

土木研究所資料

ダム用ゲート開閉装置油圧シリンダの

座屈強度算出法の検討

平成6年7月

建設省土木研究所
材料施工部機械研究室

Copyright © (1994) by P.W.R.I.

All rights reserved. No part of this book may be reproduced by any means, nor transmitted, nor translated into a machine language without the written permission of the Director General of P.W.R.I.

この報告書は、土木研究所長の承認を得て刊行したものである。したがって、本報告書の全部又は一部の転載、複製は、土木研究所長の文書による承認を得ずしてこれを行ってはならない。

ダム用ゲート開閉装置油圧シリンダの 座屈強度算出法の検討

機械研究室	室長	吉田	正
	室長	杉山	篤*
	研究員	高津	知司**
	研究員	茂木	正晴
	部外研究員	鶴見	篤***
	部外研究員	佐藤	邦人****
	部外研究員	賀谷	丈茂

* 現 水資源開発公団第一工務部機械課課長

** 現 中部地方建設局豊橋工事事務所管理二課課長

*** 現 三菱重工業株式会社パーキングシステム部格納システム設計課

**** 現 日立造船株式会社鉄構設計部設計一課

要 旨

ゲート開閉装置油圧シリンダが万が一故障等を起こした場合、開閉装置本体や放流計画に基づいた流量制御等に及ぼす影響が大きくなることから、油圧シリンダの強度に関する検討は重要な課題である。

現在、橋梁、ゲート等の鋼構造物設計における部材、接合部等に関する座屈強度算出の考え方は整理されているが、ゲート開閉装置油圧シリンダのようにピストン、シリンダ、パッキン等の多くの部材、部品から構成され、複雑な挙動をするものに対する座屈強度算出は現在のところ工学的に整理されていない。

そこで、本報告書では、設備の信頼性向上、最適設計を図ることを目的とし、従来使用されている座屈強度算出（基準耐荷力曲線）に対して、油圧シリンダ特有の特性に合った座屈強度算出法について理論解析、実機による試験調査を実施し、座屈強度算出法の提案を行った。

キーワード： ゲート開閉装置油圧シリンダ、座屈強度算出法、基準耐荷力曲線、オイラー式、ジョンソン式、ピストン、シリンダ、パッキン

まえがき

ゲート開閉装置油圧シリンダが万が一故障等を起こした場合、開閉装置本体や放流計画に基づいた流量制御等に及ぼす影響が大きくなることから、油圧シリンダの強度に関する検討は重要な課題である。

現在、橋梁、ゲート等の鋼構造物設計における部材、接合部等に関する座屈強度算出の考え方は整理されているが、ゲート開閉装置油圧シリンダのようにピストン、シリンダ、パッキン等の多くの部材、部品から公正され、複雑な挙動をするものに対する座屈強度算出は現在のところ工学的に整理されていない。

そこで、本報告書では、設備の信頼性向上、最適設計を図ることを目的とし、従来使用されている座屈強度算出（基準耐荷力曲線）に対して、油圧シリンダ特有の特性に合った座屈強度算出法について理論解析、実機による試験調査を実施し、座屈強度算出法の提案を行った。

なお、本報告書は、建設省土木研究所機械研究所の研究課題「ダム用ゲート開閉装置の設計標準化に関する調査（平成2年度～平成4年度）」に実施検討された課題を取りまとめたものである。

目 次

第1章 研究概要	1
第2章 ダム用ゲート開閉装置油圧シリンダの座屈強度算出法の検討	2
1. 概 要	2
2. 目 的	2
3. 手 順	2
4. 標準油圧シリンダの諸元	3
4.1 適用範囲	3
4.2 使用範囲	3
4.3 種 類	3
4.4 構 造	4
4.5 使用材料	4
5. 設計手法	5
5.1 水門鉄管技術基準	5
5.2 ダム・堰施設技術基準	5
5.3 ダム用ゲート開閉装置（油圧式）設計要領（案）	6
5.4 ダム用ゲート開閉装置油圧シリンダの実績	8
6. 座屈強度算出法の検討	9
6.1 簡略モデル（変断面材の座屈）による検討	9
6.2 解析モデルの抽出	11
6.3 検 討	13
6.3.1 実機荷重試験	13
6.3.2 非線形解析	27
6.4 結 論	40
6.4.1 現在設計の安全度	40
6.4.2 設計強度の比較	42
6.4.3 正規化耐荷力曲線と簡略モデル（変断面材の座屈）との比較	43
6.4.4 まとめ	44
参考文献	45

第1章 研究概要

1. 概 要

ゲート開閉装置油圧シリンダが万が一故障等を起こした場合、開閉装置本体や放流計画に基づいた流量制御等に及ぼす影響が大きくなることから、油圧シリンダの強度に関する検討は重要な課題である。

従来の油圧シリンダにおける設計は、基準耐荷力曲線を利用し、部材の耐荷力度を求めているが、それは初期不整及び圧延や溶接による残留応力の影響を考慮した橋梁、ゲート等の鋼構造物（桁）を対象としている。そのため、油圧シリンダのように機械加工されたものでは初期不整や残留応力の影響が少ないため、基準耐荷力曲線を用いるのは最適設計の面より不適切との考えがあることから、基準とすべき耐荷力曲線の考え方について、以下のような手順により理論解析・検討及び実機による試験調査を行い、従来明らかにされていなかった油圧シリンダの座屈強度算出法の提案を行った。

- ① 油圧シリンダをモデル化し、様々な影響を両端の支持パラメータに置き換え理論計算を行うことによって解析・検討を行った。
- ② 両端支持パラメータの具体的な数値を机上で求めるのは困難なため、実機試験調査により横荷重を負荷した際の変形から推定を行った。
- ③ 基準耐荷力曲線との比較
- ④ 油圧シリンダの座屈強度算出法の提案

第2章 ダム用ゲート開閉装置油圧シリンダの座屈強度算出法の検討

1. 概 要

ダム用ゲート開閉装置における油圧シリンダは、国内では実際に座屈を起こした事例がなく、座屈強度に関して理論解析や調査・試験に基づいた整理は未だなされていないのが現状である。しかし、油圧シリンダに万が一の事故が発生した場合は、装置本体の破壊のみならず、放流計画に基づいた流量制御に重大な問題が生じるなど、そのもたらす影響は非常に大きく、そのことから油圧シリンダの座屈強度の検討は非常に重要な課題と言える。

しかし、圧縮部材の座屈は、材料特性のみならず、外力の作用状態や、構造物とその構成要素の幾何学的形態に影響されるが、油圧シリンダは、多くの部材・部品から組み立てられているので、荷重の状態や個々の構成要素の挙動を予想することは難しい。そのため、試験をする場合でも、仮定条件に合う様な状態で実施することが困難であり、研究もあまりされていないのが現状である。

そこで、一般に油圧シリンダの座屈は、圧縮部材となるピストンロッドが対象となるが、シリンダチューブやパッキン等他の構成要素の諸元を明確にしておく必要がある。また、ピストンロッド自体に存在する初期曲がり等の初期不整量も座屈強度に大きな影響を及ぼすため、これらの大きさがどの程度影響するか事前に調査し、整理しておく必要がある。

本検討では、ダムのラジアルゲート開閉用トラニオン形油圧シリンダについて座屈強度算出法を整理し、現在設計に使用されているダム用ゲート開閉装置（油圧式）設計要領（案）との比較検討を行うものである。

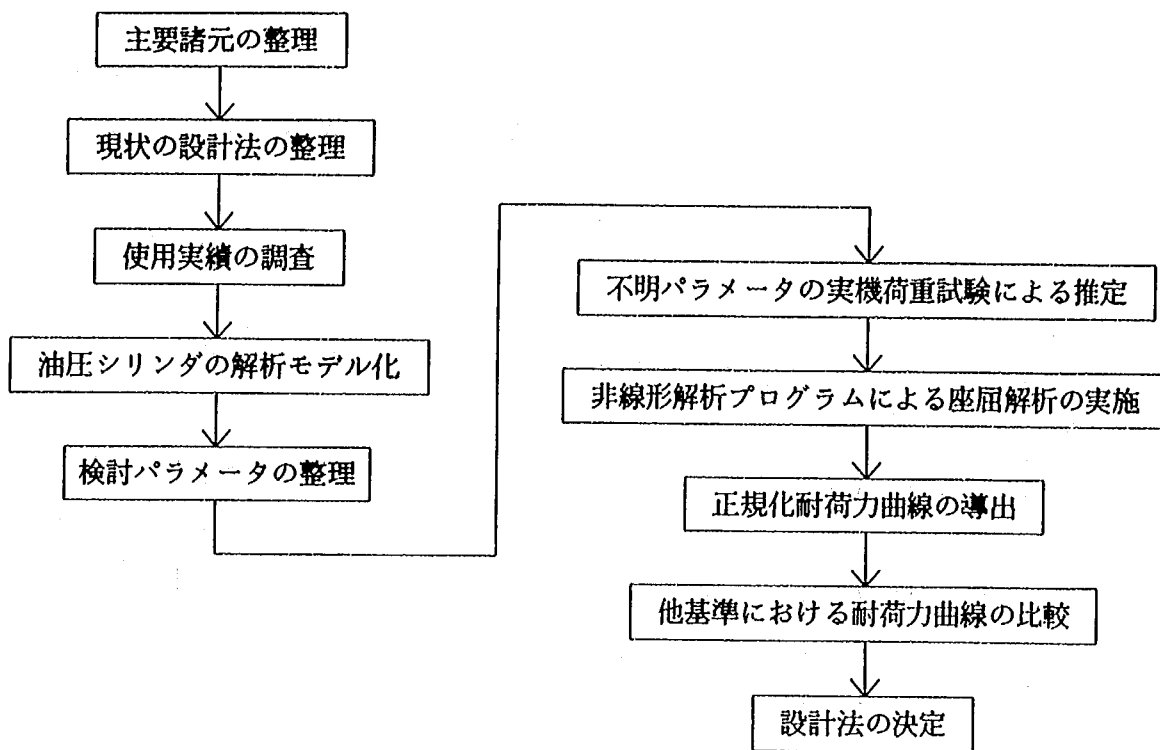
2. 目 的

ダム用ゲート油圧シリンダの座屈強度を求めるには、様々な仮定条件に基づき許容応力度を算出し、強度の評価を行わなければならないが、従来は安全率を大きく採ることにより不明な要素を補い、詳細な検討を行うことを避けていた。しかし、これは検討を行った上での限界座屈荷重に対して安全率を採っているのではないので、ダム用ゲートの油圧シリンダとしての要素を含んでいない可能性もある。従って、算出された数値に対する信頼度が高いとは言いがたい。

そこで、ダム用ゲートの仕様に合わせた解析モデルにより、設計に必要となる不明なパラメータを実験等により確認し、設計要領（案）に示されたオイラー・ジョンソンの式がダム用ゲート油圧シリンダの実機仕様と一致しているのか確認することを目的とする。

3. 手 順

本検討の手順を示すと次のようになる。



4. 標準油圧シリンダの諸元

4.1 適用範囲

ダムに設置されているラジアルゲートの開閉に用いるトラニン形油圧シリンダとした。

4.2 使用範囲

1) 設置環境

ダム堤体内に設けられている開閉装置室内に設置される。特に夏場は、高湿度の環境下で使用される。

2) 周囲温度

周囲温度はダムの設置場所により若干異なるが、一般的に $-10\sim 40^{\circ}\text{C}$ と考える。ただし、コンクリート打設養生時を除くものとする。

3) 作動油

仕様される作動油は、一般に最も多く使われている鉱油系作動油とする。

4) ピストンの速度

ピストンの速度に関しては特に規定されていないが、ゲート開閉速度は、大容量放流設備用ゲートと考えて約 $0.3\text{m}/\text{min}$ とする。

4.3 種類

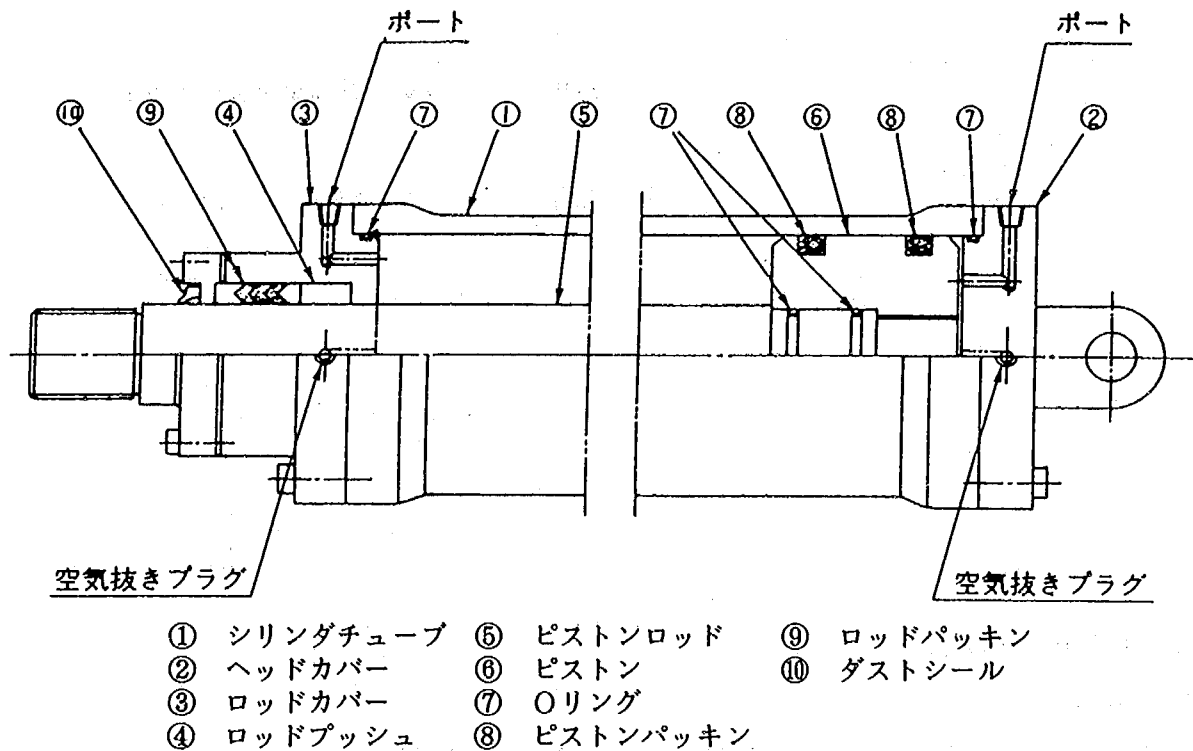
1) 一般に、標準油圧シリンダの構造形式には、単動式シリンダと復動式シリンダを使用する。

2) 油圧シリンダの定格圧力は、過去の実績より一般に $140\text{kgf}/\text{cm}^2$ 又は $70\text{kgf}/\text{cm}^2$ を使用する。

3) 油圧シリンダの支持部形式は、中間固定トラニオン形とする。

4. 4 構 造

標準油圧シリンダは、図－4. 1 に示すようにピストン、ピストンロッド、シリンダチューブ、ヘッドカバー、ロッドカバー、パッキン類及び空気抜きプラグにより構成されている。



図－4. 1 標準油圧シリンダの構造図の例

4. 5 使用材料

標準油圧シリンダに使用される主要部の材質を表－4. 2 に示す。

表－4. 2 標準油圧シリンダ主要部の材質

装 置 名	名 称	JIS 規格番号	記 号
シリンダ チューブ	溶接構造用圧延鋼材	JIS G 3106	SM400, SM490
	機械構造用炭素鉄鋼管	JIS G 3445	STKM13A
ピストンロッド	ステンレス棒鋼	JIS G 4303	SUS304, SUS304N ₂
ピストン	一般構造用圧延鋼材	JIS G 3101	SS400
	炭素鋼鍛鋼品	JIS G 3201	SF440A, SF490A, SF540A
	炭素鋼鑄鉄品	JIS G 5101	SC450, SC480
	球状黒鉛鑄鉄品	JIS G 5502	FCD600
フランジ	一般構造用圧延鋼材	JIS G 3101	SS400
	溶接構造用圧延鋼材	JIS G 3106	SM400, SM490
	機械構造用炭素鋼鋼材	JIS G 4501	S35C, S45C
	溶接構造用鑄鋼品	JIS G 5102	SCW450, SCW480
ブッシュ	青銅鑄物	JIS H 5111	BC6

5. 設計手法

現在までにダム用ゲート開閉装置の設計手法には、以下に記述するものがある。

5.1 水門鉄管技術基準

ダム・堰施設技術基準が制定される前は、それまで一般に広く水門扉の設計に使用されていた水門鉄管技術基準には、ダム用ゲート開閉装置油圧シリンダの座屈に関する設計手法の規定はない。また、水門鉄管技術基準第2章水門扉第12条「許容応力」の項にある軸方向圧縮応力は、座屈を考慮しない場合のものであり、座屈の強度に関するものではない。

そのため、油圧シリンダの座屈強度計算においては、弾性座屈に関するオイラーの式を使用し、水門鉄管技術第2章水門扉第24条「開閉装置の安全率」の項にある安全率5を採用していた。

5.2 ダム・堰施設技術基準

ダム・堰施設技術基準における、ロッドの座屈強度の検討は、限界座屈荷重を基準耐荷力曲線（式）から求め、常用圧力時には3、最大圧力時には1.1と異なる安全率を採用するものと規定している。

ダム・堰施設技術基準に採用されている耐荷力曲線（式）を図-5.1に示す。

この耐荷力曲線（式）は、ヨーロッパ鋼構造協会連合のⅧ委員会が提案した耐荷力曲線に基づくものである。

軸方向の圧縮部材の耐荷力は、断面形状、初期曲り、残留応力、降伏点強度などの影響を受けるので、非常に多くの耐荷力曲線が存在する。しかし、実際設計の立場からは、数本の代表的な耐荷力曲線を選定し、それらに適合する断面を分類し、規定することが望ましい。このような理由からⅧ委員会では4～5本の代表的な耐荷力曲線を定め、それらに適合した部材断面形状を指示することとし、2つの提案を行っている。

ダム・堰施設技術基準で採用したのは、そのうちの一つで、降伏点応力の値は一定で断面形状によって変えないという方針に基づき、実際より高い降伏点応力が期待できる断面に対しては予期される残留応力の平均値を用い、降伏点応力が低い断面に対しては最悪の残留応力を用いて計算された耐荷力曲線に基礎をおいている。

図-5.1に示すように、基準曲線はI形鋼の弱軸に関する耐荷力曲線に相当するが、ピストンロッド単体の耐荷力を考える場合、残留応力の影響は無視できるので、弱軸よりも強軸に関する耐荷力曲線を基準にする方がより適当である。

また、図-5.2のように、有効座屈長の採り方はJISに準じたものであるが、基準耐荷力曲線との関係が必ずしも明確でない。圧縮部材の不完全性を考慮した設計を採用するには、まず、初期たわみなど対象構造物の初期不整量を調査し、仮定条件を明確にした上で耐荷力を求める必要がある。そうでなければ、図-5.1に示すような基準曲線をピストンロッドに適用できるか判断できない。

