

螺旋折り円筒を用いた履歴型ダンパーの挙動

土木環境工学コース 8017802 遠藤 宏大
指導教員 後藤 文彦

1. はじめに

折り紙構造とは紙を折ったりつなげたりすることで幾何学的な形状にし、独特な物理特性を持たせたものである。宇宙工学でミウラ折りが利用されてから、機械や医療その他にも様々な分野での研究、利用がされてきた。土木分野では折り紙の折り方によって変わる様々な特性により応急構造物や特定の構造物の強度を増加させるといった利用法が考えられるが、実際に利用されることはあまりない。これは土木の性質上ほかの分野よりも大きく重いものを扱うことが多く、折り紙の機能を保ちながら必要な強度を出し既存のものよりも性能の良い物を作ることが難しいからだと考えられる。しかし近年では折り紙の特性や折りたたみの挙動をコンピュータのツールを用いて解析することができるようになってきているため、折り紙を建造物に利用しようとする様々な研究がされている。

折り紙構造の一つの螺旋折り円筒は円筒状で高い圧縮性があり(図-1)、自動車の衝撃吸収装置や折りたたみ容器と言った用途で利用されている。過去の研究から圧縮時の挙動や圧縮に必要な力と形状の関係などの物理的な特性はわかっているが、折りたたむ事を前提とすると機能性と強度を両立させることができず、その特性を土木分野に応用することができなかつた。そのため螺旋折り円筒に厚みを付け折り目を折り曲げられなくすることで強度を付け、軸方向の引張圧縮時の载荷と変位関係を調べた結果、履歴型ダンパーとして利用できるのではないかと考えた。本研究では、螺旋折

り円筒は履歴型ダンパーとして利用できるかを既存のダンパーと比較することで検討した。

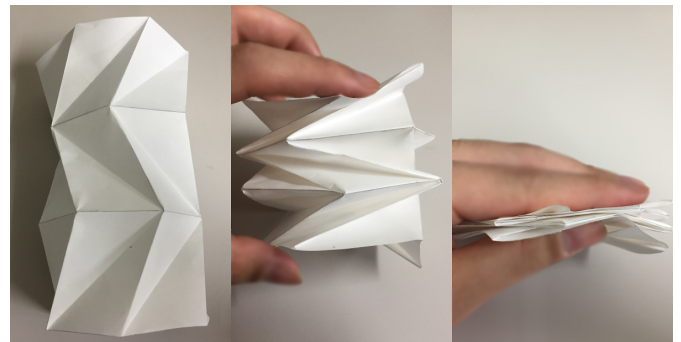


図-1 螺旋折り円筒の圧縮

2. 解析モデル

本研究での構造解析では有限要素解析ツールのsalome-meca2016を使用する。

(1) 螺旋折り円筒

螺旋折り円筒は一枚の紙を折ることで作ることができ、全て同じ形の三角系で構成されている(図-2)。図-1のように折りたたむためには条件があり、条件を満たしていないと完全に折りたたむことはできない。その条件は、螺旋折り円筒の高さを h 、上面底面を正 n 角形、その正 n 角形の外接円の半径を r 、上面と底面の正 n 角形はねじれるようになっているためねじれ角を θ とした時、

$$\alpha = \pi/n, \beta = \arcsin(\sqrt{h^2 + (2r \sin(\theta/2))^2}/2r)$$

となる。(α, β は図-2 から、 θ は h, r, n によって定まる。) ダンパーとして解析するモデルはこの条件を満たしたものに厚みを付けたものである。厚みの付け方はモデル作成が簡単なため、面のみ

