
配管材料特集

高圧大口径仕切弁の製作記録	51
日立製バルブの流過特性	56
弁用グランドパッキンの緊塞	61
マレブル継手の使用範囲に関する一考察	67
マレブル製ドレネジ継手の強度 (超高層ビルへの適用の検討)	72
日立 FM パイプの二、三の特性	78

高圧大口径仕切弁の製作記録

Manufacturing Records of Large-size Gate Valves for High-pressure Use

満谷隆* 上野義郎*
Takashi Mitsutani Yoshio Ueno

要 旨

日立金属工業株式会社桑名工場では数年前よりクラス 4,000 までの弁を製作し始めたが、本報告はクラス 4,000 までの仕切弁の設計方法と大口径仕切弁, クラス 2,000 溶接形仕切弁 (弁箱材質 SC 49) 呼ビ 14 B の製作記録を述べたものである。

設計法については、レーティング品としての設計の仕方、部品の強度設計法、異常高圧の対策についてまとめた。製作した弁については設計法と性能の確認のために、弁箱素材の切断試験、弁箱表面応力の測定、蒸気試験を行ないいずれも満足すべき結果を得た。

1. 緒 言

従来日立金属工業株式会社桑名工場では日立印マレブルバルブおよびクラス 600 までの鍛鋼弁を製作していたが、数年前よりクラス 4,000 までの主として火力発電プラント用弁の製作も始めた。本報告はこのクラス 4,000 までの仕切弁の設計方法と、大口径仕切弁, クラス 2,000 溶接形仕切弁 (弁箱材質 SC 49) 呼ビ 14 B (図 1) の製作と試験についてまとめたものである。(仕切弁とはウェッジゲート弁をさす。)

弁の設計法については、ピアソン氏⁽¹⁾の著書「弁の設計」やハンドブック⁽²⁾⁽³⁾にまとめたものがあるが、古いものであるため、最近の高圧仕切弁の構造や使い方についてはふれていない。また仕切弁の使い方は異常高圧と呼ぶ事故を通して少しずつ変わってきており、この間の状況は山成氏⁽⁴⁾の説明によりある程度知ることができるが、使い方、構造、強度設計についてまとめたものはない。そのため、設計法については弁の各要素や各種の弁について実験を行ない基礎的なことからまとめた。

製作した弁は、弁箱の実体強度、弁箱表面応力の測定、蒸気試験などを行ない性能の確認をした。

2. 設 計 法

弁の設計は、レーティングを決めることとレーティングに合わせて強度設計を行なうことの二つに分けて考えられる。

レーティングは ASA B 16.5 Steel Pipe Flanges and Flanged Fittings の規格にクラス 2,500 まで決めてあり、これが一般に使われている。また現在の火力発電プラントではクラス 4,000 相当の弁が使われているが、このクラス 4,000 のレーティングも ASA 規格とほぼ同じ決め方で決められる。このような点からレーティングの決め方は別の機会にゆずり、以下レーティングに合わせて行なう強度設計法について述べる。

2.1 レーティングと強度設計に使う圧力と温度

- ASA レーティングのクラス 300~2,500 はつぎのような基礎で作られている。
- (1) 同一レーティング上では応力と内圧とは比例関係にあり、レーティングの呼ビ圧力に対応する応力は 8,750 psi である。
 - (2) 各温度に対応する許容応力はつぎのようにになっている。
 - (a) 650°F まではタイプ 304 ステンレス鋼を除き、各材料とも炭素鋼の降伏強さの 60% を基礎としている。
 - (b) 650°F からは、ASME, Boiler and Pressure Vessel

