U. D. C. 621. 646. 2 : 532. 55

# 日立製バルブの流過特性
## Flow Resisting Characteristics of Hitachi Valves

満　谷　　隆* 　松　浦　安　夫*
Takashi Mitsutani　　Yasuo Matsuura

要　　旨

日立金属工業株式会社桑名工場で製作している各種弁の抵抗係数と開度特性を求め，これまでに国内外で発表された値と比較するとともに，それぞれの呼ビロ径に対する最適設計リフトについて検討した。

## 1. 緒　　　言

液体や気体を送るのに管を用いることは古くから行なわれており，この管内の流体の流れを制御するための弁(バルブ)という機器も，かなり昔から広く使用されている。プラントの適切な設計を行なうにはその配管系の圧力損失を正しく推定する必要があり，そのためには弁の抵抗係数と開度特性の正確な値が必要となってくる。しかるに，最近までわが国においてそのような実測データが比較的少なかったが，昭和35～36年に造船関連工業会において国内の各種JIS弁についての広範囲な実験と解析が行なわれて，アメリカにおける同一形式，称呼寸法のものに比較してその抵抗係数は大幅に小さいことが明らかになった(1)。

弁主要部寸法についてはJISで規定されているが，通路の細部形状については各メーカーがそれぞれ独自の寸法，構造のものを製作しており，それに応じて抵抗係数，開度特性も同じではない。

日立金属工業株式会社桑名工場で製作している弁についても，その流過特性を外国または造船関連工業会の測定値のみから推定することは困難である。このため日立金属工業株式会社製弁に対するこれら特性について広範囲な測定，研究を行なっているが，以下に各種弁の抵抗係数の測定結果と流れより見た，経済的な最適リフトについてその研究結果の一端を述べる。

## 2. 試料弁の構造

試料弁の構造および寸法を図1～7に示す。弁体形状と最適リフトの相関関係を見出すため，実験に使用した口径50 mmの弁体形状を図8に示す。

## 3. 弁抵抗係数の測定方法と計算式

弁の抵抗係数の測定方法は統一されていないが，弁による圧力損失として，弁フランジ間の差圧をそのまま採用する方法をとらず，弁前後の助走区間外の2点間で計測した差圧から，その2点と弁の間の管摩擦損失を差し引いたものを採用する方法で結果の比較を行なった。

計測配管の系統を図9に示す。計測流体としては空気を使用し，流量はオリフィスで測定したものである。

### 3.1 弁抵抗係数計算式

弁の抵抗係数 $\zeta$ は次式により求められる。

$$\zeta=\Delta P_V \Big/ \frac{\gamma_V W_V^2}{2g} \cdots\cdots\cdots (1)$$

ここに，$\Delta P_V$： 弁による圧力損失 (kg/m$^2$)
$\gamma_V$： 弁入口における空気の単位体積重量 (kg/m$^3$)
$W_V$： 弁入口径を用いて算出した弁入口流速 (m/s)
$g$： 重力による加速度 (m/s$^2$)

