リブを有する薄肉円筒の衝撃エネルギー吸収の評価[†]

足立 忠晴* 武本 剛**
荒木 稚子*** 山路 昭彦***

Impact Energy Absorption of Thin-Walled Cylinders with Ribs

by

Tadaharu ADACHI*, Tsuyoshi TAKEMOTO**, Wakako ARAKI*** and Akihiko YAMAJI***

We experimentally studied effect of ribs on impact energy absorption of thin-walled cylinders. Several kinds of the specimens with different intervals and numbers of ribs were made of aluminum alloy. The drop weight test was conducted to examine relations between impact force and displacement of the specimens. It was found that the crushing modes were dependent on distance between ribs. Axisymmetric and non-axisymmetric crushing modes occurred for short distance and for long distance, respectively. The mean crushing force for the axisymmetric mode was larger than one for non-axisymmetric mode. It was clarified that the crushing behavior in an interval of rib was independent of one in other interval. Therefore, a cylinder with a lot of short interval ribs has high ability for impact energy absorption.

Key words : Impact, Energy absorption, Thin-walled cylinder, Rib, Crushing, Crushing mode, Mean crushing load

1 緒 言

輸送車両が衝突した際に乗員の安全を確保するために、構造を圧潰させることにより衝撃エネルギーを吸収することが行われている。一般には構造を軸方向圧潰させることにより比較的高いエネルギー吸収が得られる。このため基本的な形状である円筒、角筒などの軸方向に圧潰を逐次的に発生させたときのエネルギー吸収が研究されている。^{1), 2)}多くの研究において円形に圧潰が生じる軸対称モード、ダイヤモンド形に圧潰する非軸対称モードの発生条件および圧潰モードとエネルギー吸収特性の関係が論じられている。また基本形状の構造の圧潰特性だけでなく、様々な形状の構造のエネルギー吸収特性が考察されており、また種々のエネルギー吸収の方法が提案されている。^{3), 4)}

形状を円筒に限定してもエネルギー吸収に関する研究は多く行われている。円筒のエネルギー吸収を向上させるために、円筒内部にハニカム^{5), 6)}発泡材^{7), 8)}等を充填させる方法が検討されている。また異なる材料で構成される二重円筒の特性を測定した研究が報告されている。⁹⁾これに対して円筒の形状を変更したときの圧潰特性とエネルギー吸収の関係も考察されている。Mamalisら^{10), 11)}は円筒の表面に溝をつけることで圧潰のモードおよび間隔が影響を受けることを示している。さらに谷村ら¹²⁾は両端に段付部を有する薄肉円筒のエネルギー吸収特性に

ついて実験的に考察し、発生する圧潰モードと円筒形状の関係、圧潰モードと衝撃荷重の関係を求めている。

そこで本研究では薄肉円筒の円周方向にリブを設置することにより、円筒の変形を拘束し、それが衝撃圧潰に及ぼす影響を実験的に明らかにすることを目的とする。実験においてはリブの設置箇所およびリブの数の異なる薄肉円筒を数種類用意して衝撃実験を行い、リブ間距離と圧潰モード、吸収エネルギーとの関係について考察を行う。

2 試 験 片

実験で使用した試験片はアルミニウム合金製の円管(JIS A6063TD)を旋盤加工することにより作製した。旋盤加工後、特に熱処理などを行わなかった。いずれの試験片とも長さは100mmとした。作製した9種類すべての試験片の形状をFig. 1に示す。Fig. 1(a)に示される試験片Sは内径26.0mm、外径26.6mmの薄肉円筒である。試験片R0は試験片Sの両端にリブを取り付けた形であり、リブ部の外径および幅は29mm、4mmである。リブ部の端面側は面取りをせず、他側は1.2mmの面取りを行った。また試験片R2, R4およびR6は両端部にR0と同じ形状のリブがあり、試験片中間部に同じ形状のリブがそれぞれ2, 4および6個つけられたものである。試験片の中間部にあるリブ部の外径および幅は両端のリブと同様の29mm、4mmであり、両側とも1.2mmの面取り