* 日立金属工業株式会社桑名工場

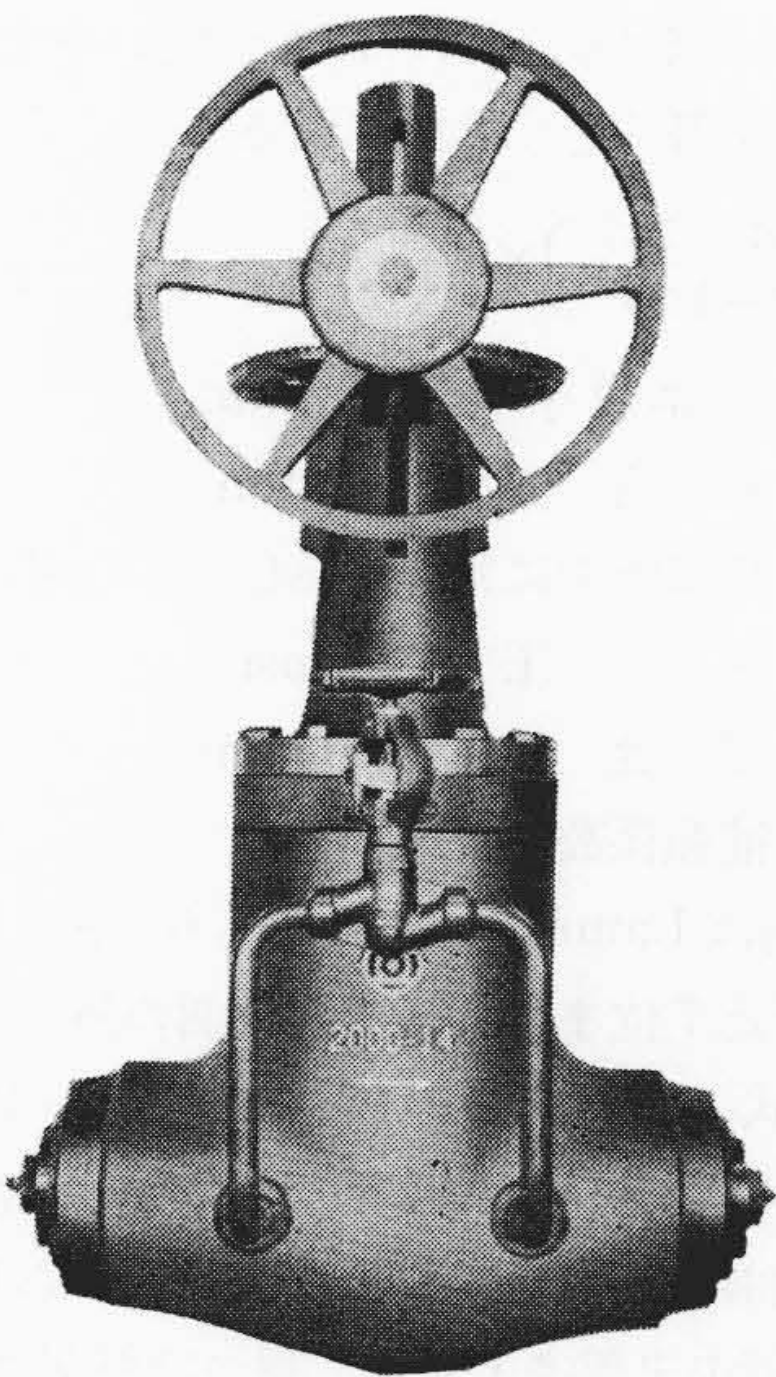


図 1 SC 49 クラス 2,000 溶接形仕切弁 14 B

表 1 弁部品の設計に使う圧力と許容応力

部品に作用する温度と内圧による分類	部 品 名	設計に使う圧力と許容応力
流体とともに温度が上がって内圧が作用するもの	弁箱, フタ, プレッシューシール	呼ビ圧力と呼ビ圧力に対応する応力
流体の温度が上がっても温度の上がらないもの	ハンドル, 弁棒上部, ヨーク上部, アイボルト, バックギン押え	最高内圧 ¹⁾ 室温における許容応力
温度が上がった状態で最高内圧に相当する力がかかるもの ²⁾	弁体, 弁座, 逆座, 弁棒下部, ヨーク下部	最高内圧 ¹⁾ 最高温度における許容応力

1) 呼ビ圧力の 2.4 倍
2) ハンドル操作力が加わるもの

Code P-7 表の 8,750 psi まで直線で結んだ値をとっている。8,750 psi に対応する温度は +5°~−20°F で 25°F 単位にまらめてあり、この温度を Primary Temperature と呼ぶ。

(c) Primary Temperature 以上は P-7 表の許容応力によっている。

レーティングがこのような決め方で作られているため、弁箱やふたのようにレーティングと同じ許容応力の決め方になっているものは、レーティング上の一点をとって設計すればよいが、その他の部品は温度と許容応力の関係が異なるばかりでなく、ハンドル操作力も加わるため、レーティング上もっとも弱くなる点を基準に設計しなければならない。その点と部品との関係を分類整理すると表 1 のようになる。