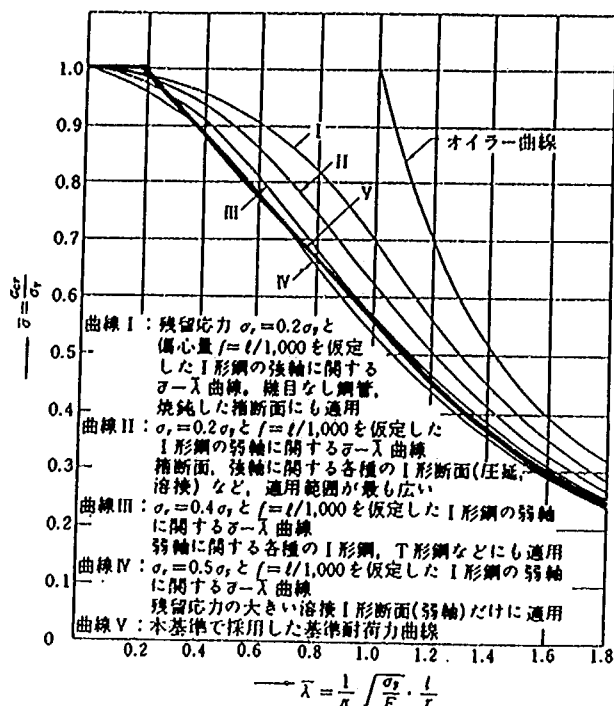


図-5.1 耐荷力曲線

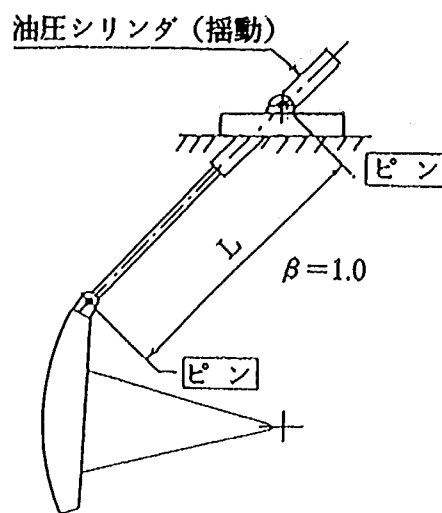


図-5.2 トラニオン油圧シリンダ

5.3 ダム用ゲート開閉装置 (油圧式) 設計要領 (案)

ダム用ゲート開閉装置 (油圧式) 設計要領 (案) では、限界座屈応力の計算に関して以下のように規定されている。

オイラーの式 ($\lambda > \lambda_0$)

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}$$

ここに、 λ : 細長比

σ_k : 限界座屈応力度 kgf/cm^2

E : 縦弾性係数 kgf/cm^2

ジョンソンの式 ($\lambda \leq \lambda_0$)

$$\sigma_k = \sigma_y \cdot \left[1 - 0.4 \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^2 \right]$$

ここに、 σ_y : 材料の降伏点または耐力 kgf/cm^2

λ_0 : 境界細長比

$$\lambda_0 = \pi \cdot \sqrt{E / 0.6 \cdot \sigma_y}$$

ピストンロッドの限界座屈応力の計算は、比例限度以内における限界座屈強度計算についてはオイラーの式を使用して計算を行い、比例限度以上における限界座屈強度計算については、一般にゴードン・ランキンの式、テトマイヤーの式及びジョンソンの式が使用されているが、材料の降伏点または耐力と縦弾性係数を使用して計算できるジョンソンの式を採用している。この設計要領 (案) の考え方は、今後計画されるダム用ゲート油圧シリンダに使用されるものである。

それぞれの設計手法を表にまとめると表-5.1 に示す通りとなる。

表-5.1 設計手法の比較

基準	水門鉄管技術基準	ダム・堰基準	開閉装置設計要領（案）
概要	- 水門の設計に使用されていた水門開閉装置技術基準（案）及び水門鉄管技術基準には座屈強度に関する規定がない。 - 弾性座屈については、オイラーの式を使用、非弾性座屈についてはゴードン・ランキンの式を使用する。	限界座屈荷重を基準耐荷力曲線（式）から求める。	比例限度以内における限界座屈強度計算についてはオイラーの式を使用し、比例限度以上における限界座屈強度計算についてはジョンソンの式によって求める。
設計手法	オイラーの式 $\sigma_k = \pi^2 \cdot E / \lambda^2$ - 一般に、ロッドは弾性座屈を起こすものと考え、オイラーの式が使用されている。 - 対象は、一般鋼構造物に使用。	- 図-5.1に示された曲線のうち、曲線Vを採用し計算する。 - 対象は、I形鋼の弱軸に関する座屈計算に使用。	オイラーの式 ($\lambda > \lambda_0$) $\sigma_k = \pi^2 \cdot E / \lambda^2$ ジョンソンの式 ($\lambda \leq \lambda_0$) $\sigma_k = \sigma_y \cdot [1 - 0.4 (\lambda / \lambda_0)^2]$ ここに、λ：細長比 σ_k：限界座屈応力 E：縦弾性係数 σ_y：材料の降伏点または耐力 λ_0：境界細長比 対象は、ロッドのような中実円形断面の座屈計算に使用。
安全率	一般に、定格圧力時：5以上	常用圧力時：3 最大圧力時：1.1	閉側リリース弁または減圧弁の設定圧力時：4

5.4 ダム用ゲート開閉装置油圧シリンダの実績

昭和50年以降の建設省直轄（水資源開発公団含む）の高圧ラジアルゲートに使用されている油圧シリンダについて、ピストンロッドの有効座屈長さ、細長比、安全率、作用荷重の考え方等を表にまとめると表-5.2のようになる。

表-5.2 高圧ラジアルゲート油圧シリンダ実績

	有効座屈長		シリンダ 内 径 mm	ロッド 直 径 mm	細 長 比	ロッド作用荷重			座屈強度 算出式	安全 率
	区分	座屈長mm				区分	圧力 kgf/cm ²	荷重 kgf		
A ダム	A	6,700	260	170	158	A	140	66,900	オイラー	5.7
B ダム	A	9,420	400	260	145	A	140	175,840	オイラー	5.6
						C	112	140,672		7.0
C ダム	A	7,500	430	236	127	A	70	101,654	オイラー	5.5
D ダム	A	6,200	380	212	117	A	140	158,776	オイラー	3.4
						C	45	51,009		10.5
E ダム	A	5,850	420	210	111	A	70	96,950	オイラー	6.0
F ダム	A	6,000	530	240	100	A	70	154,433	オイラー	6.1
G ダム	A	4,200	400	200	84	A	140	175,929	水鉄第12条	
H ダム	B	5,859	380	170	138	A	70	79,388	オイラー	3.1
						C	40	45,365		5.5
I ダム	A	6,675	297	200	134	A	140	96,991	オイラー	3.8
						C	30	20,784		17.5
J ダム	A	7,000	560	275	102	A	140	344,821	オイラー	3.4
						C	20	49,260		24.1
K ダム	B	7,919	410	210	151	A	140	184,800	オイラー	1.6
						C	28	37,600		7.9
L ダム	B	7,844	500	265	118	A	70	137,410	オイラー	5.6
M ダム	B	6,962	480	250	111	A	70	126,700	オイラー	6.1
N ダム	B	5,600	250	160	140	A	140	68,722	オイラー	2.9
O ダム	B	7,590	340	180	168	A	140	127,109	オイラー	1.5
						C	30	27,238		6.8
P ダム	A	5,562	432	190	117	A	70	102,602	オイラー	4.2
						B	55	80,616		5.3
Q ダム	B	6,240	312	170	147	A	140	107,030	オイラー	2.0
						C	50	38,225		5.6
R ダム	B	7,268	410	225	129	A	70	92,400	オイラー	5.0
S ダム	B	6,000	380	200	120	A	70	79,387	耐荷力	4.1

注) 1. 有効座屈長の区分記号は下記による。

A : 扉体取付部より油圧シリンダスタッフィングボックスまでの実長

B : 扉体取付部より油圧シリンダ揺動点までの実長

2. ロッド作用荷重の記号は下記による。

A : 油圧ポンプ定格吐出し圧力により算出したもの

B : リリーフ弁調整圧力により算出したもの

C : 減圧弁調製圧力により算出したもの

実績によれば、Aダム以降Rダムまで（Gダムを除く）の各油圧シリンダは、座屈強度算出式にオイラー式を使用し検討を行っている。（Sダムは、ダム・堰施設技術基準（一次案）の耐荷力曲線による。）

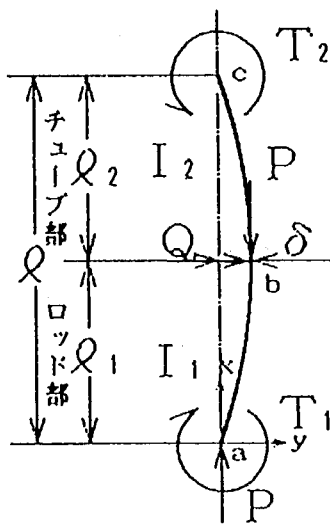
また、Kダム以降（Pダムを除く）の各油圧シリンダは有効座屈長をトラニオン軸受から扉体取付部までを支間長として座屈検討を行っている。また、安全率はオイラーの式を使用して求めた限界座屈荷重に対して5以上を有している（Nダムオリフィスゲートを除く）。

6. 座屈強度算出法の検討

6.1 簡略モデル（変断面材の座屈）による検討

本検討にはいる前に、簡略化された変断面材の座屈について検討を行う。

油圧シリンダの座屈で圧縮荷重を受けるのはピストンロッドであるが、トラニオン形油圧シリンダの場合、支持点である両端のピン間の変形はシリンダのチューブの剛性等も考慮しなければならない。そこで、油



図－6.1 変断面部材モデル

圧シリンダをピストンロッド部とシリンダチューブ部の変断面を有する一部材としてとらえ、軸圧縮荷重と横荷重及び支持点両端に曲げ荷重を受ける段付柱であるとして解けば、それぞれの形状に合った簡易解を求めることができる。

図－6.1に示すように、縦弾性係数E、断面2次モーメントIで、ピストンロッド部に当たるところは各変数に添字1を、シリンダチューブ部に当たるところは添字2を付けて表し、ピストンロッドとシリンダチューブの連結部で初期たわみδを有するとし、ピストンロッド部に軸圧縮荷重Pが、ピストンロッドとシリンダチューブの連結部に横荷重Qが、支持点両端にそれぞれ曲げ荷重T1、T2が働くことと仮定すると、ピストンロッド部分及びシリンダチューブ部分のたわみ曲線の微分方程式はそれぞれ次のようになる。

$$EI_1 \frac{d^2 y}{dx^2} = P(\delta - y) + \frac{T_1 + T_2 - Q l_2}{l} x - T_1 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$EI_2 \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{T_1 + T_2 - Q l_2}{l} x - T_1 - Q l_1 \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 l は支持点間長で、ピストンロッド先端金物の穴の中心から、トラニオン軸の中心までの距離である。 l_1 、 l_2 はそれぞれ、ピストンロッド先端金物の穴の中心及びトラニオン軸中心からピストンロッドとシリンダチューブの連結部（例えばプシュ中心）までの距離である。

$$k_1^2 = P/EI_1 \quad \dots\dots\dots (3)$$

とすれば、式(1)の一般解は、

$$y = C_1 \sin k_1 x + C_2 \cos k_1 x + \frac{1}{P} \left(\frac{T_1 + T_2 - Q \ell_2}{\ell} x - T_1 \right) + \delta \quad \dots\dots\dots (4)$$

となり、式(2)の一般解は、

$$y = \frac{T_1 + T_2 + Q \ell_1}{6EI_2 \ell} x^3 - \frac{T_1 + Q \ell_1}{2EI_2} x^2 + C_3 x + C_4 \quad \dots\dots\dots (5)$$

となる。

ここで、 C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_4 は積分定数で、a、b、c点での境界条件を代入すれば次式を得る。

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \sin k_1 \ell_1 & \cos k_1 \ell_1 & -\ell_1 & -1 \\ k_1 \cos k_1 \ell_1 & -k_1 \sin k_1 \ell_1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & \ell & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_1/P - \delta \\ (-2T_1 \ell_1 + T_2 \ell_1 - 3T_1 \ell_2 - 2Q \ell_1^2 - 3Q \ell_1 \ell_2) \ell_1^2 / 6EI_2 \ell \\ -(T_2 \ell_1 - T_1 \ell_2 - Q \ell_1 \ell_2) / P \ell - \delta \\ (-T_1 \ell_1 + T_2 \ell_1 - 2T_1 \ell_2 - Q \ell_1^2 - 2Q \ell_1 \ell_2) \ell_1 / 2EI_2 \ell \\ -(T_1 + T_2 - Q \ell_2) / P \ell \\ (2T_1 - T_2 + 2Q \ell_1^2) \ell^2 / 6EI_2 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (6)$$

これらにより、任意点でのたわみ、曲げモーメントを得るので、外部荷重 P 、 Q 及び曲げ荷重 T_1 、 T_2 により発生する応力を求め、強度を検討することができる。

ここで、ダム用ゲート開閉装置油圧シリンダに当てはめて考えると、ラジアルゲート開閉用油圧シリンダは傾斜した状態で据付けられるが、シリンダチューブやピストンロッド自重による影響は荷重 P 及び Q で近似的に表すことができ、据付誤差等による偏心は初期たわみ δ に関連付けられる。ただし、油圧シリンダがシリンダチューブとピストンロッドの連結部においてくの字に曲がる現象や材料自体の不完全性に基づく座屈強度の低下については、ダム用ゲート開閉装置油圧シリンダの構成要素や個々の部材に関する実態調査、試験等を行い、詳細な仕様を明確にしなければならない。

ここで、式(6)の係数行列を0（零）とおくと、式(7)が得られる。この場合は、初期たわみ δ や横荷重 Q 及び曲げ荷重 T_1 、 T_2 の影響は考慮されず、単に支点間長に対するピストンロッド部長さの比に関する式となる。

$$\sin k_1 \ell_1 + k_1 (\ell - \ell_1) \cos k_1 \ell_1 = 0 \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで、

$$\alpha = \ell_1 / \ell \quad \dots\dots\dots (8)$$

とおけば、式(7)は次のようになる。

$$\tan \alpha k_1 \ell + (1 - \alpha)k_1 \ell = 0 \quad \dots\dots\dots (9)$$

α は、油圧シリンダの寸法形状により一義的に決まる値である。したがって、式(9)は $k_1 \ell$ の変数として解くことができ、いま

$$k_1 = \sqrt{n} \pi \quad \dots\dots\dots (10)$$

のとき、式(9)を満足したとすれば、このときの軸圧縮荷重 P_{CR} が座屈荷重である。 P_{CR} は式(3)、(10)より次式で求められる。

$$P_{CR} = n \pi^2 EI_1 / \ell^2 \quad \dots\dots\dots (11)$$

式(11)は、長柱に関するオイラーの式と同形であり、断面2次モーメント I_1 、長さ ℓ 、端末条件係数 n の柱の座屈荷重算出式に一致している。ただ本式の場合、端末条件係数に相当する形状係数 n が、 α の関数であることが異なる。

形状係数 n は、前述の通り α のみにより決まるので、予め試索法により求めておけば、座屈荷重 P_{CR} は容易に得ることができる。参考までに表-6.1 に形状係数 n の値を示す。

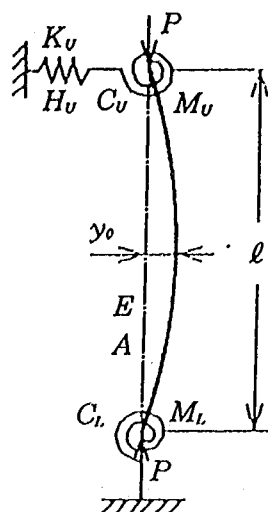
表-6.1 形状係数 n

α	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
n	2.303	1.668	1.331	1.144	1.046	1.006	1.000

6.2 解析モデルの抽出

座屈強度算出法を検討する前提条件として、図-6.1 に示すような解析モデルを考える。各パラメータの説明と基本的な考え方は次の通りである。

- 1) 軸方向圧縮荷重 P を受ける、円形中実断面で断面積 A 、縦弾性係数 E の、長さ ℓ のロッド単体の座屈を考える。
- 2) ピストンロッドは、初期たわみ y_0 を有するものとする。
- 3) ピストンロッド上端（プッシュとのはめあい部側）は、水平方向ばね定数 K_L 及び回転ばね定数 C_L のばねにより拘束され、横荷重 H_L 、曲げ荷重 M_L を受けるものとする。
- 4) ピストンロッド下端（ピストンロッド先端金物側）は、回転方向ばね定数 C_L のばねにより拘束され、曲げ荷重 M_L を受けるものとする。



- P : 軸方向圧縮荷重
 H_u : 横荷重
 M_u : 曲げ荷重 (上端部)
 M_L : 曲げ荷重 (下端部)
 K_u : 水平方向ばね定数 (上端部)
 C_u : 回転方向ばね定数 (上端部)
 C_L : 回転方向ばね定数 (下端部)
 y_0 : 初期たわみ
 l : ピストンロッド長
 E : ピストンロッドの縦弾性係数
 A : ピストンロッドの断面積

図-6.1 解析モデル

表-6.2 検討パラメータ

パラメータ	意 味	説 明
P	油圧力により生ずる軸方向圧縮荷重	材料が降伏を起こし、油圧シリンダとしての機能を果たせなくなったときの荷重。
H_u	ブシュやピストンから受ける横荷重	トラニオン軸とトラニオン軸受の摩擦抵抗により生ずる曲げ荷重がチューブからブシュやピストンを介してロッドが伝わる時、ロッド上端部に作用する二次的な荷重。
M_u	ブシュやピストンから受ける曲げ荷重	
M_L	扉体取付ピンから受ける曲げ荷重	ロッド先端部金物ブシュと扉体取付ピンの摩擦抵抗によりロッド下端部に生ずる二次的な曲げ荷重。
K_u	ロッド上端の材端条件を表す水平方向ばね定数	ピストンとチューブ、ロッドとブシュ、トラニオン軸とトラニオン軸受の各はめあい部の寸法・寸法公差あるいは摩擦係数、パッキンの材質・形状・配置、チューブやピストンの形状・剛性、トラニオン軸中心からブシュ中心までの距離など種々の条件が影響を及ぼす。
C_u	ロッド上端の材端条件を表す回転方向ばね定数	
C_L	ロッド下端の材端条件を表す回転方向ばね定数	扉体取付ピンとロッド先端金物とのはめあい部の寸法・寸法公差あるいは摩擦係数などの条件が影響を及ぼす。
y_0	ロッドの初期たわみ	ロッドの加工精度のみならず、ロッド自重によるたわみ、チューブや作動油の自重によりロッド上端に働く荷重による変形、ロッドとブシュやピストンとチューブのはめあい部に生じるすきまによるロッドの傾き等、油圧力が作用していないときのロッド状態を表す。また、軸方向圧縮荷重 P の偏心の影響もここで考慮する。
E	ロッドの縦弾性係数	非弾性座屈となる範囲では、接線係数、等価弾性係数あるいはそれらの中間値を採用する。(特に今回のように部材がステンレス鋼の場合は、接線係数理論が非弾性座屈理論式として用いられている)
A	ロッドの断面積	中実円形座屈断面であるという条件から、ロッド径や断面二次モーメントを数式で表現できる。これらの値は、断面内の降伏点のばらつき、残留応力の大きさ分布、せん断力等によって強度計算上影響を受ける。
l	ロッド部の長さ	シリンダ最伸状態における、ロッド先端金物の穴の中心から、ブシュとのはめあい部中心までの長さ。