[†] 原稿受理 平成15年6月13日 Received June 13, 2003

* 正 会 員 東京工業大学大学院理工学研究科機械物理学専攻 〒152-8552 東京都目黒区大岡山, Dept. of Mech. Sci. & Eng., Tokyo Inst. of Tech., Meguro-ku, Tokyo, 152-8552

** 東京工業大学大学院理工学研究科機械物理学専攻 (現在 千代田化工建設(株)) 〒152-8552 東京都目黒区大岡山, Dept. of Mech. Sci. & Eng., Tokyo Inst. of Tech., Meguro-ku, Tokyo, 152-8552

*** 東京工業大学大学院理工学研究科機械物理学専攻 〒152-8552 東京都目黒区大岡山, Dept. of Mech. Sci. & Eng., Tokyo Inst. of Tech., Meguro-ku, Tokyo, 152-8552

Fig. 1. Specimens.

をしている。なお試験片 R2 については Fig. 1 (c) のように、エネルギー吸収特性に及ぼすリブ間距離の影響を考察するために 5 種類のリブ間距離のものを作製した。

3 実験装置

エネルギー吸収特性の評価を行うために Fig. 2 に示される実験装置を作製した。試験片に衝撃棒の落下させたときの衝撃荷重および試験片の変形を測定するものである。衝撃棒の落下高さを変化させることにより試験片に加える衝撃エネルギーを変化させることができる。ただし本論文における実験結果はすべて衝撃棒の落下高さが 0.7m の場合である。

衝撃体は直径 40mm、長さ 750mm の軟鋼丸棒であり、これを自由落下させてクロスヘッド部に衝突させ試験片に衝撃を加えた。衝撃棒が跳ね上がって再衝突することを避けるためにクロスヘッド上面には厚さ 20mm の防振用ゴム板が取り付けられている。Fig. 2 には示していないが、衝撃棒を鉛直に落下させるためにアクリル管をガイドとして使用した。予備試験によりアクリル管と衝撃棒との摩擦のため数 % 程度、自由落下の場合より減速することが判明した。このため落下高さ 0.7m とした本実験の場合、試験片に与えられる衝撃エネルギーは約 40J であった。

試験片を鉛直方向に圧潰させるためにクロスヘッドを 4 本のガイド棒に沿って移動するようにした。衝撃荷重中においてクロスヘッドと試験片上端の鉛直方向の変位が一致しているものとして、クロスヘッドの鉛直方向の変位を光学式変位計 (Zimmer, 100B, 使用レンズ 200-10) により測定し、試験片の変形量とした。

また試験片下部にロードセルを設置し、衝撃荷重の測定を行った。ロードセルは軟鋼製 (JIS SS400) であり、Fig. 3 に示される形状とした。¹³⁾ ロードセルの中央部に接着された 4 つのひずみゲージ (Kyowa, KSP-2-120-E3) を 4 アクティブゲージ法に従ってブリッジ回路を構成し動ひずみ計 (NEC 三栄, 6M91) に接続して軸方向ひずみのみを検出するようにした。測定されるひずみにロードセル中央部の横断面積および軟鋼の縦弾性係数を乗じることにより衝撃荷重とした。

クロスヘッドの変位およびロードセルのひずみの履歴をデータロガー (Hioki, 8835-01) に記憶し、その後コン

Fig. 2. Experimental apparatus.

Fig. 3. Load cell.