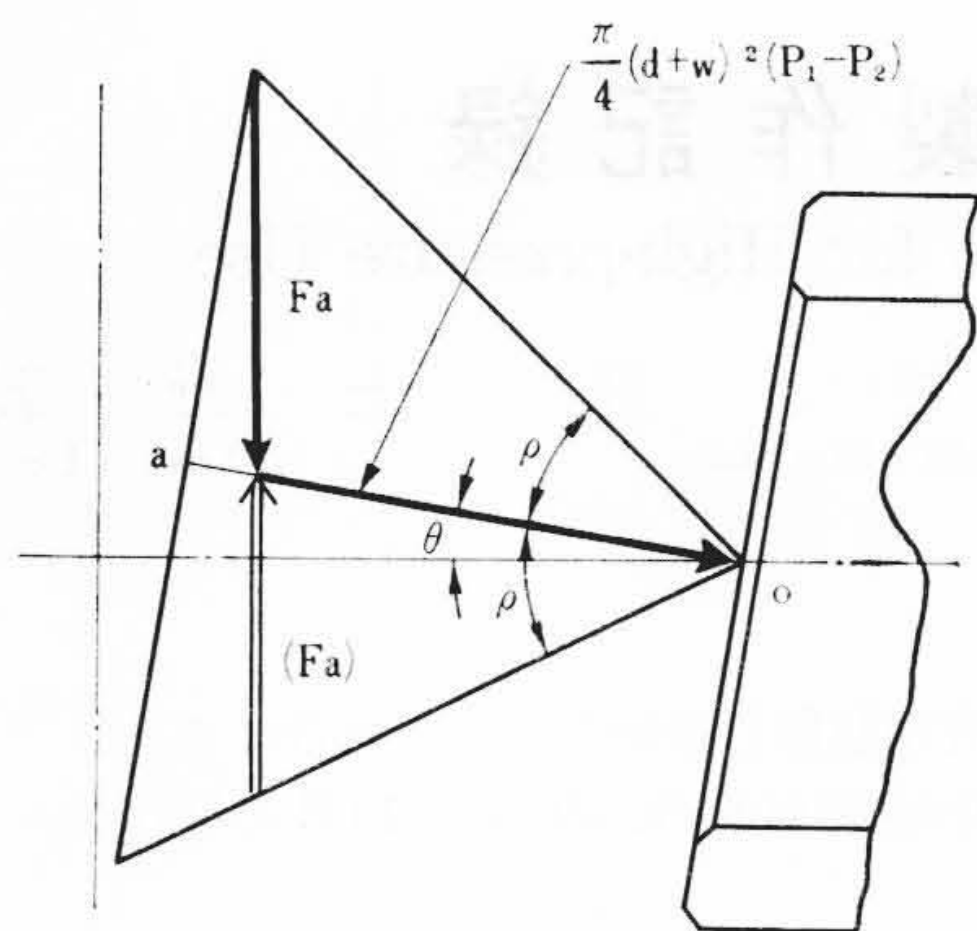
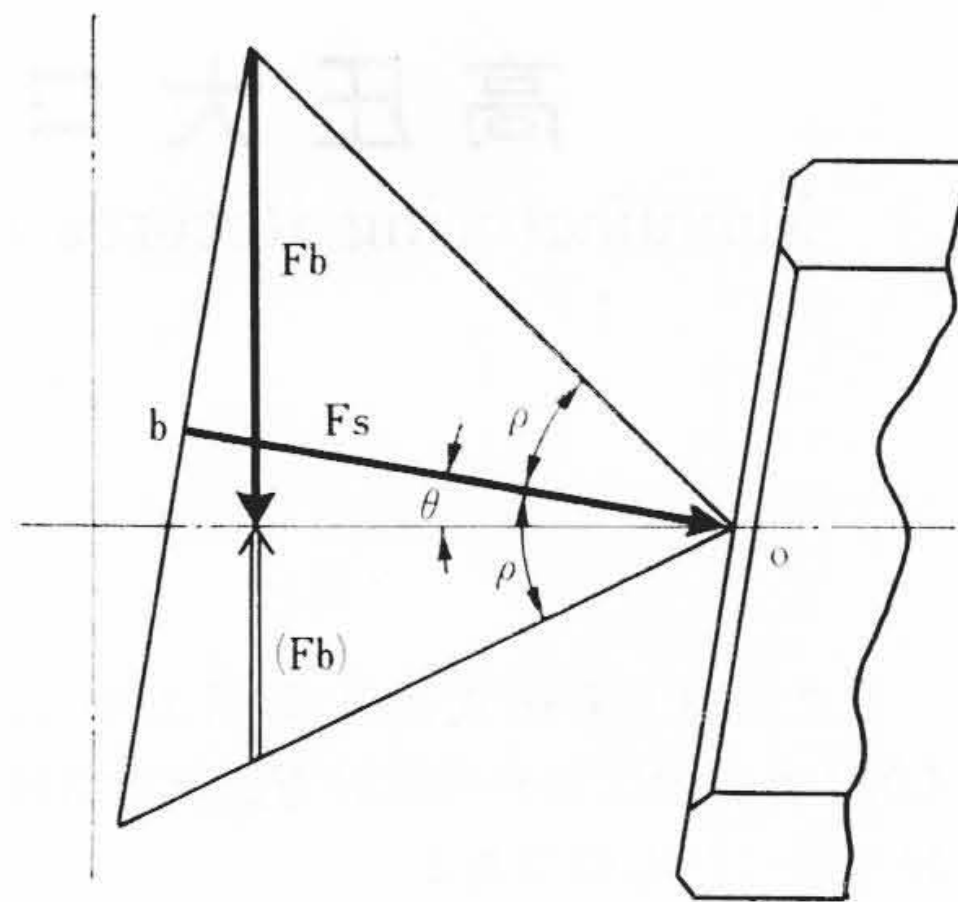


図 2 差圧による力と弁棒推力の関係



(左半分は略してある)

図 3 弁棒推力と弁座面圧の関係

2.2 弁 箱 肉 厚

弁箱のような形のものの強度計算式としては Kellogg の式と ASA B16.5 の式があるが、後者のほうが使いやすいので、これをもとに肉厚の計算式を書くと(1)式になる。

$$t = \left[\frac{P(d_i + 2c)}{2S - 1.2P} \right] \times \alpha + c \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 t : 計算最小肉厚 (mm)

d_i : 弁箱内径 (mm)

S : 呼び圧力に対応する応力 (psi)

P : 呼び圧力 (psi)

c : 腐食しろ (mm)

α : 補強係数 1.3~4

この式の〔 〕内は Lamé の修正式であり、室温での円筒破壊試験結果に対し内外径比 7 位までは若干安全側の値を与え⁽⁵⁾、クリープ域では ASME の式より安全側の値を与える。 α については、ASA B16.5 では 1.5 としているが、筆者らが行なった溶接継手チーの応力測定と破壊試験および弁箱の応力測定結果から見て弁箱の両端に近い部分は 1.3、胴中央部は 1.5~2、胴つけ根部は 3~4 くらいにするのがよいと考えられる。

