

第3章 オイルダンパ

第3章 オイルダンパ

ここでは、高減衰構造を実現するための制震装置であるオイルダンパについて検討する。まず、第2章の研究成果をもとにオイルダンパに要求される仕様を明らかにし、その構成を示した上で、仕様を実現するための留意点を考察する。次に、実大オイルダンパを設計製作し、それを用いた動的加力実験によりオイルダンパの特性を求め、仕様値を満足することを確認すると共に、油温や振動数に対する依存性も考察する^{1),2)}。さらに、仕様値を用いたオイルダンパの力学モデルにより実験結果をシミュレートし、解析モデルの妥当性を確認する³⁾。これらの研究により、主要構造部材としてのオイルダンパの実現性が確認できることで、第2章の示した高減衰構造の振動特性、及び応答低減効果が実建物において実現できる確証を得ることができる。

3. 1. 仕様と構成

振動吸収装置としてのオイルダンパは、機械分野において古くから用いられてきた技術であり、多種の振動吸収装置の中でも最も基本的な減衰器である。オイルダンパは、振動エネルギーを油の圧力エネルギーに変換し、最後には熱エネルギーに変換する⁴⁾。ここでは、これまで建築構造物の設計において補助的に用いられてきたオイルダンパを、建築構造物の振動を吸収するための主要構造部材として使用するために必要となる性能、すなわち仕様を設定する。そして、それらの性能を達成するためにここで用いたオイルダンパ構成を示し、必要性能を確保する上での留意点について考察する。

(1) 仕様

a) 最大減衰力

最大減衰力となる減衰力の制限値は、設定した入力に対してできる限りオイルダンパの線形特性を崩さず、応答値に影響を与えない範囲で決めることが望ましい。しかし、設計上のオイルダンパの使用目的や考慮する入力の大きさは多岐に渡るため一概には決定できない。そのため、広い適用対象、設計条件に対応できるよう、何種類かの最大減衰力を有するオイルダンパを用意することが望ましい。一方、減衰力の最大値はオイルダンパを設計する上で重要な条件であり、製造や性能試験の困難さに大きく影響する。本研究では、製造、及び性能試験の困難さも考慮し、2.2節(2)の1次固有周期が約3.3秒の実建物モデルによる地震応答解析にて用いたオイルダンパ1台当たりの最大減衰力1000kNを設定した。1000kNの最大減衰力を有するオイルダンパ

を実現することは、かなりの大型構造物に対しても台数を調整することで対応が可能であり、さらには最大減衰力 500~2000kN のオイルダンパの実現性に対する見通しも得られるものと推察される。

b) 減衰係数

2.2 節(1)の1次固有周期1秒~4秒の各種建物による検討においては、オイルダンパ1台当たりの減衰係数として28~118kNsec/mmを設定した。また、2.2 節(2)の実建物モデルにおいては、複素固有値解析結果をもとに1台当たり50kNsec/mmの減衰係数を設定した。これらより、1次固有周期1秒~4秒の各種建物における最適減衰係数の平均値であり、2.2 節(2)の実建物モデルの地震応答解析で応答特性を確認している50kNsec/mmを代表値として設定する。そして、減衰力制限後の減衰係数は、理想的には0となるのが望ましいが、減衰力制限を実現するリリーフ弁は、シリンダーピストン速度(リリーフ弁部流速)に対してわずかながらも圧力の上昇傾向を示す⁹⁾。ここでは、この圧力上昇に相当する減衰係数を1kNsec/mmとして、最大速度時にも最大減衰力が1000kN以下となるようリリーフ弁の開放減衰力(リリーフ荷重)を800kNとした。

c) 剛性

オイルダンパの剛性は、ブレース剛性と直列で配置されてダッシュポット要素に対する直列バネの一部として機能するため、可能な限り大きな値が望ましい。少なくとも、オイルダンパが設置される柱梁フレームと釣合いが取れた値を確保する必要がある。一方、剛性は、作動油の体積弾性係数がもととなり、主にピストン面積やストロークに影響される。それらはシール性により決まる許容内圧、応答値により決まる許容変位に左右されるため、望む値を一概には達成できない。ここでは、2.2 節(2)の実建物モデルにおいて用いた実現可能で、フレーム剛性に対して釣合いが取れる値として350kN/mmを設定した⁹⁾。

d) ストローク

2.2 節(2)の応答解析結果により算定された最大ストローク2.0cmに対して、地震動の不確実性、オイルダンパ特性のばらつき、解析モデルの精度等を考慮して安全率1.5を設定した。さらに、現場での構造体の施工誤差に伴うストローク方向長さの誤差±5mm程度を吸収することを考慮すると±4cmとなる。ここでは、階高等が異なる各

種構造物への適用に対する汎用性も考慮して±6cmとする。

e) 速度

オイルダンパに生じる速度は、減衰力制限を行うことで急激に増加するため、その速度に対応する油の流量を十分流すためのバルブ容量が要求される。このバルブ容量が十分でないと、ある速度から急激に発生減衰力が増加することになる。ここでは、2.2節(2)の応答解析結果により算定された最大速度 10cm/sec を設定する。

f) 安定性

オイルダンパを主要構造部材と同様に設計上扱うためには、主要構造部材の諸係数、例えば鉄骨のヤング率や降伏値の変動と同程度の安定性を確保する必要がある。また、ダンパにより 10%程度の減衰定数を構造物に付加することで地震動に対して緩慢な応答性状となり、減衰性能が±20%変動してもほとんど応答値に影響がないことは1.2節で示した応答スペクトルからも明らかである¹⁾。そのため、機差によるばらつき分を差し引いた値として、使用条件下におけるオイルダンパの減衰係数、及び剛性の変動が、設計値に対して±10%以内であるように安定性を設定する。ここでの使用条件は、振動数として対象建物の1次固有振動数である 0.25~1.0Hz、温度として空調された室内の壁内（外壁との境も含む）に設置された状態を想定した 8~38℃とした。

g) 耐久性

構造部材としては、設置後、オイルダンパ本体の点検や取り替えなどのメンテナンスを行わずに建物使用中機能を維持することが望まれる。そのためには、法定耐用年限 60 年間程度の使用期間に耐える材料、構造であることが必要である。耐久性には経年変化に対するものと繰り返しに対するものがあり、オイルダンパにおいては、油やゴム製シールの経年変化が特に問題となる。ここでは、取り替えやオーバーホールなしに 60 年間の使用に耐え得るような構造、及び材料選定を行うものとする。

h) 大きさ、重量

建物の柱梁構面内に設置するための大きさとして、幅や高さを柱幅に相当する 50cm 以下、長さを通常多く用いられる 5~6m 程度の柱スパン間に V 型ブレースを介して設置できることを考慮した 2m 程度以下と設定した。また重量は、施工時の取付易さや、万が一の取り替え時の搬入出を考慮すると、通常の建物に設置されるエレ

ベータ容量以下とすることが好ましいため 1t 以下と設定した。

これらの条件をまとめ、オイルダンパに要求される仕様を表 3-1-1 に示す。

表 3-1-1. オイルダンパの仕様

項目	仕様
最大減衰力：Fmax	1000kN
リリース荷重：Frel	800kN
減衰係数：C	50kNsec/mm($F \leq 800\text{kN}$) 1kNsec/mm($F > 800\text{kN}$)
剛性：Kd	350kN/mm
ストローク：odS	±6cm
速度：odV	10cm/sec
安定性	設定値±10% 〔 振動数：0.25～1.0Hz 〕 温度：8～38℃
耐久性	60年（屋内環境）
大きさ	50cm×50cm×200cm 以下
重量	1t 以下

(2) 構成

本オイルダンパは、図 3-1-1 に示すように両ロッド型のピストンロッドとシリンダにより構成され、ピストン内に調圧弁とリリーフ弁を設置している。両ロッド型とした理由は、オイルダンパの伸び縮みの特性を均一にするためである。また、ピストン内に主要な弁を挿入した理由は、外部配管とした場合の油量の増加による剛性の低下を避けるためであり、同時にオイルダンパをコンパクトに、外部取り付けの部品を減らして油漏れに対する品質管理をしやすくするためである。そして、調圧弁は目標とした減衰係数を所定の速度領域で実現するような圧力-流量特性を持たせている。リリーフ弁は、減衰力の上限を制御するためのものであり、設定した圧力で開き始めそれ以上の圧力上昇を抑制する。リリーフ弁が開く減衰力は、リリーフ弁のオーバーライド特性（速度により抵抗力が上昇する傾向）を考慮して 800kN に設定している。また、左右のシリンダ室からバイパス配管を設け、チェック弁（一方向弁）とオリフィスを介してアキュムレータを設置している。チェック弁はアキュムレータを常に低圧状態に保つ働きをする。アキュムレータは、使用条件下での温度変化による油の膨張・収縮を吸収し、オイルダンパ内の圧力が急激に変動することを防止する。オリフィスは、特定の油圧室内が高圧のまま放置されることを防ぐ働きをする。

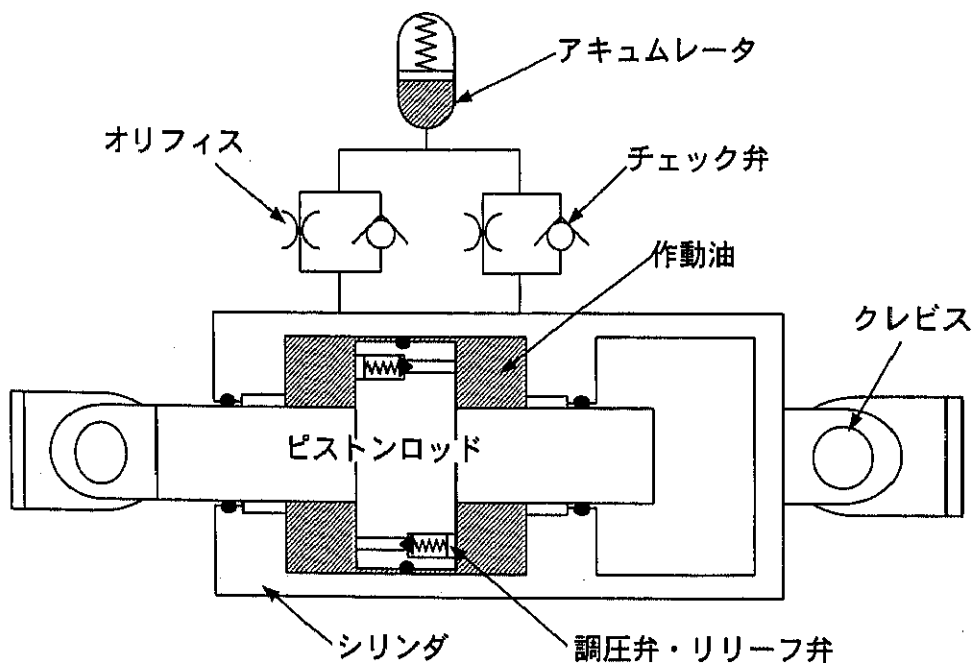


図3-1-1. オイルダンパ構成

(3) 必要性能を確保するための留意点

本節(1)「仕様」において設定した性能を確保するためには、特に減衰係数の安定性、剛性の確保、及び耐久性について留意する必要がある。以下にこれらを達成する上で本研究において留意した事項を示す。

a) 減衰係数⁵⁾

減衰係数で 50kNsec/mm の速度に比例した減衰力を発揮する性能を確保しながら、温度に対しての安定性を同時に持たせるよう調圧弁を設計する。減衰力：Fとピストン速度：Vの関係、すなわち圧力： ΔP と流量：Qの関係は、層流と乱流の2状態に分けられ、各々以下のような特性となる。

層流状態では、ハーゲンポアズイユの式より、

$$\Delta P = \frac{8\pi \cdot \mu \cdot \ell \cdot Q}{a^2} \quad (3-1-1)$$

ここで、a：管径、 μ ：粘度、 ℓ ：管長、A：ピストン面積である。これに、

$$\Delta P = \frac{F}{A}, \quad Q = A \cdot V \quad (3-1-2)$$

を代入して整理すると、

$$F = \frac{8\pi \cdot \mu \cdot A^2 \cdot \ell}{a^2} V \quad (3-1-3)$$

の関係となり、ピストン速度：Vに比例した減衰力：Fが得られるが、油の粘度： μ の影響を受ける。

一方、乱流状態では、

$$\Delta P = \frac{\rho}{2a^2 \cdot C_d^2} Q^2 \quad (3-1-4)$$

ここで、 ρ ：油の比重、 C_d ：流量係数であり、これに式(3-1-2)を代入することにより

$$F = \frac{\rho \cdot A^3}{2a^2 \cdot C_d^2} V^2 \quad (3-1-5)$$

との関係になる。これは、ピストン速度の2乗に比例した減衰力を生じることになり、油の粘度に影響を受けず、比重： ρ に影響を受ける。油の粘度は、図 3-1-2 の温度と動粘度の関係からもわかる通り、温度により大きく変化し、圧力にも影響を受ける。例えば、図 3-1-2 の一般鉱物油の例では、0℃の動粘度が 280cSt であるのに対して 40℃では 28cSt と約 1/10 の値となり、それに比例する減衰係数も大きく変動する。一方、比重は、図 3-1-3 に示す通り、温度や圧力により変動はするものの、その変動幅は 4%程度と小さく安定している。減衰係数の安定性を得て、しかも速度に比例した減衰力を確保するために、油の流れを乱流状態として開口面積を圧力に応じて調整できる調圧弁を設計する。油の流れを乱流状態とするため Reynold 数が下臨界 Reynold 数:2320 以上となるようにした。Reynold 数： Re は、