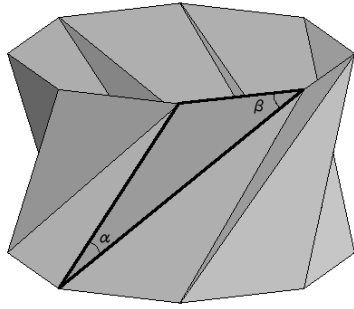


図-2 螺旋折り円筒

で作成した厚みのない螺旋円筒の面を螺旋折り円筒の内側に押し出すようにした。

解析モデルの寸法は解析をするためのひとつの例として $h = 60(\text{mm})$, $n = 8$, $r = 50(\text{mm})$ とする。解析をするためにはあと厚さの値が必要であるが、厚さを変えると圧縮時の载荷と変位の関係が変わってしまうため簡単には決められない。厚さは薄いと振動エネルギーを吸収するために大きなスペースが必要となってしまう、厚いと螺旋円筒独特の挙動をしなくなってしまう。そこで厚みを変えながら、螺旋円筒の特性を持ちながらダンパーとして機能する厚さを調べ、適当なものを研究対象とする。螺旋円筒の厚さにより変化する挙動を表したのが図-3 のグラフである。グラフを見ると厚さが 1mm から 10mm まででは変形の途中で圧縮に必要な力が減っているが 20mm のものにはこの特徴が出ていない。また、厚さ 10mm のものは圧縮に必要な力が減り始めるのが遅く、減り方も小さい。なので、1mm から 5mm までで一番厚い厚さ 5mm の螺旋折り円筒を研究対象とした(図-4)。

(2) 履歴型ダンパー

履歴型ダンパーとはダンパーの変形(変位)により生じる金属の塑性変形や摩擦により振動エネルギーを吸収するものである。今回は螺旋折り円筒の引張圧縮をダンパーとして使用できるかを考え

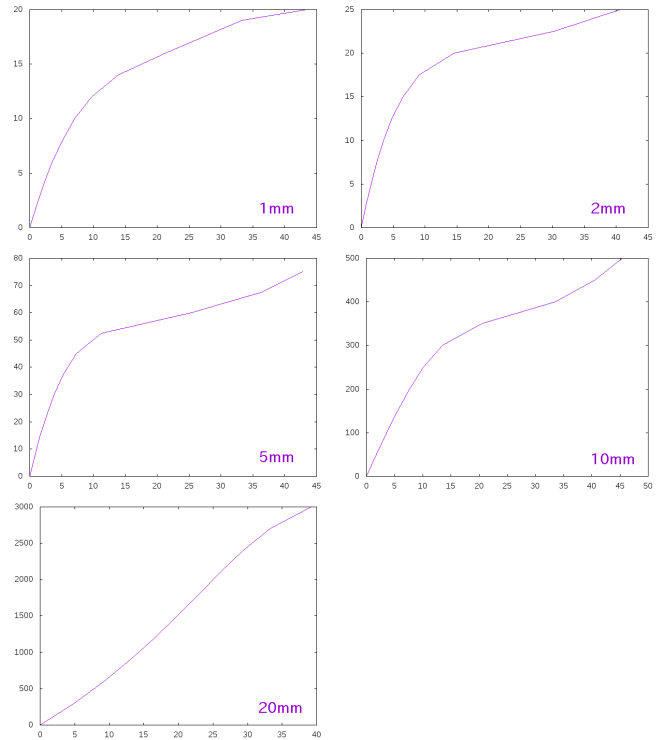


図-3 厚さがそれぞれ 1mm, 2mm, 5mm, 10mm, 20mm のときの载荷-変位図

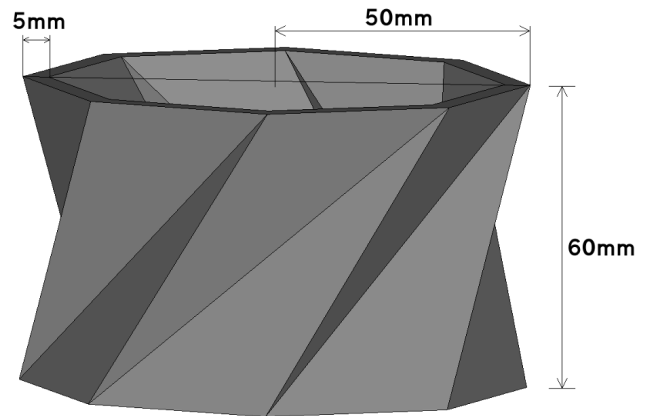


図-4 解析モデル

るため、金属の塑性変形を用いたダンパーを使用する。ダンパーの性能評価として、運動方程式の粘性による減衰について考える。ダンパー・バネでつないだ 1 質点 1 自由度系のダンパーによって減衰される振動は、時間を t 、質点の質量を m 、ダンパーの粘性減衰係数を c 、ばね定数を k 、質点の変位を $x(t)$ とすると、