ピュータに転送し、試験片の変位および衝撃荷重の時間変化を得た。

4 実験結果

4・1 圧潰モード

衝撃試験後の試験片 S, R0, R2-18 および R6 の写真を Fig. 4 に示す。いずれの試験片とも衝撃端が右になるようにそろえている。Fig. 4 (a) および (b) の試験片 S および R0 では衝撃端から三角形が互い違いに重ね合わせられる非軸対称モードで圧潰が進行した。また試験片 R0 ではリブはほとんど変形していないことがわかる。Fig. 4 (c) の試験片 R2-18 では両端が試験片 R0 と同様な非軸対

(a) Specimen S

(b) Specimen R0

(c) Specimen R2-18

(d) Specimen R6

Fig. 4. Specimens after impact.
 (Right side is impact side.)

称モードで圧潰している。これに対して Fig. 4 (d) の試験片 R6 では衝撃端から順に圧潰が生じており、圧潰モードは円形、すなわち軸対称モードであった。またリブの数に関係なく、リブはほとんど変形することがなかった。このようにリブの存在により生じる圧潰が異なることがわかった。ただし一部の試験片において衝撃端とは反対側から圧潰が生じるものがあった。

そこで代表的な圧潰モードを模式的に示したものが Table I である。Table I において衝撃端が右側になるように記述している。○印で示されるものは軸対称に変形する円形の圧潰モードであり、△印で示される非軸対称モードはすべて三角形の互い違いに重ね合わされたモードであった。試験片 R2-18 および R2-12 は異なる圧潰モードが生じることがあったために (a) および (b) として区別して示す。Table I より衝撃端から圧潰が生じており、またリブ間距離が短くなるにつれて軸対称モードが生じることがわかる。

4・2 衝撃荷重－変位曲線

試験片 S の衝撃荷重および試験片上端の変位の時間変化を Fig. 5 に示す。よく知られているように圧潰が進行するごとに荷重が増減している。¹⁾ また試験片の変形は比較的滑らかに増加し、負荷の終了とともに変形が停止している。Fig. 5 より得られた衝撃荷重－変位曲線を Fig. 6 に示す。Fig. 6 の曲線より任意の試験片変位 U_1 から U_2 までの試験片の吸収エネルギー E_{ab} は次式で求められる。

$$E_{ab} = \int_{U_1}^{U_2} F du \quad (1)$$

ここで F と u は衝撃荷重および試験片変位である。以下で示される平均圧潰荷重とは試験片が吸収したエネルギーを試験片上端の変位で除した値として定義する。

両端のみにリブのある試験片 R0 の衝撃荷重－変位曲線を Fig. 7 に示す。変形初期において荷重は最大となる。これは圧潰開始のときの現象としてよく知られているものである。¹⁾ 圧潰の進行とともに一定の振幅、周期で荷重が増減していることがわかる。Fig. 6 のリブのない試験片 S と比較すると、端部のリブの存在により圧潰初期においては若干の曲線に相異が見られるが、それ以降

Table I. Typical crushing modes.

Specimen	Crushing mode
S	—△
R0	—△
R2-20	△ — △
R2-18(a)	△ — △
R2-18(b)	— —△ △○
R2-12(a)	○ —△ ○
R2-12(b)	○ — ○
R2-10	— —△ ○
R2-08	— —△ ○
R4	○ ○ — — ○
R6	— — — — ○ ○ ○

Right side is impact side.

○: axisymmetric crushing mode.

△: non-axisymmetric crushing mode.

|: rib, —: no deformation.

Fig. 5. Histories of impact force and displacement.

Fig. 10. Impact force-displacement curve.

Fig. 6. Impact force-displacement curve.

Fig. 11. Impact force-displacement curve.

Fig. 7. Impact force-displacement curve.

Fig. 12. Impact force-displacement curve.

Fig. 8. Impact force-displacement curve.

Fig. 13. Impact force-displacement curve.

Fig. 9. Impact force-displacement curve.

Fig. 14. Impact force-displacement curve.