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu} \quad (3-1-6)$$

ここで、 u :平均流速、 d :管径、 ν :動粘度である。

そのため、できる限り動粘度の小さな油を用いることとし、図 3-1-2 に波線で示す動粘度—温度特性(20℃で 15cSt)を有する市販の鉱物油を選定した。また、調圧弁は設定した減衰係数が実現できる範囲でできる限り大きな管径とし、図 3-1-5 に示す形状のものを各方向 2 組用いることとした。この調圧弁形状における Reynold 数と速度(減衰力)の関係は図 3-1-6 に示す。これによると、減衰力で 10t 以下の非常に低速な領域を除いて、下臨界 Reynold 数 2320 を越えた値となっており、油の流れは乱流状態となることが予測される。そして、調圧弁の開口面積の自乗がピストン速度に比例するように開口形状、及びスプリングのバネ定数を設計することで、ピストン速度に比例する減衰力が発揮される線形特性を実現するようにした。本オイルダンパでの達成状況を図 3-1-7 に示すが、ほぼ目標とする特性が確保されている。このように、油の流れを乱流状態とした上で、速度に比例した減衰力が得られるよう調圧弁を設計することで、安定した減衰係数が得られる。

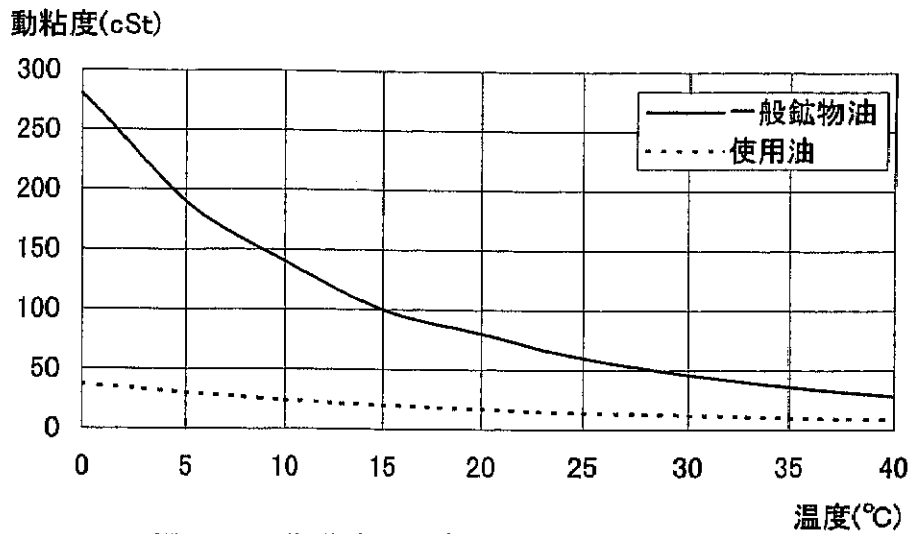


図3-1-2. 作動油の温度に対する動粘度の関係

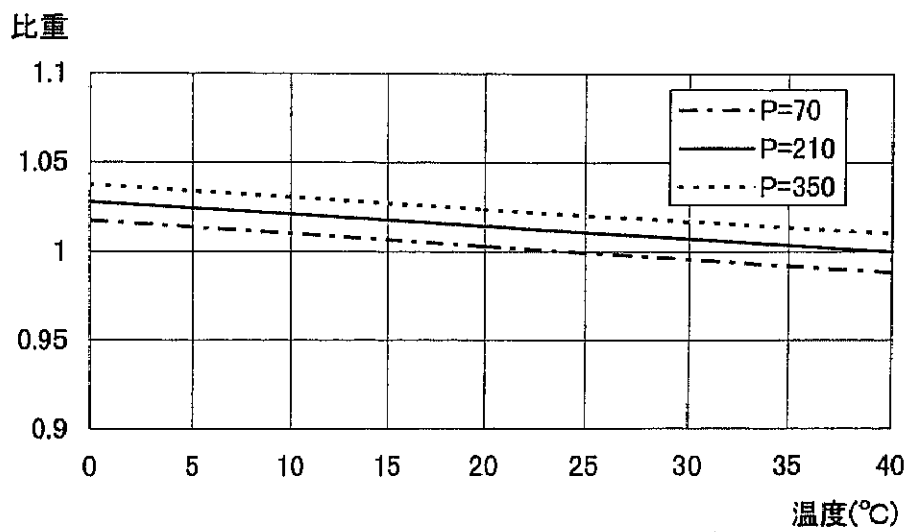


図3-1-3. 作動油の温度に対する比重の関係

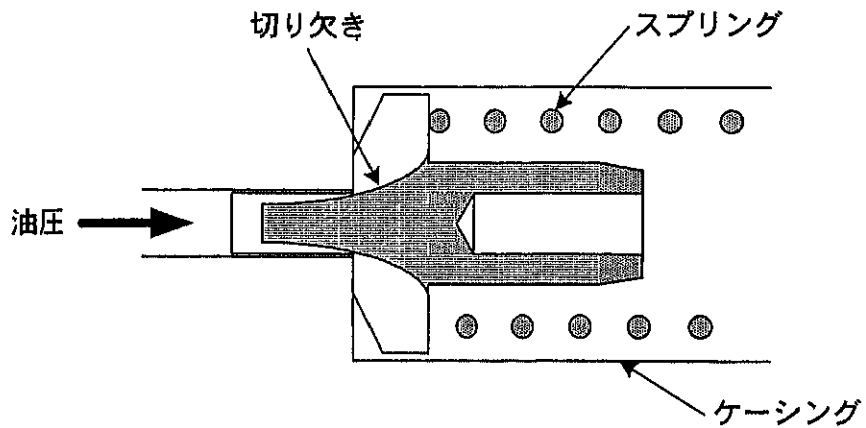


図3-1-4. 調圧弁の構造

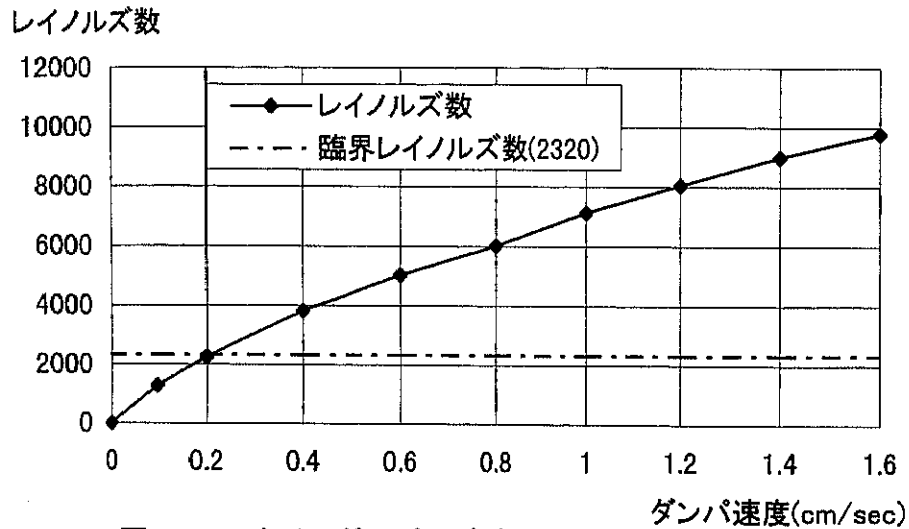


図3-1-5. オイルダンパの速度に対するレイノルズ数

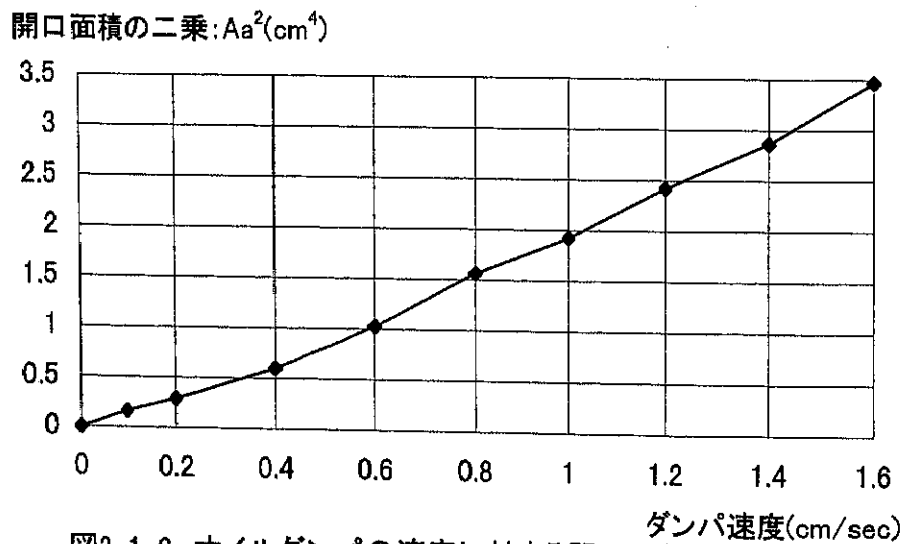


図3-1-6. オイルダンパの速度に対する開口面積の二乗の比

b) 剛性

オイルダンパの剛性は、油量：V と油の体積弾性係数： k_o によりほぼ決定される^{1),5)}。そのため、余分な配管を設けることなく、極力油量の増加を抑制するように設計することが必要である。剛性： K_d は、減衰力：F における時の油の収縮変位量を Δd として、ピストン面積をAとすると、

$$K_d = \frac{F}{\Delta d} = \frac{F}{\Delta V/A} \quad (3-1-7)$$

となる。この ΔV は減衰力：Fによる油の容積変化量であり、減衰力：Fによる内圧をPとして

$$\Delta V = \frac{V \cdot P}{k_o} \quad (3-1-8)$$

と表される。ここで、 k_o は油の体積弾性係数(= $1.67 \times 10^3 \text{N/mm}^2$)⁵⁾であり、油の体積VはストロークをSとして $V=A \cdot S$ であるため、この関係と式(3-1-8)を式(3-1-7)に代入して整理すると、剛性 K_d は、

$$K_d = \frac{A \cdot k_o}{S} \quad (3-1-9)$$

となる。剛性をピストン面積：A、及びストローク：Sをパラメータとして図 3-1-8 に示す。この内、ストロークSは地震時の層間変形量によって決まり、ここでは 3.1 節(1)で設定した $\pm 6\text{cm}$ とした。この条件下で、2.2 節での検討に用いたオイルダンパ全体で 350kN/mm の剛性を確保するために、シリンダの膨張や取付部を含む各部の変形による剛性の低下も考慮して、油の圧縮のみによる剛性を 700kN/mm とした。この値を達成するためのピストン面積は、図 3-1-7 より $A=250\text{cm}^2$ となる。これにより $F=1000\text{kN}$ の減衰力に対する内圧は $P=40\text{MPa}$ となるが、この程度の圧力ならば現状のシール技術で十分対応可能である。

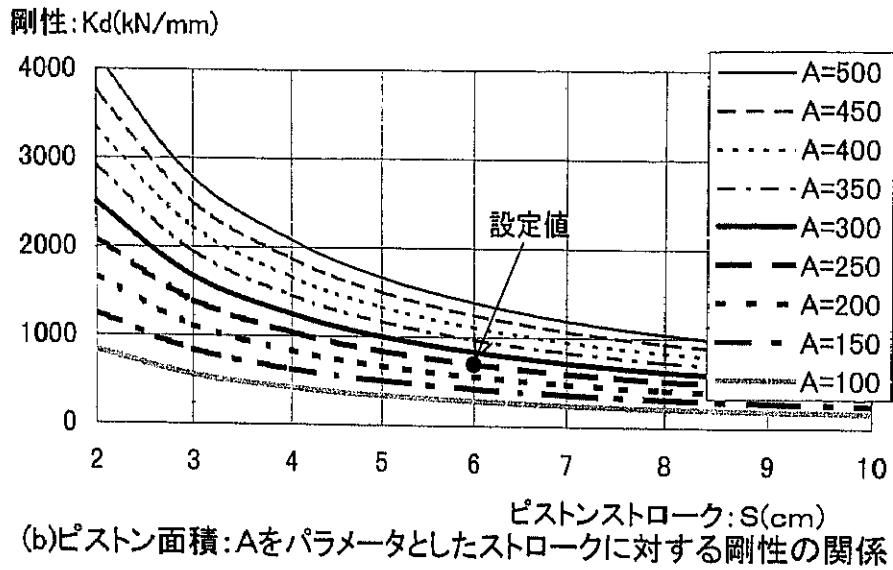
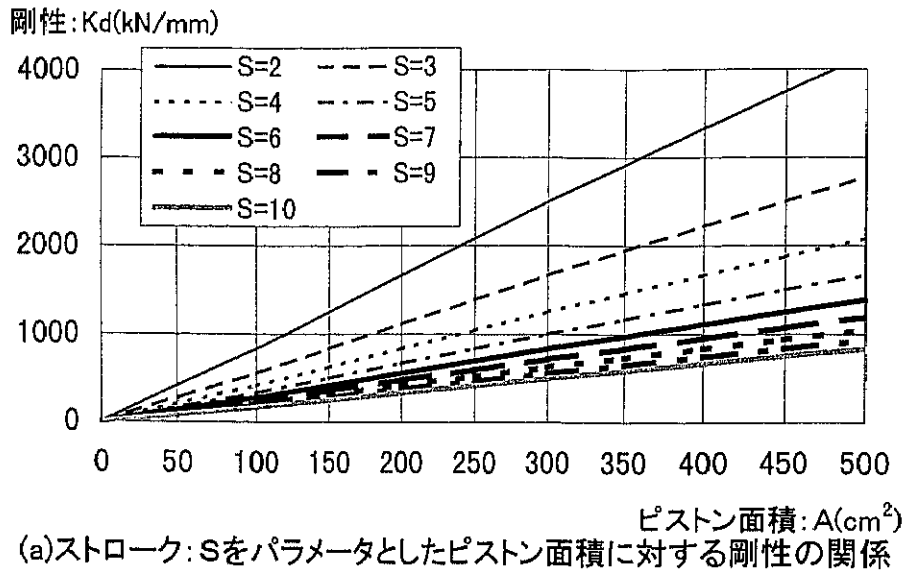