2.3 弁 座 幅

高圧の弁は差圧のみで弁座の漏れ止めが行なえるような弁座幅にする。具体的には弁座幅の中央まで内圧が及ぶとして弁座の面圧力との関係から弁座幅を求める。

$$\frac{\pi}{4} (d_1 + w)^2 (P_1 - P_2) = \pi (d_1 + w) w e (P_1 - P_2)$$

$$\therefore w = \frac{d_1}{4e - 1} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\text{ただし、} e(P_1 - P_2) \leq \sigma_c \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここに、 w : 弁座幅 (mm)

d_1 : 弁座内径 (mm)

e : 漏れ止め係数 3 以上

$(P_1 - P_2)$: 弁前後の差圧 (kg/mm²)

σ_c : 許容面圧 (kg/mm²)

e の値は弁座面の仕上げ程度により異なるが、ラッピングしたステライト面で最小 1.5~3 であり、 d_1 が大きくなると真の接触幅が減るためか e が見かけ上少し小さくなる。設計は安全をみて 3 以上にする。弁座幅を(2)式の値より大きくする場合や $e(P_1 - P_2)$ の値が小さい場合は差圧だけでは漏れるので弁棒で推力を加えなければならない。

2.4 弁 棒 推 力

弁を開閉するとき弁棒に作用する力は弁棒に作用する内圧による力、グランドパッキンの摩擦力および弁座面からの反力である。以下弁座面からの反力について述べる。

(1) 差圧だけで漏れ止めができる場合

図 2 に弁棒推力と差圧による力および摩擦力の関係を示す。この関係より弁を開閉する力 F_a を求めると(4)式になる。(4)式の $\pm \rho$ はプラスが弁を閉じる場合、マイナスが弁を開く場合である。

レーティング品の場合は $P_1 - P_2$ の代わりに最高圧力を用いる。

$$F_a = \frac{\pi}{4} (d_1 + w)^2 (P_1 - P_2) \frac{\sin \rho}{\cos(\theta \pm \rho)} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに、 F_a : 弁棒推力 (kg)

θ : 弁座角の 1/2 (°)

ρ : 弁座と弁体との間の摩擦角 (°)

(2) 差圧だけでは漏れ止めができない場合

この場合は図 2 に示す差圧による推力 F_a のほかに、弁座の漏れ止めを行なうための推力を加える必要がある。図 3 は差圧がないときの弁棒推力と弁座面に作用する力および摩擦力の関係であるが、この図の b_o と図 2 の a_o の和が弁座の漏れ止めに必要な力になるように弁棒推力 ($F_a + 2F_b$) を決めればよい。図 3 の $b_o = F_s$ を求めつぎに F_b を求める。

$$F_s = \pi (d_1 + w) w P_3 - \left\{ \frac{\pi}{4} (d_1 + w)^2 (P_1 - P_2) + F_a \sin \theta \right\} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$F_b = F_s \frac{\cos(\theta + \rho)}{\cos \rho} \tan(\theta \pm \rho) \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここに、 F_s : 弁座にさらに加える力 (kg)

F_b : F_s を発生させる推力 (kg)

P_3 : 漏れ止めをするための面圧 (kg/mm²)

(6) 式の $\pm \rho$ はプラスが弁を閉じる場合、マイナスが開く場合である。

P_3 の値はステライトで最小 0.5 kg/mm² くらいであるが、レーティング品の場合は最高圧力の 3 倍以上の値にする。

2.5 弁 棒 径

弁棒径の計算は台形ネジと柱としての強度の両方から行なわれるが、ここでは柱としての強度計算について述べる。

弁棒径はオイラーの式 ($\sigma_y/2 > \sigma_k$ の場合) かジョンソンの式 (7) ($\sigma_y \geq \sigma_k \geq \sigma_y/2$ の場合) および弁棒荷重と弁棒径の関係式(8)とから計算する。

$$\sigma_k = \sigma_y - \left(\frac{\sigma_y^2}{4\pi^2 E} \right) \left(\frac{4l}{d} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$F = \frac{\pi}{4} d^2 \frac{\sigma_k}{\alpha_1} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここに、 σ_k : 座屈応力 (kg/mm²)

σ_y : 降伏応力 (kg/mm²)