である。

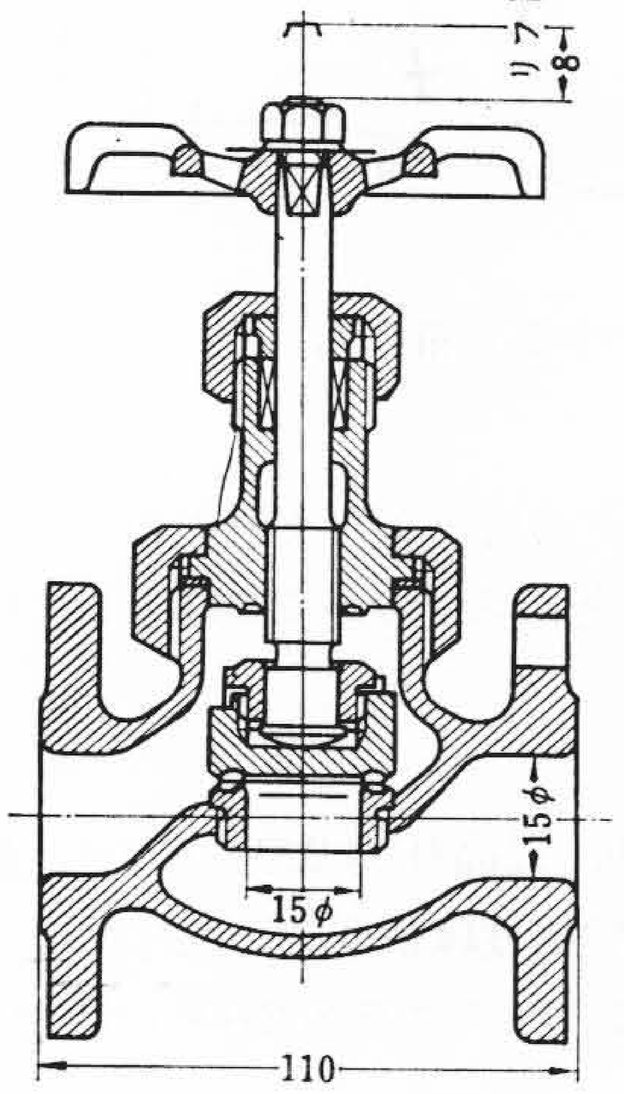



図1　フランジ形玉形弁
弁体形状，フラット形

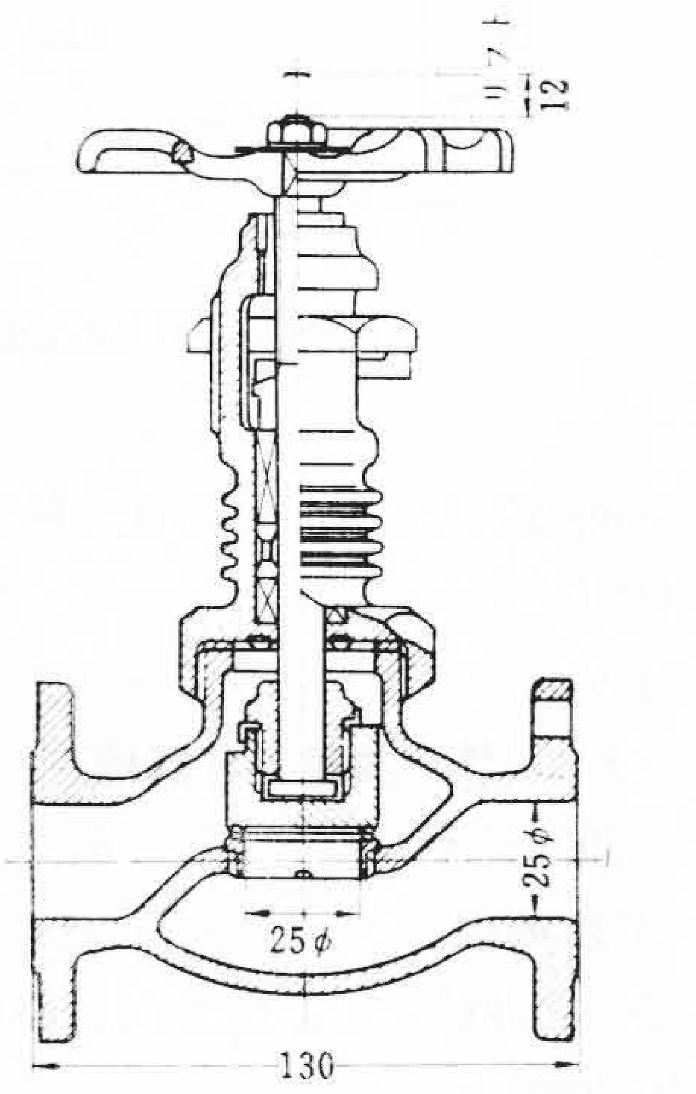



図2　フランジ形放熱式玉形弁
弁体形状，フラット形

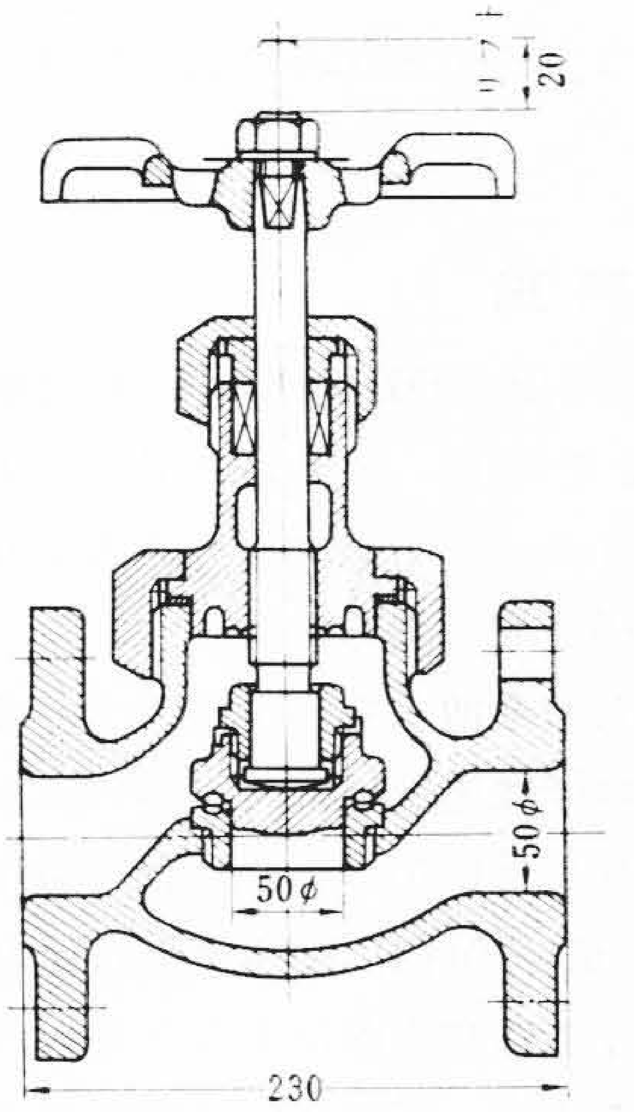



図3　フランジ形玉形弁
弁体形状　ノヅキ形

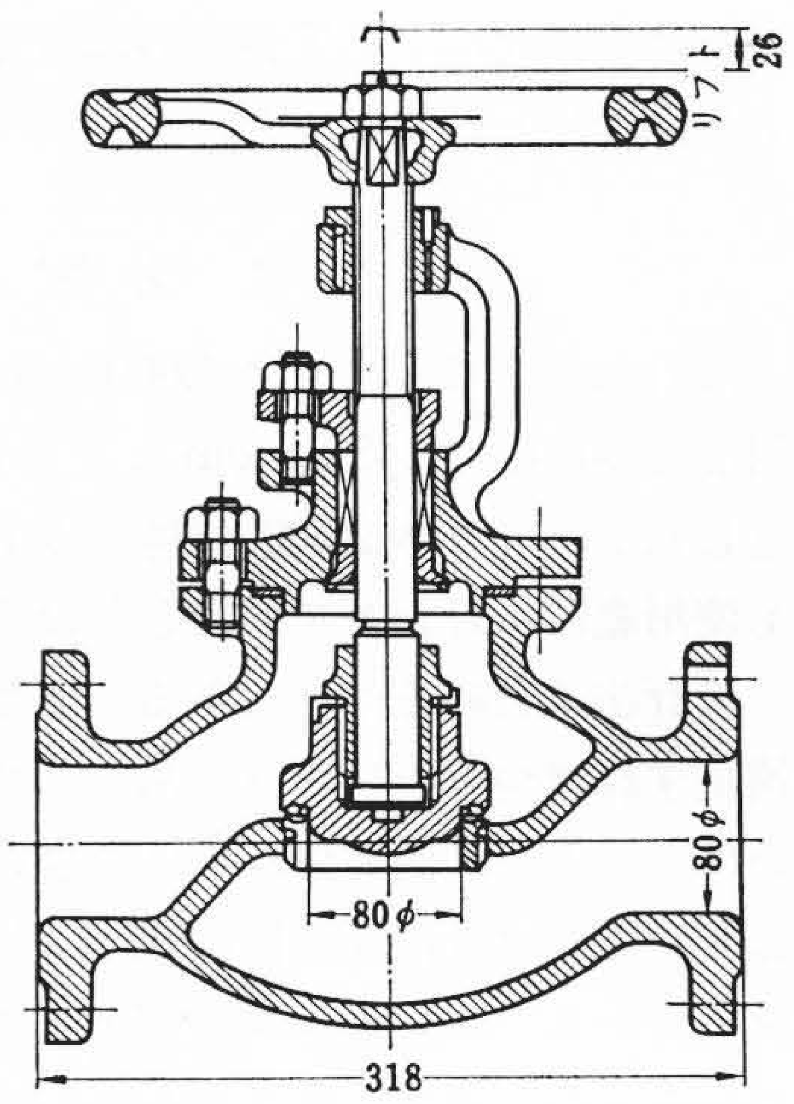



図4　フランジ玉形弁
弁体形状　ノヅキ形

### 3.2 動粘性係数およびレイノルズ数の計算式

空気の動粘性係数は温度および圧力の関数であり次式で表わされる。

$$\nu=5.02\times10^{-7}\frac{T^{1.768}}{P} \cdots\cdots\cdots (2)$$

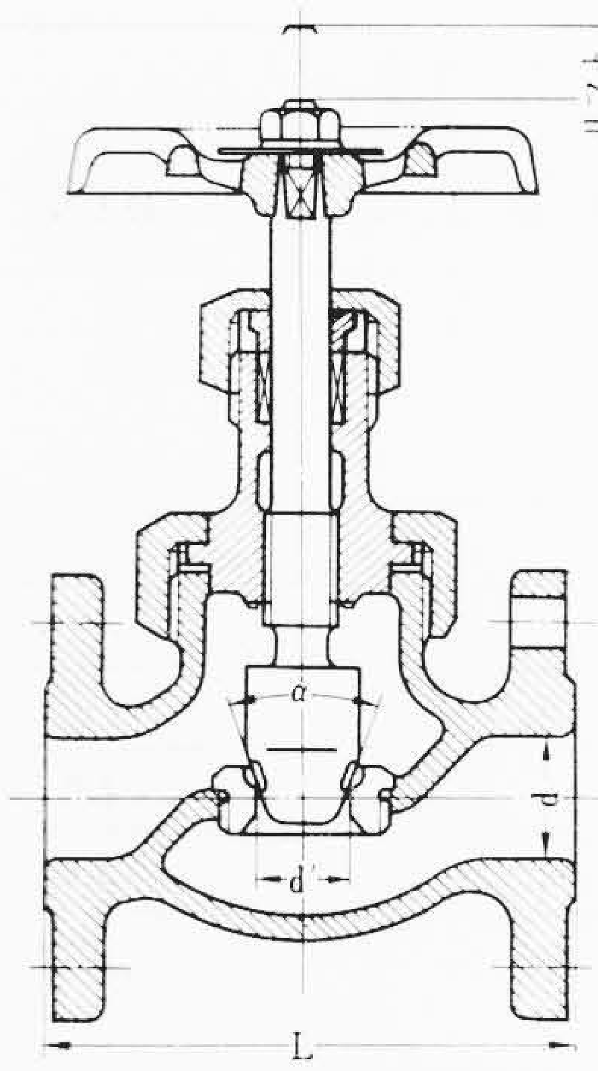
ここに，$T$： 弁入口の空気の絶対温度 (°K)
$P$： 弁入口の空気の絶対圧力 (mmHg)