図3-1-7. ストローク、及びピストン面積による剛性の傾向

c) 耐久性⁹⁾

建築物の耐用年限に相当する 60 年間、常に安定した性能を保持する耐久性を確保するためには、オイルダンパの使用部品の内、特に作動油、及びシールの経年劣化を防ぐ必要がある。そのために、図 3-1-8(a)(b)に示すように、可動部にはフッ素樹脂製シールを用い、固定部には金属製シールを用いる。これらは、繰り返しに対する耐久性はもちろん、その材質上の特徴として経年劣化の心配がない。

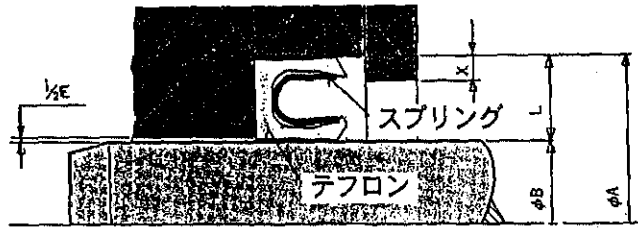
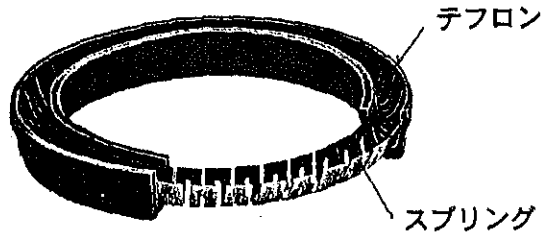
次に、図 3-1-8(c)に高耐久性を有する作動油の諸元を示しているが、作動油の性能を向上させるだけで 60 年間劣化させないことは、現状においては不可能に等しい。ただし、作動油の経年劣化の主な原因は空気との接触による酸化によるものであるため、作動油が完全に密閉した状態となる構造にすれば、外部からの酸素の進入による酸化劣化が防止でき、経年劣化が抑制できることになる。このために、オイルダンパを密閉構造とすること、アキュムレータにより常に内圧を保持して外部からの空気の進入を防止する設計が必要である。

なお、作動油の長期間使用における実績調査^{9),10)}では、表 3-1-2 に示す通り使用期間 20 年前後のデータがある。これらのオイルダンパは、アキュムレータが大気接触状態となっているが、調査結果では作動油の汚染度、全酸化、粘度、及び動的加振による減衰特性のいずれにおいても、作動油に有害な劣化は確認されていない。さらに、本オイルダンパの使用作動油を純酸素状態として温度を上げ、酸化劣化を促進した実験結果から、空気接触状態で約 207 年間は酸化値の上昇が生じない予測結果も得られている。これらの状態と比べると密閉構造である本オイルダンパ作動油の使用状況は、劣化を防ぐ上で極めて好条件となる。

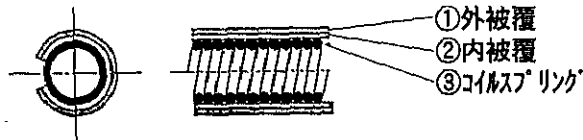
表 3-1-2. オイルダンパの使用実績、及び調査概要

使用場所	使用期間		使用本数 (点検数)	汚染度 mg/100ml	全酸化(新油) mgKOH/g
首都圏高速 1 号線	1960~1981	22 年	20(1)	15~40	0.00(0.06)
神戸市高速 1 号線	1965~1980	15 年	96(2)	10~20	0.00(0.06)
代々木屋内総合競技場	1964~1981	17 年	12(1)	10~30	—
東京ガス球形タンク	1978~1983	5 年	20(3)	6~17	0.65(0.88)
新石狩大橋橋梁ダンパ	1972~1989	17 年	不明(4)	10~17	0.09

以上に留意し設計されたオイルダンパの構造を図 3-1-9 に、外観を写真 3-1-1 に示す。



(a) テフロンシール (摺動部)



品名	① 外被覆		② 内被覆	③ コイルスプリング
アルミニウム	ステンレス鋼	鉛メッキ	ニッケル	ピアノ線
金	インコネル	インジウムメッキ	ステンレス鋼	インコネル
銀	チタン	銀メッキ	インコネル	ナイモニック
銅	ジルコニウム	金メッキ		
ニッケル	タンタル			



(b) 金属シール (固定部)

(c) 作動油

項目	規格
製造	日本石油
比重	0.858
引火点	158℃
粘度 40℃	9.66cSt
100℃	2.90cSt
粘度指数	164
流動点	-40℃
熱安定性	140℃、6時間

図3-1-8. 耐久性部材

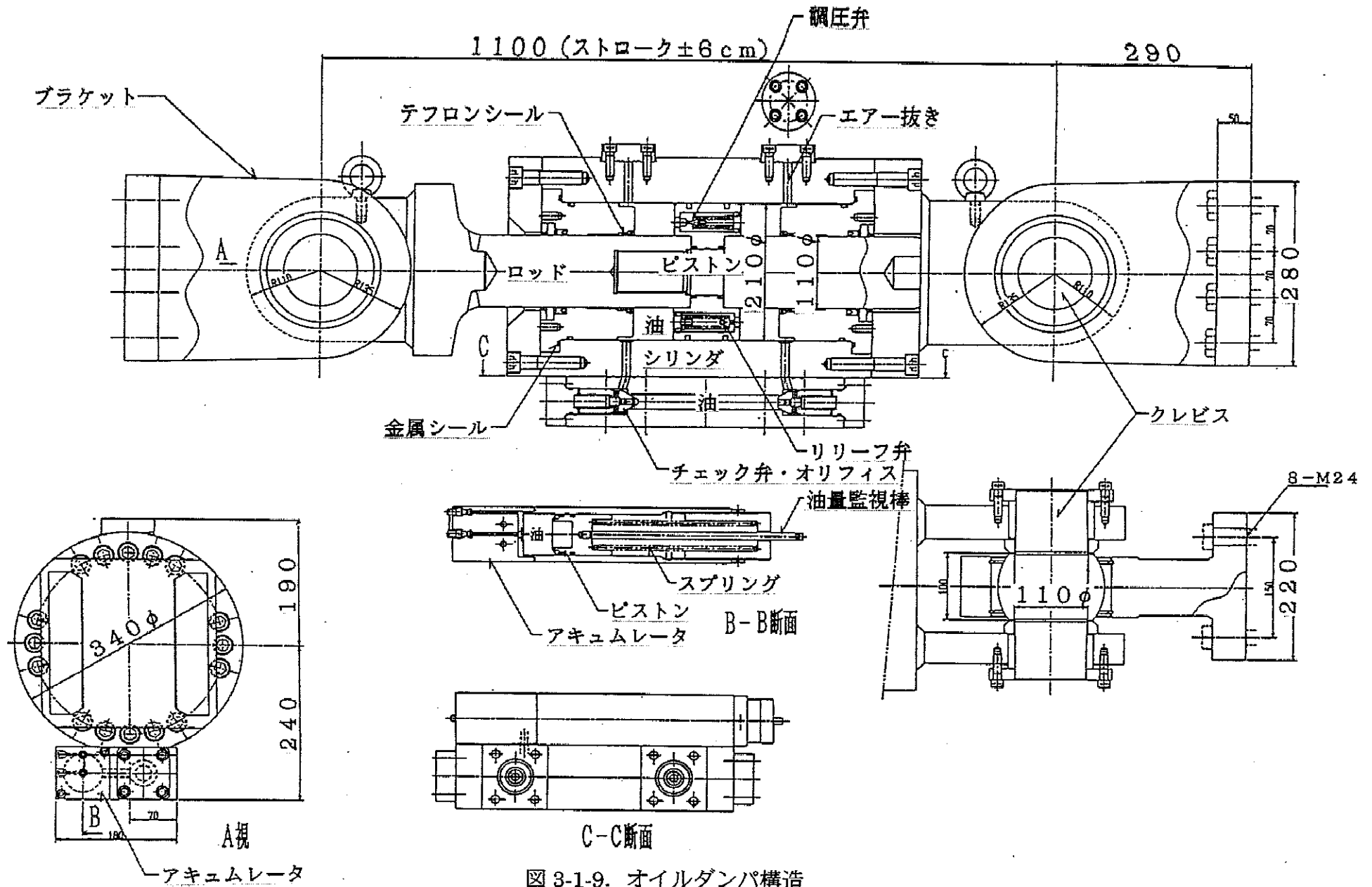


図 3-1-9. オイルダンパ構造

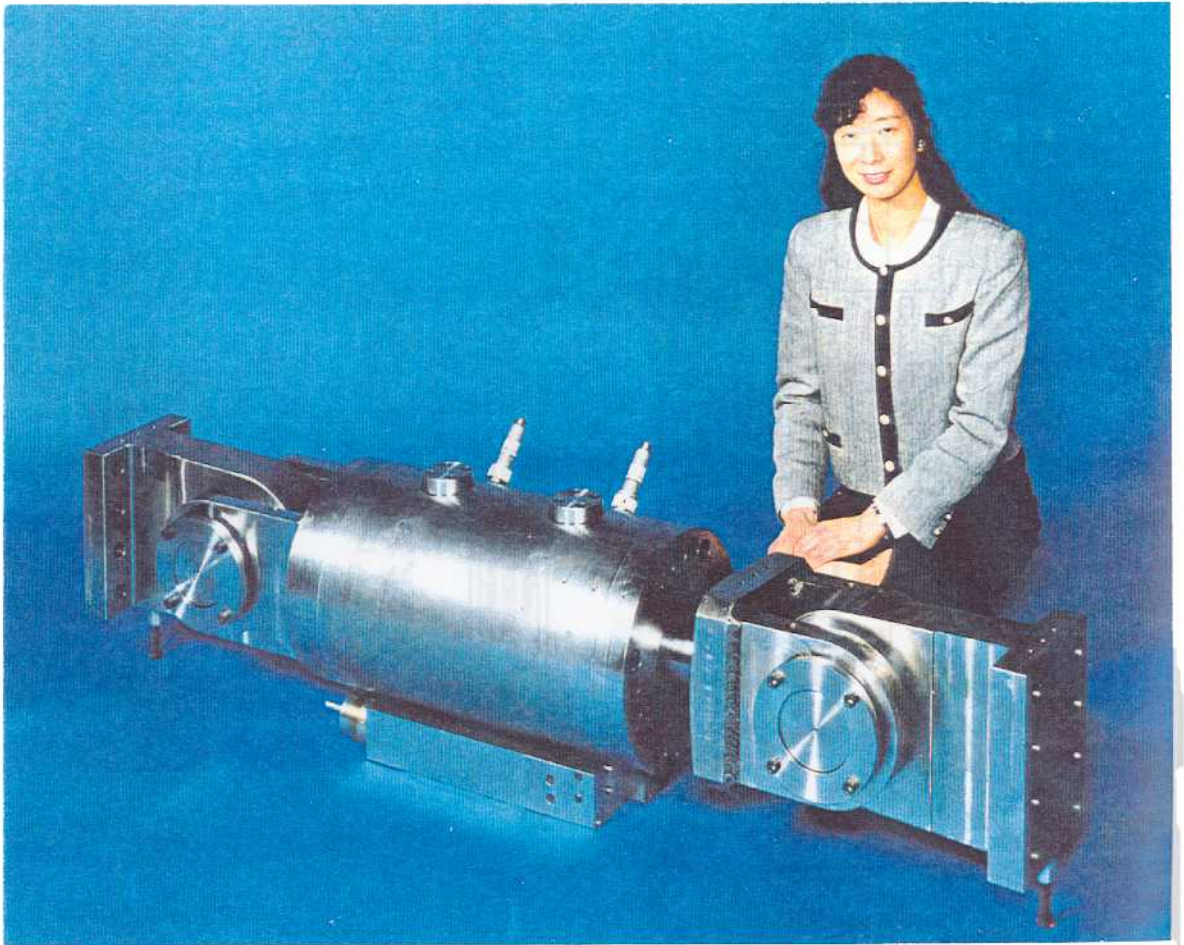


写真 3-1-1. オイルダンパ外観

3. 2. 性能検証実験

3.1 節に則って設計・製作した実大オイルダンパの性能確認実験を行い、設定した仕様が確保されていることを確認する。また、減衰係数や剛性の減衰力、振動数、油温に対する依存性を把握する⁹⁾。さらに、建物内での使用状況を模擬した実験により、建築構造物用オイルダンパとしての耐久性を確認する⁹⁾。

(1) 実験方法

実験は、図 3-2-1 に示すように、反力フレームに 500kN アクチュエータ 2 台とオイルダンパを、水平スライド装置を介して設置し、変位制御正弦波形による動的な加力により行った。計測項目は、シリンダーロッド間変位 D1、取付部を含む全体の相対変位 D2、ロッド端の荷重 F、シリンダ内の油温 T とした。ここで油温は、応答性の優れた熱電対を採用して直接油の温度上昇を計測した。