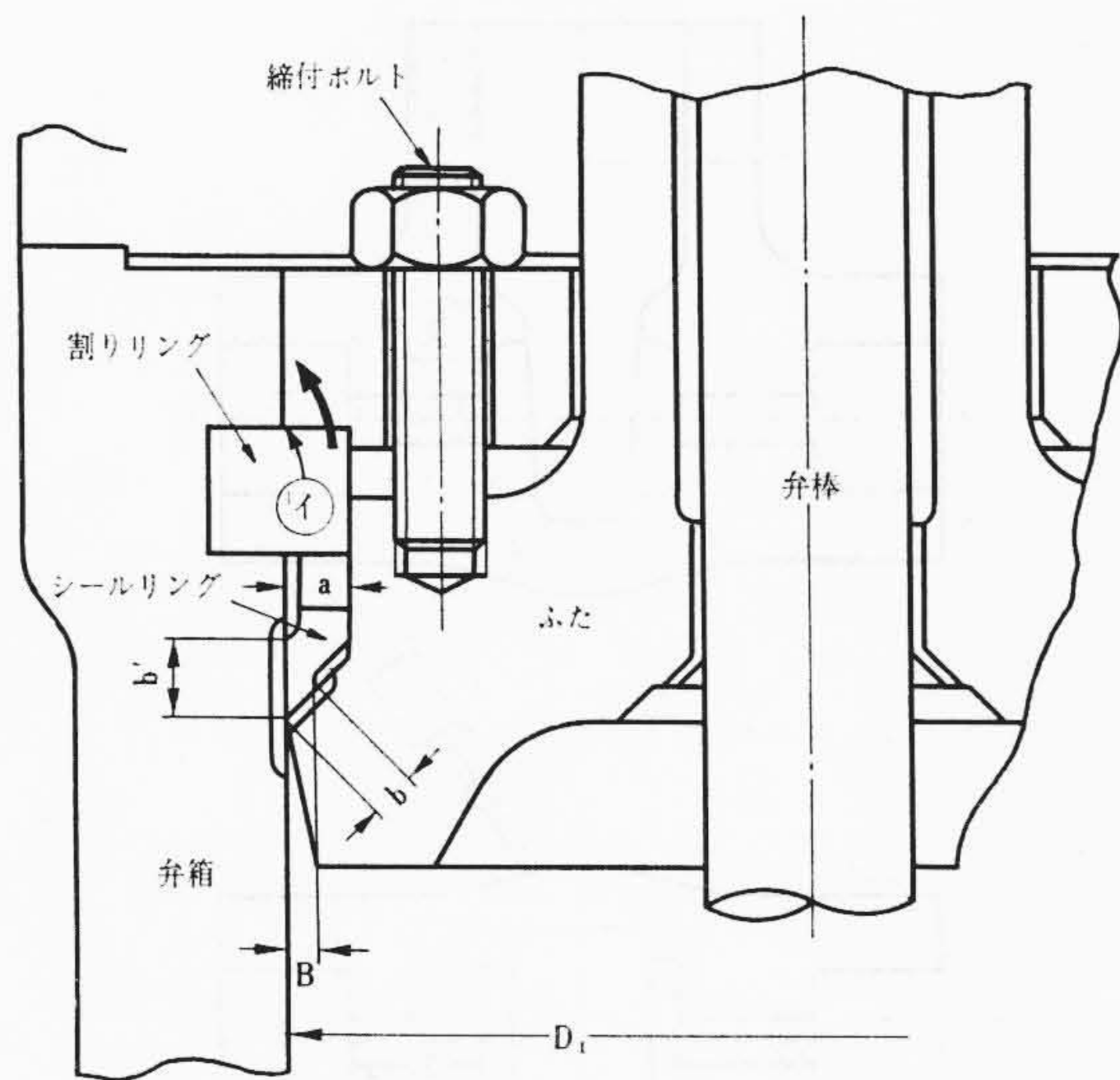


図4 プレッシュシールの部分断面

- E : ヤング率 (kg/mm^2)
 l : 強度計算上の長さ (mm)
 d : 弁棒径 (mm)
 F : 弁棒推力 (kg)
 α_1 : 安全率

α_1 は通常の柱ではオイラーの式の範囲内で2, それ以下の細長比の場合2~1%にする⁽⁶⁾が、仕切弁の弁棒は全長の30%くらいネジが切っており、柱としての強度が約50%落ちるため3.5~4以上にする。

また、 l が長い、細長比の大きなものはたわみが大きくなるので(9)式によりたわみをチェックしておく必要がある。

$$\delta = a \left\{ \sec \left(\sqrt{\frac{\sigma}{E}} \times \frac{2l}{d} \right) - 1 \right\} \dots \dots \dots (9)$$

- ここに、 δ : たわみ量 (mm)
 σ : 弁棒応力 (kg/mm^2)
 a : 偏心量 ($l/1,000$ mm)

2.6 プレッシュシール

プレッシュシールはふたにかかる内圧で弁箱とふたの接合面からの漏れを止めるものであるから内圧がシール面の半分まで及ぶとして内圧と面圧の関係からシール面の幅を求める(図4参照)。

$$\frac{\pi}{4} (D_1 - B)^2 P = \pi (D_1 - B) B m P$$

$$\therefore B = \frac{D_1}{4m + 1} \dots \dots \dots (10)$$

- ここに、 D_1 : 内径 (mm)
 B : シール面の幅 (mm)
 m : ガasket係数

m は最小4くらいであるが、クラス4,000で6くらい、クラス900で9くらいにすると最初の締付力が小さく、また弁箱やふたの面の変形が少ない。ボルトの大きさはシール面の面圧が250 kg/cm^2 くらいを目標に決めればよい。大体において内径 D_1 の面積に対するボルト(材質SCM3)の断面積が2~3%になる。

2.7 異常高圧とその対策

フレキシブルディスク(図6の弁体)を押し込むと、弁出入口の弁座の漏れ止めが完全に行なえるため、この弁座間に流体が封入されてしまう。封入された流体が気体のときは温度変化があっても、圧力の変化は少ないが、液体の場合、たとえば水では図6に示すように温度変化にともなって非常に高い圧力になる⁽⁷⁾。これが異常高圧