である。

弁抵抗係数に対応するレイノルズ数 $R_{eV}$ は次式により求まる。

$$R_{eV}=\frac{d_V \cdot W_V}{\nu} \cdots\cdots\cdots (3)$$

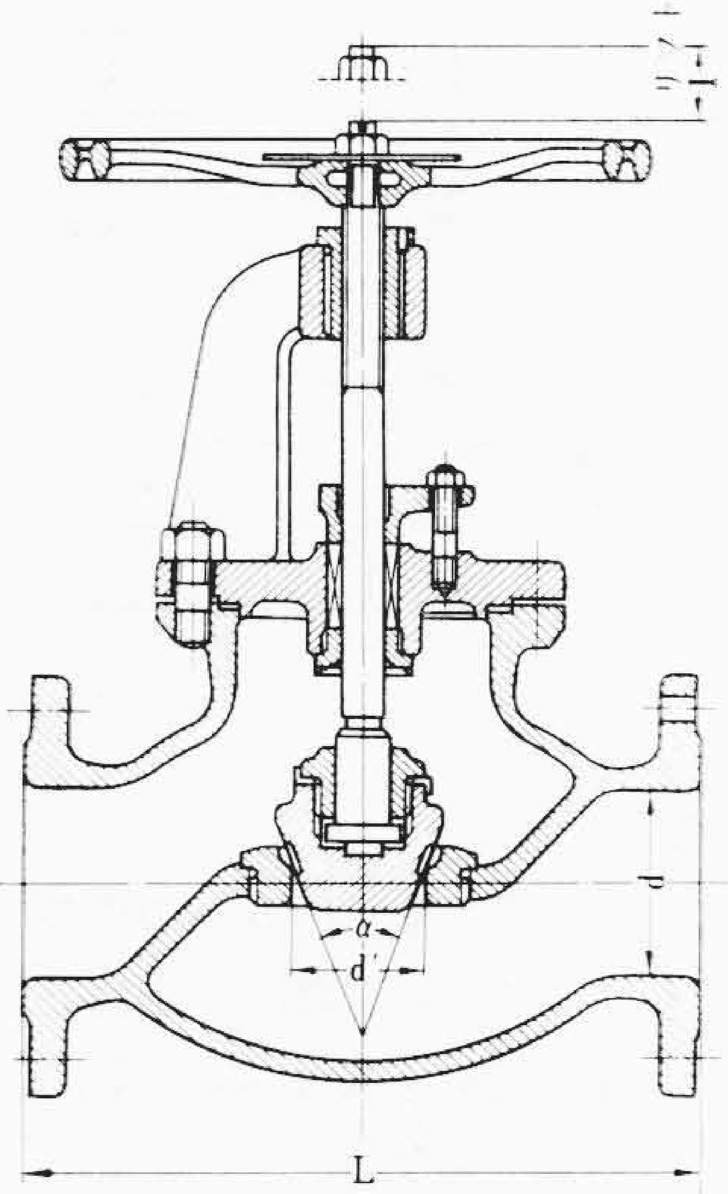
* 日立金属工業株式会社桑名工場



(単位 mm)

| 呼ビ口径 | 弁入口口径 d | 弁座口径 d′ | 両面距離 L | リフト l | 弁体面角 α |
|---|---|---|---|---|---|
| 15 | 15 | 12 | 110 | 12 | 30° |
| 25 | 25 | 20 | 130 | 16 | 30° |
| 50 | 50 | 38 | 230 | 26 | 50° |

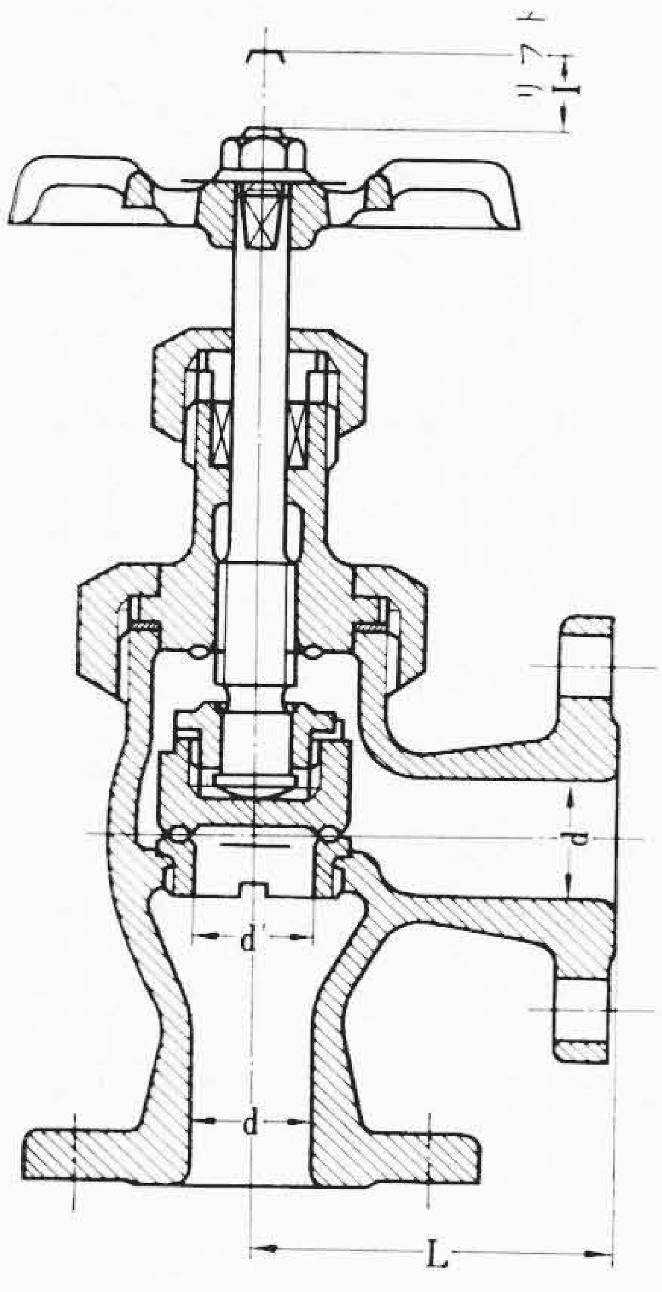
図5　フランジ形ニードル弁



(単位 mm)

| 呼ビ口径 | 弁入口径 d | 弁座口径 d′ | 面間距離 L | リフト l | 弁体面角 α |
|---|---|---|---|---|---|
| 80 | 80 | 60 | 318 | 38 | 30° |
| 100 | 100 | 80 | 356 | 53 | 30° |

図6　フランジ形ニードル弁



(単位 mm)

| 呼ビ口径 | 弁入口径 d | 弁座口径 d′ | 面間距離 L | リフト l |
|---|---|---|---|---|
| 15 | 15 | 15 | 70 | 8 |
| 25 | 25 | 25 | 75 | 10 |
| 50 | 50 | 50 | 85 | 20 |

図7　フランジ形アングル弁
弁体形状フラット形

ただし，$d_V$: 弁入口径 (m)

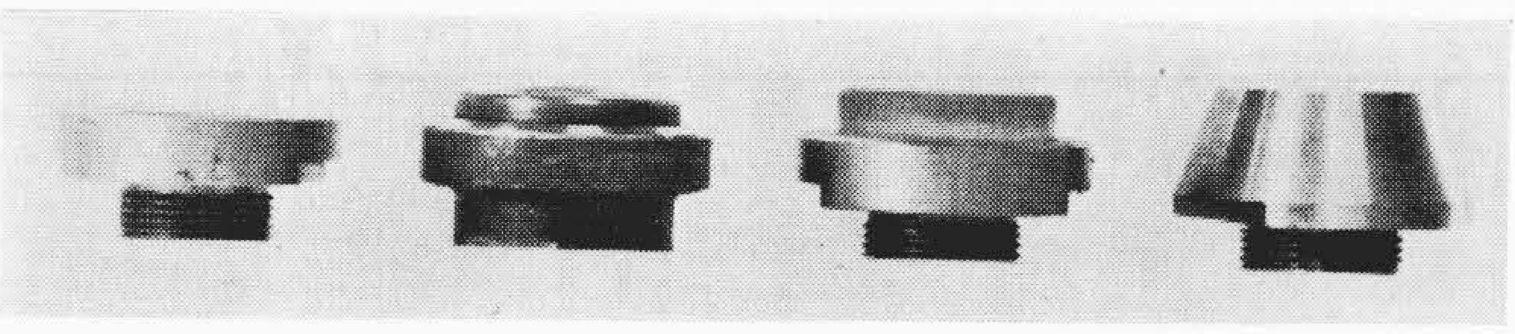
$W_V$: 弁入口流速 (m/s)

$\nu$: 弁入口における空気の動粘性係数 (m²/s)

である。

## 4. 弁抵抗係数とレイノルズ数

図10によると，すでに造船関連工業会の研究でも明らかにされているように[1]，本実験でも $5\times10^4$ 付近のレイノルズ数以上ではレイノルズ数に無関係に弁抵抗係数はほぼ一定となる。しかしリフトを小にして絞ったときには，弁のレイノルズ数が増大すると弁抵抗係数は増加する傾向があり，またリフトによっては逆に弁抵抗係数が減少する傾向となる場合もあり，必ずしも従来いわれているようにレイノルズ数に無関係に一定になるとは限らない。したがって弁の抵抗係数の取扱いについてはレイノルズ数についても十分な注意が必要である。



(左より　フラット，ノヅキ 6 mm，ノヅキ 10 mm，コーン形の弁体)