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0$$

と表すことができる。この粘性減衰係数 c が臨界粘性減衰係数 $c_c = 2\sqrt{mk}$ と比べて大きいと振動が減衰できていると言える。 c と c_c の比は粘性減衰定数といい h と表され、粘性減衰係数 c をは粘性減衰定数 h を使うと、

$$c = 2h\sqrt{mk}$$

であり、 h が大きいほど振動を減衰できると言える。

この粘性減衰定数は粘性減衰定数を知りたいものに繰り返し変位を与えた時の載荷変位図 (履歴曲線) から求めることができる。履歴曲線から求められる減衰定数による減衰は、金属による振動の減衰と等価な減衰ということで、等価粘性減衰定数といい h_{eq} と表される。図-5 はポアソン比 0 の金属の立方体に繰り返し変位を与えた時の履歴曲線であり、等価粘性減衰定数は、入力弾性エネルギー W 、吸収振動エネルギー ΔW から

$$h_{eq} = \frac{1}{4\pi} \times \frac{\Delta W}{W}$$

となる。(W は色の違う三角形 W_1, W_2 の面積の平均、 ΔW は履歴曲線内の面積) 履歴型ダンパーの性能をこの等価粘性減衰定数を用いて評価する。

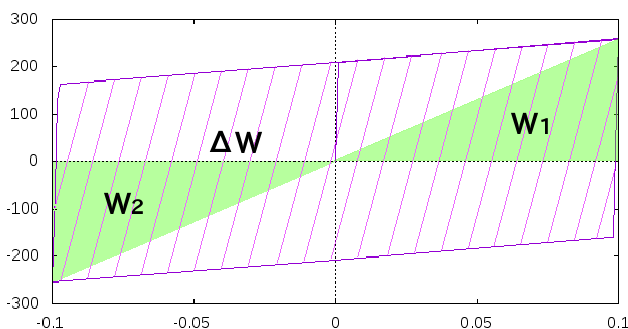


図-5 履歴曲線

螺旋折り円筒型ダンパーとの比較として、引張圧縮ダンパーとして使われている座屈拘束ブレース、図-6 のようなモデルを使用する。図中の矢印

はコンクリートで押さえつけていることを表していて、圧縮時に座屈しないようにしている。ダンパー部分の寸法は、 h_{eq} はダンパーの断面積によらないため、長さのみ螺旋折り円筒と同じにして、長さ 60mm、幅 10mm、厚さ 1mm とした。

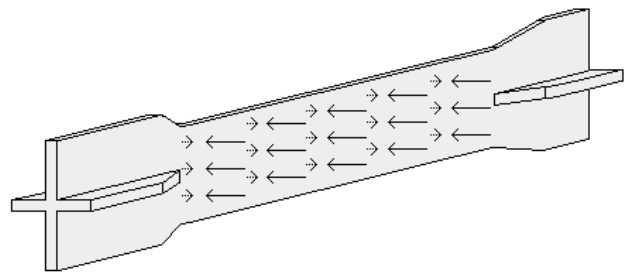


図-6 比較用ダンパーモデル

3. 解析方法

螺旋折り円筒と比較モデルの材料の応力ひずみ関係は図-7 の通りで、ヤング率は 210GPa、ポアソン比は 0.3、降伏応力は 210MPa、密度は 7.87t/m³ として、降伏条件はミーゼスの降伏条件とする。また、加工硬化を考慮しないため硬化は移動硬化則とする。境界条件と載荷条件は、螺旋折り円筒の底面を固定し上面に垂直方向の引張圧縮くりかえし変位を与え、比較モデルは十字部分の片方を固定しもう片方にくりかえし変位を与える (図-8)。くりかえし変位は周期と載荷量をそれぞれ変えながら解析した。また、螺旋折り円筒と比較モデルの載荷面は水平方向に回転するが変形変位しないように拘束した。解析をするにあたって螺旋折り円筒は引張圧縮する時回転しながら変形するため幾何学非線形解析を、時間による影響も考慮するために動的解析をする。

そして、解析した結果から螺旋折り円筒と比較モデルの等価粘性減衰定数を求め、振動解析によりダンパーの性能を比較し、螺旋折り円筒がダンパーとして利用できるかを調べた。