6.3 検 討

6.1項で考えた油圧シリンダピストンロッド座屈強度解析モデルに対し、以下の検討を行う。

1) 実機荷重試験

油圧シリンダピストンロッドの座屈強度解析を行う際の不明パラメータであるばね定数 (K_u , C_u , C_L) について、実機荷重試験を行いその値を推定する。

2) ピストンロッド座屈強度理論解析

油圧シリンダピストンロッドの座屈強度のシリーズ解析を行い、耐荷力曲線を求める。

解析ではピストンロッド単体に注目し、ピストンロッドの両端には油圧シリンダ仕様状態を考慮した等価ばね（実機荷重試験にて推定したパラメータ）を設けるものとする。

また、座屈解析モデルに対し、汎用非線形解析プログラム“ABAQUS”により解析を行い、ピストンロッドには、中央部に初期たわみがあるので、これを考慮に入れた。

6.3.1 実機荷重試験

6.3.1.1 目 的

解析パラメータのうち、ピストンロッド支持部の支持条件に関するパラメータ (K_u , C_u , C_L の3種類) について不明なため値を推定する必要がある。

そこで、実機による荷重試験を行った。実機計測の対象として、ダム用及びJIS標準の寸法の異なる2種類の油圧シリンダについて計測を行うものとした。それぞれの仕様を示すと下表のようになる。また、それぞれの寸法図を図-6.2及び図-6.3に示す。

表-6.3 油圧シリンダの仕様

	ダム用	J I S 標準
型 式	複動シリンダトラニオン型	中間固定トラニオン型
最 高 油 圧	140 kgf/cm ²	140 kgf/cm ²
チューブ内径	225 mm	200 mm
ロ ッ ド 径	140 mm	110 mm
ス ト ロ ーク	3928 mm	1200 mm

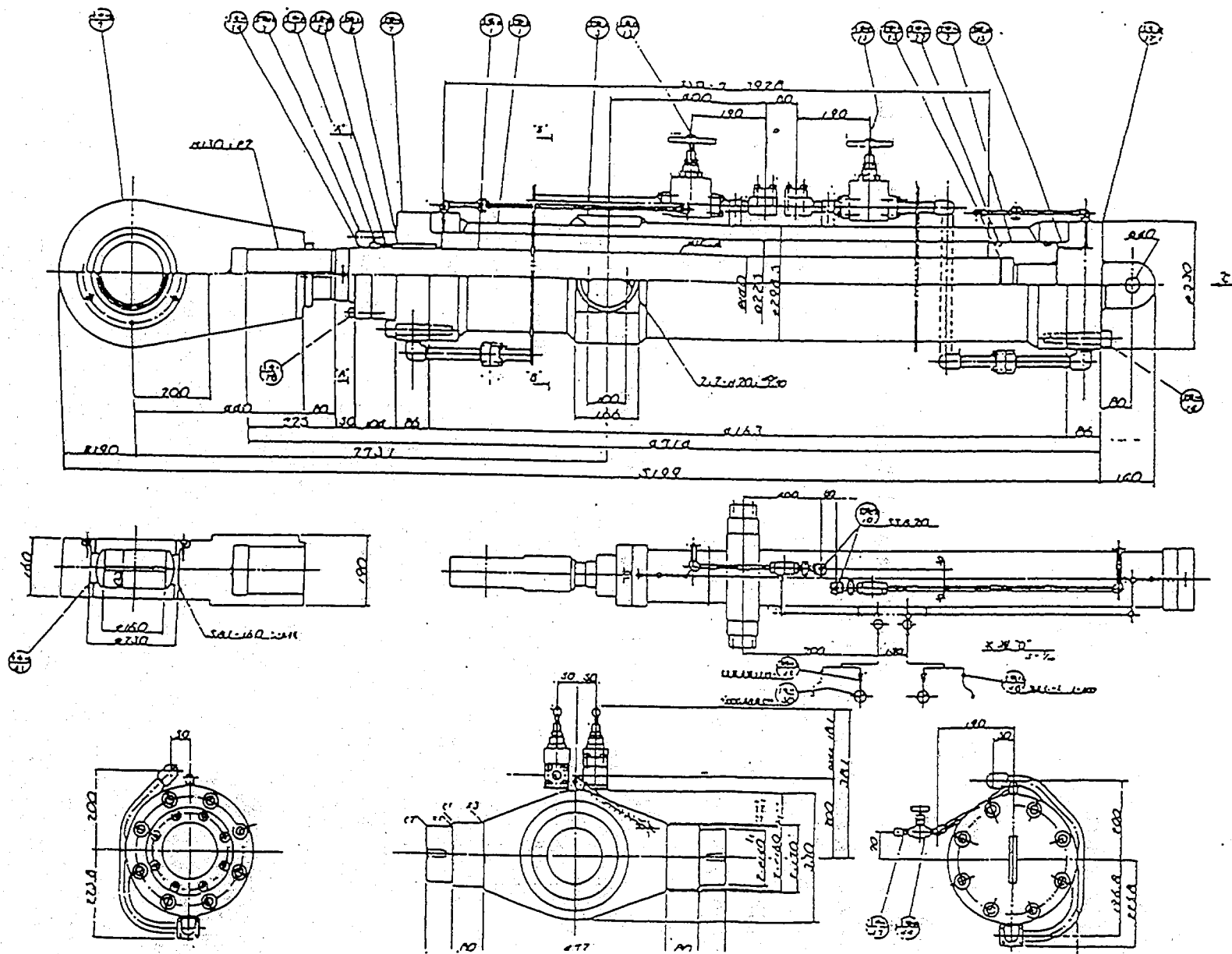


図-6.2 ダム用油圧シリンダ

6.3.1.2 計測方法

図-6.4に示すような、油圧シリンダを現地使用状態と同一条件で支持する為の架台を準備する。支持された油圧シリンダに油圧力を作用させ、ピストンロッドに圧縮荷重が掛かった状態で油圧ジャッキによる横荷重を負荷させる。そして、この際の各部のたわみ量の計測を行う。

油圧シリンダに作用させる油圧力及び横荷重は、実機シリンダに対し悪影響を及ぼさない程度に制限するため、表-6.5に示す値とした。

計測は、シリンダの作動圧力を圧力変換器、横方向荷重をロードセル、たわみ量を変位計によりそれぞれ行い、たわみ角は求めようとする点とその前後のたわみ量を変位計へ測定することにより算出を行った。計測機器の仕様を下表に示す。

表-6.4 使用計測機器

	項 目	名 称	型 式	メーカ	仕 様
センサー	シリンダ 作用圧力	圧力変換器	PW-100	東京計器	$4000\mu/100\text{kgf}/\text{cm}^2$
	横方向 荷重	ロードセル	LC-5TV	共和電業	$5000\mu/5\text{tf}$
	変位量	変位計	DT-10F	共和電業	$10000\mu/10\text{mm}$
計測機器		歪み計 パソコン	TDS-301 98 note	東京計器 日本電気	

変位計の不動桁はグランドより取り、梁体とは離れている。

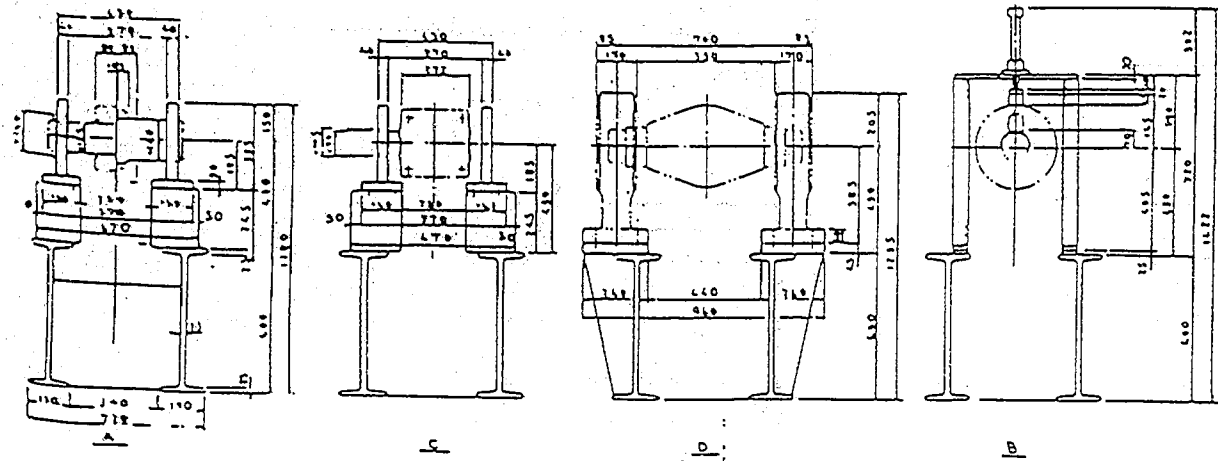
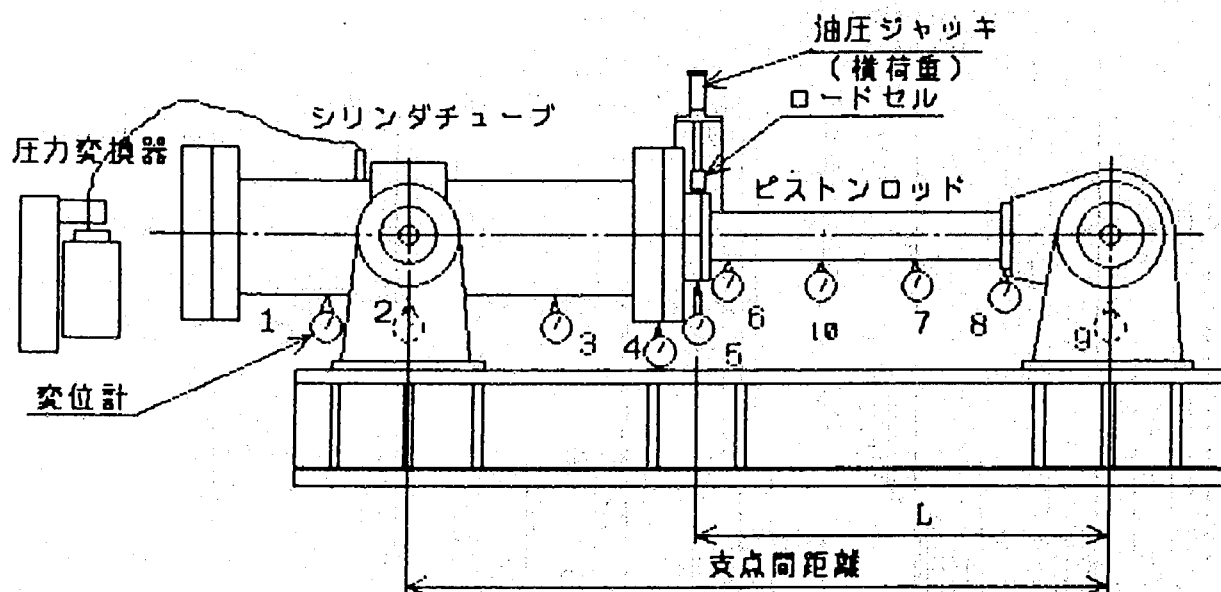


図-6.4 計測位置

表-6.5 油圧シリンダ実機計測載荷荷重ケース

対象油圧シリンダ	ケースNo.	横荷重位置 L (クレビスピン中心より) (mm)	横荷重 (kgf)	油圧シリンダ 作用圧力 (kgf/cm ²)	油圧シリンダ 推力 (kgf)
ダム用油圧 シリンダ ボア = 225mm ロッド径 = 140mm ストローク=3928mm 支点間 = 4200mm	ケース 1	2180	0~285	45	17892
	ケース 2		0~452	20	7952
	ケース 3	1095	0~329	45	17892
	ケース 4		0~599	20	7952
JIS標準 ボア = 200mm ロッド径 = 110mm ストローク=1200mm 支点間 = 2500mm	ケース 1	1780	0~800	45	14137
	ケース 2		0~800	20	6283
	ケース 3	882	0~800	45	14137
	ケース 4		0~800	20	6283

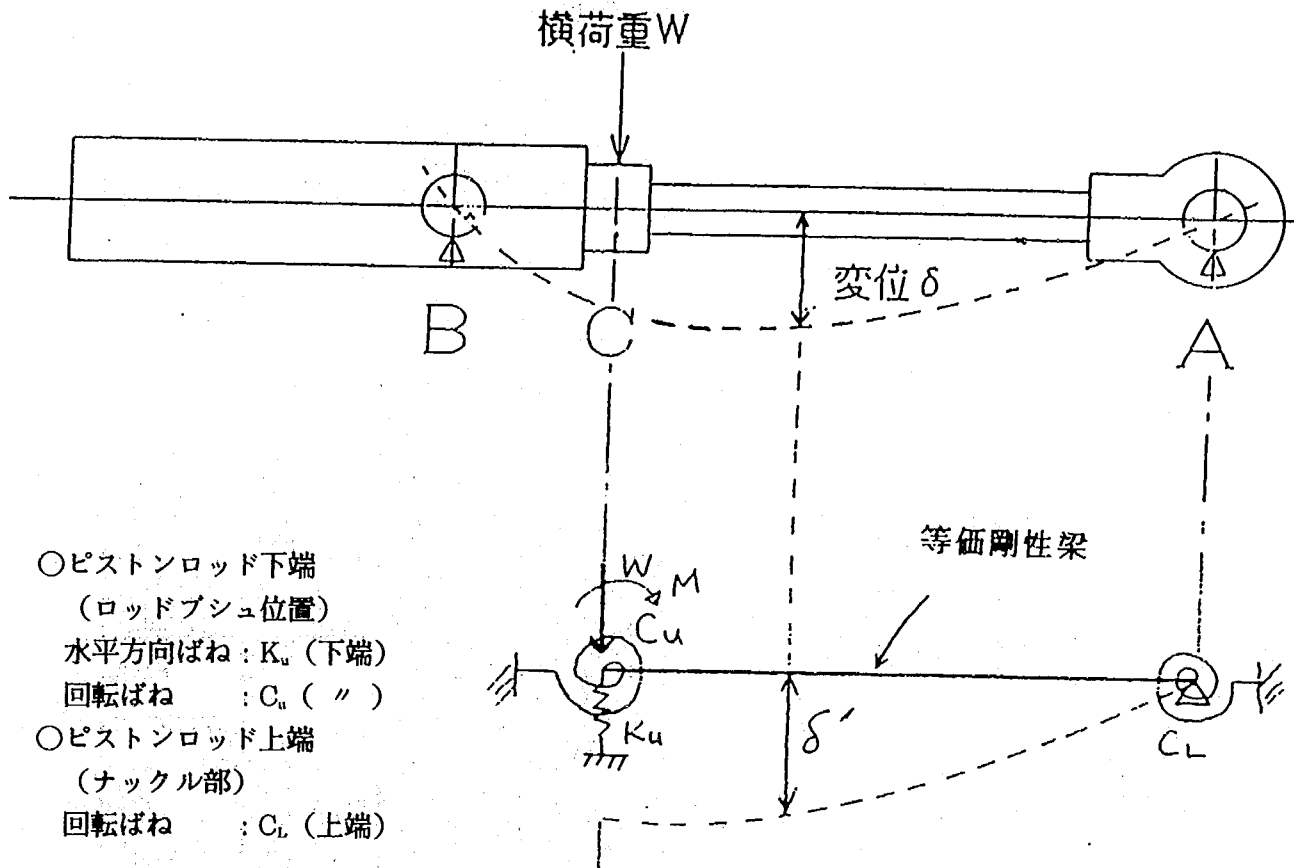
検討に用いるケース



6.3.1.3 計測結果

油圧シリンダの座屈解析において、ピストンロッド部に着目した解析モデルを設定し、その両端支持条件を等価なばねに置換したため、そのばね定数の具体的数値を実機計測結果より以下のように推定を行った。

1) 推定方法



上図の実機による横荷重 W に対する変位 δ の計測結果が、下図の等価な剛性を持つ梁に横荷重 W を与えた時の変位 δ と一致するようなばね定数 K_u 、 C_u 、 C_L を求める。

2) 実機計測の結果

検討に用いる計測値は、表-6.6に示す载荷ケースの内、ダム用油圧シリンダのケース2、4を用いる。これら2種類の载荷位置について横荷重の大きい方を選択した。

尚、ダム用とJISにおける計測値と理論値の差の傾向は同様で、ダム用の方がその差が大きいためパラメータの影響が大きいと判断できるためダム用を検討に用いた。

変位量については、シリンダ推力(油圧)導入時を原点にした変位量を用いる。この時の各ケースの計測値を表-6.6に示す。また、表に示す計測点(D7~D10)の位置関係を図-6.4に示した。

表-6.6 油圧シリンダ実機計測記録表

横荷重最大時 (横力計荷時を0点とする。)

H 測項目およびUTAG. NO.				CASE.1	CASE.2	CASE.3	CASE.4
作用圧力	P	(kgf/cm ²)		45.2	20.0	44.9	19.8
横力	F	(kgf)		17972	7952	17853	7853
横荷重	W	(kgf)		293	457	330	600
変位量	U 1	(mm)	4400	0.124	0.197	0.091	0.181
	U 2	(mm)	4200	-0.001	-0.002	-0.001	-0.001
	U 3	(mm)	4000	-0.121	-0.195	-0.092	-0.185
	U 4	(mm)	2380	-1.199	-1.807	-0.867	-1.667
	U 5	(mm)	2180	-1.328	-1.997	-0.963	-1.842
	U 6	(mm)	1980	-1.267	-1.933	-0.956	-1.839
	U 7	(mm)	1095	-0.868	-1.363	-0.767	-1.480
	U 8	(mm)	440	-0.368	-0.590	-0.346	-0.686
	U 9	(mm)	0	0.008	0.013	0.003	0.004
	U 10	(mm)	1537.5	-1.112	-1.731	-0.912	-1.770
回転角	KU	(mm/kgf)	U/W	-4.53E-03	-4.37E-03	-2.32E-03	-2.48E-03
回転角	θ 1	(rad)		0.00062	0.00099	0.00046	0.00092
	θ 1'	(rad)		0.00060	0.00096	0.00045	0.00090
	θ 2	(rad)		0.00064	0.00095	0.00048	0.00087
	θ 2'	(rad)		-0.00030	-0.00032	-0.00003	-0.00001
	θ 3	(rad)		-0.00085	-0.00137	-0.00079	-0.00157