図8　圧力 20 kg/cm²，口径 50 mm の各種弁体

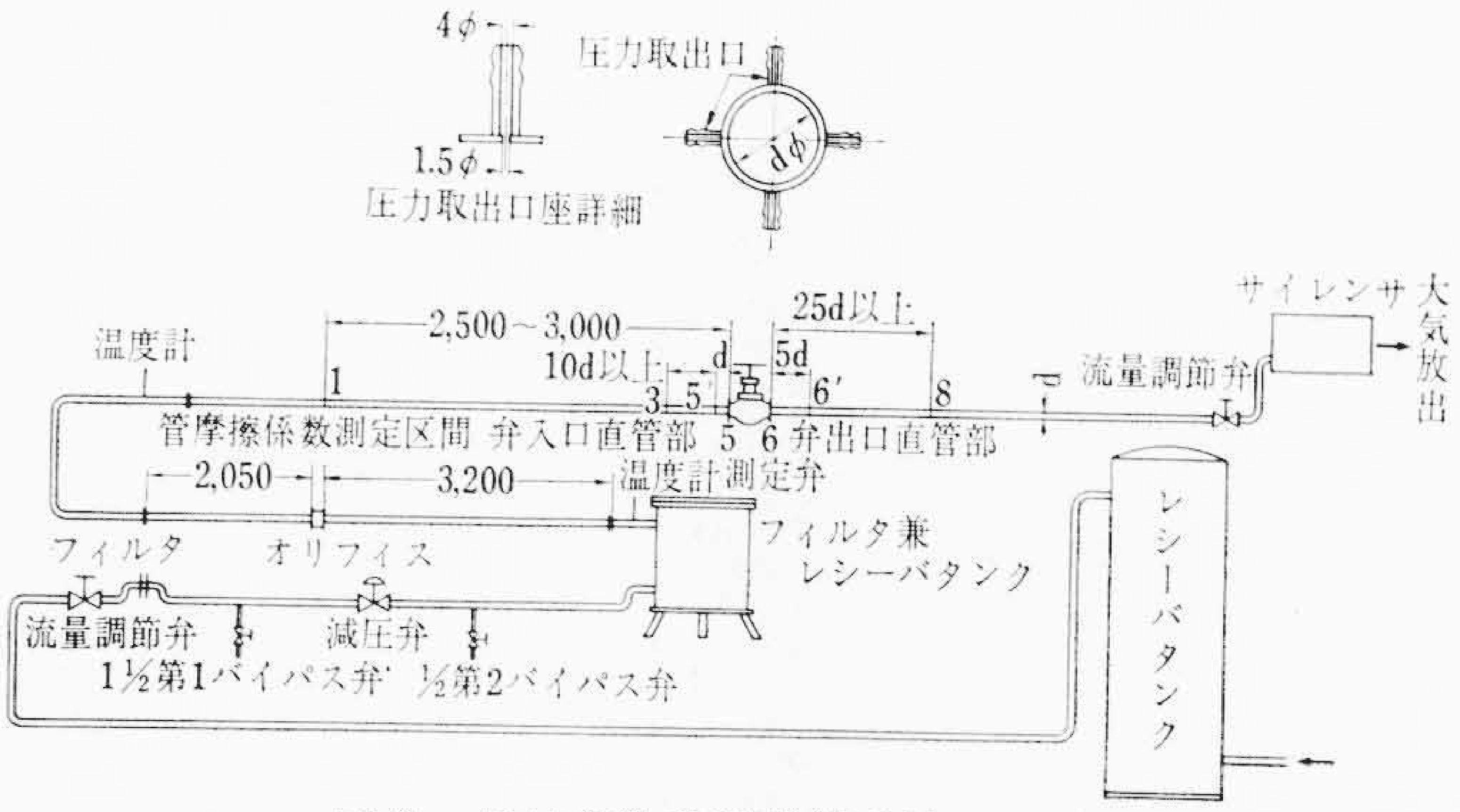
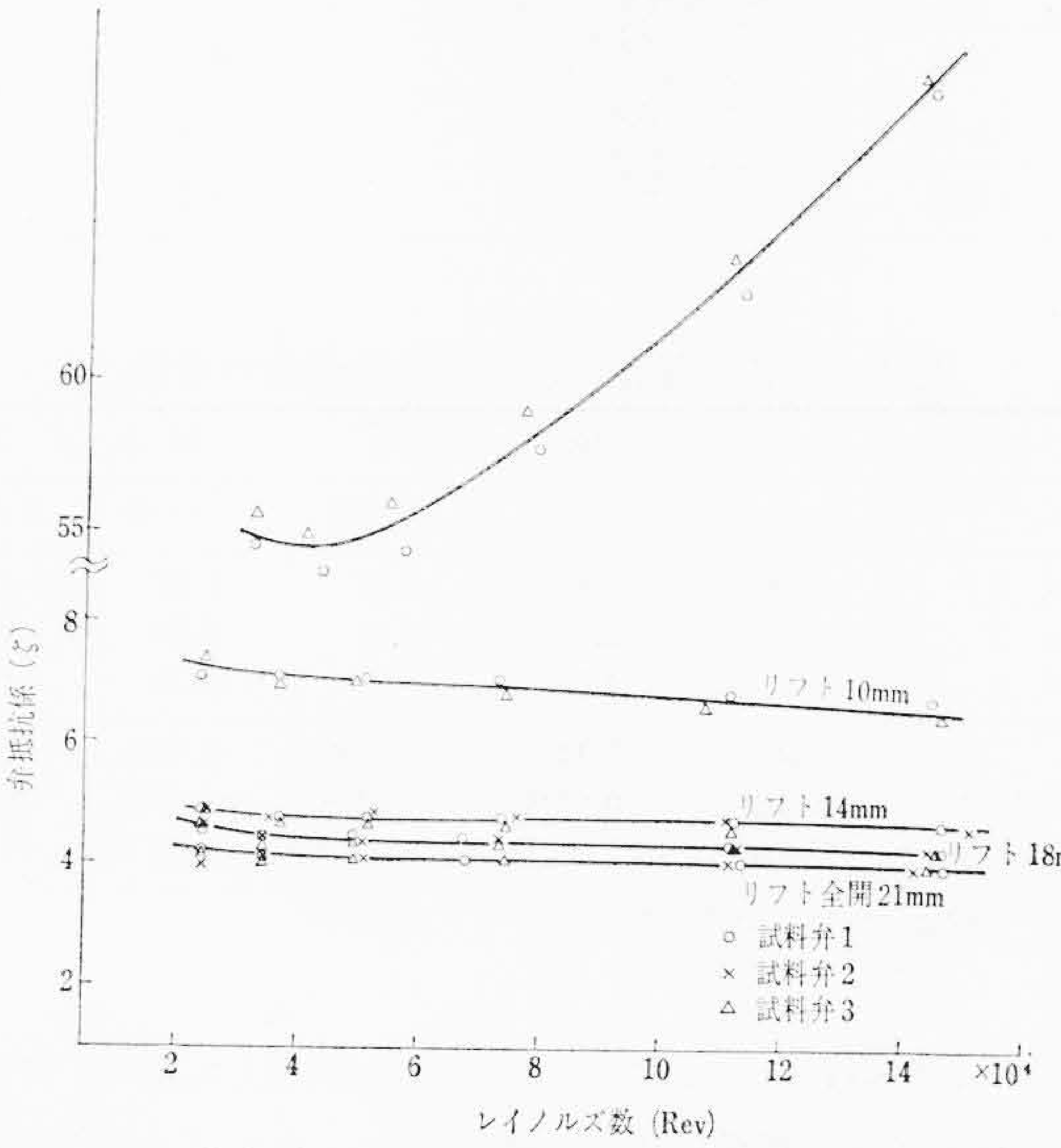



図9　抵抗係数計測配管系統および圧力取出口座詳細　圧力取出口




(20 kg/cm²，口径 50 mm，フランジ形玉形弁)

図10　レイノルズ数による弁抵抗係数の変化

## 5. 弁抵抗係数の測定結果

レイノルズ数 $(5\sim10)\times10^4$ の範囲における，各弁全開時の抵抗係数を表1に示す。比較のため造船関連工業会での測定結果も表1に，文献による外国弁についてアメリカおよびドイツなどで発表されている数値も同じ表に示す。

造船関連工業会では外国製弁に比べ国産の弁の弁抵抗係数の小さいことが報告されているが，日立金属工業株式会社製 20 kg/cm² フランジ形玉形弁，アングル弁は他社の弁と比較してみてさらに小さく，したがって損失も小さい。