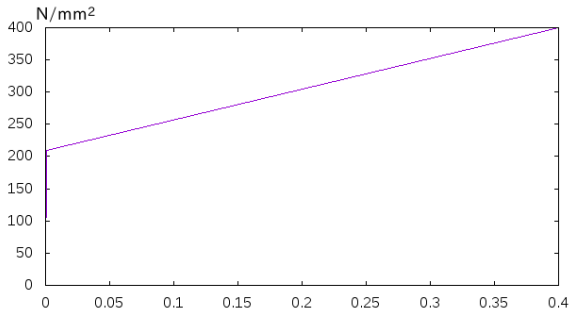


図-7 応力-ひずみ図

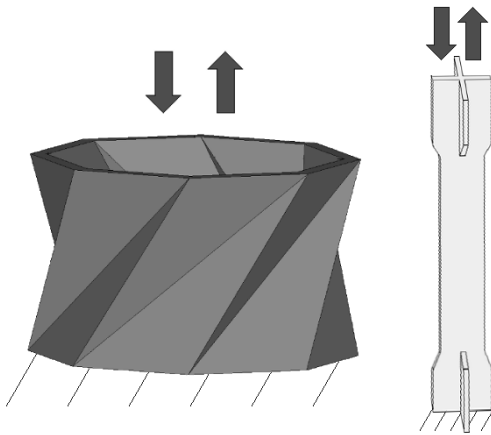


図-8 境界条件、3D モデル

4. 解析結果

(1) 螺旋折り円筒

螺旋折り円筒を 0.4 秒周期で 10mm 伸縮するように荷重をした時の解析結果が図-9 である。この 0.4 秒周期というのはこのダンパー与える振動としてはとても遅く、履歴曲線に速度加速度の影響は出ていない。等価粘性減衰定数は入力弾性エネルギー W が小さく吸収振動エネルギー ΔW が大きいほど大きい値となる。そのため、降伏後の傾きが小さいほど h_{eq} の値は大きくなる。よって、グラフから螺旋折り円筒は引張時より圧縮時の方がダンパーとしての性能が良いと言える。ただ、引張時の性能が良いとはいえないが引張量が大きくなるほどグラフの傾きが小さくなっていくため、変位が大きいほどダンパーとしての性能が良い。このグラフから求めた螺旋折り円筒の等価粘性減衰定数は $h_{eq} = 0.52$ である。

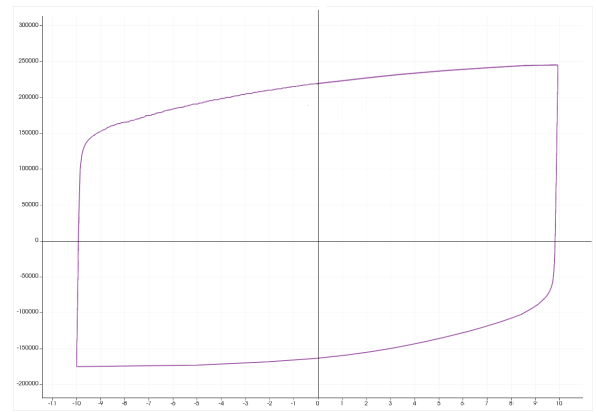


図-9 螺旋折り円筒の荷重変位履歴、
縦軸荷重 (N), 横軸変位 (mm)

図-3 からわかるように螺旋折り円筒は圧縮量が大きくなるほど圧縮に必要な力の増加が小さくなっていく。このことより、変位が小さくなるほど螺旋折り円筒としての特徴が無くなり、等価粘性減衰定数が小さくなると考えられる。実際に計算すると、螺旋折り円筒を 1mm 伸縮させた時の等価粘性減衰定数は $h_{eq} = 0.46$ となった。逆に変位を 10mm より大きくしたところ、最大ひずみが急に大きくなったため考慮しなかった。

(2) 比較モデル

比較用モデルを 0.4 秒周期で 4.7mm 伸縮するように荷重をした時の解析結果が図-10 である。比較用モデルは螺旋折り円筒とは逆で、圧縮時より引張時の方がダンパーとしての性能が良いと言える。これは金属の塑性変形は金属分子の転移によって起きるため、塑性変形時の金属のポアソン比は 0.5 となるからである。圧縮時は比較用モデルの断面積が変位により増えるため圧縮に必要な力が増え、入力弾性エネルギー W が大きくなり、引張時は比較用モデルの断面積が変位により減るため圧縮に必要な力が減り、入力弾性エネルギー W が小さくなる。