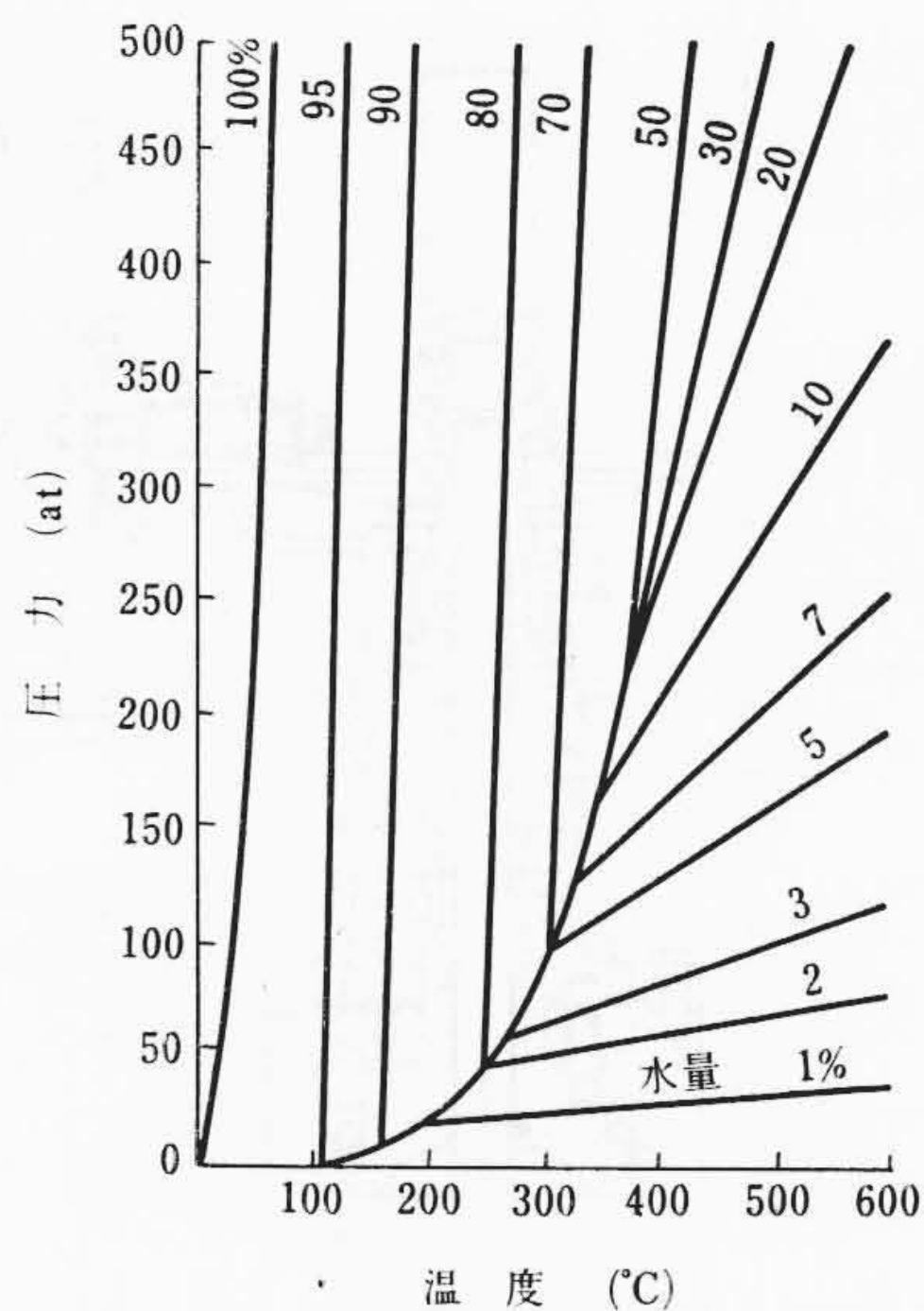


図5 密閉弁箱内の水が加熱されたときの圧力と温度の関係

と呼ぶ現象である。異常高圧が発生すると弁が開かなかったりパッキンから漏れたり、極端な場合には弁箱が変形する。これを防止するためにはつぎのようにする。

- (1) 弁を一度締切ってから弁を少し開き片方の弁座にすき間を設けるようにするか、ストップによりつねに片方の弁座にすき間を設ける。これは差圧が小さいとき漏れる可能性がある。
- (2) 弁体の片方に穴をあけ流体が封入されないようにする。これは弁体を押込むことができるので差圧が小さくても漏れ止めが可能であるが、逆流すると漏れやすい。熱によるひずみを考慮する必要がある。
- (3) 弁箱胴部にリリーフバルブをつけるか、必要に応じ圧力が抜けるように別にバルブを設ける。

ボイラの給水ヒータの出入口を結ぶバイパス弁などは閉の状態で使用されるのでとくに注意する必要がある。

3. 製作と試験

弁の設計法と性能の確認のため何種類かの弁を製作して試験を行なったが、このうち、クラス2,000溶接形仕切弁(弁箱材質SC49)呼び14Bについての結果を報告する。弁箱素材としてはまず1個をつくり切断して各種試験をしてから本番の素材を鋳造した。完成した弁は水圧試験、蒸気試験、水圧試験、分解検査、再組立後応力測定、水圧試験の順に検討した。

3.1 設計

設計した弁を図6に示す。この弁の構造で特長となっていることはプレッシュシールの割リングの構造と開度指示部である。プレッシュシールの割リングは通常は図4に示す長方形のものが使われているが、割リングが分割してあるため矢印の方向に回転しようとし①部を変形させるばかりでなく、締付ボルトに無理な力がかかることが多かった。これを図6に示すように上下方向に回転モーメントを受ける部分を設けて防ぐようにした。また従来の弁の開度指示部は歯車とともに回転するためハンドル側から見えなくなることがあったが、これを改良し望む方向に開度指示部を向けてセットでき、かつその位置で指針が上下に動くようにした。