## 6. 弁抵抗係数のばらつき

製造される弁箱には鋳造，機械加工などのため，個体差があり，同一種類のものでもその流路形状には差が出てくる。呼ビ圧力 20

表1　日立弁および他社メーカーの抵抗係数

| 材質 | 呼ビ口径 | 名称 | 日立 20 kg/cm² 弁 | JIS 船用弁（造船関連工業会）(1) 圧力 (kg/cm²) 5 | 16 | 20 | 40 | 外国弁（文献による）(2) ASA | (3) W 社 | (4) C 社 | (5) DIN |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| マレブル | 15 (½B) | フランジ形玉形弁（標準品） | 3.0 | 3.5 | 4.5 | | 5.1 | | | | |
| | | フランジ形玉形弁（面間の長いもの） | 2.6 | | | | | | | | |
| | | フランジ形玉形弁（テフロンシート） | 2.7 | | | | | | | | |
| | | ネジ込形玉形弁（標準品） | 6.5 | | | | | | | | |
| | | フランジ形アングル弁（標準品） | 1.5 | 2.4 | | | | | | | |
| | 25 (1B) | フランジ形玉形弁（標準品） | 4.0 | 4.2 | 5.9 | | | | | | |
| | | ネジ込形玉形弁（標準品） | 9.7 | | | | | 12.5 | | | 4.0 |
| | | フランジ形アングル弁（標準品） | 1.7 | 2.2 | | | | 4.5 | | | 2.8 |
| | 40 (1½B) | フランジ形玉形弁（標準品） | 4.2 | 4.6 | 4.0 | 5.7 | 5.9 | | | | |
| | | フランジ形玉形弁（面間の長いもの） | 4.0 | | | | | | | | |
| | | ネジ込形玉形弁（標準品） | 9.9 | | | | | | | | |
| | 50 (2B) | フランジ形玉形弁（標準品） | 4.2 | 4.7 | | | 6.0 | 8.5 | | | 4.5 |
| | | フランジ形アングル弁（標準品） | 2.1 | 2.6 | | | | 2.4 | | | 3.5 |
| | 80 (3B) | フランジ形玉形弁（標準品） | 4.1 | 4.8 | | | | 7.0 | | | 4.8 |
| 鋳鋼 | ½B | クラス 600 S字溶接形玉形弁 | 4.2 | クラス 600（T 社） S 字 形 | | 6.1 | | | | | |
| | 1B | クラス 2500 鍛造溶接形玉形弁 | 4.1 | クラス 2500（T 社） 鍛造溶接形 | | 5.1 | | クラス 600（E社）(6) 鍛造溶接形 | | 5.1 | |
| | 1½B | クラス 2000 鋳造溶接形Y形弁 | 1.0 | | | | | クラス 2500（E社）(6) Y形鍛造弁 | | 2.1 | |
| | 1½B | クラス 300 フランジ形玉形弁 | 2.7 | | | | | | | | |

表2　弁箱の個体差による抵抗係数の変動

| 弁リフト (mm) | 5 | 10 | 15 | 20 | 30 |
|---|---|---|---|---|---|
| 弁箱 ＼ 弁体形状 | ノゾキ形 | ノゾキ形 | ノゾキ形 | ノゾキ形 | ノゾキ形 |
| No. 1 | 198 | 15.6 | 6.63 | 5.07 | 4.16 |
| No. 2 | 156 | 15.3 | 6.47 | 4.90 | 4.07 |
| No. 3 | 102 | 14.7 | 6.92 | 5.39 | 4.23 |
| 分散 | 344 | 0.14 | 0.0347 | 0.0395 | 0.00401 |
| 変動変数 | 0.108 | 0.0246 | 0.0279 | 0.0388 | 0.0152 |
| 5% 信頼限界 | 172±56.4 | 15.2±1.14 | 6.67±0.567 | 5.12±0.605 | 4.15±0.193 |

資料弁　20 kg/cm²　口径　80　フランジ形玉形弁

kg/cm² の口径 80 mm の弁について弁体，弁棒は共通に，弁箱のみを変えて各リフトで弁抵抗係数を測定した。レイノルズ数 (5～10)×10⁴ における弁抵抗係数の平均値をそれぞれのリフトにおける代表値とし，その分散，変動係数，危険率5%における信頼限界を求めたのが**表2**である。

## 7.　弁体形状と最適設計リフト

玉形弁の弁抵抗係数に影響を及ぼす構造上の要因とその影響を明らかにする目的でJIS船用青銅 5 kg/cm²，口径 40 mm 玉形弁について，造船関連工業会では，弁座内径，リフト，弁体形状など種々変化させて実験を行ない，弁抵抗係数を図面より推定するための一方法を示している。しかし，抵抗係数に及ぼす因子が多いだけに種々の弁箱形状，弁体形状における流れより見て最適設計リフトを決定するための手段は示されていない。

そこで弁体以外の形状，寸法を変えず，弁体の形状だけを変化させて各リフトでの抵抗係数を測定し最適設計リフトを決めるための一方法を示す。

試料弁箱として呼ビ圧力 20 kg/cm² の口径 15 mm，50 mm，80 mm を使用し，弁体の形状を変えて測定を行なった。

**図10**は圧力 20 kg/cm²，口径 50 mm の弁体形状がノゾキ形の場合のレイノルズ数と弁抵抗係数の関係であり，各種口径，弁体形状における弁抵抗係数とリフトの関係が**図11**である。

各リフトにおける抵抗係数はレイノルズ数 (5～10)×10⁴ の3点における平均値である。

### 7.1　弁体形状の開度特性への影響

すでに述べてきたように弁体形状が変わっても (4～5)×10⁴ のレイノルズ数まで抵抗係数は減少しそれ以上になるとほぼ一定値となるがある程度のレイノルズ数以上になると抵抗係数はふえもし，減りもする。これも弁体形状とリフトによって異なる。

**図11**によるといずれの弁体形状においてもリフトによって大きく抵抗係数は変化し，あるリフトまで抵抗係数は急減するがそれ以上ではほとんど減少しなくなる。この点でのリフトを飽和リフトと呼ぶことにする。飽和リフトは弁体形状によって異なり，この値は弁体がフラット形のとき最小で弁体下端のノゾキの長さが大きくなると大きくなる。このように弁の開度特性は弁体形状によって大きく影響を受ける。設計リフトを小さく，しかも弁抵抗係数の小さい弁を設計するにはフラット形のように飽和リフトの小さいものがよく，一方絞り特性はノゾキ形の弁体のほうが良好である。したがって弁に要求される特性によって弁体はその特長を生かして選定されるべきであるが，リフト決定に際しては抵抗係数の最小となるリフトをもって選定するのが望ましい。いずれの弁体の場合でもリフトが大きくなると抵抗係数は一定値に近づくが，これはリフトが大きくなると弁体の抵抗係数に対する影響が小さくなることを示すものでこの一定値は弁箱固有のものに近いと考えられる。

### 7.2　最適設計リフト

飽和リフト以上での抵抗係数の減少はわずかであり，流れの抵抗係数の面からいえば，抵抗係数が最小となる点でリフトを決めるのが望ましいのであるが，飽和リフト以上にリフトを増すことの効果は非常に少ない。ここでは最小抵抗係数より5%大きい抵抗係数のときのリフトをもって，流れより見た最適設計リフトとする。そして，種々の弁箱，弁体形状に対する最適設計リフトを決める手段として流過面積のみを考えると理論的には $1/4\,d_V$（$d_V$：弁座口径）なるリフトでよいはずであるが，実際には弁体形状によってこれ以上のリフトを必要とする，この理論値に対する補正係数 $k_1$ として種々の弁体形状について求めると**表3**および**表4**となる。