このグラフから求めた比較用モデルの等価粘性減衰定数は $h_{eq} = 0.46$ である。

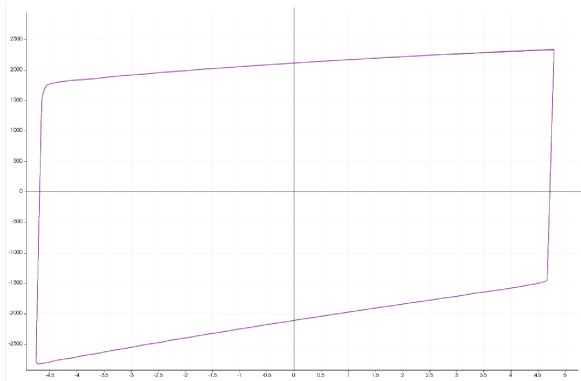


図-10 比較モデルの载荷変位履歴、
縦軸载荷 (N), 横軸変位 (mm)

比較用モデルの最大変位を 4.7mm としたのは、図-10 からわかるように変位が大きくなるほど圧縮に必要な力が大きくなり、10mm 変位させると座屈拘束していない方向に座屈しやすくなったためである。ダンパーとしての最低限の性能を発揮するのは 4.7mm が限界であった。比較用モデルを 1mm 伸縮させた時の等価粘性減衰定数は $h_{eq} = 0.46$ である。比較用モデルは螺旋折り円筒と違い、変位量による等価粘性減衰定数の違いは無かった。また、周期を 0.4 秒以外に 0.04 秒、0.004 秒でも解析をした。0.04 秒周期は 0.4 と秒周期殆ど同じ等価粘性減衰定数になったが、0.004 秒だと吸収振動エネルギー ΔW が小さくなり、 $h_{eq} = 0.44$ となった。

5. 解析結果の比較

螺旋折り円筒と比較モデルの解析結果を表-1 にまとめた。螺旋折り円筒は応力が働きやすい場所と働きにくい場所があるため、図-11 からわかるように徐々に塑性変形していく。そのため変位が小さいと塑性変形せず、吸収振動エネルギーが小さくなり、等価粘性減衰定数が小さくなる。表-1 から、変位が 1mm 以下になると比較用モデルよりも螺旋折り円筒のほうが等価粘性減衰定数が小さ

くなる。なので、螺旋折り円筒が比較モデルより等価粘性減衰定数の大きい最大変位が 1mm 以上の場合について考える。ダンパーの最大変位が大きくなると問題になってくるのがダンパーの最大ひずみである。ダンパーの最大ひずみが大きいと金属分子の転移によりダンパーとしての性能が保証できないことがわかっている。本研究では一例として許容範囲を最大ひずみ 0.07 以内とする。螺旋折り円筒は変形する時に三角形の面がゆがむため、単純な箱型モデルよりも最大ひずみが大きくなる。変位が 1mm の時比較モデルの最大ひずみは 0.017、螺旋折り円筒の最大ひずみは 0.05 となる。ダンパーのひずみとしてはどちらも許容範囲内なので、与える変位 1mm 以上でも最大ひずみは問題ない。

	変位 (mm)	周期 (s)	h_{eq}
螺旋折り円筒	10	0.4	0.52
	1	0.4	0.46
比較モデル	4	0.4	0.46
	1	0.4	0.46
	4	0.04	0.46
	4	0.004	0.44