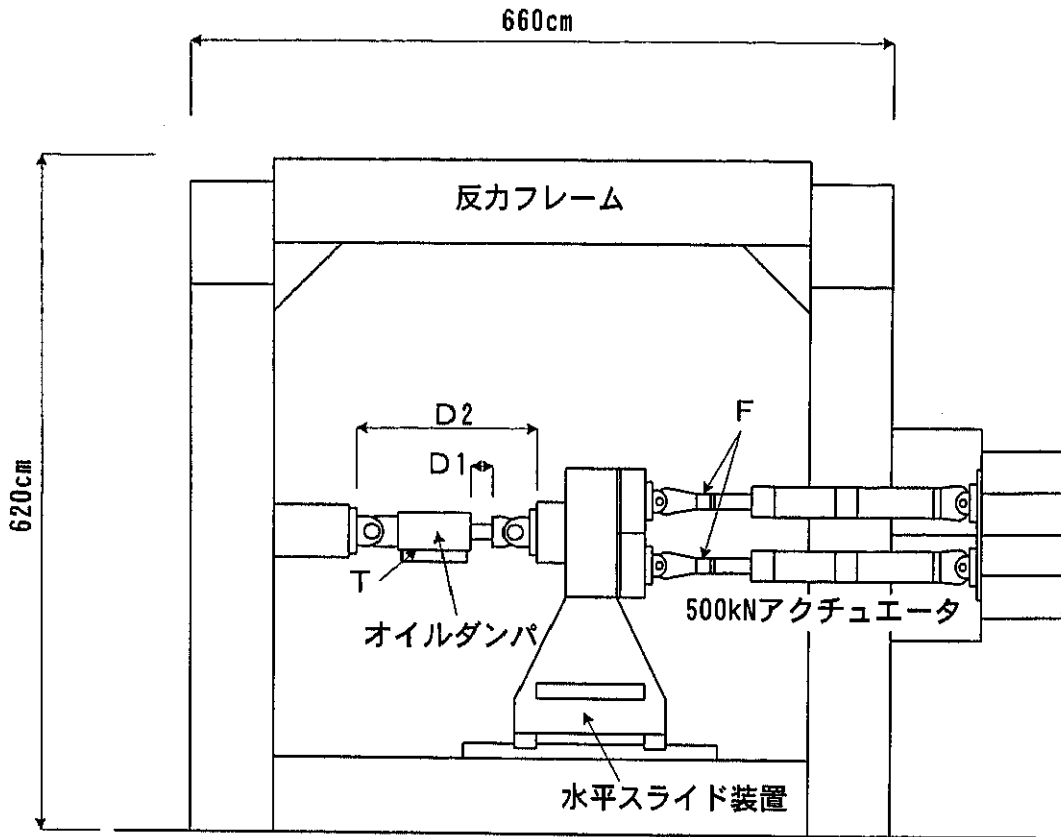


図3-2-1. 実験状況

表 3-2-1. 計測項目

記号	項目
D1	シリンダーロッド間変位(cm)
D2	全体変位(cm)
F	減衰力(kN)
T	油温(°C)

(2) 実験項目

a) 減衰特性

表 3-2-2(a)に示す減衰力、振動数、油温をパラメータとして減衰力-変位関係を確認し、それらより減衰係数を求める。ここで、減衰力はリリーフ荷重以下の特性を確認するため 800kN 以下の 5 ケースとし、加振振動数は 2.2 節において検討した構造物の 1 次時固有振動数 (0.25, 0.3, 0.5, 1.0Hz) に加え、振動数による減衰特性の変化を確認するため 0.1Hz と 2.0Hz を含む 6 ケースとした。油温については、使用条件である 8 ~ 38℃ に加え、油温による減衰特性の変化を確認するため 3℃ と 43℃ も行った。また、小減衰力時における特性を確認するため、表 3-2-2(b)に示す減衰力 100kN 以下の減衰力 5 ケースについても行った。実験は、各パラメータの全ての組み合わせについて行い、本節(3)では代表的な結果について示す。次に、リリーフ弁の機能を確認するため、減衰力制限を越える速度レベルの加力を行い、リリーフ弁が作動することで減衰力の上昇が抑制される特性を確認する。実験パラメータを表 3-2-2(c)に示す。速度レベルは、仕様値である 10cm/sec と 4cm/sec の 2 種類とし、振動数は、0.3Hz、1.0Hz を用いて行った。

b) 剛性

減衰特性と同様に表 3-2-2(a)(b)に示すパラメータを用いて行う。ただし、減衰力制限 800kN 以下について実験結果から剛性を同定する。本節(3)では代表的な実験結果のみを示す。

c) 耐久性⁹⁾

①大地震時想定加振

入力速度 50cm/sec の大地震時に建物内に設置されたオイルダンパとほぼ等しいエネルギー吸収量となるよう条件設定した加振実験を行い、最大レベルの荷重条件下でのオイルダンパの油温変化と性能安定性を確認する。ここでは、2.2 節(2)で示した実建物モデルを用いた地震応答解析を参考に、オイルダンパ 1 台当たりのエネルギー吸収量が時刻歴上でほぼ等価になるような 3 段階の振幅を有する正弦波加振波形を設定した。加振振動数は、ほぼ建物の 1 次固有振動数である 0.3Hz とした。

②繰り返し加振⁹⁾

建物使用年限として想定される 60 年間にオイルダンパは受けるサイクル数の加振実験を行い、繰り返しによる疲労と摺動部の摩耗がダンパ性能に及ぼす影響を把握す

る。使用頻度は、2.2 節(2)の実建物モデルを用いた応答解析結果をもとに設定する。オイルダンパの使用頻度をまとめて表 3-2-3 に示す。本表における減衰力は応答値の主要時刻 30 秒間の RMS 値を、外乱の風の大きさは建物頂部風速を表している。1 回の風外乱の継続時間は、台風通過に伴う主要な強風継続時間を 10 時間として設定した。オイルダンパに劣化をもたらす要因は主に以下の 3 点である。

- ・減衰力振幅
- ・繰り返しサイクル数
- ・摺動距離

この内、減衰力振幅は主に地震が支配的であり、繰り返しサイクル数と摺動距離は風荷重が支配的である。そのため、地震を想定した加振条件は、減衰力を重要視して振動数 0.3Hz の正弦波を仮定することで設定した。また、風を想定した加振条件は、繰り返しサイクル数と摺動距離を重要視し、やはり正弦波を仮定して設定するが、加振時間の短縮のため振動数を 1.0Hz に上げて設定した。これにより、オイルダンパに加わる減衰力は、使用条件より厳しいものとなる。以上をもとに設定した繰り返し加振実験の条件を表 3-2-4 に示す。

表 3-2-2. 実験パラメータ

(a)減衰特性、剛性

減衰力(kN)	100	300	500	700	800		
振動数(Hz)	0.1	0.25	0.3	0.5	1.0	2.0	
油温(°C)	3	8	13	23	33	38	43

(b)減衰特性、剛性 (小振幅)

減衰力(kN)	10	30	50	70	100
振動数(Hz)	0.3			1.0	
油温(°C)	8		23		38

(c)リリース特性

振動数(Hz)	0.3		1.0	
速度(cm/sec)	4.0		10.0	

表 3-2-3. オイルダンパの使用頻度

外乱	再現期間 (年)	外乱の 大きさ	減衰力 (kN)	振動数 (Hz)	継続時間 (sec)	サイクル数	頻度 (回)	摺動距離 (m)
地震	1	8cm/sec	130	0.3	60	18	60	5.63
	30~40	25cm/sec	372				2	0.61
	100	50cm/sec	532				1	0.70
風	1	23m/sec	8.6	0.3	36000	10800	60	288
	5	38m/sec	35				12	233
	150	55m/sec	99				1	55

表 3-2-4. 繰り返し劣化実験条件

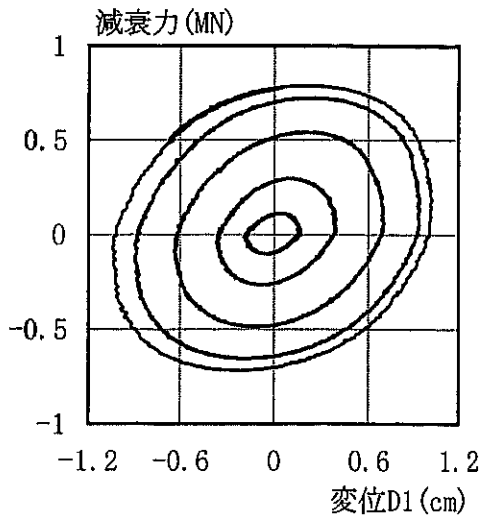
対象外乱	減衰力振幅 (kN)	加振振動数 (Hz)	繰り返し数 (回)	摺動距離 (m)
地震	700	0.3	54	1.61
風	78.5	1.0	800000	800

(3) 実験結果

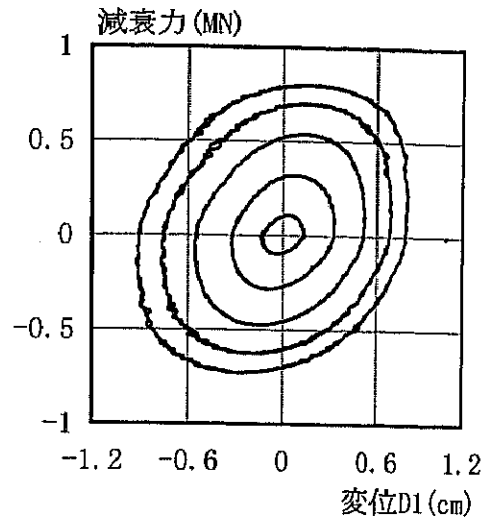
a) 減衰特性

①減衰力－変位関係

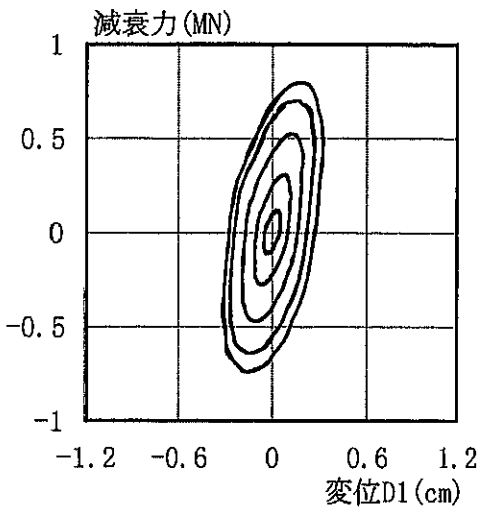
油温 23℃において減衰力、及び振動数をパラメータとした減衰力－変位関係を図 3-2-2(a)～(d)に示す。各振動数、各減衰力において安定したループ形状を示し、良好な減衰特性を有することがわかる。次に、振動数による依存性を見るため油温 23℃において振動数をパラメータとした減衰力－変位関係を図 3-2-3(a)に示す。振動数が高くなると同じ減衰力得るために必要となる変位振幅は小さくなる様子が見える。温度による依存性を見るため振動数 0.3Hz において油温をパラメータとした減衰力－変位関係を図 3-2-3(b)に示す。減衰特性の温度依存性により、同じ減衰力を得るために 43℃では 3℃より変位振幅を 10%程大きくする必要があることがわかる。小振幅での特性を見るため油温 23℃、振動数 0.3Hz における減衰力 100kN 以下の小振幅での減衰力－変位関係を図 3-2-3(c)に示す。これから、減衰力が小さいほど変位振幅に対する減衰力は小さくなっており、減衰力が小さいほど減衰係数が低下している様子が見える。



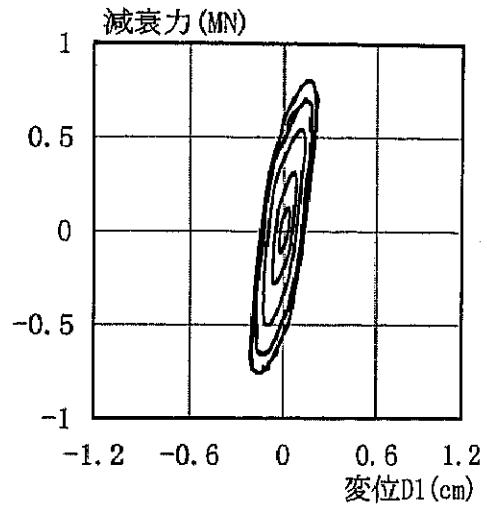
(a) 振動数0.25Hz



(b) 振動数0.3Hz

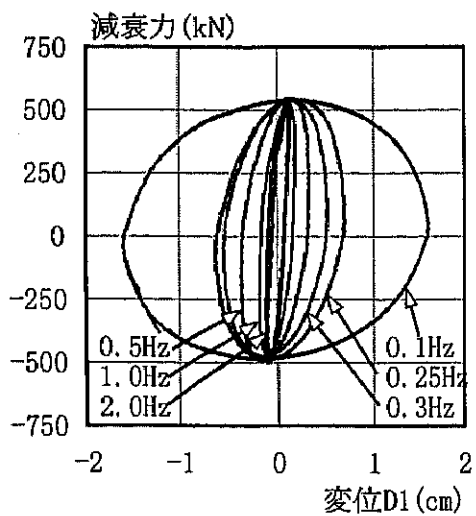


(c) 振動数1.0Hz

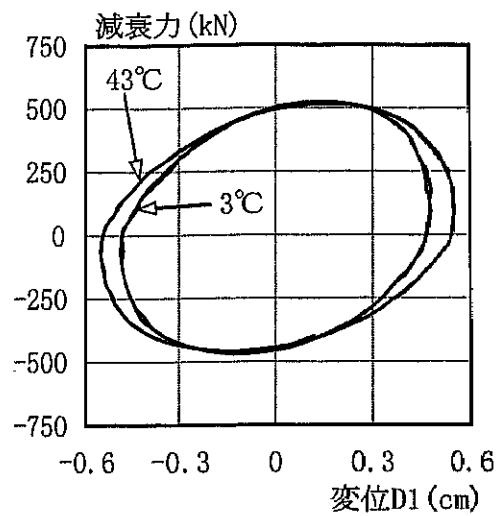


(d) 振動数2.0Hz

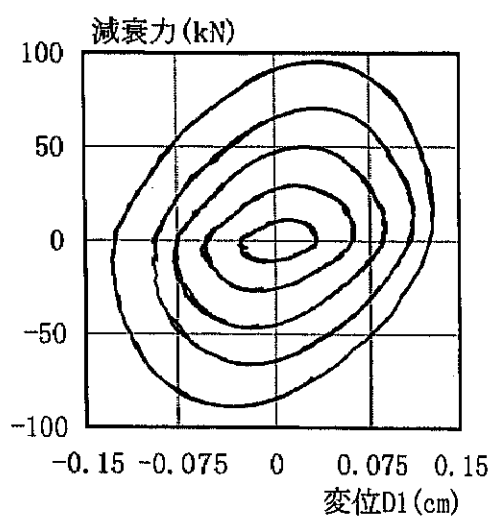
図3-2-2. 減衰力—変位関係 (油温23°C)