N = 1

H 測項目およびUTAG. NO.				CASE.1	CASE.2	CASE.3	CASE.4
作用圧力	P	(kgf/cm ²)		45.3	19.7	44.9	19.7
横力	F	(kgf)		18012	7833	17853	7833
横荷重	W	(kgf)		292	457	330	599
変位量	U 1	(mm)	4400	0.123	0.195	0.091	0.181
	U 2	(mm)	4200	-0.003	-0.004	-0.001	-0.003
	U 3	(mm)	4000	-0.122	-0.196	-0.089	-0.187
	U 4	(mm)	2380	-1.188	-1.780	-0.863	-1.671
	U 5	(mm)	2180	-1.315	-1.970	-0.958	-1.854
	U 6	(mm)	1980	-1.253	-1.902	-0.957	-1.850
	U 7	(mm)	1095	-0.851	-1.339	-0.769	-1.503
	U 8	(mm)	440	-0.360	-0.580	-0.349	-0.691
	U 9	(mm)	0	0.006	0.007	0.005	0.004
	U 10	(mm)	1537.5	-1.103	-1.706	-0.917	-1.781
回転角	1/KU	(mm/kgf)	U/W	-4.50E-03	-4.31E-03	-2.33E-03	-2.51E-03
回転角	θ 1	(rad)		0.00063	0.00100	0.00046	0.00092
	θ 1'	(rad)		0.00059	0.00096	0.00044	0.00092
	θ 2	(rad)		0.00063	0.00095	0.00047	0.00091
	θ 2'	(rad)		-0.00031	-0.00034	0.00000	-0.00002
	θ 3	(rad)		-0.00083	-0.00133	-0.00080	-0.00158

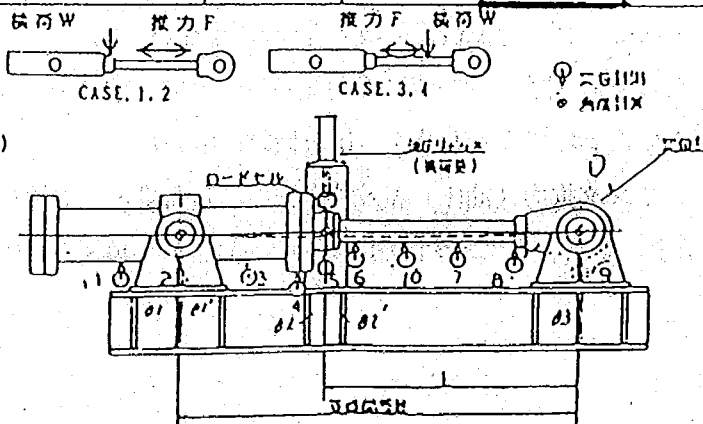
N = 2

H 測項目およびUTAG. NO.				CASE.1	CASE.2	CASE.3	CASE.4
作用圧力	P	(kgf/cm ²)		45.3	19.9	44.9	19.8
横力	F	(kgf)		17992	7893	17853	7853
横荷重	W	(kgf)		293	457	330	600
変位量	U 1	(mm)	4400	0.124	0.196	0.091	0.181
	U 2	(mm)	4200	-0.002	-0.003	-0.001	-0.001
	U 3	(mm)	4000	-0.121	-0.196	-0.091	-0.186
	U 4	(mm)	2380	-1.194	-1.794	-0.865	-1.669
	U 5	(mm)	2180	-1.322	-1.984	-0.961	-1.848
	U 6	(mm)	1980	-1.260	-1.918	-0.957	-1.845
	U 7	(mm)	1095	-0.860	-1.351	-0.768	-1.497
	U 8	(mm)	440	-0.364	-0.585	-0.348	-0.689
	U 9	(mm)	0	0.007	0.010	0.004	0.004
	U 10	(mm)	1537.5	-1.108	-1.719	-0.915	-1.776
回転角	1/KU	(mm/kgf)	U/W	-4.52E-03	-4.34E-03	-2.33E-03	-2.50E-03
回転角	θ 1	(rad)		0.00063	0.00099	0.00046	0.00092
	θ 1'	(rad)		0.00060	0.00096	0.00045	0.00091
	θ 2	(rad)		0.00064	0.00095	0.00048	0.00089
	θ 2'	(rad)		-0.00031	-0.00033	-0.00002	-0.00002
	θ 3	(rad)		-0.00084	-0.00135	-0.00080	-0.00157

平均値

$F = P \times 397.6$
 $KU = \delta / W$ $\delta = 0.5 \text{ mm}$
 $\theta 1 = \text{ATAN}((D1 - D2) / 200)$
 $\theta 1' = \text{ATAN}((D2 - D3) / 200)$
 $\theta 2 = \text{ATAN}((D4 - D5) / 200)$
 $\theta 2' = \text{ATAN}((D5 - D6) / 200)$
 $\theta 3 = \text{ATAN}((D8 - D9) / 440)$

$\delta 1 = 225 \text{ mm}$
 $\delta 1' = 110 \text{ mm}$
 $\delta 2 = 37 \text{ mm}$
 $\delta 3 = 120 \text{ mm}$



測点 No.	横荷重 L (mm)
ケース1	2180
ケース2	($\delta = D5$)
ケース3	1095
ケース4	($\delta = D7$)

3) 計算モデル

計算に用いる梁モデルは、図-6.5に示すように油圧シリンダのクレピストン中心からロッドプッシュ部（載荷位置）までを等価な変断面梁でモデル化している。

モデルに載荷する荷重は、横荷重 W とシリンダロッド下端（C点）は、全体系でのその位置の曲げモーメント $M_c (= R_B \cdot \ell, R_B: \text{全体系でのB点の反力})$ とする。なお、厳密には軸力（シリンダ推力）によってもたわみ量が変わるが、ここでは考慮しないものとする。

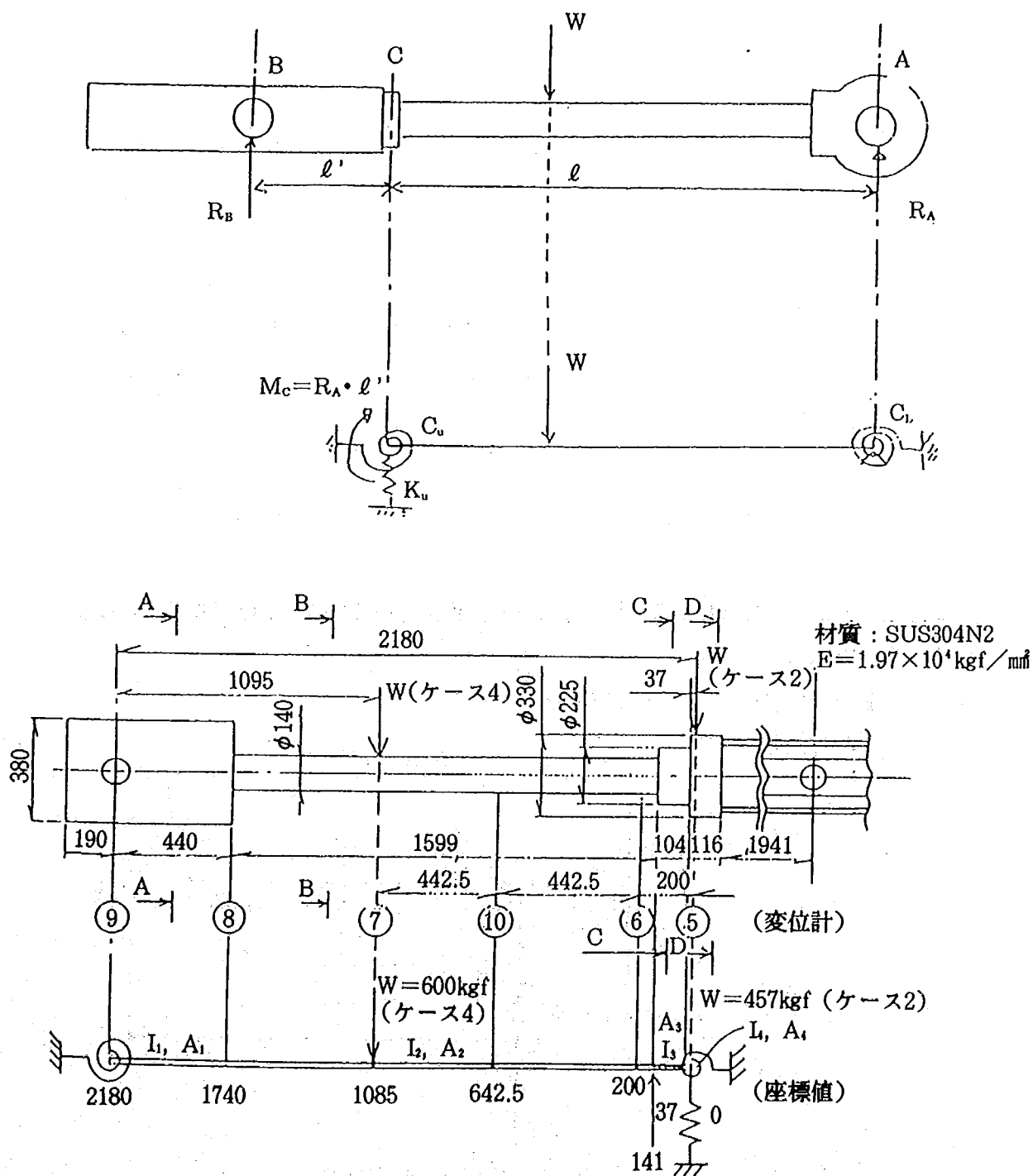
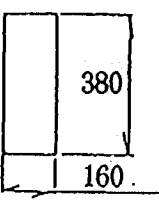
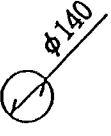
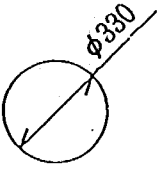


図-6.5 ダム用油圧シリンダ計算モデル

表-6.7 ダム用油圧シリンダ断面性能

番号	断面形状	断面積 A (mm ²)	断面二次モーメント I (mm ⁴)
A-A		$A_1 = 160 \times 380$ $= 60800$	$I_1 = 160 \times 380^3 / 12$ $= 7.3163 \times 10^8$
B-B		$A_2 = \pi \times 140^2 / 4$ $= 15394$	$I_2 = \pi 140^4 / 64$ $= 1.8857 \times 10^7$
C-C		$A_3 = \pi \times 225^2 / 4$ $= 39761$	$I_3 = \pi 225^4 / 64$ $= 1.2581 \times 10^8$
D-D		$A_4 = \pi \times 330^2 / 4$ $= 85530$	$I_4 = \pi 330^4 / 64$ $= 5.8214 \times 10^8$

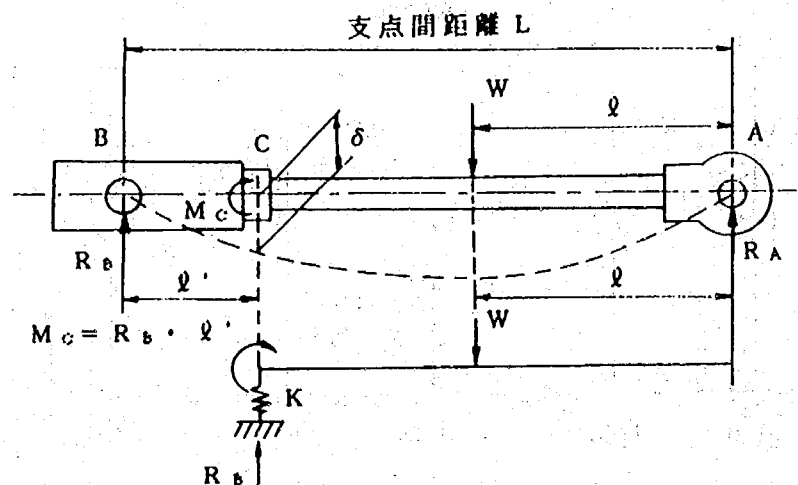
4) ばね定数の推定

ダム用シリンダについてはばね定数の推定を行った。推定方法及び結果は以下の通りである。

① 水平ばね : K_u

水平ばね K_u の推定は以下のように行った。

$$K_u = R_B / \delta$$



ここに、 $R_B : W \cdot l / L$ シリンダ全体系での B 点反力

$\delta : C$ 点でのたわみ実測値

これは、計算モデルでは水平ばね K_h を全体系での R_h と等しい力を受けることになるので、C点でのたわみ量が実測値と計算値で等しくなるように K_h を求めたものである。ダム用油圧シリンダでの計算結果を表-6.8に示す。

表-6.8 ダム用油圧シリンダの水平ばね定数 K_h

荷重	L mm	ℓ mm	W kgf	R_h kgf	δ mm	K_h kgf/mm
ロッドブッシュ上	4200	2180	457	237.2	1.984	119.6
ピストンロッド中央	4200	1095	600	156.4	1.848	84.6

② 回転ばね： C_u 、 C_L

回転ばね定数は、①で求めた水平ばね定数 K_h を計算モデルに与え、パラメトリックな計算により求める。

まず、それぞれの回転ばねが変形形状にどのような影響を与えるかを調べるために、片方の回転ばねだけを単独に変化させ、もう片方はばね定数を0（回転フリー）として計算を行った。

その結果を表-6.9に示し、計算値と実測値の比率についてプロットしたグラフを図-6.6及び6.7に示す。これらから次のことが言える。

- 回転ばねを与えない場合でも、実測値と計算値の誤差は約2%以内である。
- 実測値と計算値の比率は、中央で凸になるような傾向にある。これは、ばね定数を変えても変わらない。
- 下端の回転ばね (C_L) は、 10^7 (kgf・mm/rad) 以下ではフリー (0) の場合とあまり変わらず、 10^9 でも誤差が1割以下にあるのに比べて、上端の回転ばね (C_u) は 10^7 の場合でも大きく変化する。

従って、回転ばねについては次のように考察できる。

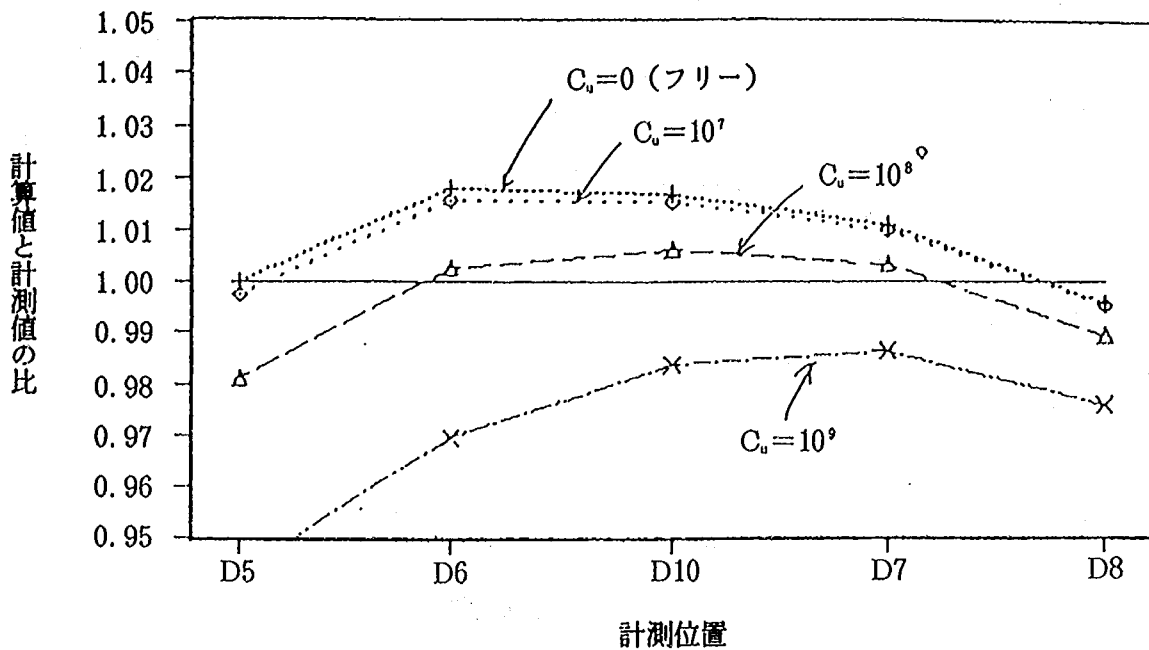
- 回転ばねを変化させても実測値との誤差を今以上に小さくすることは困難であると考えられる。
- C_u は、 $10^7 \sim 10^8$ のオーダーであると考えられるが、このオーダーでは全体変形に与える影響は小さい。
- C_L は、全体の変形に与える影響が大きいので、 10^7 以上の値とは考えられず、むしろピン支持と見なした方が良く考えられる。

表-6.9 計測値と計算値の比較 (K_a一定)

ダム用油圧シリンダ		No.	計 測 位 置			D5 (mm)	D6 (mm)	D10 (mm)	D7 (mm)	D8 (mm)	計 測 値 と の 比 率				
			K _a	C _a	C _L										
		荷 重 ケース 2 (下端)	0	計 測 値			1.9840	1.9180	1.7190	1.3510	0.5850	1.0	1.0	1.0	1.0
1	119.6		0.0E+00	0.0E+00	1.9833	1.9527	1.7486	1.3662	0.5824	1.000	1.018	1.017	1.011	0.996	
2	119.6		1.0E+07	0.0E+00	1.9786	1.9488	1.7462	1.3648	0.5820	0.997	1.016	1.016	1.010	0.995	
3	119.6		1.0E+08	0.0E+00	1.9464	1.9223	1.7296	1.3551	0.5787	0.981	1.002	1.006	1.003	0.989	
4	119.6		1.0E+09	0.0E+00	1.8708	1.8598	1.6906	1.3324	0.5709	0.943	0.970	0.983	0.986	0.976	
5	119.6		0.0E+00	1.0E+07	1.9340	1.9057	1.7072	1.3326	0.5668	0.975	0.994	0.993	0.986	0.969	
6	119.6		0.0E+00	1.0E+08	1.5861	1.5741	1.4158	1.0954	0.4564	0.799	0.821	0.824	0.811	0.780	
7	119.6		0.0E+00	1.0E+09	0.6407	0.6730	0.6237	0.4507	0.1534	0.323	0.351	0.363	0.334	0.262	
荷 重 ケース 4 (中央)	0	計 測 値			1.8480	1.8450	1.7760	1.4970	0.6890	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	
	1	84.6	0.0E+00	0.0E+00	1.8494	1.8722	1.802	1.5124	0.6752	1.001	1.015	1.015	1.010	0.980	
	2	84.6	1.0E+07	0.0E+00	1.8561	1.8780	1.8059	1.5148	0.6761	1.004	1.018	1.017	1.012	0.961	
	3	84.6	1.0E+08	0.0E+00	1.8993	1.9146	1.8305	1.5303	0.6818	1.028	1.038	1.031	1.022	0.990	
	4	84.6	1.0E+09	0.0E+00	1.9871	1.9892	1.8801	1.5619	0.6934	1.075	1.078	1.059	1.043	1.006	
	5	84.6	0.0E+00	1.0E+07	1.7690	1.7966	1.7378	1.4618	0.6524	0.957	0.974	0.978	0.976	0.947	
	6	84.6	0.0E+00	1.0E+08	1.2334	1.2932	1.3098	1.1247	0.5006	0.667	0.701	0.738	0.751	0.727	
	7	84.6	0.0E+00	1.0E+09	0.0040	0.1377	0.3275	0.3510	0.1520	0.002	0.075	0.184	0.234	0.221	