この結果から流れより見た場合の経済的な最適リフトを補正係数

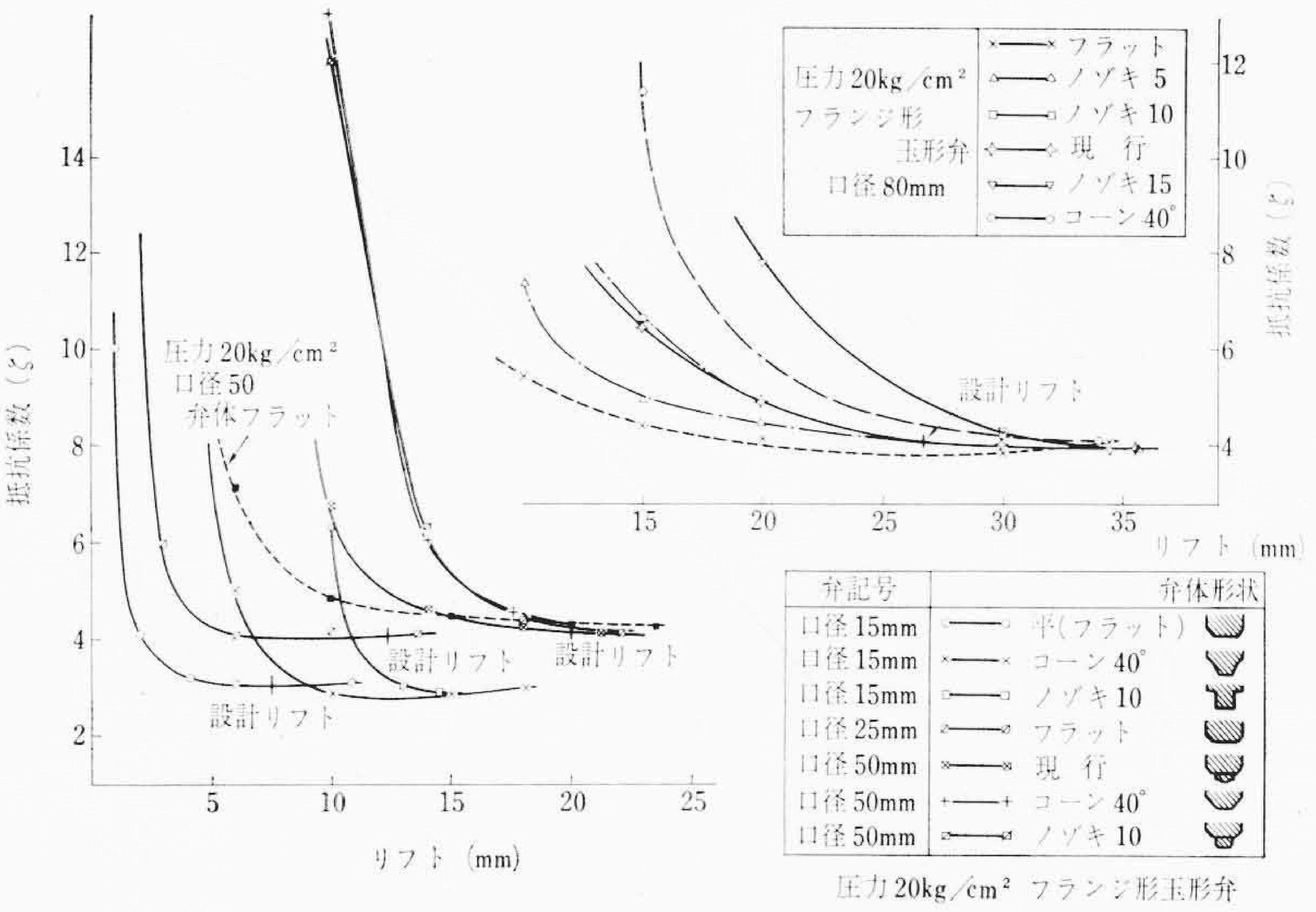



図 11　各種弁体形における開度特性

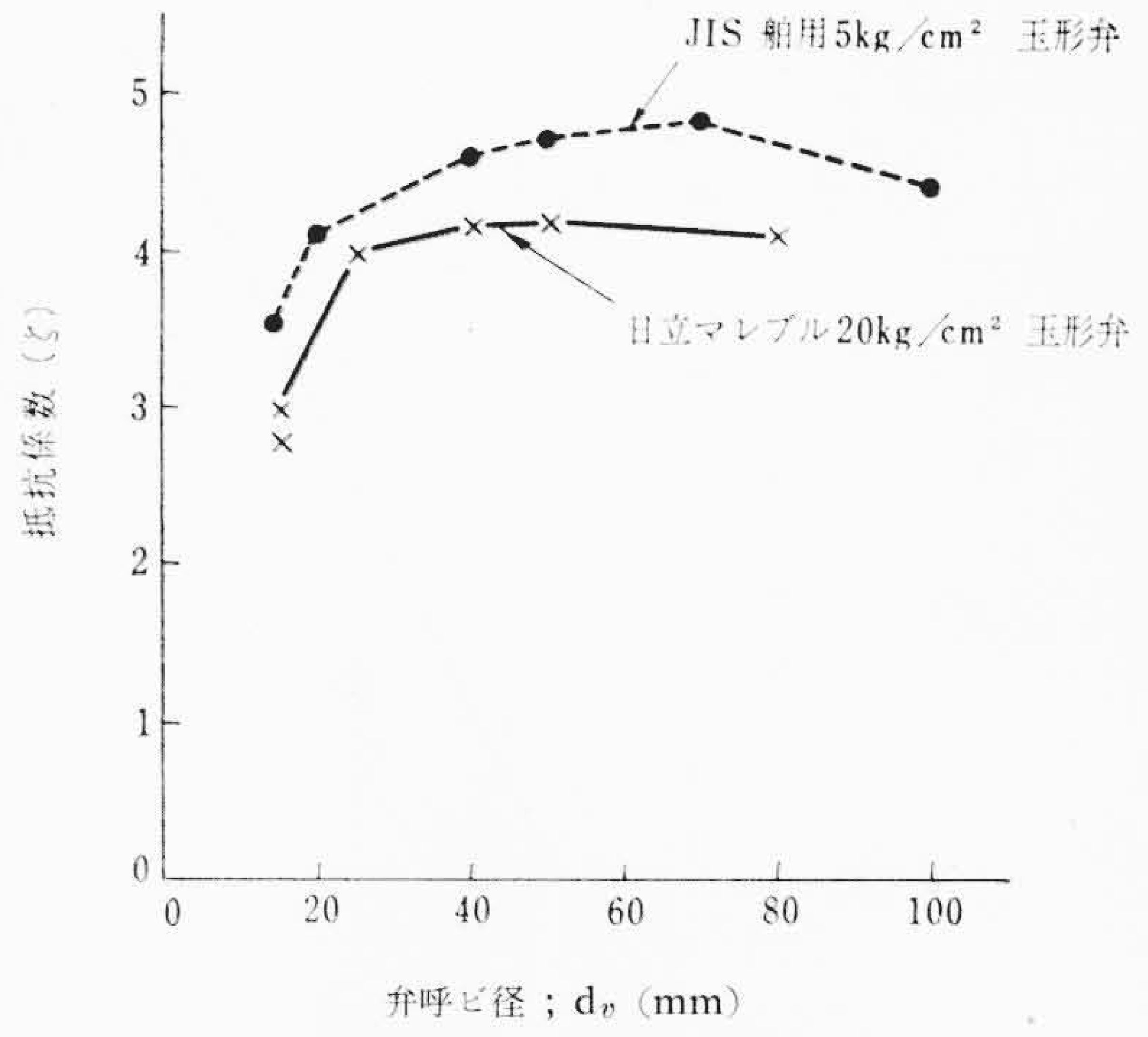



図 12　弁呼ビ径と抵抗係数との関係

表 3　各種弁，弁体形状における補正係数

| 弁種 | 玉形弁 | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 弁口径 | 15 | | | 25 | 50 | | | |
| 弁体形状 | フラット | コーン (40°) | ノゾキ (10) | フラット | ノゾキ (現行品) | フラット | ノゾキ (10) | コーン (40°) |
| 最小抵抗係数 | 3.0 | 2.8 | 2.9 | 4.0 | 4.1 | 4.3 | 4.1 | 4.1 |
| 補正係数 $k_1$ | 1.12 | 2.61 | 3.47 | 0.864 | 1.36 | 1.12 | 1.52 | 1.52 |
| 弁種 | 玉形弁 | | | | | アングル弁 | | |
| 弁口径 | 80 | | | | | 15 | 25 | 50 |
| 弁体形状 | ノゾキ 現行 | フラット | ノゾキ (10) | ノゾキ (15) | コーン (40°) | フラット | フラット | フラット |
| 最小抵抗係数 | 3.9 | 3.8 | 4.0 | 3.9 | 4.1 | 1.5 | 1.9 | 2.1 |
| 補正係数 $k_1$ | 1.40 | 1.05 | 1.35 | 1.55 | 1.50 | 1.43 | 1.53 | 1.60 |

表 4　各種弁，弁体形における補正係数

| 弁箱 | 弁体形状 | 補正係数 $k_1$ |
|---|---|---|
| 玉形 | フラット形 | 1.0 ～ 1.2 |
| | ノゾキ形 | 1.4 ～ 1.6 |
| | コーン形 | 1.5 ～ 1.6 |
| アングル | フラット形 | 1.4 ～ 1.6 |