(a) 振動数依存性 (油温23°C)



(b) 温度依存性 (振動数0.3Hz)



(c) 小振幅時減衰力依存性
(油温23°C、振動数0.3Hz)

図3-2-3. 減衰力-変位関係 (各種依存性)

②減衰係数：C

ダッシュポットCの減衰係数を、図3-2-4に示すマックスウエル型モデルを仮定して計算する。図3-2-4において

$$D(t) = D_c(t) + D_k(t) \quad (3-2-1)$$

であり、この右辺は、

$$D_c = \int \frac{F(t)}{C} dt, \quad D_k = \frac{F(t)}{K_d} \quad (3-2-2)$$

と表されるため、

$$D(t) = \int \frac{F(t)}{C} dt + \frac{F(t)}{K_d} \quad (3-2-3)$$

$$\dot{D}(t) = \frac{F(t)}{C} + \frac{\dot{F}(t)}{K_d} \quad (3-2-4)$$

となる。また、1サイクル中にオイルダンパが消費するエネルギー： ΔW は

$$\Delta W = \int_0^{2\pi/\omega} F(t) \cdot dD = \int_0^{2\pi/\omega} F(t) \left(\frac{dD}{dt} \right) dt \quad (3-2-5)$$

で与えられ、外力として $F(t) = Q \cdot \sin \omega t$ を仮定して、式(3-2-5)に代入して整理すると以下の式を得る。

$$\Delta W = \frac{\pi Q^2}{C \omega} \quad (3-2-6)$$

よって粘性減衰係数は、この式を書き換えて以下のように表せる。

$$C = \frac{\pi Q^2}{\omega \cdot \Delta W} \quad (3-2-7)$$

実験結果から1サイクル当たりのエネルギー吸収量 ΔW と減衰力振幅を求めることにより減衰係数は剛性 K_d に無関係に評価することができる。図3-2-5に式(3-2-7)より算定した減衰係数を示す。同図(a)は、油温を23℃として振動数をパラメータとした場合であり、同図(b)は振動数を0.3Hzとして油温をパラメータとした場合である。振動数が高いほど、油温が高いほど減衰係数は小さな値となっている。3.1節(1)で設定

した使用条件下では、減衰係数は目標性能である 50kNsec/mm を実現しており、その変動は±10%程度に納まっている。3.1 節(3)で示した留意を施すことにより建築構造物に用いるための安定性が確保されていることがわかる。

減衰係数の油温に対する依存性を図 3-2-6 に示す。同図(a)から、油温が高くなるに連れて各振動数とも減衰係数は低下する。23℃の減衰係数により基準化した値を同図(b)に示し、その傾向は以下の近似式で表すことができる。

$$\kappa = \frac{12.0}{(t+37)} + 0.80 \quad (3-2-8)$$

この式からもわかるように、高温側と比べて低温側の方が、減衰係数の変動が大きくなる傾向にある。これは、作動油の温度による粘性変化の傾向を反映したものである。また、減衰係数の振動数に対する依存性を図 3-2-7 に示す。同図(a)から、振動数が高くなるに連れて減衰係数は低下する。0.3Hz の減衰係数により基準化した値を同図(b)に示し、その傾向は以下の式で表すことができる。

$$\lambda = 1.02e^{-0.06f} \quad (3-2-9)$$

1.0Hz 以上の振動数では減衰係数の低下が顕著になっている。これは、以降で述べるような小振幅レベルでの減衰係数、及び剛性の低下が、高振動数においては影響して減衰係数が低下するものである。

これらのように、減衰係数は、温度が高いほど、振動数が高いほど小さくなるため、使用条件を考慮した設計、並びに評価が必要である。すなわち、屋外での使用、または低層建築物での使用においては配慮を要することになる。

次に、減衰力 100kN 以下の小振幅レベル⁷⁾における減衰係数を図 8-2-3 に示す。減衰力の低下に従い減衰係数は低下している。これは、本オイルダンパの油圧回路において、シリンダ室とアキュムレータの間に設置しているオリフィスの影響である。ただし、減衰力 10kN でも仕様値の 1/2 程度を実現しており、強風や中小地震時にも効果を発揮することが期待できる。

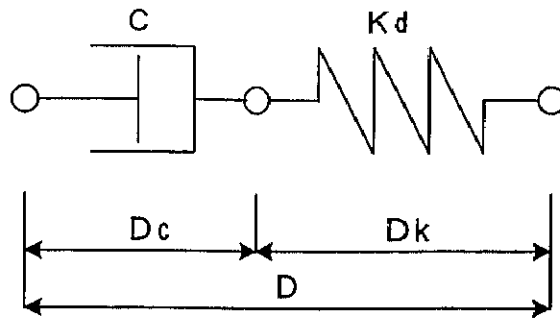
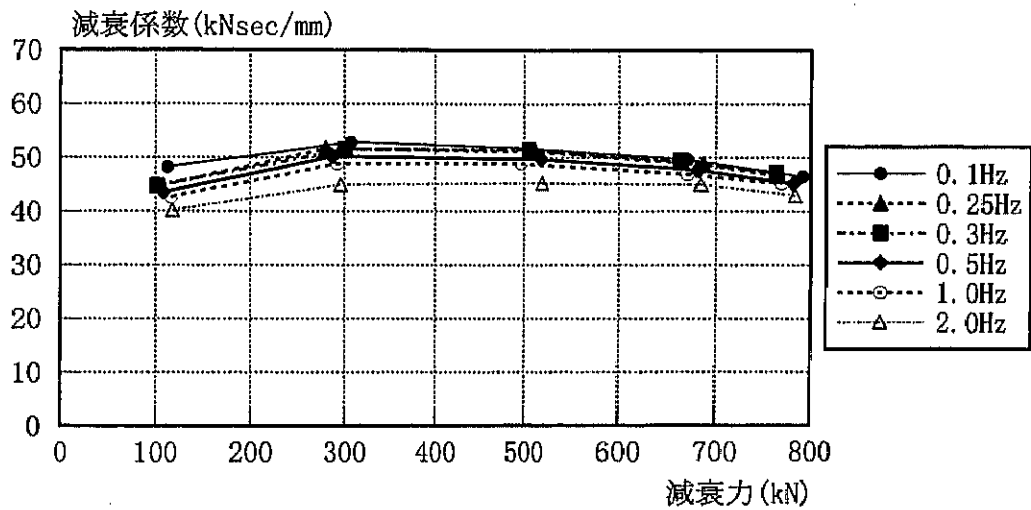
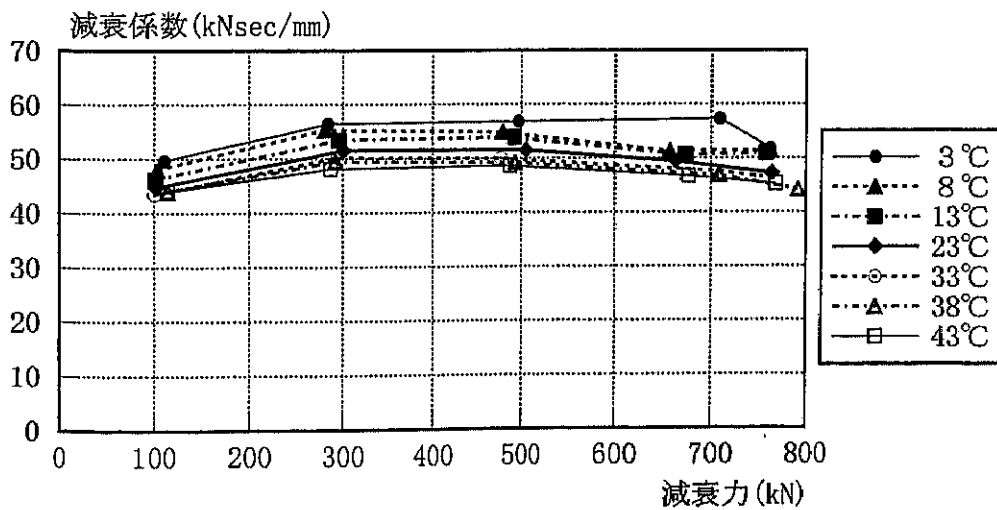


図3-2-4. オイルダンパの力学モデル



(a) 振動数をパラメータとした減衰係数 (油温23°C)



(b) 油温をパラメータとした減衰係数 (振動数0.3Hz)

図3-2-5. 減衰係数

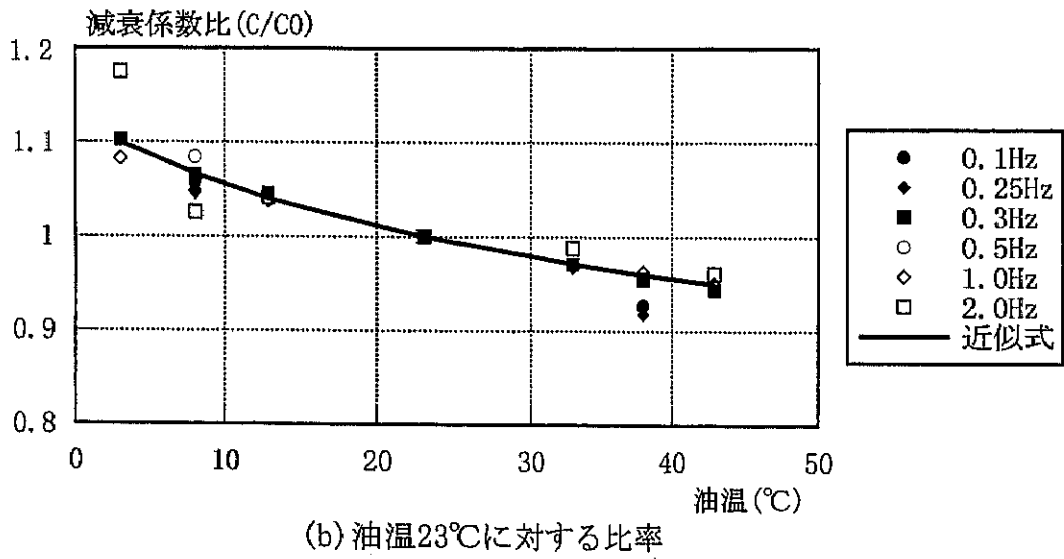
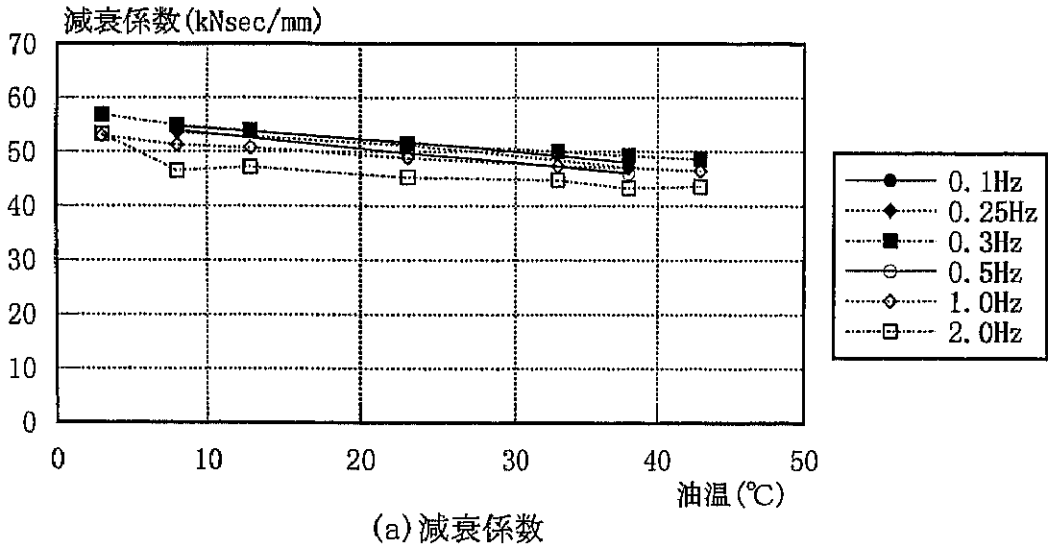
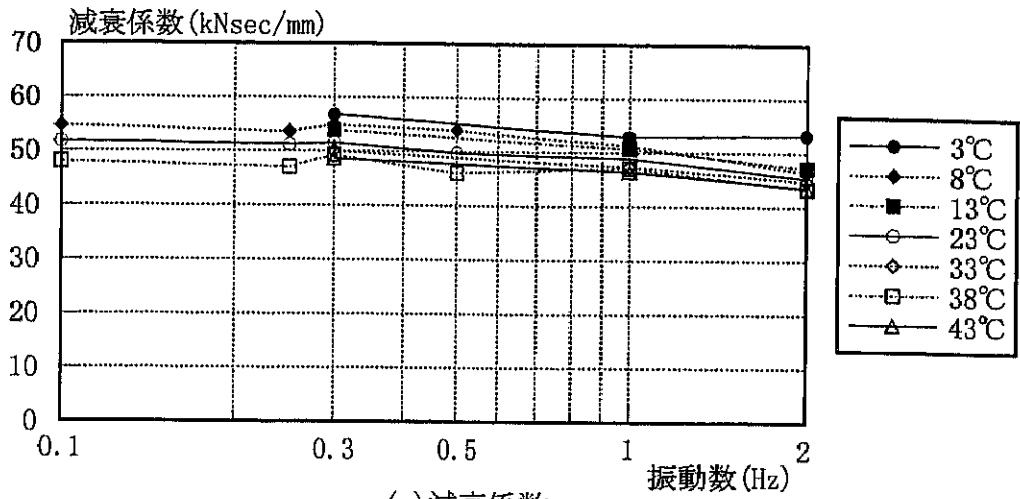
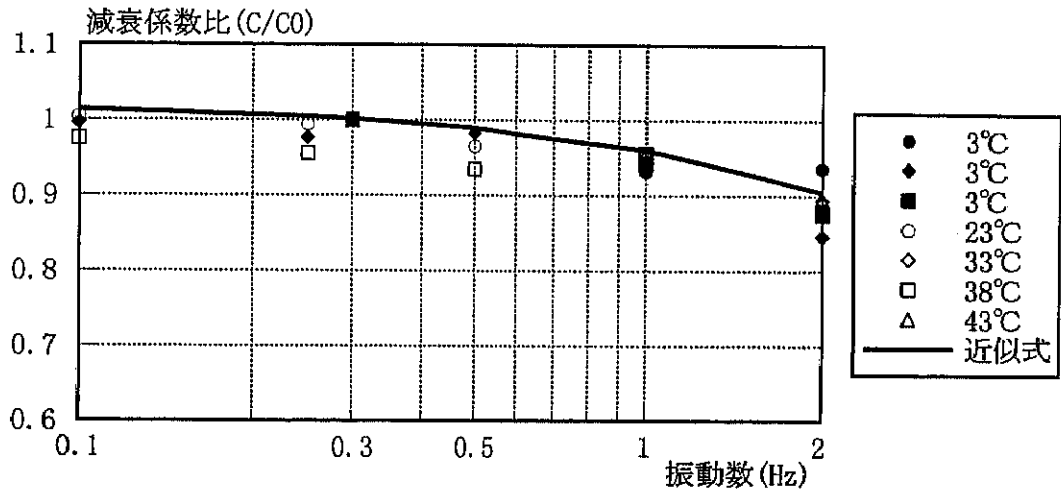