ダム用油圧シリンダ（荷重：ロッドブッシュ位置）

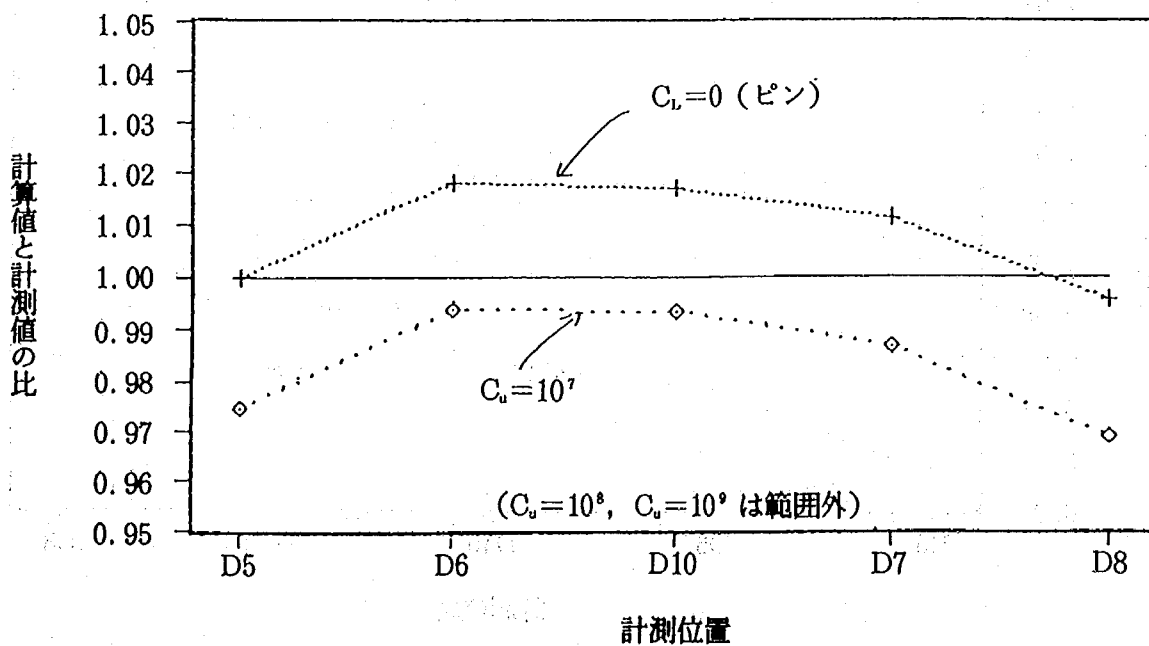
$K_u=119.8, C_L=0$



(1) 上端 (C_u) を変化させたとき

ダム用油圧シリンダ（荷重：ロッドブッシュ位置）

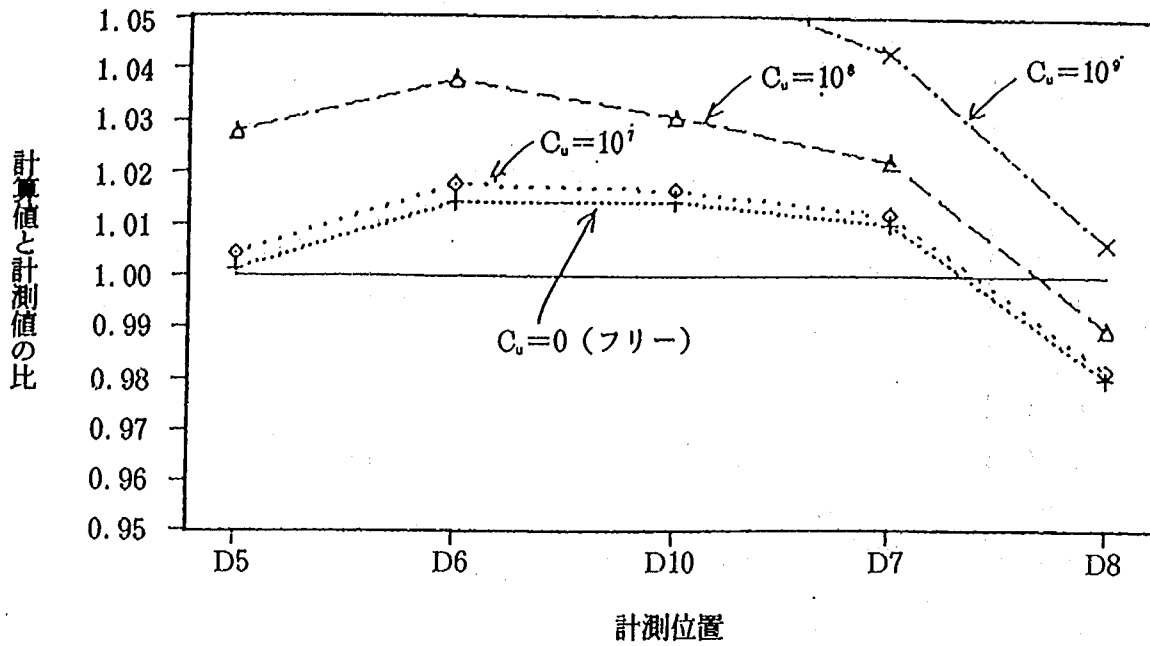
$K_u=119.6, C_u=0$



(2) 下端 (C_L) を変化させたとき

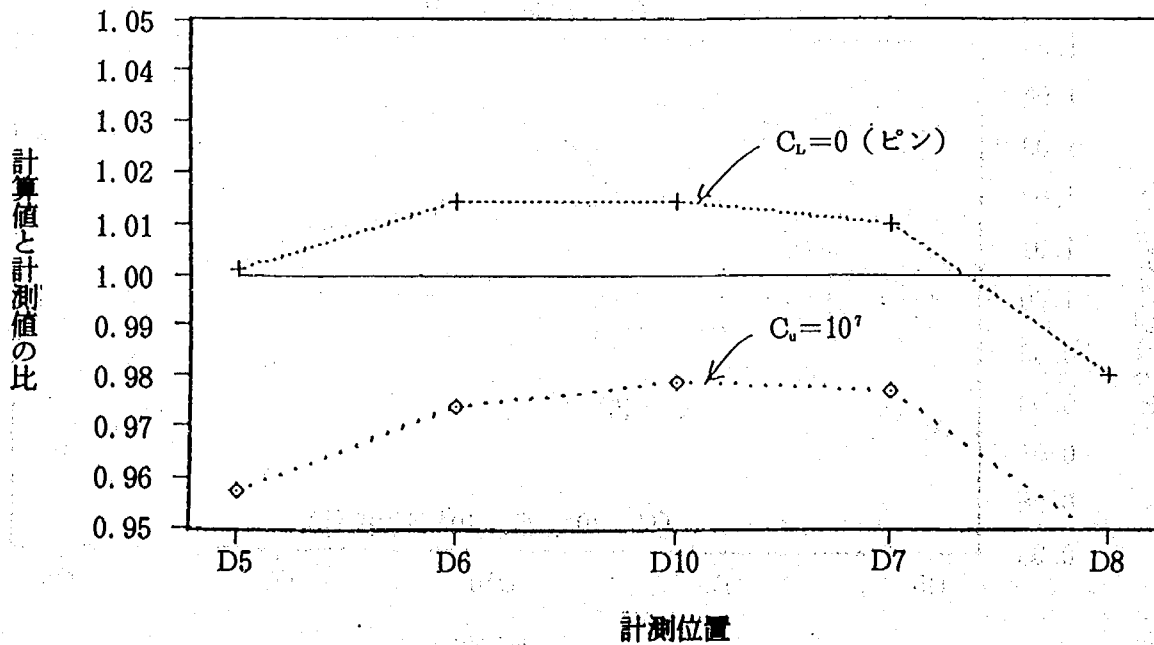
図-6.6 計算値と計測値の比較 - ロッドブッシュ位置載荷時（載荷ケース2）

ダム用油圧シリンダ (荷重: ロッド中央部)
 $K_u=84.6$, $C_L=0$



(1) 上端 (C_u) を変化させたとき

ダム用油圧シリンダ (荷重: ロッド中央部)
 $K_u=84.6$, $C_u=0$



(2) 下端 (C_L) を変化させたとき

図-6.7 計算値と計測値の比較 - ピストンロッド中央載荷時 (載荷ケース4)

6.3.2 非線形解析

6.3.2.1 目的

6.3.1にて推定したパラメータを用いて油圧シリンダピストンロッドの座屈強度のシリーズ解析を行い、耐荷力曲線の導出を行うことを目的としている。

6.3.2.2 解析方法

ピストンロッドには、製作時の初期たわみ (y_0) が有り、これを考慮に入れる必要がある。そこで、プログラムは、汎用非線形プログラム“ABAQUS”を使用し、初期たわみを考慮した幾何学非線形・材料非線形解析を行う。

1) 解析ケース

次に示す解析条件によりシリーズ解析を行った。

① ピストンロッドモデルの寸法

ピストンロッド長: $\ell = 4500 \text{ mm}$

ピストンロッド径: d (表-6.7による)

初期たわみ: $y_0 = (0.25/1000) \times \ell = 1.13 \text{ mm}$

② ピストンロッド端部ばねのばね定数

表-6.10による。

③ ピストンロッドの材料定数

ピストンロッドの材質を SUS 304 と考えて解析を行う。

縦弾性係数: $E = 2.1 \times 10^4 \text{ kgf/mm}^2$

ポアソン比: $\nu = 0.3$

油圧シリンダロッドの耐荷力解析ケースを表にまとめると表-6.10のようになる。

表-6.10 油圧シリンダロッドの耐荷力解析ケース

ケースNo.	d (mm)	K_u (kgf/mm)	C_u (kgf/rad)	C_L (kgf/rad)	備 考
A-1	100	∞	0	0	両端ピン支持
A-2	140	∞	0	0	
A-3	200	∞	0	0	
B-1	100	∞	∞	0	一端固定 一端ピン
B-2	140	∞	∞	0	
B-3	200	∞	∞	0	
C-1	100	∞	1.0×10^7	0	C_u の影響
C-2	140	∞	1.0×10^8	0	
C-3	200	∞	1.0×10^9	0	
D-1	100	∞	0	1.0×10^7	C_L の影響
D-2	140	∞	0	1.0×10^8	
D-3	200	∞	0	1.0×10^9	
E-1	100	1.0×10^2	∞	0	K_u の影響
E-2	140	1.0×10^3	∞	0	
E-3	200	1.0×10^4	∞	0	

6.3.2.3 解析結果

- 1) 解析より得られた「軸圧縮荷重－中央部たわみ」曲線を添付図－6.8～6.12に示す。
- 2) 「軸圧縮荷重－中央部たわみ」曲線から軸圧縮荷重の最大（耐荷力）を読み取り「耐荷力一覧表」とした。これを表－6.11に示す。
- 3) 「耐荷力一覧表」を次に示すようにシリーズ毎に図示した。（図－6.13～6.16に示す。）
 - ① 耐荷力と細長比の関係 [A, Bシリーズ]
 - ② 耐荷力と回転ばね定数 (C_θ) の関係 [Cシリーズ]
 - ③ 耐荷力と回転ばね定数 (C_L) の関係 [Dシリーズ]
 - ④ 耐荷力と水平ばね定数 (K_h) の関係 [Eシリーズ]

シリーズ	細長比	回転ばね定数 (C_θ)	回転ばね定数 (C_L)	水平ばね定数 (K_h)
A	0.1	0.1	0.1	0.1
B	0.2	0.2	0.2	0.2
C	0.3	0.3	0.3	0.3
D	0.4	0.4	0.4	0.4
E	0.5	0.5	0.5	0.5
F	0.6	0.6	0.6	0.6
G	0.7	0.7	0.7	0.7
H	0.8	0.8	0.8	0.8
I	0.9	0.9	0.9	0.9
J	1.0	1.0	1.0	1.0
K	1.1	1.1	1.1	1.1
L	1.2	1.2	1.2	1.2
M	1.3	1.3	1.3	1.3
N	1.4	1.4	1.4	1.4
O	1.5	1.5	1.5	1.5
P	1.6	1.6	1.6	1.6
Q	1.7	1.7	1.7	1.7
R	1.8	1.8	1.8	1.8
S	1.9	1.9	1.9	1.9
T	2.0	2.0	2.0	2.0
U	2.1	2.1	2.1	2.1
V	2.2	2.2	2.2	2.2
W	2.3	2.3	2.3	2.3
X	2.4	2.4	2.4	2.4
Y	2.5	2.5	2.5	2.5
Z	2.6	2.6	2.6	2.6
AA	2.7	2.7	2.7	2.7
AB	2.8	2.8	2.8	2.8
AC	2.9	2.9	2.9	2.9
AD	3.0	3.0	3.0	3.0
AE	3.1	3.1	3.1	3.1
AF	3.2	3.2	3.2	3.2
AG	3.3	3.3	3.3	3.3
AH	3.4	3.4	3.4	3.4
AI	3.5	3.5	3.5	3.5
AJ	3.6	3.6	3.6	3.6
AK	3.7	3.7	3.7	3.7
AL	3.8	3.8	3.8	3.8
AM	3.9	3.9	3.9	3.9
AN	4.0	4.0	4.0	4.0
AO	4.1	4.1	4.1	4.1
AP	4.2	4.2	4.2	4.2
AQ	4.3	4.3	4.3	4.3
AR	4.4	4.4	4.4	4.4
AS	4.5	4.5	4.5	4.5
AT	4.6	4.6	4.6	4.6
AU	4.7	4.7	4.7	4.7
AV	4.8	4.8	4.8	4.8
AW	4.9	4.9	4.9	4.9
AX	5.0	5.0	5.0	5.0
AY	5.1	5.1	5.1	5.1
AZ	5.2	5.2	5.2	5.2
BA	5.3	5.3	5.3	5.3
BB	5.4	5.4	5.4	5.4
BC	5.5	5.5	5.5	5.5
BD	5.6	5.6	5.6	5.6
BE	5.7	5.7	5.7	5.7
BF	5.8	5.8	5.8	5.8
BG	5.9	5.9	5.9	5.9
BH	6.0	6.0	6.0	6.0
BI	6.1	6.1	6.1	6.1
BJ	6.2	6.2	6.2	6.2
BK	6.3	6.3	6.3	6.3
BL	6.4	6.4	6.4	6.4
BM	6.5	6.5	6.5	6.5
BN	6.6	6.6	6.6	6.6
BO	6.7	6.7	6.7	6.7
BP	6.8	6.8	6.8	6.8
BQ	6.9	6.9	6.9	6.9
BR	7.0	7.0	7.0	7.0
BS	7.1	7.1	7.1	7.1
BT	7.2	7.2	7.2	7.2
BU	7.3	7.3	7.3	7.3
BV	7.4	7.4	7.4	7.4
BW	7.5	7.5	7.5	7.5
BX	7.6	7.6	7.6	7.6
BY	7.7	7.7	7.7	7.7
BZ	7.8	7.8	7.8	7.8
CA	7.9	7.9	7.9	7.9
CB	8.0	8.0	8.0	8.0
CC	8.1	8.1	8.1	8.1
CD	8.2	8.2	8.2	8.2
CE	8.3	8.3	8.3	8.3
CF	8.4	8.4	8.4	8.4
CG	8.5	8.5	8.5	8.5
CH	8.6	8.6	8.6	8.6
CI	8.7	8.7	8.7	8.7
CJ	8.8	8.8	8.8	8.8
CK	8.9	8.9	8.9	8.9
CL	9.0	9.0	9.0	9.0
CM	9.1	9.1	9.1	9.1
CN	9.2	9.2	9.2	9.2
CO	9.3	9.3	9.3	9.3
CP	9.4	9.4	9.4	9.4
CQ	9.5	9.5	9.5	9.5
CR	9.6	9.6	9.6	9.6
CS	9.7	9.7	9.7	9.7
CT	9.8	9.8	9.8	9.8
CU	9.9	9.9	9.9	9.9
CV	10.0	10.0	10.0	10.0
CV	10.1	10.1	10.1	10.1
CV	10.2	10.2	10.2	10.2
CV	10.3	10.3	10.3	10.3
CV	10.4	10.4	10.4	10.4
CV	10.5	10.5	10.5	10.5
CV	10.6	10.6	10.6	10.6
CV	10.7	10.7	10.7	10.7
CV	10.8	10.8	10.8	10.8
CV	10.9	10.9	10.9	10.9
CV	11.0	11.0	11.0	11.0
CV	11.1	11.1	11.1	11.1
CV	11.2	11.2	11.2	11.2
CV	11.3	11.3	11.3	11.3
CV	11.4	11.4	11.4	11.4
CV	11.5	11.5	11.5	11.5
CV	11.6	11.6	11.6	11.6
CV	11.7	11.7	11.7	11.7
CV	11.8	11.8	11.8	11.8
CV	11.9	11.9	11.9	11.9
CV	12.0	12.0	12.0	12.0
CV	12.1	12.1	12.1	12.1
CV	12.2	12.2	12.2	12.2
CV	12.3	12.3	12.3	12.3
CV	12.4	12.4	12.4	12.4
CV	12.5	12.5	12.5	12.5
CV	12.6	12.6	12.6	12.6
CV	12.7	12.7	12.7	12.7
CV	12.8	12.8	12.8	12.8
CV	12.9	12.9	12.9	12.9
CV	13.0	13.0	13.0	13.0
CV	13.1	13.1	13.1	13.1
CV	13.2	13.2	13.2	13.2
CV	13.3	13.3	13.3	13.3
CV	13.4	13.4	13.4	13.4
CV	13.5	13.5	13.5	13.5
CV	13.6	13.6	13.6	13.6
CV	13.7	13.7	13.7	13.7
CV	13.8	13.8	13.8	13.8
CV	13.9	13.9	13.9	13.9
CV	14.0	14.0	14.0	14.0
CV	14.1	14.1	14.1	14.1
CV	14.2	14.2	14.2	14.2
CV	14.3	14.3	14.3	14.3
CV	14.4	14.4	14.4	14.4
CV	14.5	14.5	14.5	14.5
CV	14.6	14.6	14.6	14.6
CV	14.7	14.7	14.7	14.7
CV	14.8	14.8	14.8	14.8
CV	14.9	14.9	14.9	14.9
CV	15.0	15.0	15.0	15.0
CV	15.1	15.1	15.1	15.1
CV	15.2	15.2	15.2	15.2
CV	15.3	15.3	15.3	15.3
CV	15.4	15.4	15.4	15.4
CV	15.5	15.5	15.5	15.5
CV	15.6	15.6	15.6	15.6
CV	15.7	15.7	15.7	15.7
CV	15.8	15.8	15.8	15.8
CV	15.9	15.9	15.9	15.9
CV	16.0	16.0	16.0	16.0
CV	16.1	16.1	16.1	16.1
CV	16.2	16.2	16.2	16.2
CV	16.3	16.3	16.3	16.3
CV	16.4	16.4	16.4	16.4
CV	16.5	16.5	16.5	16.5
CV	16.6	16.6	16.6	16.6
CV	16.7	16.7	16.7	16.7
CV	16.8	16.8	16.8	16.8
CV	16.9	16.9	16.9	16.9
CV	17.0	17.0	17.0	17.0
CV	17.1	17.1	17.1	17.1
CV	17.2	17.2	17.2	17.2
CV	17.3	17.3	17.3	17.3
CV	17.4	17.4	17.4	17.4
CV	17.5	17.5	17.5	17.5
CV	17.6	17.6	17.6	17.6
CV	17.7	17.7	17.7	17.7
CV	17.8	17.8	17.8	17.8
CV	17.9	17.9	17.9	17.9
CV	18.0	18.0	18.0	18.0
CV	18.1	18.1	18.1	18.1
CV	18.2	18.2	18.2	18.2
CV	18.3	18.3	18.3	18.3
CV	18.4	18.4	18.4	18.4
CV	18.5	18.5	18.5	18.5
CV	18.6	18.6	18.6	18.6
CV	18.7	18.7	18.7	18.7
CV	18.8	18.8	18.8	18.8
CV	18.9	18.9	18.9	18.9
CV	19.0	19.0	19.0	19.0
CV	19.1	19.1	19.1	19.1
CV	19.2	19.2	19.2	19.2
CV	19.3	19.3	19.3	19.3
CV	19.4	19.4	19.4	19.4
CV	19.5	19.5	19.5	19.5
CV	19.6	19.6	19.6	19.6
CV	19.7	19.7	19.7	19.7
CV	19.8	19.8	19.8	19.8
CV	19.9	19.9	19.9	19.9
CV	20.0	20.0	20.0	20.0