補正係数 $k_1$ はリフト ¼ $d_V$ に対する補正係数

$$k_1=\frac{\text{最小抵抗係数より5\%大きい抵抗係数のリフト}}{\text{¼ 弁座口径}}$$

を用いて決定することが可能になる。

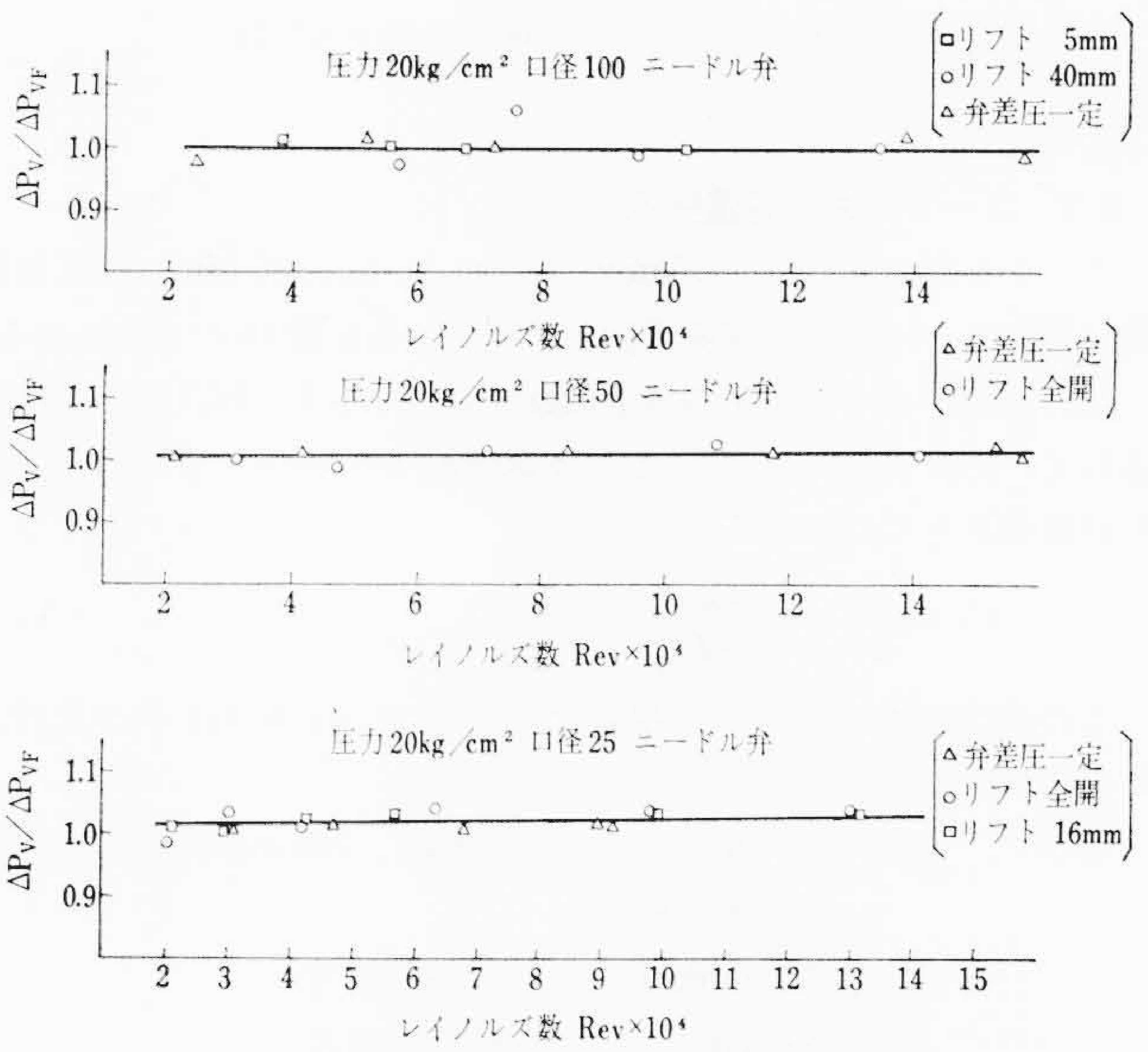
口径 15 mm において補正係数 $k_1$ の値が大きくなっている。これは口径 25 mm 以上の弁との間に幾何学的に相似の関係がくずれてくるものと考えられる。このことは図 12 においても呼ビ口径 20 mm 前後のサイズにおいて二つのグループに分けられる。20 mm より下の口径においては抵抗係数は小さく，口径 20 mm 以上のグループでは抵抗係数はほぼ同じ値と見なすことができる。

## 8.　容量係数($C_V$ 値)と弁抵抗係数

弁の抵抗係数は配管設計ならびに口径の異なる弁の性能比較の際必要となるものであるが，容量によって弁の口径を決定するためには容量係数($C_V$ 値)が用いられている。

容量係数とは「60°F(15°C)の清水を弁出入口の差圧 1 psi に保って流したとき，1 分間に弁を通過する量を U.S. ガロンで表わした数値」をいう。

容量係数と抵抗係数の関係を弁座部を開口面積可変のオリフィスとしてオリフィス流量計算式と抵抗係数計算式より求めると




$\varDelta P_V$:　弁による圧力損失
$\varDelta P_{VF}$:　FCI，VDI/VDE による圧力損失

図 13　ニードル弁の $\varDelta P_V/\varDelta P_{VF}$ とレイノルズ数の関係

$$C_V=4.63\times10^4\frac{d^2}{\sqrt{\zeta}}\quad d: 口径 \ (\mathrm{mm}) \quad\cdots\cdots\cdots\cdots(4)$$

となり，(4)式の抵抗係数 ζ より $C_V$ 値を求めることができる。

### 8.1　弁の圧力損失の測定方法

弁による圧力損失はその抵抗係数を測定するうえに最も重要な要因であり，さきに述べた方法で求めているが，容量係数($C_V$ 値)の測定規準についてはアメリカの FCI[(7)] (Fluid Controls Institute) 規格，ドイツでは VDI/VDE[(8)] 規格として $C_V$ 値に相当する $K_V$ 値とその測定方法が規定してある。これらの圧力取出口の位置については，FCI 方式では弁の接続口から上流側 (0.5～2.5) $d$ ($d$: パイプ口径)，下流側 (4～6) $d$ として，VDI/VDE では上流側 1 $d$，下流側 5 $d$ と規定してある。本実験でも図 9 のように弁上流側 1 $d$，下流側 5 $d$ の点に圧力取出口を設けて静圧測定を行なった。抵抗係数測定方法による差圧 $\varDelta P_V$ と FCI, VDI/VDE 方式による圧力取出口より求めた弁差圧 $\varDelta P_{VF}$ について検討を行なうと，図 13 よりつぎのことがいえる。

(1)　$\varDelta P_V/\varDelta P_{VF}$ はレイノルズ数に無関係に一定となる。

(2)　$\varDelta P_V/\varDelta P_{VF}$ の値はほぼ 1 であり，$\varDelta P_V$ または $\varDelta P_{VF}$ のどちらを用いても結果は変わりないと考えられる。