図3-2-6. 減衰係数の温度依存性



(a) 減衰係数



(b) 振動数0.3Hzに対する比率

図3-2-7. 減衰係数の振動数依存性

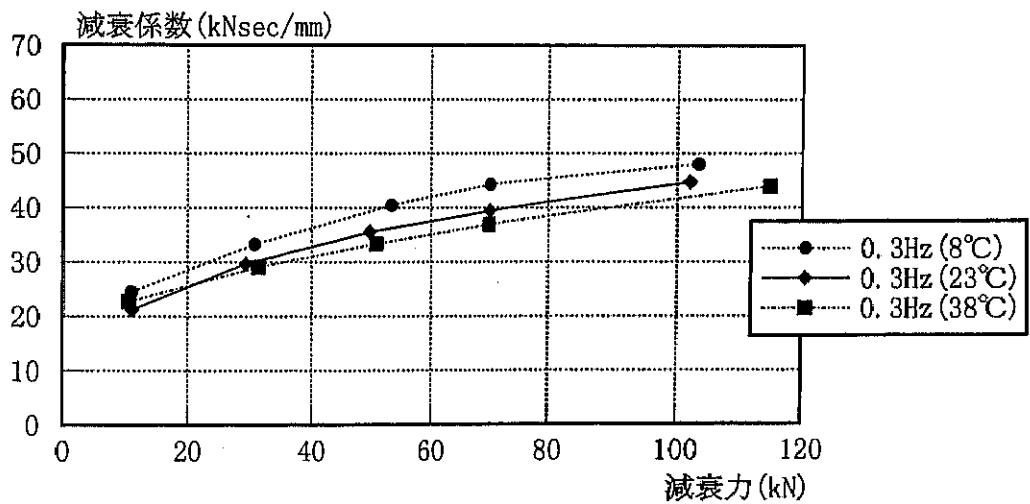
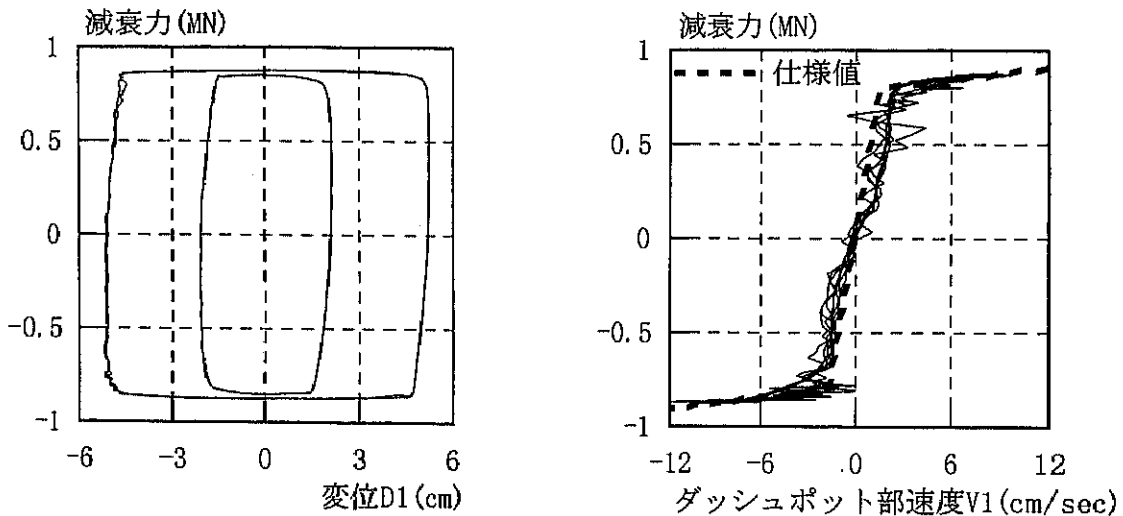


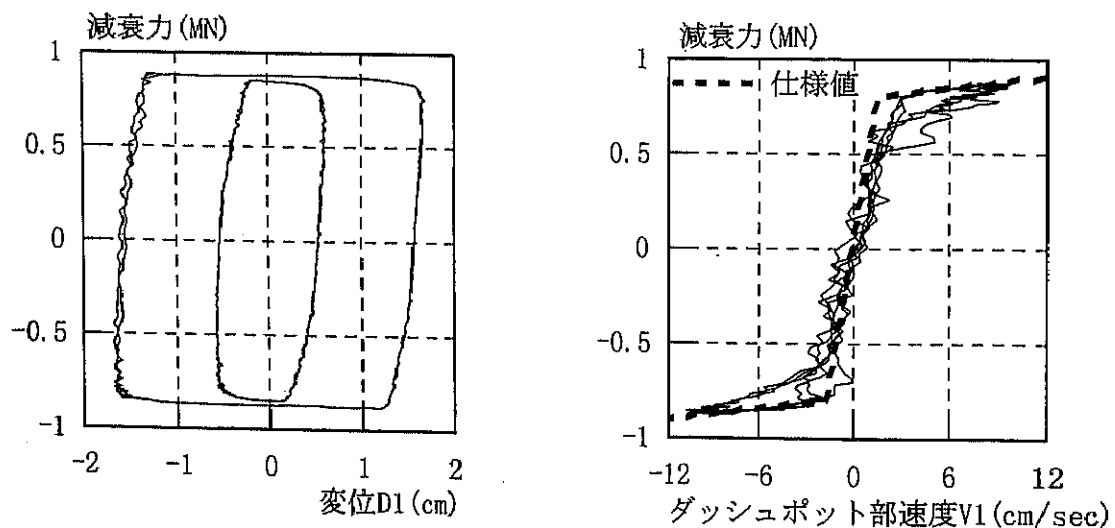
図3-2-8. 小振幅時減衰係数

③リリーフ特性

減衰力の制限機構として設けたリリーフ弁の作動を確認するために行った最大速度4cm/secと10cm/secの減衰力-変位関係、及び最大速度10cm/secの減衰力-ダッシュポット部速度関係を図3-2-9に示す。ここで、ダッシュポット部速度は、バネ要素成分の変位を除去して求めたダッシュポット部分のみの変位を微分して求めた。荷重-変形関係から、800kNを超えた領域ではリリーフ弁が開くことで減衰力の増加の抑制がスムーズになされ、矩形に近いループとなっている。減衰力-ダッシュポット部速度関係から、実験結果が波線で示した仕様値と良好な一致を示していることが確認できる。



(a) 振動数0.3Hz



(b) 振動数1.0Hz

図3-2-9. リリーフ特性

b) 剛性 : K

オイルダンパの取付部を含む剛性Kを以下の手法により計算する。図 3-2-4 に示すマックスウエル型モデルの運動方程式は、2.1 節(2)、b)と同様に

$$\frac{\dot{F}}{K_d} + \frac{F}{C} = \dot{D} \quad (3-2-10)$$

ここで、 $D = D_0 \cos \omega t$ とおくと式(3-2-10)は、

$$\frac{\dot{F}}{K_d} + \frac{F}{C} = -D_0 \omega \sin \omega t \quad (3-2-11)$$

となり、この1次微分方程式の定常解は、式(2-1-36)と同様に

$$F = \frac{D_0 \omega C}{\sqrt{1 + \left(\frac{C\omega}{K_d}\right)^2}} \cos(\omega t + \theta) \quad \theta = \tan^{-1}\left(\frac{K_d}{C\omega}\right) \quad (3-2-12)$$

ここで、 $\frac{D_0 \omega C}{\sqrt{1 + \left(\frac{C\omega}{K_d}\right)^2}}$ をQとおいて式(3-2-11)に代入すると、

$$-\frac{\omega Q}{K_d} \sin(\omega t + \theta) + \frac{1}{C} \cos(\omega t + \theta) = -a \omega \sin \omega t \quad (3-2-13)$$

となる。ここで、

$$\cos(\omega t + \theta) = 0, \quad \omega t + \theta = \frac{\pi}{2} \quad (3-2-14)$$

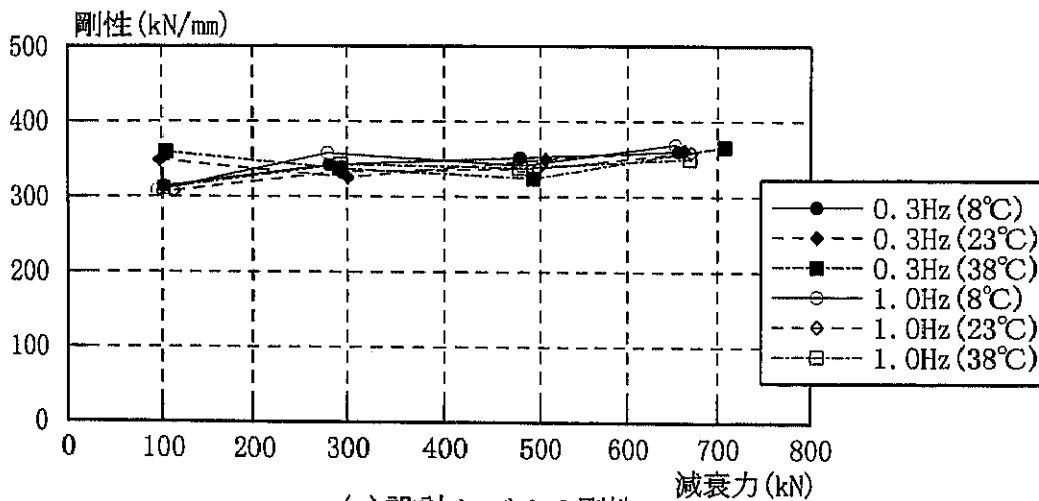
とおいて式(3-2-13)に代入して整理すると、

$$\frac{Q}{K_d} = D_0 \sin(\omega t - \theta) = D_0 \cos \theta \quad (3-2-15)$$

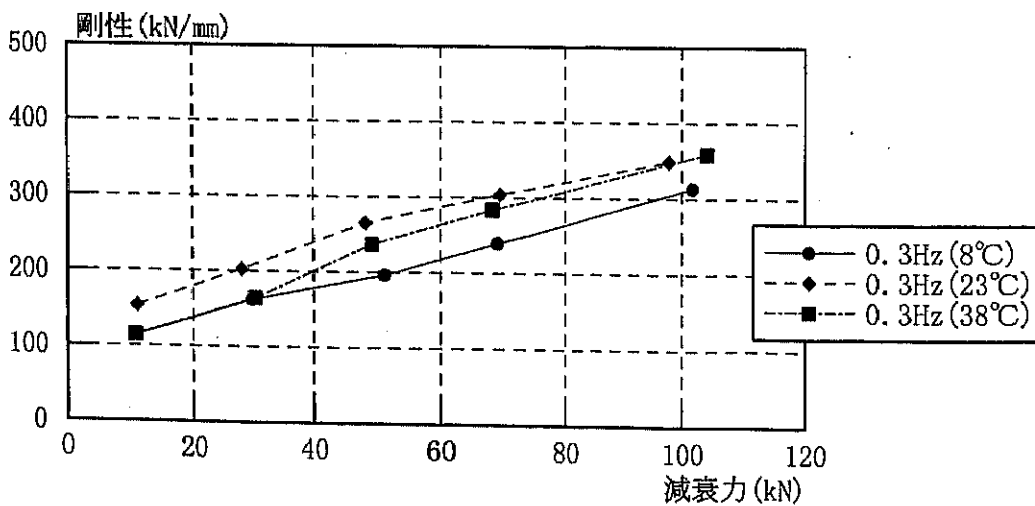
となる。これより、オイルダンパの剛性は減衰係数に関係なく以下の式で同定される。

$$K_d = \frac{Q}{D_0 \cos \theta} \quad (3-2-16)$$

ここで θ は、実験結果における減衰力波形と変位波形の位相差となる。全体変位 D_2 を用いて式(3-2-16)により計算した剛性を図 3-2-10(a)に示す。100kN 以上では油温、及び振動数に依存することなく、仕様値である 350kN/mm がほぼ実現されている。これより、剛性は油の体積弾性係数、ストロークをもとに設定したピストン面積（最大減衰力時の内圧）設定により、概ね必要剛性を確保することができることがわかる。また同図(b)には、減衰力 100kN 以下における剛性を示しているが、減衰係数と同様に小振幅レベルでは低下する傾向にある。これは、作動油内部に混入されている空気の影響が、小減衰力時には顕著に現れているためである。ただし、10kN でも仕様値の 1/3 程度を実現しており、小振幅での効果も期待できる。



