto simili ad una circonferenza.

6. CONCLUSIONI

Il comportamento flessionale di un profilato "a cappello e piattabanda" è stato analizzato sperimentalmente attraverso una campagna di prove di flessione bi-assiale, nelle quali è stato variato l'angolo di inclinazione della sollecitazione rispetto al sistema principale d'inerzia della sezione del profilato. Si è ricavato il luogo delle condizioni di collasso ed si è studiato il comportamento strutturale successivo a tale condizione. E' stato possibile individuare due differenti comportamenti del componente in funzione dell'angolo di sollecitazione. In corrispondenza di alcuni angoli di sollecitazione una delle due componenti del momento resistente, rispetto al sistema principale d'inerzia della sezione, si mantiene costante mentre l'altra varia. Pertanto il componente mostra un comportamento assimilabile a quello di un profilato a sezione rettangolare: Negli altri casi il modulo del vettore momento si mantiene costante, quindi il componente mostra un comportamento tipico di un profilato a sezione circolare.

BIBLOGRAFIA

[1] S. J. Cimpoeru, N. W. Murray “The large deflection pure bending properties of a square thin-walled tube”, In Int. J. of Mech. Sci. 35, pp.247-256, 1993.
[2] Brown J. C., G. H. Tidbury, “An investigation of the collapse of thin-walled rectangular beams in biaxial bending”, Int. J. Mech. Sciences, pp. 733-746, 1983.
[3] D. Kecman, “Bending collapse of rectangular section tubes in relation to the bus roll-over
problems”, Ph.D. thesis, Cranfield Institute of Technology, U.K., 1979.
[4] Peroni L., Belingardi G., “Studio del collasso flessionale di profilati in parete sottile sottoposti a flessione deviata”, Atti del XXX Convegno Nazionale AIAS, Settembre 2001, Alghero
[5] Peroni L., Belingardi G., “Indagine sperimentale sul collasso plastico flessionale di strutture in parete sottile”, Atti del XXXII Convegno Nazionale AIAS, Settembre 2003, Salerno
[6] L. Peroni, “Collasso plastico di strutture in parete sottile: modelli ed indagini sperimentali”, Ph.D. thesis, Politecnico di Torino, 2003
[7] P. Martella, The multibody approach in crash analysis. Study of the passive safety in the rollover of an M3 coach”, Ph.D. thesis, Politecnico di Torino, 2004