3.2 弁箱の製作

弁箱素材はまず予備試験用に1個をつくり切断して各種試験を行なってから本番弁箱の鋳造をした。素材はインテグラルテストピース

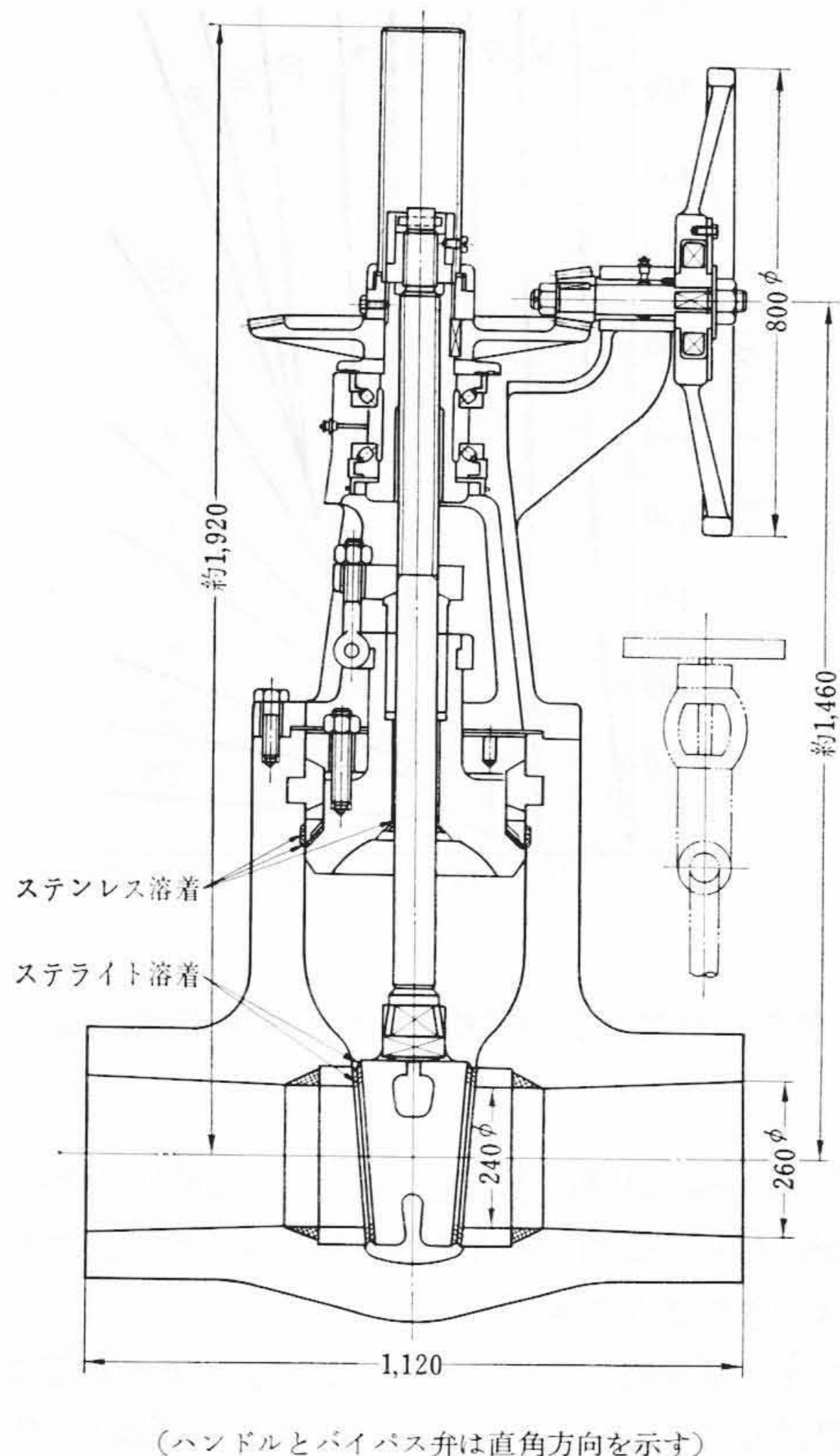


図 6 SC 49 クラス 2,000 溶接形仕切弁 14B 断面図

をつけたまま焼ナラシ テンパを行なった。試験としては染色探傷，磁粉探傷，放射線検査を行なった。試験用素材はこのほかにマクロ組織と硬度を調べ，実体試験片による引張，曲げ，衝撃試験を行なった。これらの試験のため図 7 のアア線で半分にし，さらにイイ，ウウ，エエ，オオで切断した。①～④の位置から 200×150×150 のブロックを削り出しこれより実体試験片を採取した。この実体試験片の①はプレッシャシール部，②は弁箱中最大肉厚部，③は溶接開先部，④は鋳造方案上もっとも欠陥の出やすい部分である。