(a) 設計レベルの剛性



(b) 小振幅レベルの剛性

図3-2-10. 剛性

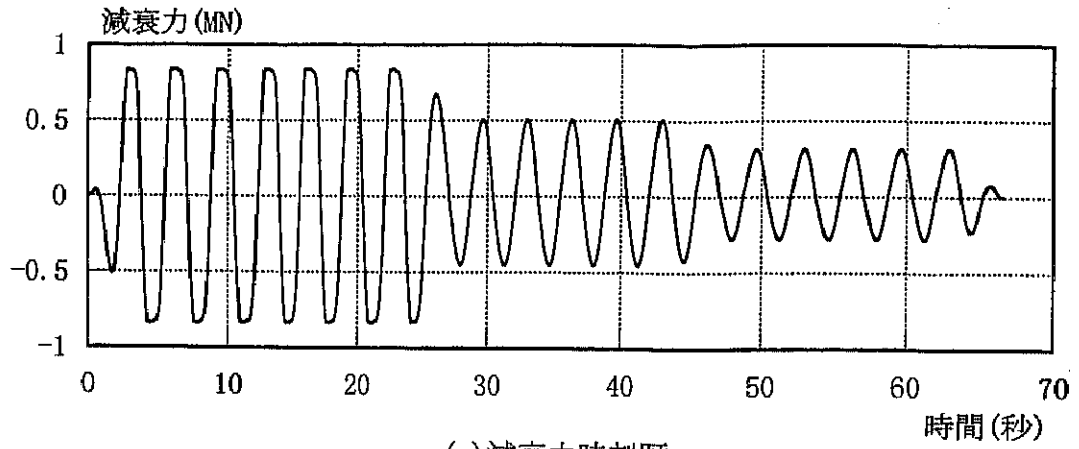
c) 耐久性確認実験

①大地震時模擬加振

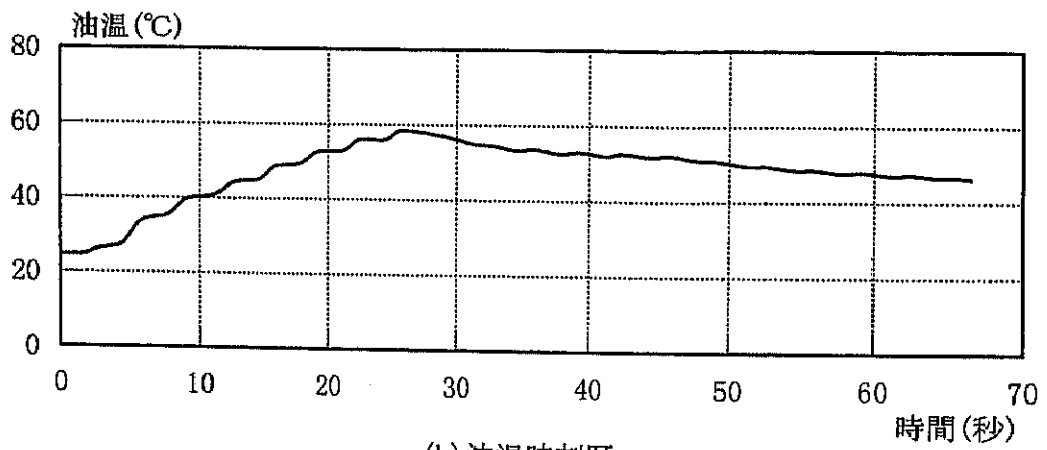
大地震時を模擬した加振実験の減衰力、及び油温の時刻歴波形を図 3-2-11(a)(b)に示す。また、同図(c)に減衰力-変位関係を示す。油温は初期温度 25℃から最高 60℃程度まで上昇しているが、その間においても減衰力は安定している。この最高温度 60℃は、本オイルダンパで使用している作動油の許容温度 140℃(6 時間加熱で析出物が生成)に対して十分余裕がある。さらに、減衰力-変位関係からは、減衰力制限機構が働くことで、設定以上の減衰力の上昇が抑えられている。

②繰り返し加振実験

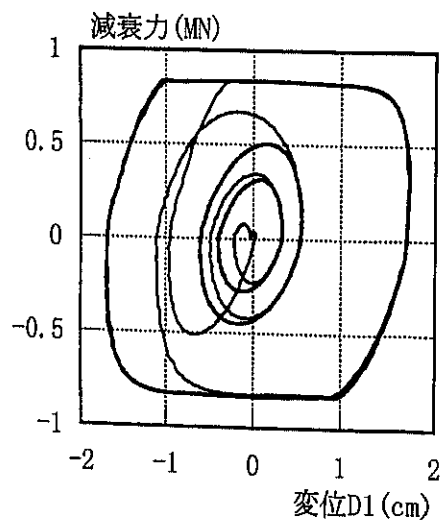
実験開始前後で定常加振を行い、ほぼ同油温時における 1 ループの吸収エネルギーより減衰係数を算定し、実験開始時点の値(C_0)に対する実験開始後の値(C)の比(C/C_0)を変動率として性能変動を評価した。表 3-2-3、及び図 3-2-12 に結果を示す。これにより、繰り返しによる減衰係数の変動は、最大で 3 % 程度であり、ほとんど変動しないことが確認された。



(a) 減衰力時刻歴



(b) 油温時刻歴



(c) 減衰力-変位関係

図3-2-11. 大地震想定実験結果

表 3-2-3. 繰り返し加振実験結果

振動数	項目	スタート時	20万回	45万回	61万回	80万回
0.3Hz	減衰力(kN)	100.9	100.0	94.1	96.0	95.1
	油温(°C)	24.3	24.5	28.7	26.8	27.5
	C/C0	1.00	1.00	0.96	0.98	0.97
	減衰力(kN)	298.9	293.0	284.2	284.2	286.2
	油温(°C)	26.8	27.4	31.5	29.4	30.0
	C/C0	1.00	1.00	0.97	0.98	0.97
	減衰力(kN)	495.9	487.1	475.3	476.3	477.3
	油温(°C)	31.3	32.0	35.7	33.9	34.0
	C/C0	1.00	1.01	0.99	1.00	0.99
	減衰力(kN)	688.0	681.1	666.4	667.4	666.4
	油温(°C)	37.6	38.3	41.5	39.7	40.0
	C/C0	1.00	1.01	1.00	1.01	1.00
1.0Hz	減衰力(kN)	100.9	100.9	98.0	98.0	99.0
	油温(°C)	22.9	24.0	29.6	26.6	27.1
	C/C0	1.00	0.99	0.99	0.97	0.98
	減衰力(kN)	296.9	296.0	288.1	287.1	288.1
	油温(°C)	23.5	24.9	30.5	27.4	27.8
	C/C0	1.00	1.00	1.00	0.99	0.99
	減衰力(kN)	492.9	492.9	479.2	477.3	477.3
	油温(°C)	25.4	27.2	32.6	29.6	29.8
	C/C0	1.00	1.00	0.98	0.99	0.98
	減衰力(kN)	697.8	703.6	682.1	682.1	680.1
	油温(°C)	29.0	31.1	35.9	32.7	33.1
	C/C0	1.00	1.00	0.98	1.00	0.99

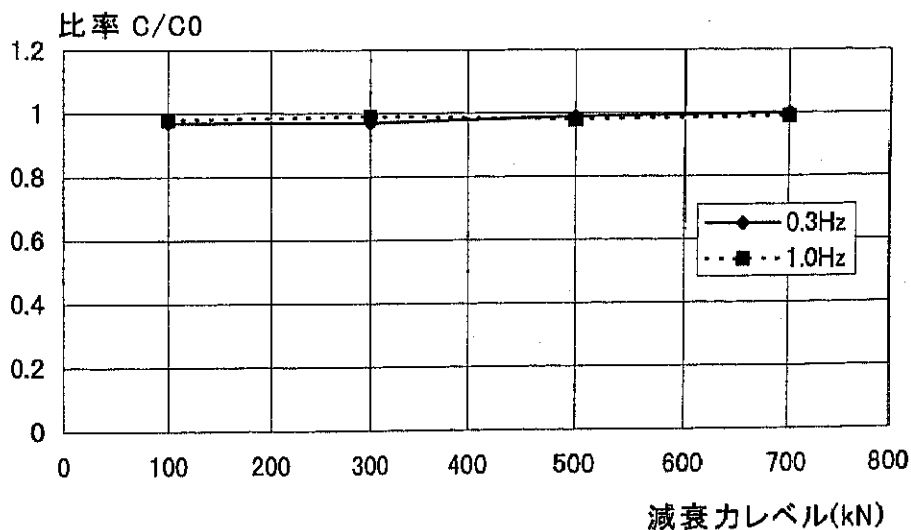


図 3-2-12. 繰り返し加振による減衰係数の変化

3. 3. 装置シミュレーション

(1) 解析方法

オイルダンパの力学モデルは、図 3-3-1(a)に示すような非線形のダッシュポット要素 C と線形バネ要素 K_d が直列に結合したマックスウェル型モデルとなる。3.2 節の実験結果により、オイルダンパの性能が仕様値を十分満足していることから、力学モデルの諸定数は図 3-3-1(b)に示す仕様値をそのまま採用した。マックスウェル型モデルの運動方程式(3-3-1)において、

$$\dot{D1}(t) = \frac{F(t)}{C(t)} + \frac{\dot{F}(t)}{K_d(t)} \quad (3-3-1)$$

微小時間 Δt における瞬間減衰係数 C(t)を一定として、実験より得られたダンパのシリンダロッド変位(D1)を微分して求めた速度波形を用いて、数値積分(Runge-Kutta法)を行い減衰力波形 F を求めた。

(2) 解析項目

a) 漸増加力実験

加振振動数の影響と減衰力レベルによるダッシュポット要素の非線形特性を含めて検討するため、最大速度レベルを 4.0cm/sec に設定した振動数 0.3Hz、及び 1.0Hz の漸増加力実験を行い、その結果をシミュレートする。0.3Hz の加振波形を図 3-3-2 に示す。

b) 地震時想定加力実験

入力速度 50cm/sec の大地震時に、建物内に設置されたオイルダンパとほぼ等しいエネルギー吸収量となるよう条件設定した加振実験を行い、油温が 25~60℃に変化するような最大レベルの荷重条件下において、温度依存性を考慮していない力学モデルでのシミュレーション精度を確認する。加振は、3.2 節(2)において記した条件と同様である。

(3) 解析結果

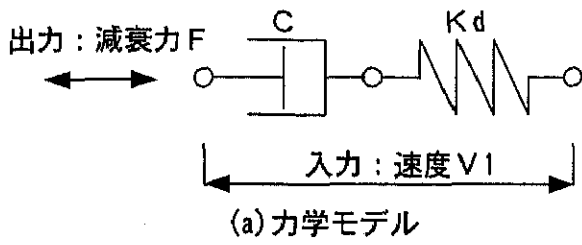
a) 漸増加力実験

減衰力の時刻歴時波形を実験と解析を比較して図 3-3-3 に示す。これより、加振振動数、及び減衰力レベルに関わらず、全時刻歴に渡って実験結果とシミュレーション結果は良好に一致している。また、減衰力-変位関係を図 3-3-4 に示す。これより、振動数が高くなると位相ずれによりループが傾く様子もシミュレーションにより表現されていることがわかる。

b) 地震時想定加力実験

減衰力の時刻歴時波形を図 3-3-5(a)に、減衰力-変位関係を図 3-3-5(b)に実験と解析を比較して示す。本実験では、図 3-2-11(b)に示すように油温が 25℃から 60℃まで 35℃上昇しているにもかかわらず、温度依存性を考慮していない力学モデルにより十分実験結果を表現できている。

以上より、減衰力、振動数、油温によらず、仕様値を用いたオイルダンパの力学モデルの妥当性が検証され、本力学モデルを用いた振動解析モデルによる応答解析結果の信頼性が裏打ちされた。