〔 Aシリーズ 〕

記号	ϕ (mm)	K_u (kg/mm)	C_u (kg/rad)	C_t (kg/rad)	備 考
○	100	∞	0	0	両端ピン 支 持
△	140	∞	0	0	
□	200	∞	0	0	

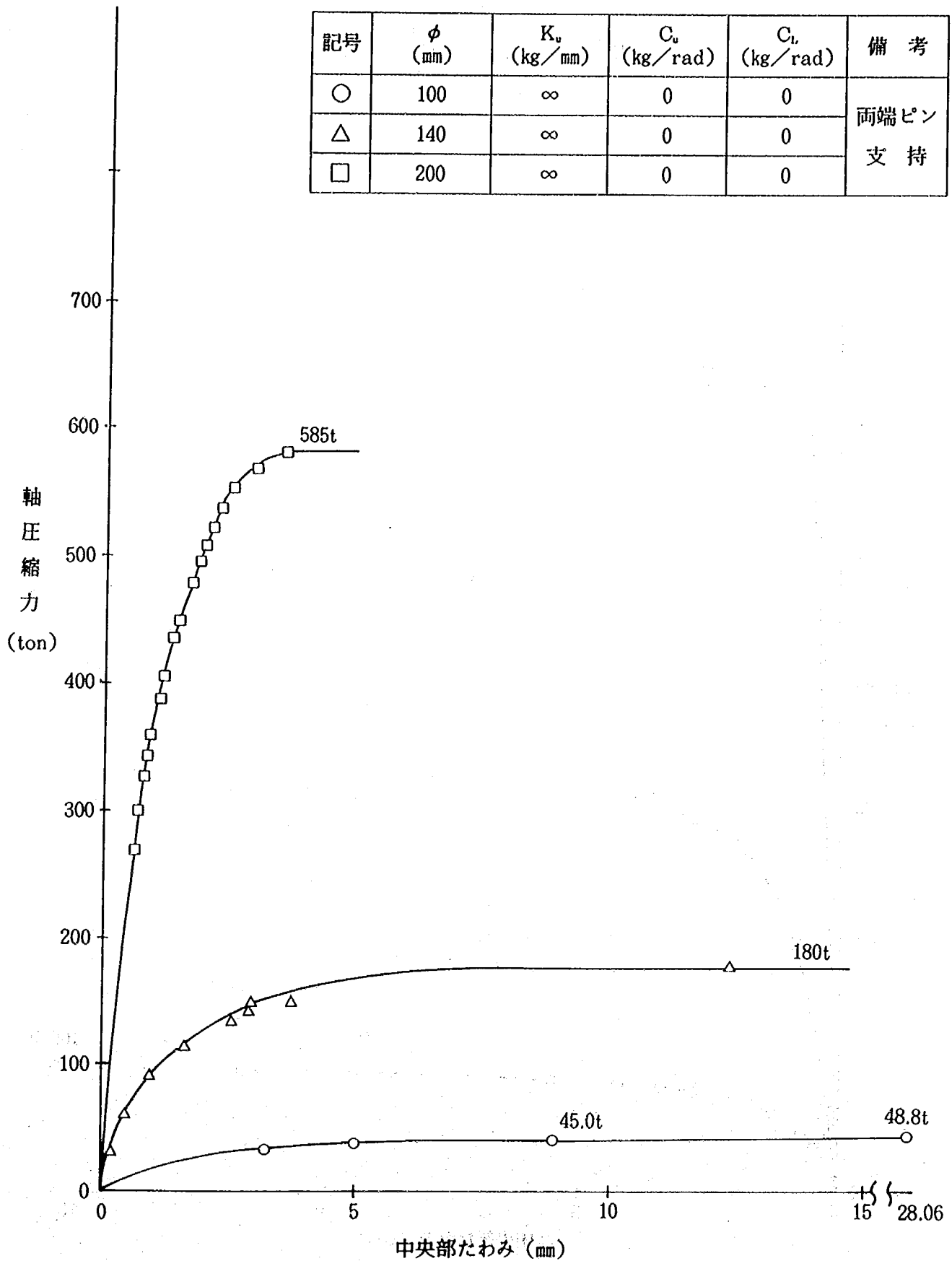


図-6.8 Aシリーズ

〔Bシリーズ〕

記号	ϕ (mm)	K_u (kg/mm)	C_u (kg/rad)	C_L (kg/rad)	備 考
○	100	∞	∞	0	一端固定 一端支持
△	140	∞	∞	0	
□	200	∞	∞	0	

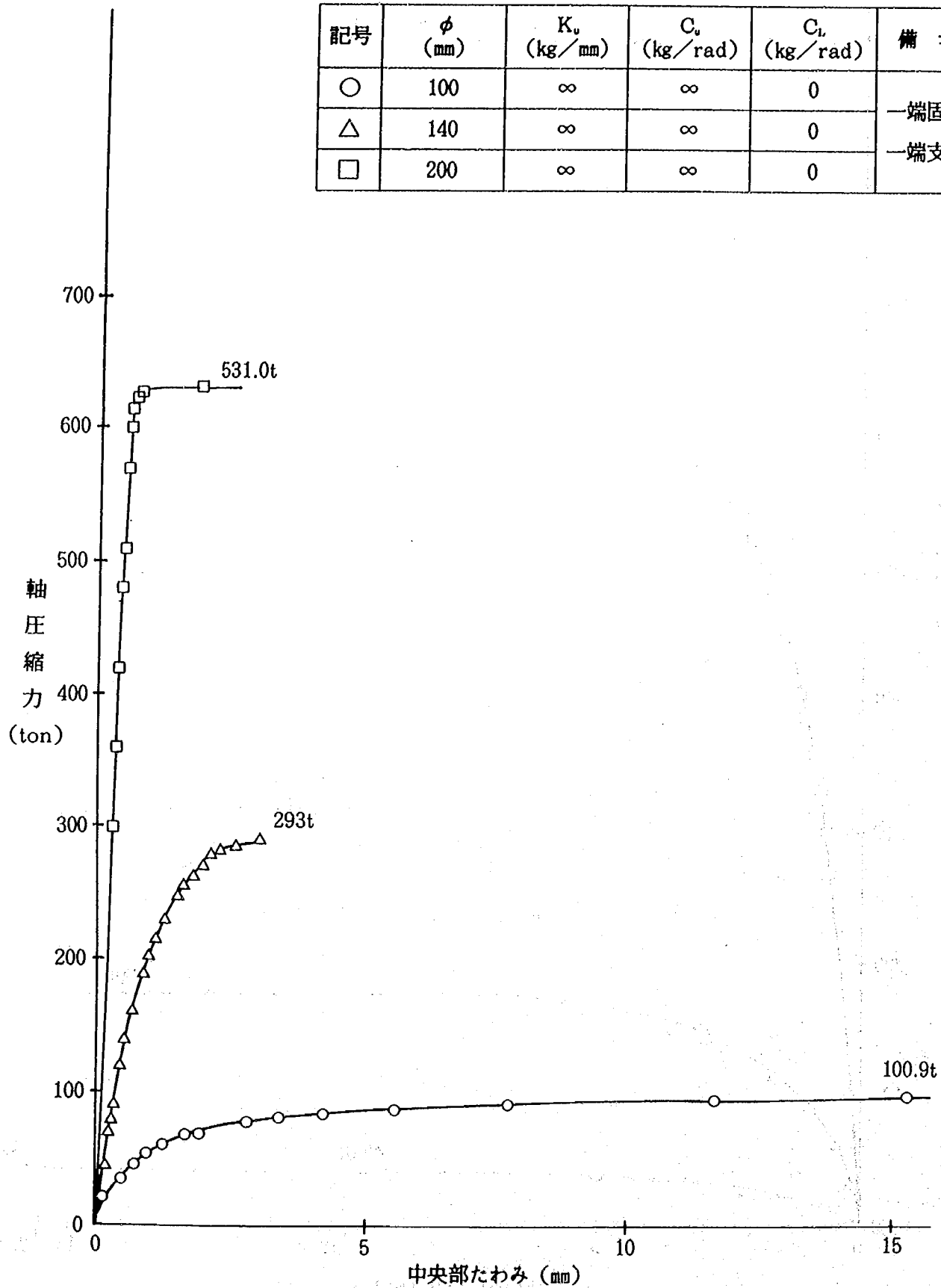


図-6.9 Bシリーズ

〔Cシリーズ〕

記号	ϕ (mm)	K_u (kg/mm)	C_u (kg/rad)	C_L (kg/rad)	備 考
○	140	∞	1.0×10^7	0	C _u の影響
△	140	∞	1.0×10^8	0	
□	140	∞	1.0×10^9	0	

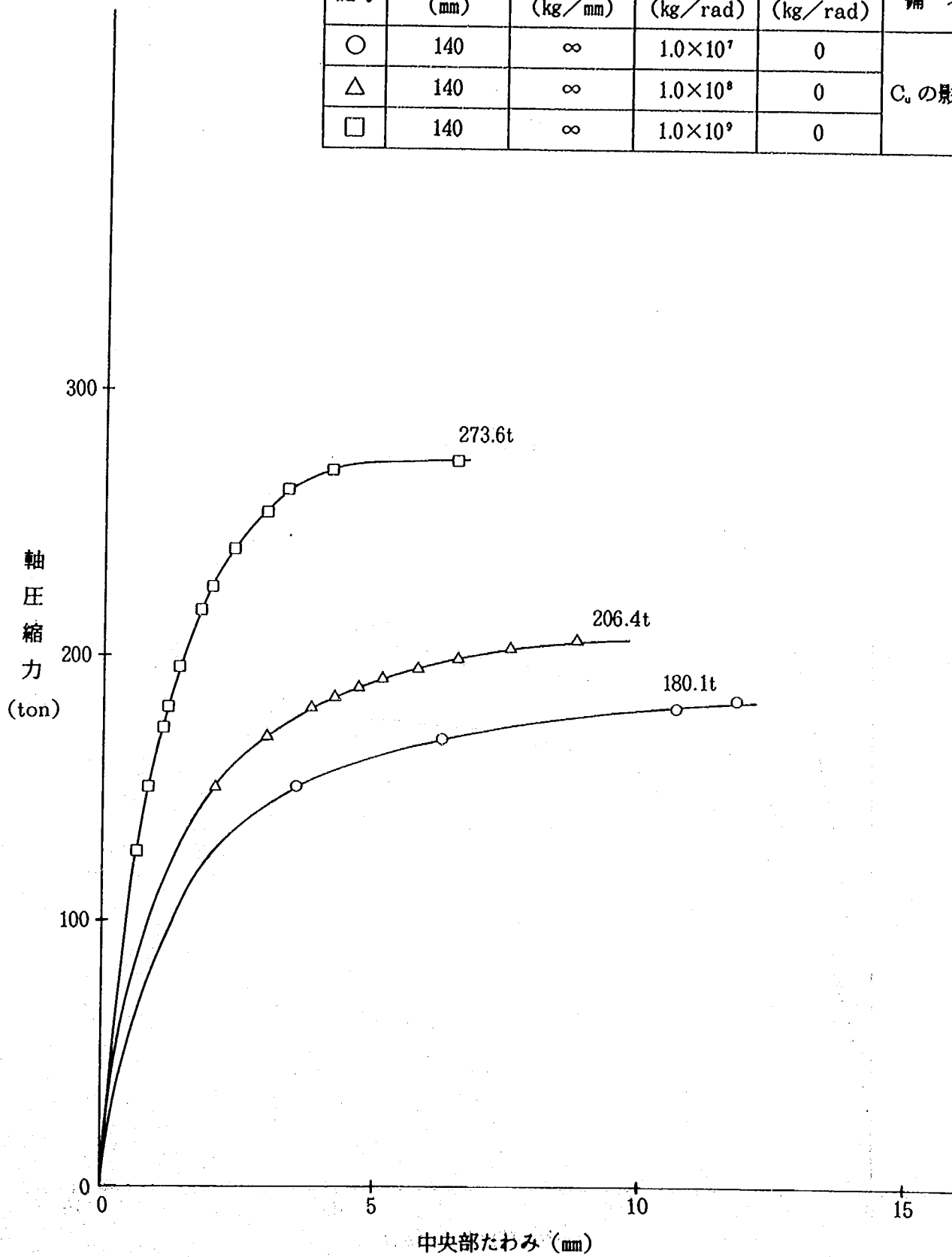


図-6.10 Cシリーズ

{ Dシリーズ }

記号	ϕ (mm)	K_u (kg/mm)	C_u (kg/rad)	C_L (kg/rad)	備 考
○	140	∞	0	1.0×10^7	C _L の影響
△	140	∞	0	1.0×10^8	
□	140	∞	0	1.0×10^9	

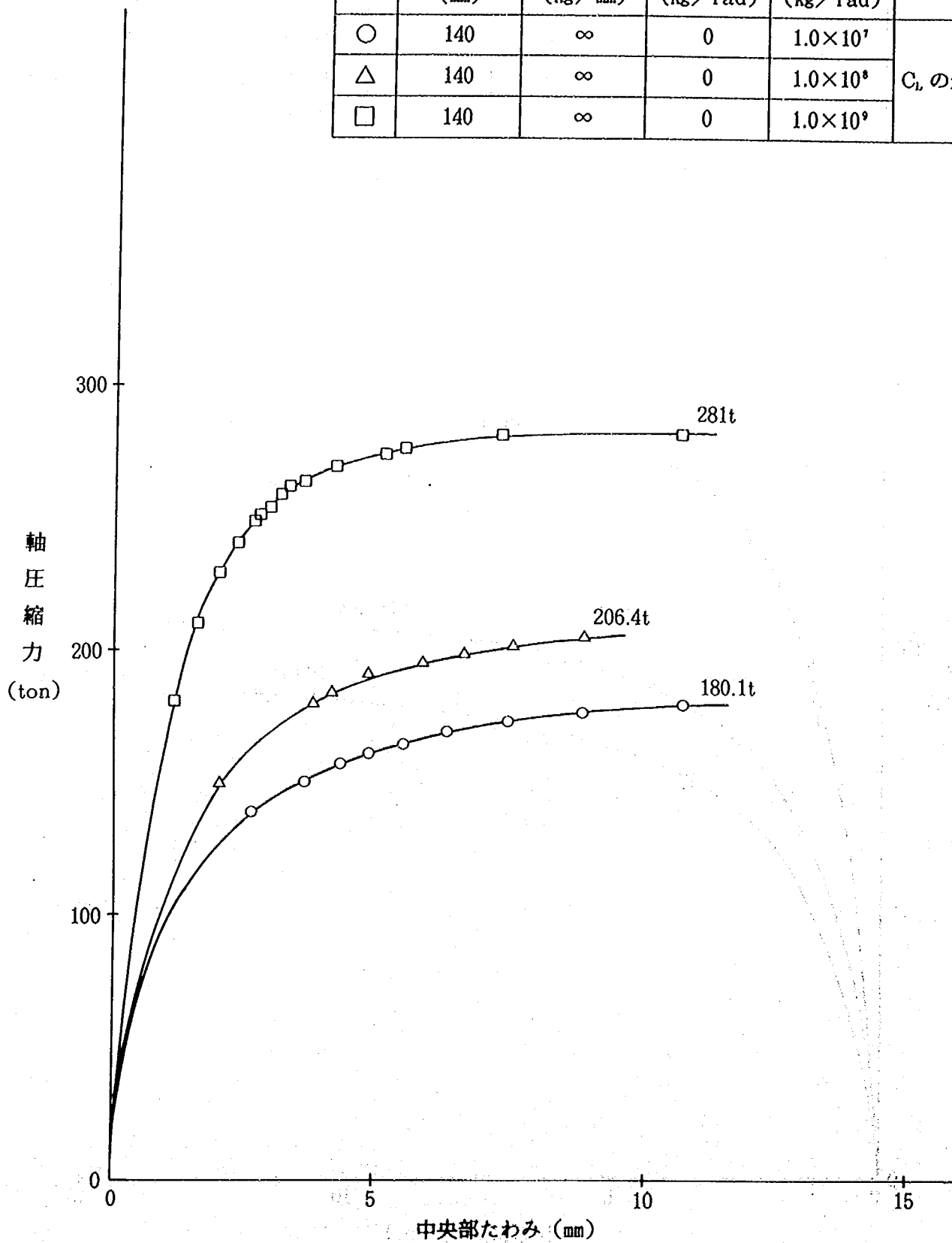


図-6.11 Dシリーズ

〔 Eシリーズ 〕

記号	ϕ (mm)	K_u (kg/mm)	C_u (kg/rad)	C_l (kg/rad)	備 考
○	140	1.0×10^2	∞	0	K の影響
△	140	1.0×10^3	∞	0	
□	140	1.0×10^4	∞	0	