の荷重－変位線図はほぼ同様であり、最終変形量も同じ30mm程度であった。またFig. 4 (a)および(b)で示された試験片SおよびR0の試験後の形状はほぼ同様であり、圧潰モードも非軸対称モードであった。さらに試験片R0では端部のリブはほとんど変形しなかった。以上のことから圧潰変形および圧潰モードに対して端部のリブの有無はほとんど影響しないことがわかった。

Fig. 8は試験片R2-20の結果であり、両端のリブ間で非軸対称モードの圧潰が生じた場合である。変形初期において大きな荷重が生じている。荷重が変動しながら変形が進行し、変位15mm付近において再び荷重が急激に増加し極大値を示す。このとき他端のリブ間において新たに圧潰が発生したと思われる。

Fig. 9は試験片R2-18の結果であり、このとき試験片R2-20のときと同様に両端のリブ間において非軸対称モードの圧潰が生じている。全体として荷重－変位曲線はほぼFig. 8と同様であるが、リブ間隔が短いために極大値を示す変位が変形初期と13mm付近となっている。Fig. 8と9において荷重の変動幅は、同じ圧潰モードであったことから同程度となったと考えられる。

Fig. 10は試験片R2-12の結果を示しており、このとき試験片は両端のリブ間において軸対称の圧潰モードが生じた。リブ間隔が短いためにFig. 9よりは小さい8mmの変位で荷重が極大となっている。また非軸対称モードとなったFig. 8および9の結果よりも軸対称モードであるFig. 10の結果はより大きな荷重変動であり、また平均圧潰荷重も大きな値を示していることがわかる。

さらに両端の短い試験片R2-10およびR2-08はTable Iの通り、衝撃端のリブ間で軸対称モード、中央のリブ間で非軸対称モードが発生した。このときの荷重－変位曲線はFig. 11および12である。試験片R2-12よりも両端のリブ間距離がさらに短いために、変形発生後の荷重の極大値は変位が7mmとなる付近で生じている。Fig. 11および12の変形初期の荷重－変位曲線では、軸対称モードで圧潰しているために大きな荷重変動が見られるが、極大値を示した後の非軸対称モードの圧潰ではFig. 9および10と同様に小さい荷重変動となっている。よってリブ間距離が短ければ軸対称モードの圧潰が発生し、リブ間距離の長い中央部では非軸対称モードとなったと考えられる。さらに1つのリブ間で圧潰した後、新たなリブ間で発生する圧潰は、すでに生じている圧潰の影響をあまり受けていない。

リブの個数の多い試験片R4およびR6はすべて軸対称モードで圧潰が生じている。試験片R4の両端から2番目までは試験片R2-10の両端のリブ間距離と、試験片R6の両端から3番目までのリブ間は試験片R2-08の両端のリブ間距離と、それぞれ等しいため、Table Iで示されるように試験片R2-10、R2-08と同様に圧潰モードはすべて軸対称モードとなったと思われる。Fig. 13および14ではリブ個数が多く、圧潰も多くのリブ間で発生しているために数箇所荷重が極大値を示しており、荷重の変動および平均圧潰荷重も大きなものとなっている。

5 考 察

5・1 リブ間距離の効果

前節の実験結果よりリブの効果が衝撃荷重－変位曲線に大きな影響を及ぼすことがわかった。そこで、これらの結果を明らかにするために、試験片R0からR6までのリブ間ごとに平均圧潰荷重を求め、すべて圧潰についてリブ間距離と平均圧潰荷重の関係をFig. 15にまとめた。図中において○印は軸対称モードが生じた場合の結果であり、△印は非軸対称モードが生じた場合の結果を示す。リブ間距離が18mm未満であれば軸対称モードが生じており、18mmより長いリブ間距離では非軸対称モードとなっている。18mm付近では軸対称モードと非軸対称モードが混在している。非軸対称モードの平均圧潰荷重は約1.2kNの一定値を示している。これに対して軸対称モードでは1.2kNから1.8kNの範囲にあり、ばらつきがあるものの非軸対称モードに比較して大きな平均圧潰荷重となっている。これはリブのない円筒の圧潰モードと平均圧潰荷重の関係と同じ結果となっている^{12), 14)}。以上のような圧潰モードと平均圧潰荷重の関係はリブ間距離のみに依存するため、リブ間ごとに圧潰が独立してエネルギー吸収するものと考えられる。

5・2 エネルギー吸収

次にそれぞれの試験片の衝撃後の変形量と吸収エネルギーの関係をFig. 16に示す。試験片に与えた約40Jの

Fig. 15. Effect of distance between ribs on average impact force.