(b) 仕様値

C	50kNsec/mm (0~800kN) 1kNsec/mm (800kN以上)
Kd	500kN/mm

図3-2-4. オイルダンパの力学モデル

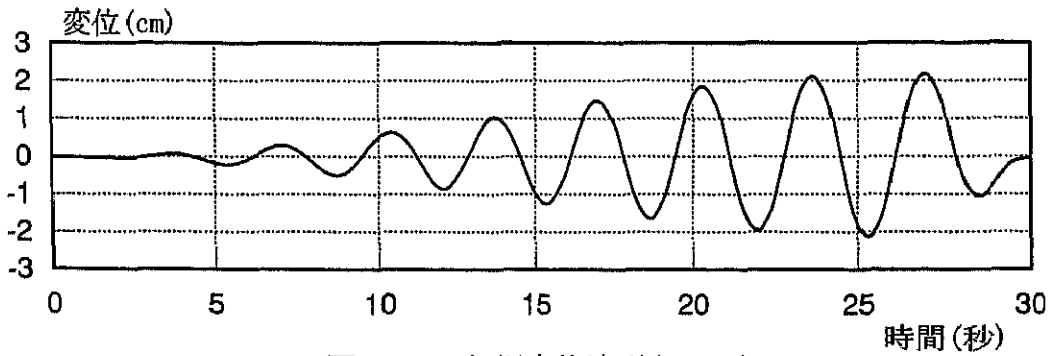


図3-3-2. 加振変位波形(0.3Hz)

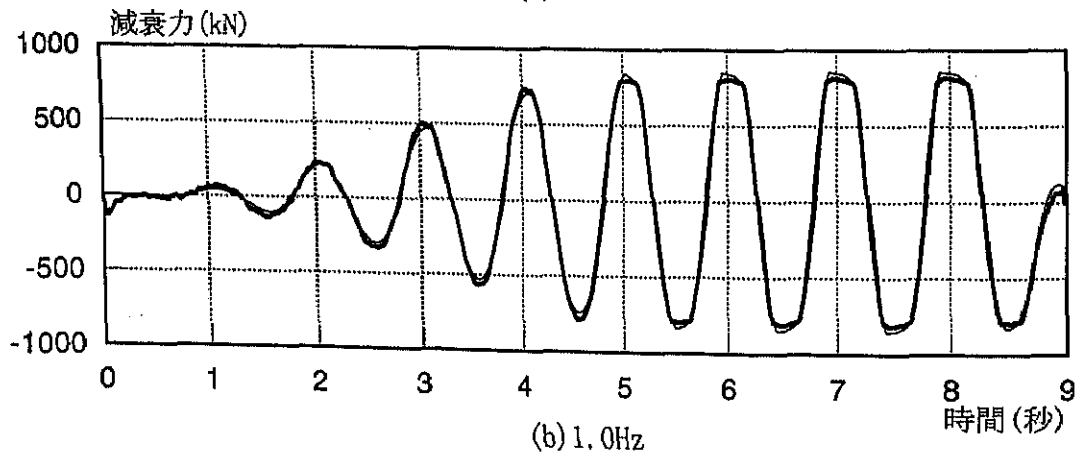
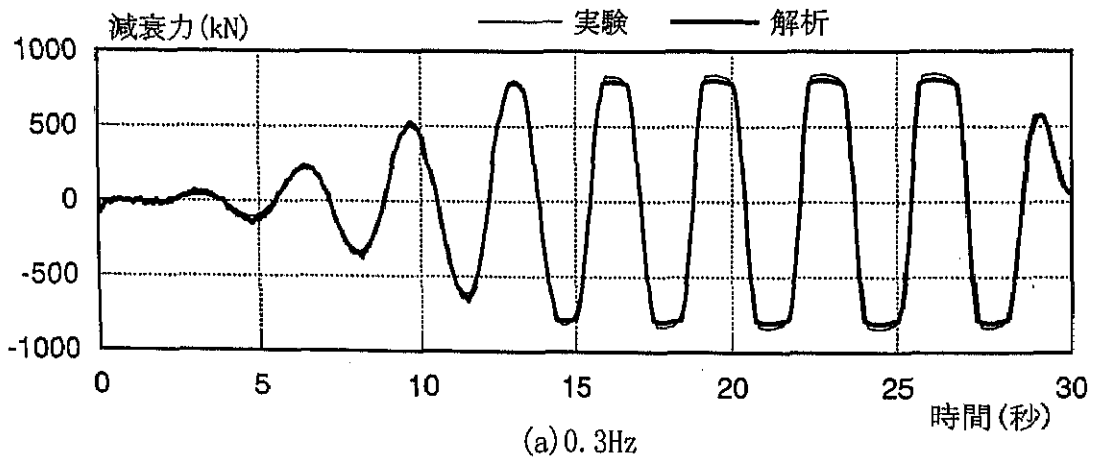
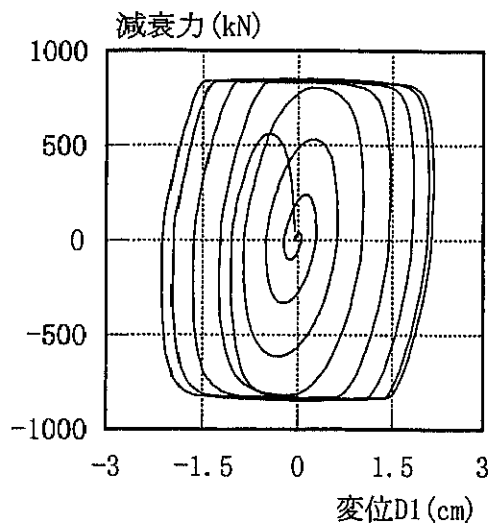
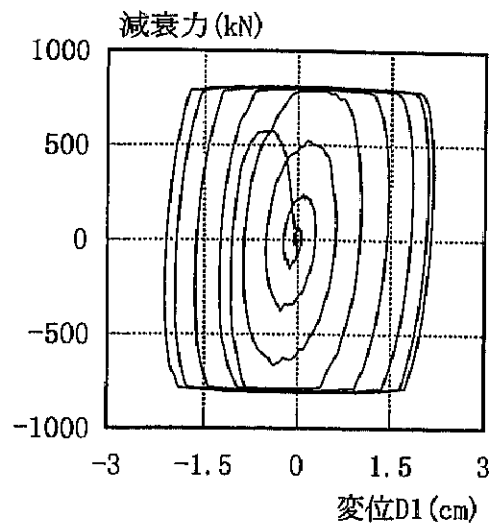


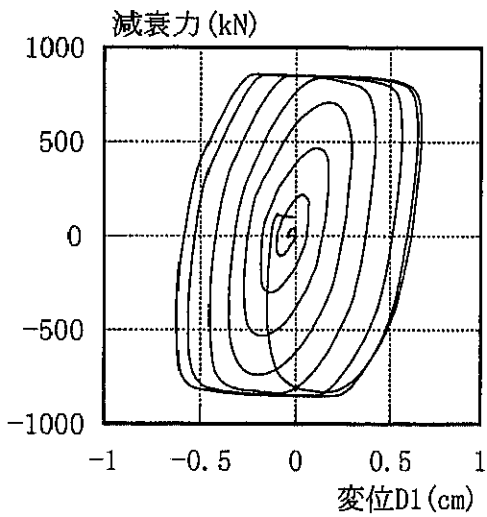
図3-3-3. 漸増加振のシミュレーション解析



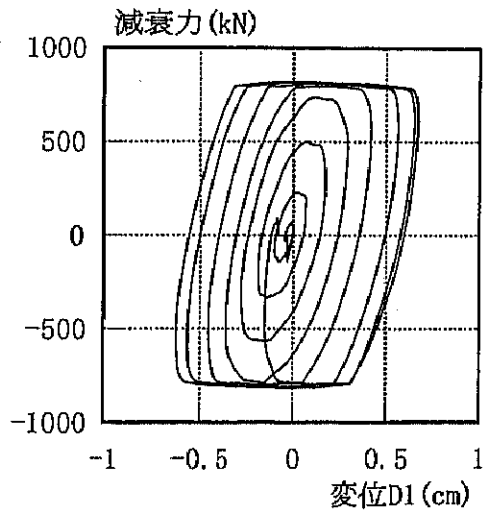
(a-1) 0.3Hz実験結果



(a-2) 0.3Hz解析結果

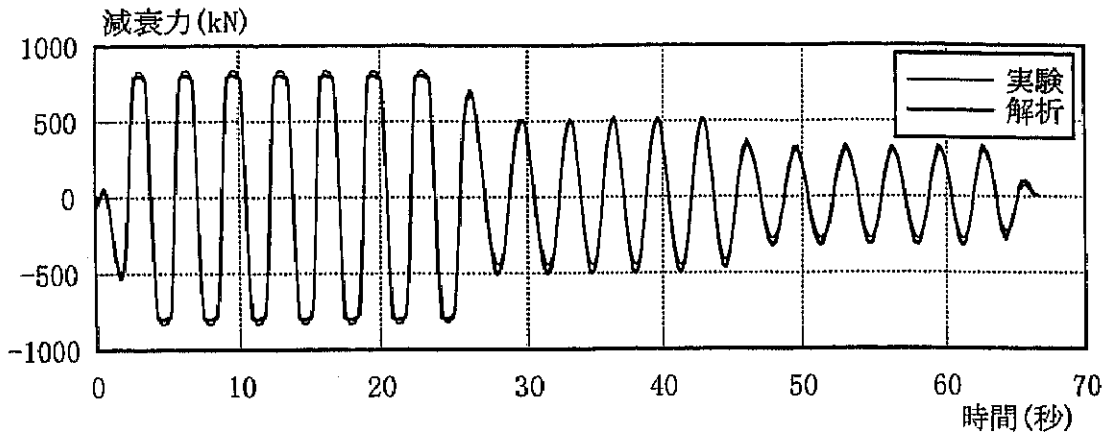


(b-1) 1.0Hz実験結果

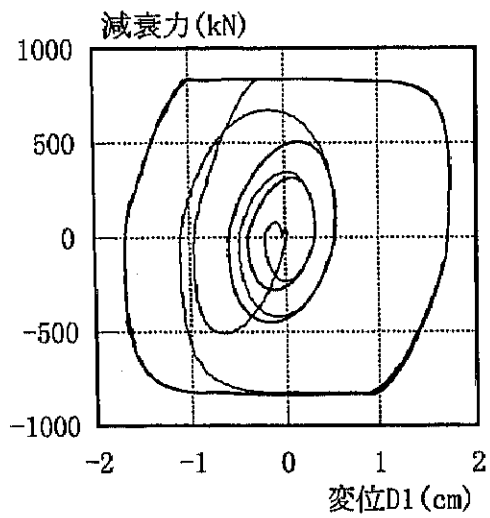


(b-2) 1.0Hz解析結果

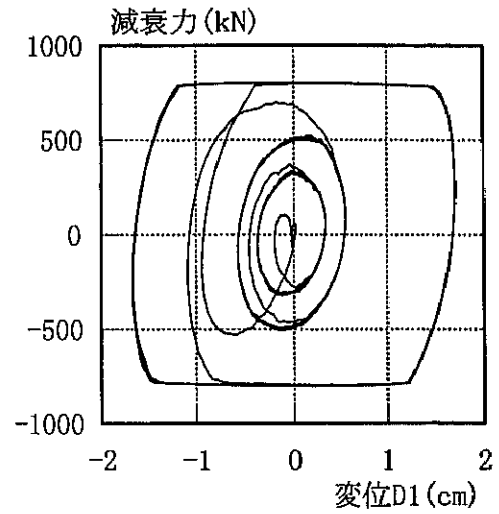
図3-3-4. 漸増加振のシミュレーション解析



(a) 実験と解析の減衰力波形の比較



(b-1) 実験結果



(b-2) 解析結果

図3-3-5. 大地震想定加振のシミュレーション解析

第3章の参考文献

- (1)丹羽直幹、小堀鐸二、高橋元一、倉田成人、畑田朋彦、栗野治彦、「高減衰構造による制震に関する研究」、構造工学論文集 vol.38B、1992年3月、P223-233
- (2)田上淳、他、「高減衰構造の実用化研究（その1）実大高減衰装置の基本特性確認実験」、日本建築学会大会学術講演梗概集、1993年9月、P657-658
- (3)栗野治彦、他、「高減衰構造の実用化研究（その2）装置のシミュレーション解析及び使用条件下の加振実験」、日本建築学会大会学術講演梗概集、1993年9月、P659-660
- (4)機械図集「防振・緩衝装置」、日本機械学会、防振・緩衝装置図集分科会編、昭和52年6月
- (5)（社）日本油空圧学会編、「油空圧便覧」
- (6)N. Niwa, T. Kobori, M. Takahashi, J. Tagami, T. Hatada, H. Kurino, "Passive Seismic Response Control System with High Performance Oil Damper", Proceedings of 10th European Conference on Earthquake Engineering, 1994, Vienna, P1913-1918
- (7)丹羽直幹、小堀鐸二、高橋元一、田上淳、「高減衰オイルダンパを設定した高層建物の振動特性」、構造工学論文集 vol.46B、2000年3月、P345-355
- (8)高層建築物構造評定委員会資料、「（仮称）厚木サテライトビジネスパークサテライトオフィス棟新築工事」、平成4年9月
- (9)カヤバ工業（株）報告書、「耐震用オイルダンパの耐久性について」、1987年
- (10)カヤバ工業（株）調査結果報告書、「新石狩大橋BD3C型橋梁ダンパ」、1989年