表-1 結果の表

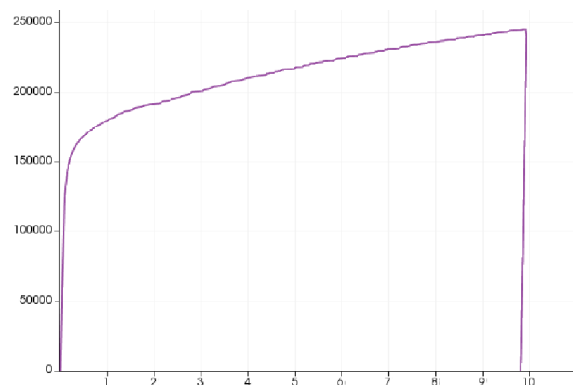


図-11 螺旋折り円筒 0~10mm 引張時の弾塑性グラフ

最大変位が 1mm より大きい場合、螺旋折り円筒は変形する時三角形の面がゆがむため、単純な箱型モデルよりも最大ひずみが大きくなる。最大変位が 4.7mm の場合、比較モデルの最大ひずみは 0.067、螺旋折り円筒の最大ひずみは 0.13 となる。比較モデルは許容範囲内だが、螺旋折り円筒は許容範囲を超えている。解析では螺旋折り円筒に 10mm 変位を与えているが、この時のひずみは 0.3 である。螺旋折り円筒の変位が 1.9mm の時ひずみが 0.07 となるため、等価粘性減衰定数で評価した場合、螺旋折り円筒は 1.0~1.9mm の繰り返し変位が与えられた時に座屈拘束ブレースよりも性能が良いといえる。

6. まとめ

本研究では、螺旋折り円筒の引張圧縮ダンパーとしての性能について調べた。結果として螺旋折り円筒は限定的な条件では普通のダンパーとして良い性能だとわかった。解析では引張時に螺旋折り円筒の振動エネルギー吸収量が小さくなったが、研究結果から螺旋折り円筒の厚さを薄く、高さを高くすることによって、引張時も大きい振動エネルギー吸収量を確保できるのではないかと考えた。しかし、螺旋折り円筒の動的・幾何学非線形解析をすると、履歴曲線の 1 度のループで 7 日ほどかかるため、本研究では条件を変えながら解析することができなかった。十分な時間で研究するか、高性能な PC を使った研究をすると良いと考える。螺旋折り円筒の形状について、螺旋折り円筒は図-9、図-10 から、引張に比べて圧縮に必要な力が小さいため座屈し難いと考えられる。座屈荷重と螺旋折り円筒の形状による載荷・変位関係の違いがどのように関係してくるかについても研究の余地がある。

螺旋折り円筒を使用するにあたって大きな問題になったことが応力集中である。図-12 は螺旋折り円筒を圧縮した時の内側の応力分布である。圧縮

時、面に曲げが生じるため角に引張時には生じない応力集中が発生する。3D モデルで解析する場合は角を潰す (図-13) ことや、面を一部厚くすることもできるため、形状による結果の変化の比較は今後の課題である。また、確実な結果を出すために実物を用いた実験もされることが期待される。

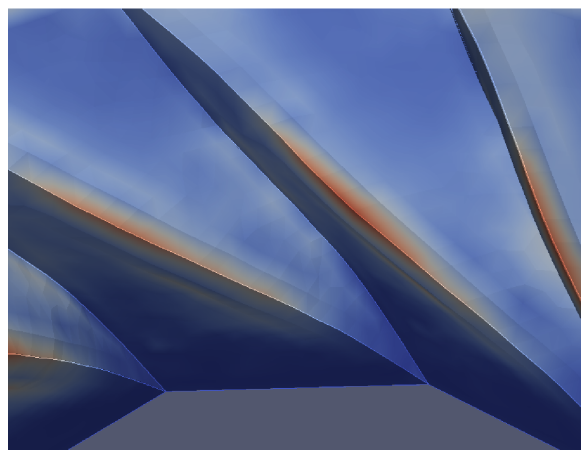


図-12 螺旋折り円筒の応力分布、赤いほど応力が高い

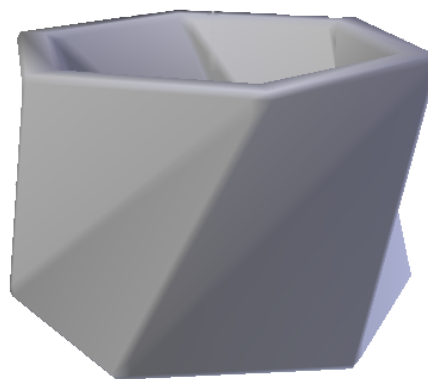


図-13 角を丸めた螺旋折り円筒

参考文献

- 1) 石田 祥子, 日本機械学会誌 2016. 10 Vol. 119 No. 1175, 折り紙の展開収縮構造を用いた防振機構
- 2) 高山 峯夫, ダンパーの役割と減衰特性, http://4menshin.net/report/b_vol7/vol7_1.html
- 3) 川田工業株式会社, 谷ヶ崎 庄二, 田中 康一, 内野 卓, 川田技報 vol37/JAN., 2018, 座屈拘束ブレースの実用化~商品名「ハイパー・ブレース」~ <http://kawadagihou.com>