Fig. 16. Relationship between absorbed energy and final deformation.

衝撃エネルギーに対して Fig. 16 よりいずれの試験片とも吸収エネルギーは約 30J であり, 約 10J 程度は試験機の振動などに失われたと考えられるが, 大部分は試験片に吸収されていることがわかる. しかし変形量は試験片により大きく異なる結果となった. 試験片 S および R0 では変形量が大きく 30mm から 35mm の範囲であり, リブの数が多い試験片 R4 および R6 では 20mm から 23mm 付近の変形量であった. また試験片 R2 では両端にのみリブのある試験片 R0 と試験片 R4, R6 の場合の中間値を示し, 軸対称モードの圧潰が多く生じた試験片の方がより小さい変形量となっている. したがって, リブ間距離を適切に設定して軸対称モードを発生させることにより, 単位長さあたりのエネルギー吸収量を増加させることができると考えられる.

6 結 言

本論文では円筒の衝撃圧潰によるエネルギー吸収特性に及ぼすリブの効果について実験的に考察を行った. リブ間距離およびリブの個数の異なる数種の試験片について衝撃試験を行い, 試験片に作用する衝撃荷重および変形量を測定した.

リブを有する円筒は逐次圧潰するものの, リブで区切られたそれぞれの円筒部の圧潰現象は独立していた. リブ間距離を短くすることによって軸対称圧潰モードを発生させて高い平均圧潰荷重を得ることがわかった. したがって, 円筒に短い間隔で複数個のリブを設け軸対称圧潰モードを持続して発生させることにより, 変位量に対して効率よく衝撃エネルギーが吸収されることを示した.

参 考 文 献

- 1) N. Jones, "Structural Impact", p.383 (1989) Cambridge University Press, Cambridge.
- 2) W. Johnson, "Impact Strength of Materials" (1972) Edward Arnold, London.
- 3) A. A. Ezra and R. J. Ray, "Dynamic Response of Structures", p.225 (1972) Pergamon Press, New York.
- 4) A. A. Alghamdi, Thin-Walled Structures, **39**, 189 (2001).
- 5) H. Zao and G. Gray, Int. J. Impact Eng., **21**, 827 (1988).
- 6) W. E. Baker, T. C. Togami and J. C. Weydert, Int. J. Impact Eng., **21**, 149 (1988).
- 7) A. G. Hasen, M. Langseth and O. S. Hopperstad, Int. J. Impact Eng., **24**, 329 (2000).
- 8) A. G. Hansen, M. Langseth and O. S. Hopperstad, Int. J. Impact Eng., **24**, 475 (2000).
- 9) A. G. Mamalis, D. E. Manolacos, G. A. Demonsthenuous and W. Johnson, Int. J. Impact Eng., **11**, 185 (1991).
- 10) A. G. Mamalis, G. L. Viegelaahn, D. E. manolacos and W. Johnson, Int. J. Impact Eng., **4**, 41 (1986).
- 11) A. G. Mamalis, G. L. Viegelaahn, D. E. manolacos and W. Johnson, Int. J. Impact Eng., **4**, 117 (1986).
- 12) 谷村眞治, 三村耕司, 石川雄一, 榎田 努, 日本機械学会論文集, **A-65**, 186 (1999).
- 13) 宇治橋貞幸, 十河敬寛, 松本浩之, 足立忠晴, 材料, **42**, 1427 (1993).
- 14) K. R. F. Andrews, G. L. England and E. Ghani, Int. J. Mech. Sci., **25**, 687 (1983).