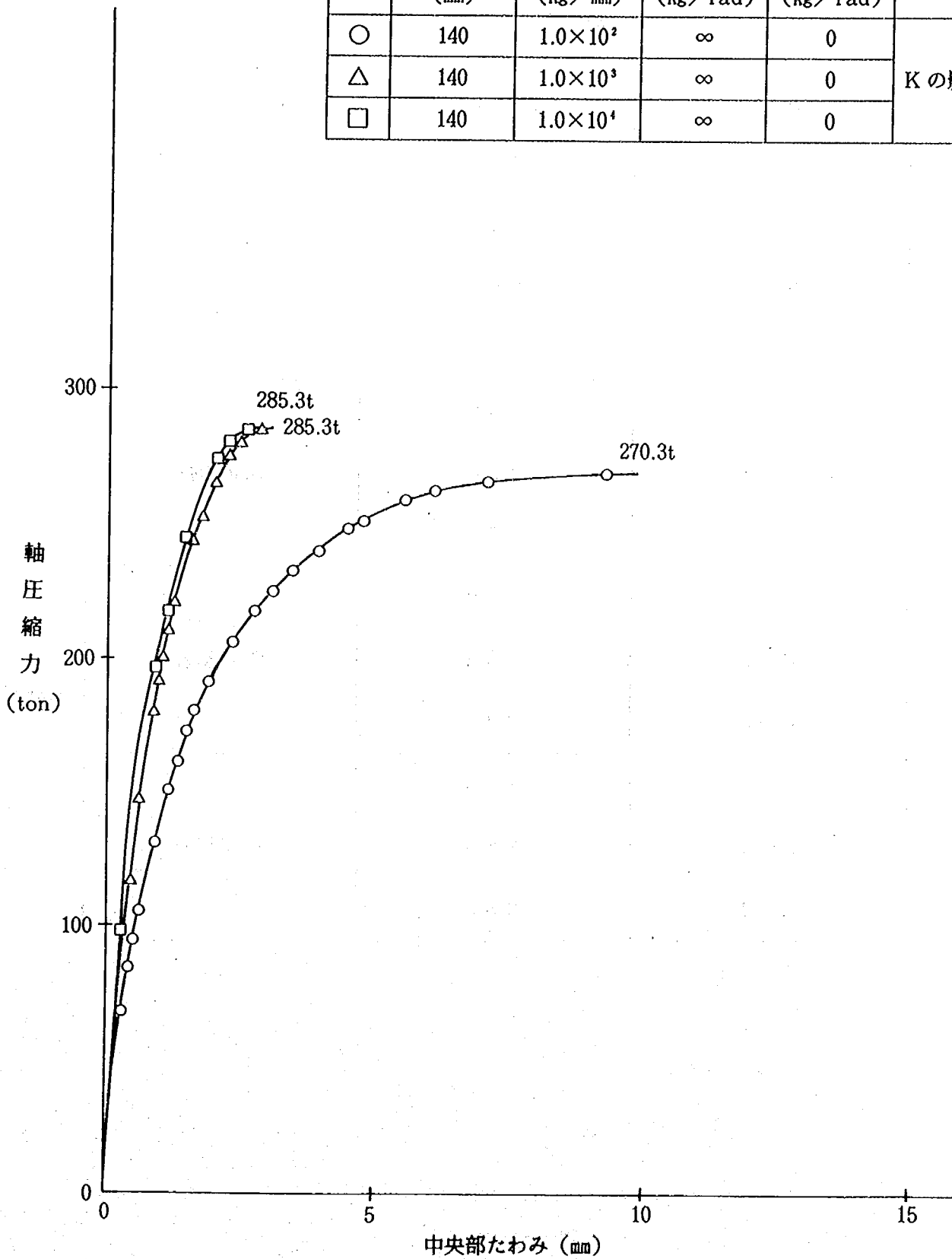


図-6.12 Eシリーズ

表-6.11 耐荷力一覧表

Case No.	耐 荷 力 (ton)	備 考
A-1	48.8	両端ピン支持
A-2	180	
A-3	585	
B-1	101	一端固定 一端ピン
B-2	293	
B-3	631	
C-1	180	C _u の影響
C-2	206	
C-3	274	
D-1	180	C _L の影響
D-2	206	
D-3	281	
E-1	270	K _u の影響
E-2	285	
E-3	285	

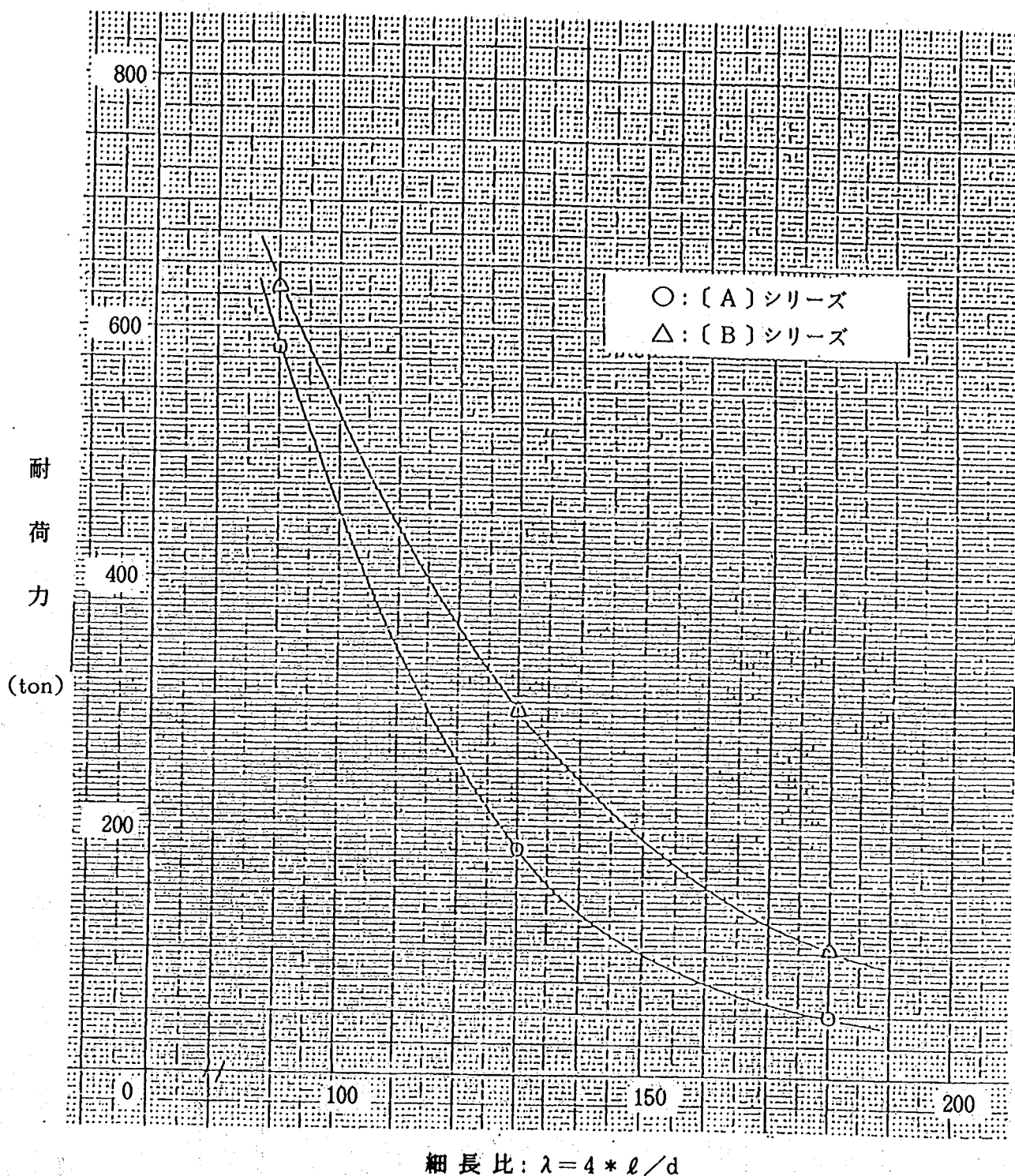


図-6.13(a) 耐荷力と細長比の関係
〈A, Bシリーズ〉

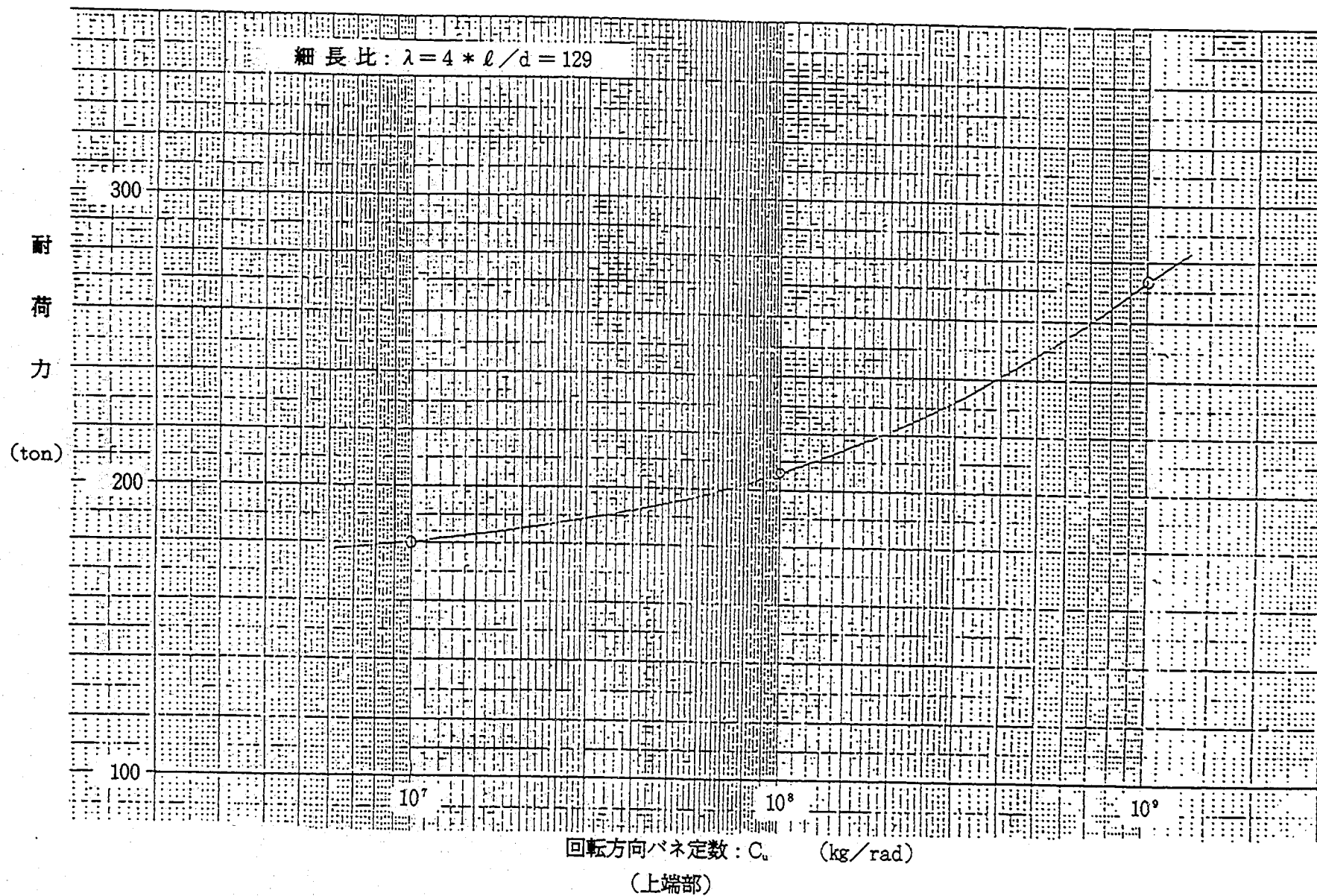


図-6.14(b) 耐荷力と回転ばね定数 (C_u) の関係
 <Cシリーズ>

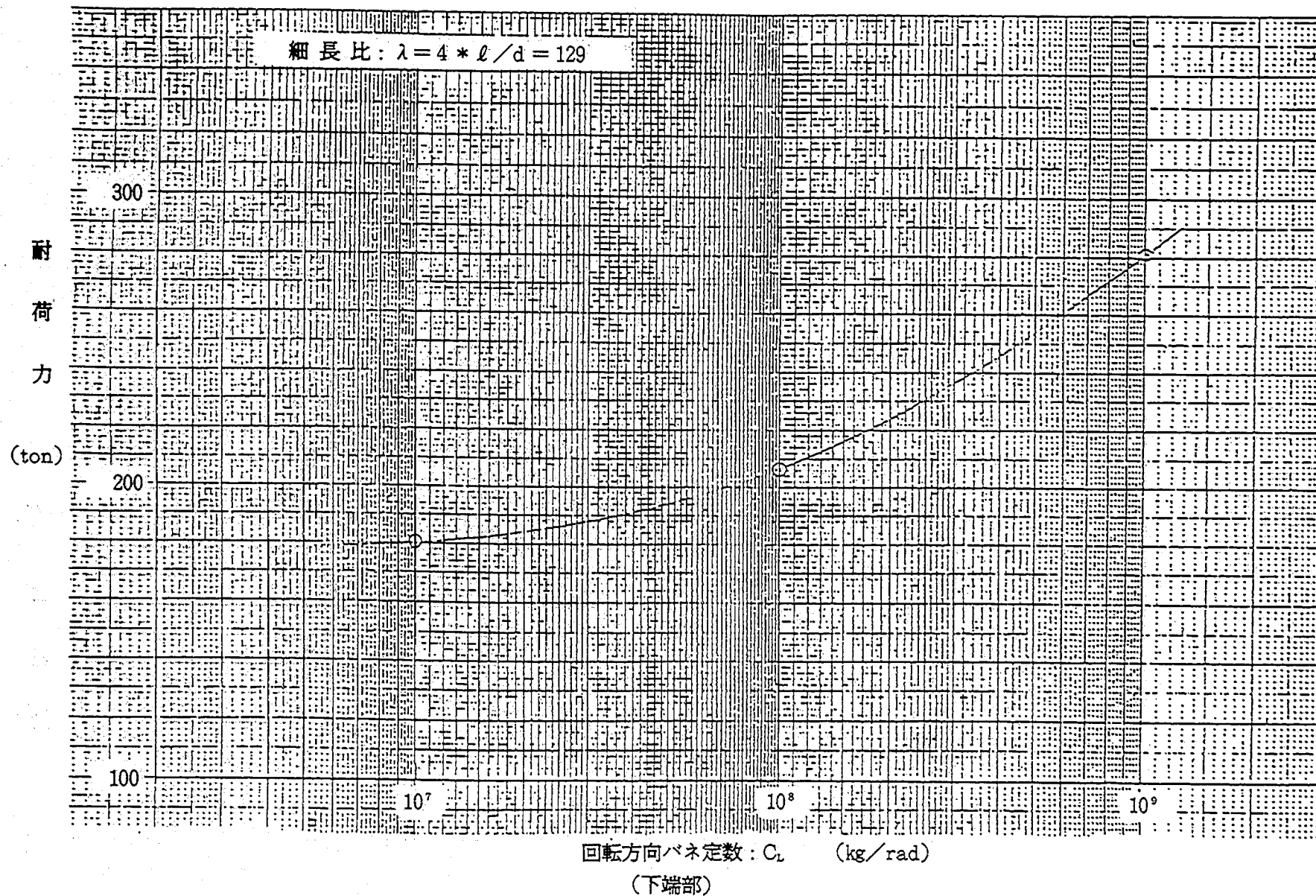


図-6.15(c) 耐力と回転ばね定数 (C_L) の関係
<Dシリーズ>

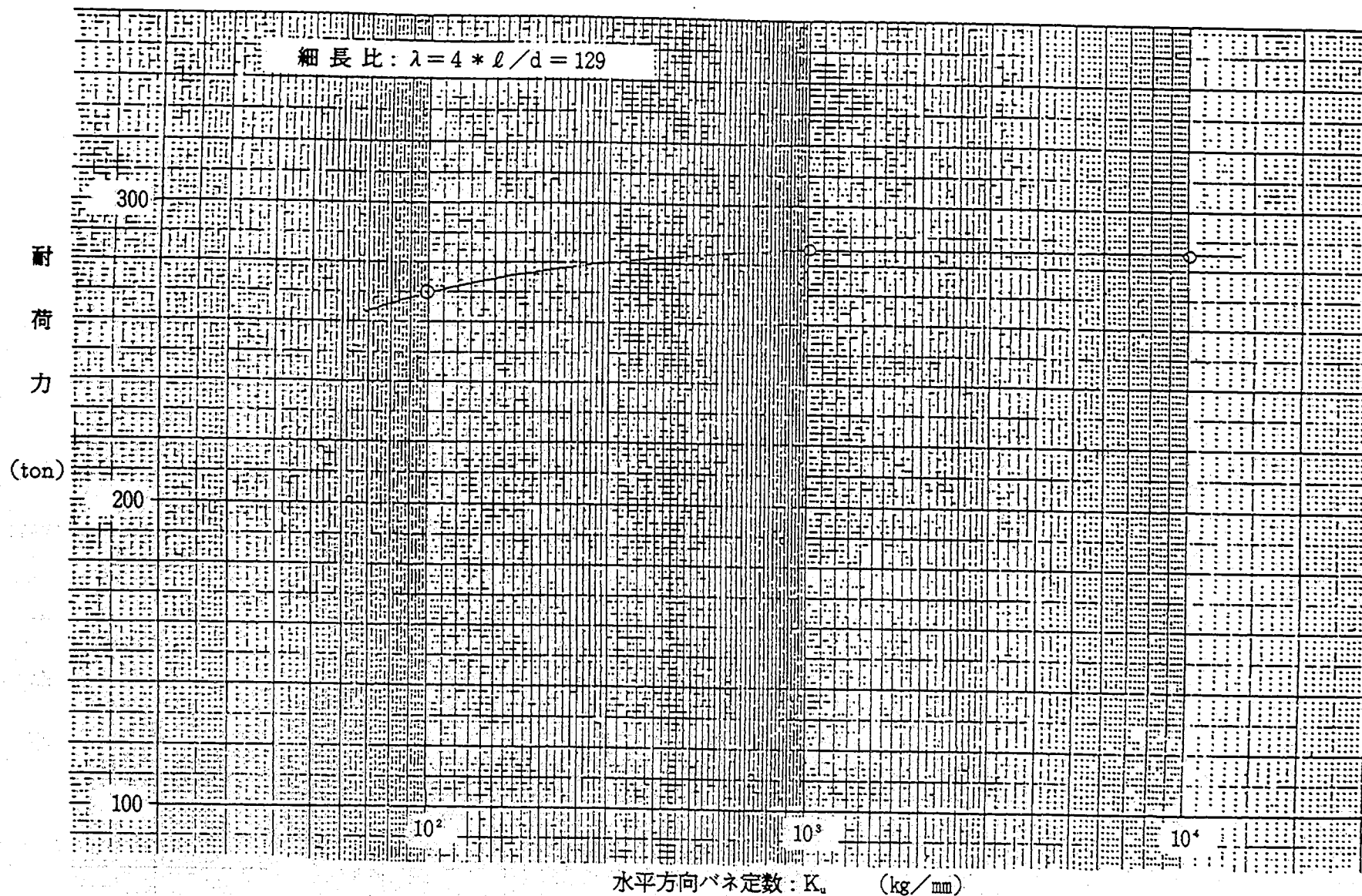


図-6.16(d) 耐荷力と水平ばね定数 (K_h) の関係
 <Eシリーズ>

4) 耐荷力曲線の正規化

図-6.13①耐荷力と細長比の関係 [A, B シリーズ] の縦軸を応力ベースに描き直して図-6.17に示す。ただし、縦軸は「 $\bar{\sigma} (= \sigma_{cr} / \sigma_y)$ 」、横軸は「等価細長比 : λ_{mod} 」とし、正規化している。