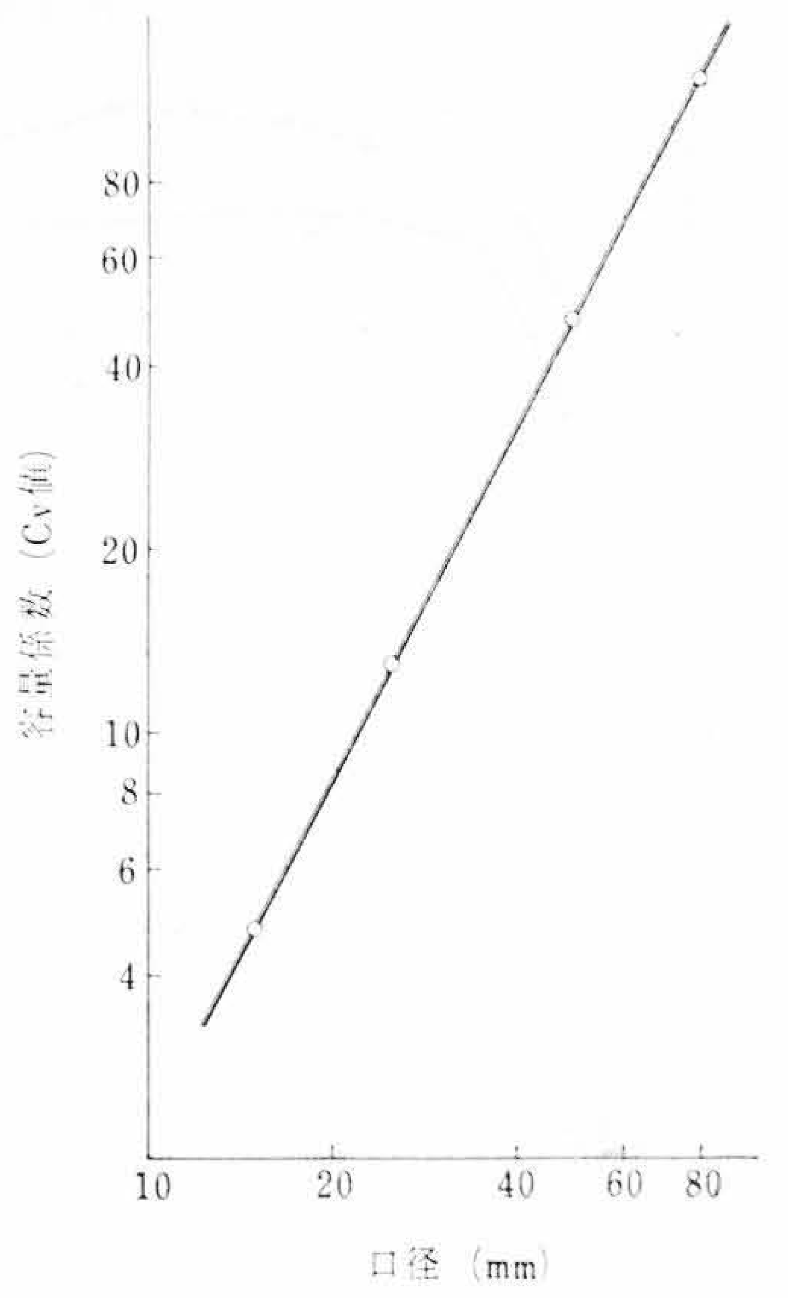



図14　ニードル弁の呼び口径と $C_V$ 値

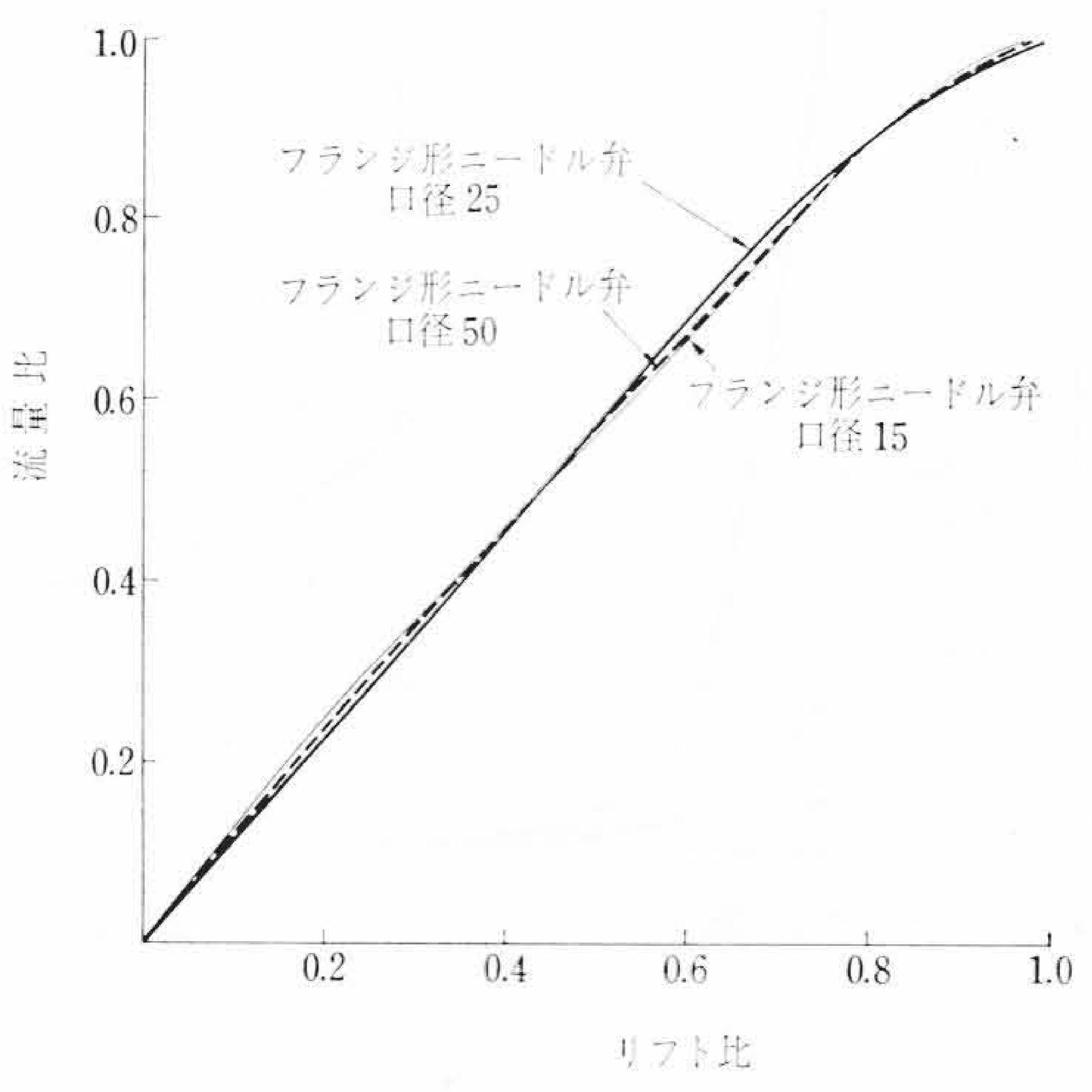



図15　流　量　特　性

### 8.2　ニードル弁の容量係数

ニードル形の弁（口径15 mm, 25 mm, 50 mm, 80 mm）の抵抗係数を用いて(4)式より容量係数を求めてみると図14のようになる。

なお流体，ガスに関する容量係数計算式のうち，FCI規格に採用されている次式(5)を用いて口径50 mmのニードル弁の容量係数を計算すると $C_V$ 値は47となる。

$$C_V=\frac{Q_g}{24}\sqrt{\frac{G_g}{h_v\cdot P_m}} \qquad (5)$$

この式は流体が気体で常温における式で差圧条件は $P_2>P_1/2$, $h_v<P_1/2$ である。

ここで，$Q_g$：〔m³/h〕 標準状態（15℃，760 mmHgab）における気体の流量

$P_1$：〔kg/cm²ab〕 一次側絶対圧力

$P_2$：〔kg/cm²ab〕 二次側絶対圧力

$P_m$：〔kg/cm²ab〕$=(P_1+P_2)/2$ 平均絶対圧力

$G_g$：ガスの比重量〔空気＝1〕

$h_v=P_1-P_2$

以上の結果から抵抗係数より求めた容量係数とFCI方式で求めた結果は同じであり，幾何学的に相似とみられる各口径のニードル弁についての $C_V$ 値は図14より求めることが可能である。

### 8.3　ニードル弁の流量特性

流量調整弁の流量特性とはリフトと制御流量との関係をいい，一般にはリフト，流量ともに最大値に対する百分率で表わされている。

一般に圧力降下一定のときの弁特性を固有特性とし，弁の圧力降下が弁の設置されている系の条件によって変化するときの弁の特性を有効特性と呼んでいるが，圧力降下を一定とした場合のニードル弁の流量特性すなわち固有特性は図15のとおりである。いずれも直線形特性をもち，かつ口径によらず一定した流量特性を示している。

## 9.　結　　言

日立金属工業株式会社桑名工場製の各種弁の抵抗係数と開度特性は，これまで発表されている国内外の抵抗係数の値と比較して小さく，配管系に接続された場合その圧力損失は少ない。また幾何学的に相似な流路形状をもった各口径の弁について，流れより見て経済的な最適リフトを補整係数を用いて推定することが可能である。

流量調整弁としての日立金属工業株式会社製ニードル弁の容量係数と流量特性を明らかにした。

終わりにのぞみ本実験に際しご指導ご協力いただいた日立製作所日立研究所はじめ関係各位に対し厚くお礼申しあげる。

## 参　考　文　献

(1)　日本造船関連工業会：船舶の管系付属品の流れの抵抗係数に関する事業報告（第1・2・3報）（昭35,36）
(2)　ASME, Hydraulic Institute, Pipe Friction Manual 1954
(3)　W社 Catalog 47
(4)　C社 Technical Paper No. 410
(5)　H. Richer, Rohrhydraulik, 3 Auflage, Springer-Verlag, 1958
(6)　E社 Catalog 14
(7)　FCI 58-2 "Recommended Voluntary Standards for Measurement Procedure for Determining Control Valves Flow Capacity" Fluid Controls Institute. Inc., (1956)
(8)　VDI/VDE-Riclthinien 2173: "Kenngrößen von Stellventilen für strömende Stoffe und deren Bestimmung" Dez. (1960)