ここで、

σ_{cr} : 耐荷力をピストンロッド断面積で除した値

σ_y : 降伏応力 20.4 kgf/mm²

λ_{mod} : ピストンロッド端部の支持条件を考慮した等価細長比 (相当細長比)

A シリーズ (両端ピン支持) の場合

$$\lambda_{mod} = (4 \times \ell / d)$$

B シリーズ (一端固定・一端ピン) の場合

$$\lambda_{mod} = 0.7 \times (4 \times \ell / d)$$

である。

正規化した耐荷力曲線では、A シリーズ・B シリーズ共に同じ曲線にまとめられている。

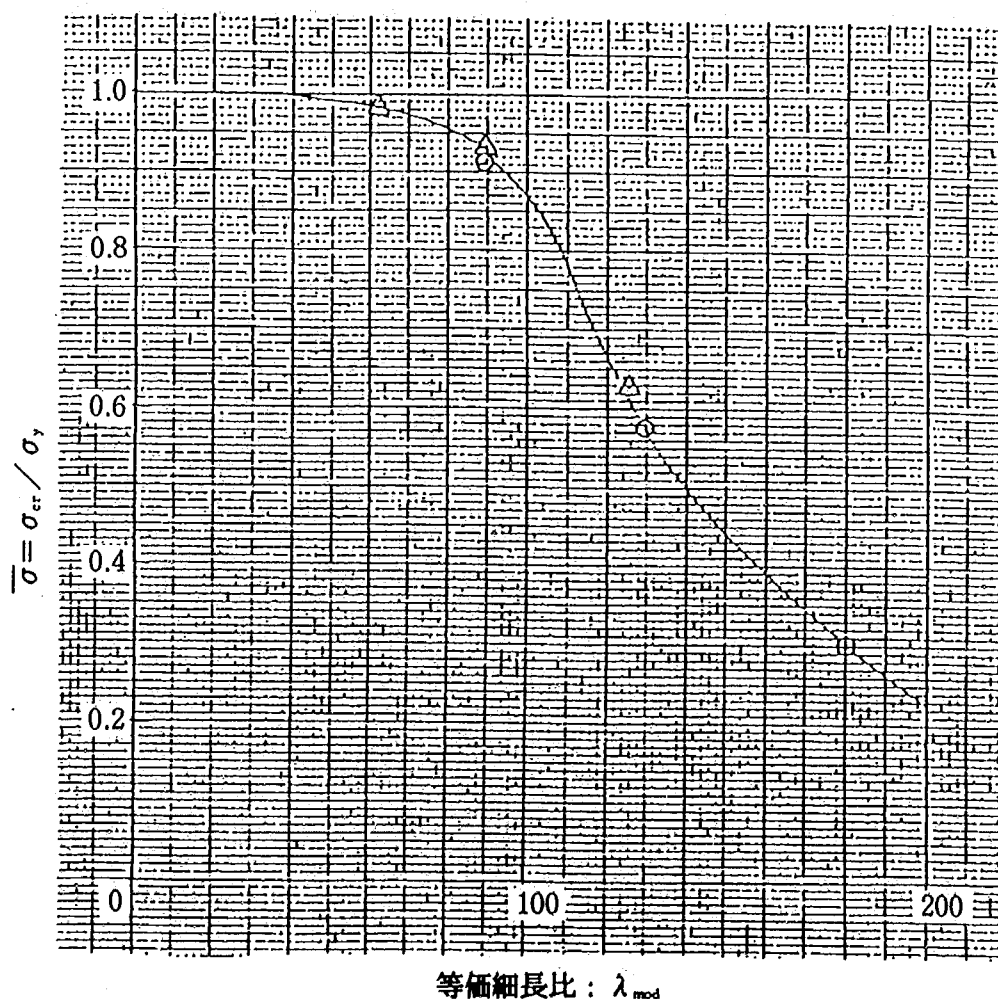


図-6.17 正規化耐荷力曲線

6.4 結 論

6.4.1 現在設計の安全度

従来まで設計に用いられていたダム・堰施設技術基準では基準耐力曲線に対し安全率を3として設計を行い、現在使用しているダム用ゲート開閉装置（油圧式）設計要領（案）ではオイラー・ジョンソン曲線に対し安全率4として設計を行うことになっている。

通常、ダム用ゲート油圧シリンダで採用される細長比の範囲（実績より1～1.8）内では、基準耐力曲線とオイラー・ジョンソン曲線による耐力力の比はほぼ3：4程度であり、安全率を考慮すると結果的にほぼ同等の設計を行っていることになる。

また、ダム用ゲート油圧シリンダの実態により近い今回の解析で得られた耐力力曲線は、図-6.18 からオイラー・ジョンソン曲線と同等以上の耐力力を示しているため、どちらの基準で設計した場合にも実機に対し3以上の座屈安全率を確保できていると言え、高い信頼性が要求されるゲートの開閉装置として安全な設計がなされていると評価される。

さらに、両基準ではピストンロッドの支間長さをピストンロッド先端ピンとシリンダチューブトラニオンの間としているため、ピストンロッドだけを取り出した実際の細長比はピン間距離とロッド長の比の分小さくなり、より安全な設計であると言える。この細長比は油圧シリンダの設置条件により異なるため設備によって大きく異なる可能性があるが、最小でも1.2以上は確保されていると推定される。

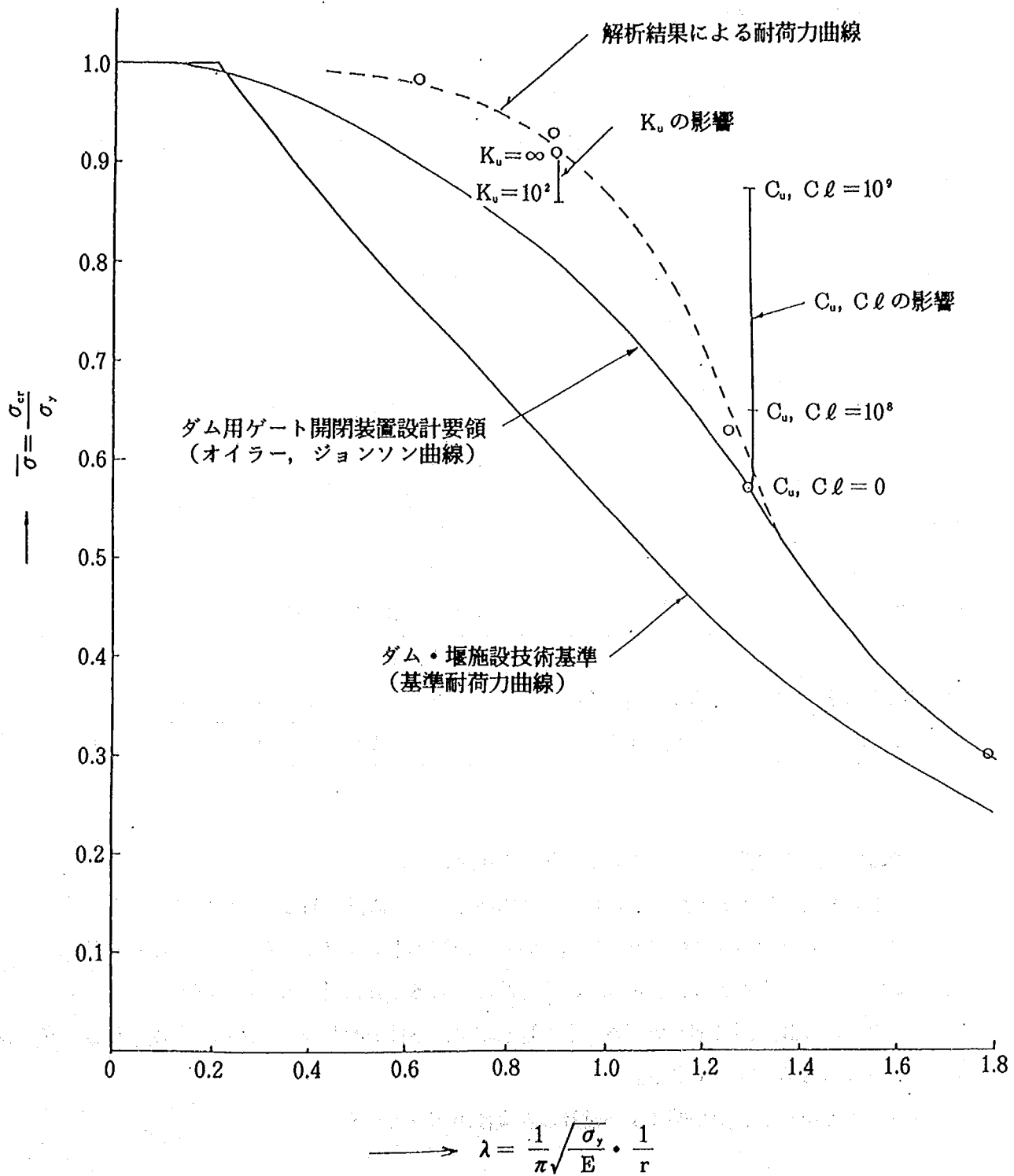


図-6.18 解析による耐荷力曲線と従来基準曲線との比較

6.4.2 設定強度の比較

本検討で用いたダムゲート用油圧シリンダに対し、従来設計に使用していた基準曲線及び本検討で得られた曲線による設計強度の比較を行う。

それぞれの設計強度を算出した結果を表-6.12に示す。

表-6.12 ダム用油圧シリンダ設計強度の比較

	ダム・堰施設基準	設計要領(案)	正規化耐荷力曲線
最大開荷重	27,000 kgf		
最大閉荷重	16,000 kgf		
有効座屈長 ℓ	$\beta \cdot L = 1.0 \times 665.9 = 665.9$ cm		
定格圧力	140 kgf/cm ²		
ピストンロッド材質	SUS304 $\sigma_y = 3500$ kgf/cm ² $E = 1.97 \times 10^6$		
シリンダチューブ内径	22.5 cm		
ピストンロッド径	14.0 cm		
細長比	190.3		
開時油圧シリンダ内圧力	110.8 kgf/cm ²		
ピストンロッド圧縮応力度	361.8 kgf/cm ²		
限界座屈応力度	480 kgf/cm ²	537 kgf/cm ²	910 kgf/cm ² *
安全率	1.32	1.48	2.51

それぞれの設計強度を比較すると、次のようなことが言える。

- ① ダム・堰施設基準による設計は、正規化耐荷力曲線による設計に対して約1.9倍の安全性を有する。
これは、圧縮部材の不完全性である初期たわみや初期不正量などを考慮しているためである。
- ② 設計要領(案)による設計は、正規化耐荷力曲線による設計に対して約1.7倍安全を有している。
このことは、設計要領(案)がダム・堰施設基準に比べ経済的かつ安全性も考慮された理想的な設計に近いものになると評価できる。

これらのことから、両基準による設計の安全性が確認できる。

6.4.3 正規化耐荷力曲線と簡略モデル（変断面材の座屈）との比較

「6.1 簡略モデルによる検討（P.11～P.13）」で得られた式(11)について、縦軸に座屈応力 σ_{CR} と耐力 σ_y との比を取り、横軸に細長比 λ を取り、次に示す条件の基に座屈曲線の導出を行った。

条件

- ① ピストンロッドのロッド径 d_1 及び長さ ℓ_1 を一定にし、支持間隔 ℓ を変化させそれぞれの細長比 λ に対する座屈荷重 P_{CR} を求める。
- ② 導出に使用する各部の寸法は、本検討に用いたダム用油圧シリンダの寸法とする。
- ③ 座屈応力 σ_{CR}

$$\sigma_{CR} = \frac{P_{CR}}{A}$$

ここで、 A : ピストンロッド断面積 (cm²)

$$A = \pi \cdot d^2 / 4$$

導出した座屈曲線と正規化耐荷力曲線を同一座標上に描いたものを図-6.19 に示す。

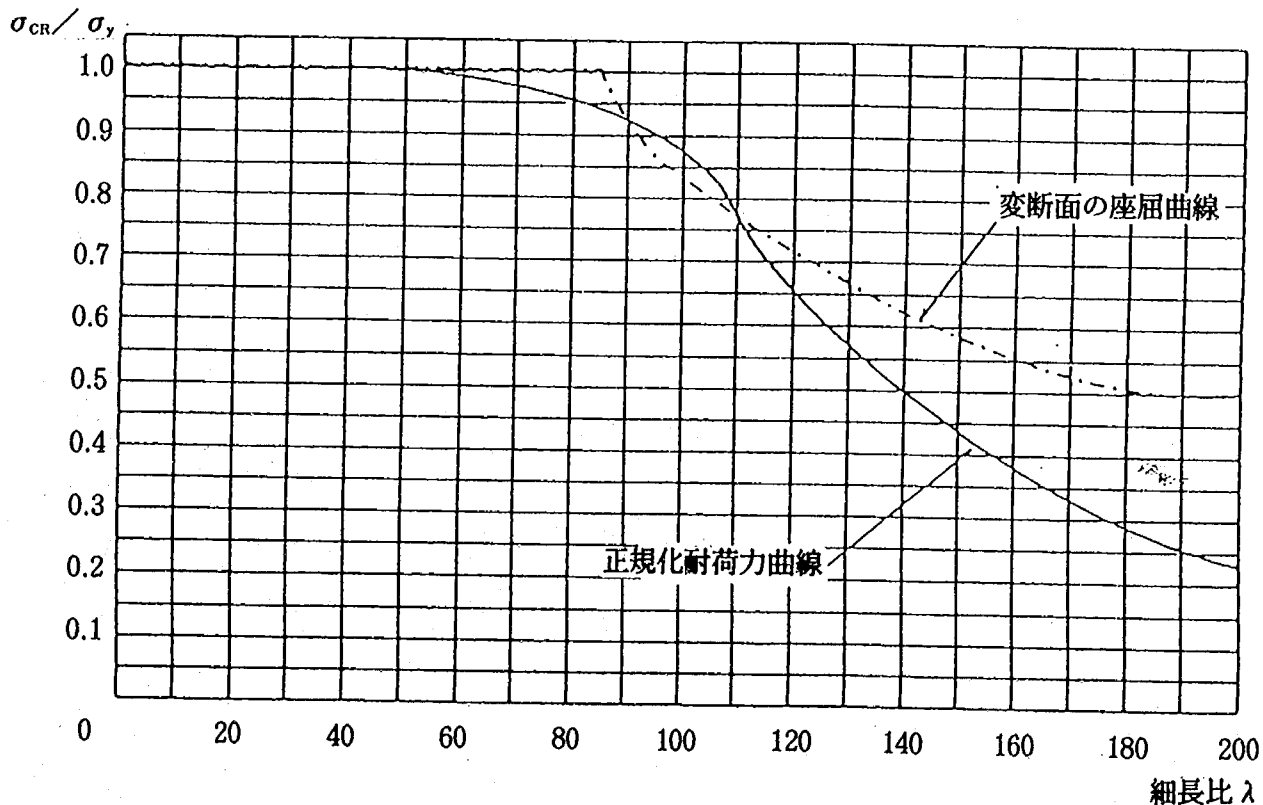


図-6.19 変断面材の座屈曲線と正規化耐荷力曲線の比較

正規化耐荷力曲線と変断面材の座屈を比較すると、描かれた2つの曲線は異なるものとなる。

また、正規化耐荷力曲線は、変断面の座屈曲線を細長比 $\lambda = 110$ 以降下回る傾向にある。

このことから、変断面モデルと解析モデルの違いである3種類のばね定数 (K_u , C_u , C_L) の影響は大きい。従って、ダム用油圧シリンダの座屈強度の算出は単なる変断面材の座屈ではなく、種々パラメータの影響を考慮したものでなければならない。

6.4.4 まとめ

本研究によって明らかになった事項を以下のようにまとめる。

- 1) 実機での支持条件を考慮すると、耐荷力は理論解析曲線より1割程度上下すると考えられるが、理論解析と実機計測の精度を考慮するとほとんど無視しても良い程度と言える。
- 2) 理論解析、実機での試験調査により得られた曲線の傾向は、オイラー曲線とジョンソン曲線を組合せた曲線と同等以上の耐荷力を示していた。また、曲線の傾向も類似している。したがって、本検討の考え方はオイラー式とジョンソン式を組合せた式が妥当であると判断した。
- 3) 今回提案されたオイラー式・ジョンソン式を組合せた式は従来使用されている基準耐荷力曲線と比較すると強度的に危険要素もなくほぼ同等な設計であることがわかった。
- 4) 検討された結果を今後のダム・堰技術基準(改訂)、ダム用ゲート開閉装置(油圧式)設計要領(案)に反映させた。

今後、更に理論解析・実機計測を行い、材質、材料欠陥、製作精度等を考慮した検討を行い、より精度の高い計算式としたい。

ダム用開閉装置油圧シリンダの
座屈強度算出法の検討

ISSN 0386-5878
土木研究所資料第3285号
平成6年7月(1994)

材料施工部機械研究室 吉田 正、杉山 篤、高津知司、茂木正晴、
鶴見 篤、佐藤邦人、賀谷丈茂

要 旨

ゲート開閉装置油圧シリンダが万一故障等を起こした場合、開閉装置本体や放流計画に基づいた流量制御等に及ぼす影響が大きくなることから、油圧シリンダの強度に関する検討は重要な課題である。

現在、橋梁、ゲート等の鋼構造物設計における部材、接合部等に関する座屈強度算出の考え方は整理されているが、ゲート開閉装置油圧シリンダのようにピストン、シリンダ、パッキン等の多くの部材、部品から構成され、複雑な挙動をするものに対する座屈強度算出は現在のところ工学的に整理されていない。

そこで、本報告書では、設備の信頼性向上、最適設計を図ることを目的とし、従来使用されている座屈強度算出(基準耐力曲線)に対して、油圧シリンダ特有の特性に合った座屈強度算出法について理論解析、実験による試験調査を実施し、座屈強度算出法の提案を行った。

キーワード: ゲート開閉装置油圧シリンダ、座屈強度算出法、基準耐力曲線、オ일러式、ジョンソン式、ピストン、シリンダ、パッキン

郵便はがき

-

切手をは
て下
さい。

建設省土木研究所
材料施工部機械研究室
御中

茨城県つくば市大字旭一番地

No. 19

No. 19

配布先氏名

配布先住所

○

土木研究所資料第3285号（ダム用ゲート開閉装置油圧シリンダの座屈強度算出法の検討）部

上記のとおり受領しました。

所 属（住所）

氏名

印

土木研究所資料第3285号

○

ダム用開閉装置油圧シリンダの座屈強度算出法の検討