(1) 化学成分および機械的性質

表 2 に化学成分の分析値を，表 3 に機械的性質の試験値を示す。これらの表から明らかなように，すべてが規格を満足する値である。

(2) 染色探傷試験および磁粉探傷試験

鋳肌面はハンドグラインダで，内面は完全に黒皮を除き 50～80 S に，外面は点々と黒皮が残る程度 100～150 S に研削仕上をしてから，切断面は切削加工後研削およびサンダ仕上をしてから試験を行なった。その結果，表面には図 7 の内面 a b c と外面バイパス座のまわりに砂カミがあった以外に欠陥はなく，切断面には欠陥はなかった。本番の弁箱には d e の点にグラインダで削り取れる程度の砂かみがあった。なお磁粉探傷試験は白色ペイントを塗り黒色磁粉を用いプロット間隔を 200 mm として行なった。

(3) マクロ組織と硬度

切断面イイについて塩酸 1 硝酸 1 の腐食液により約 10 分間エッチングをしてマクロ組織を調べた。その結果染色探傷試験ではまったく現われなかった中心線びけと思われるものがごくうすく現われたが問題はなかった。断面全面についてショアー硬度を測定したが，22～25 であり，バラツキが少なく組織の均一性を示していた。

(4) 放射線検査

全面 ASTM 2 級，弁箱両端の開先部は JIS 1 級に合格した。

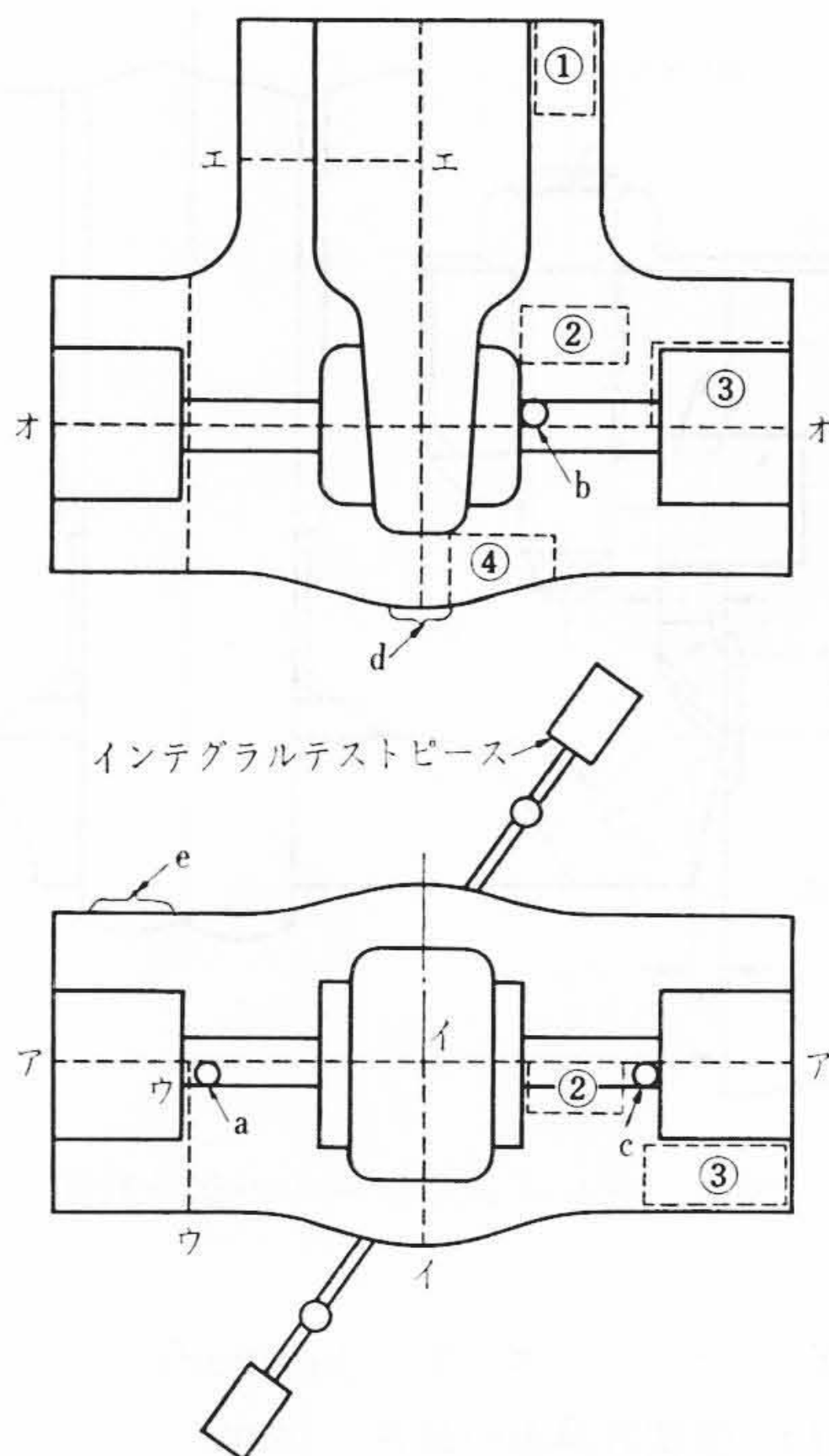


図 7 弁箱の切断方法と砂カミの位置

表 2 弁箱の化学成分分析値 (SC49)

成 分	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr
試験用弁箱	0.25	0.41	0.67	0.010	0.010	0.15	0.09	0.12
本番用弁箱	0.27	0.47	0.70	0.019	0.008	0.18	0.15	0.19
発電用火力 技術基準	<0.35	<0.60	<0.70	<0.05	<0.05	—	—	—

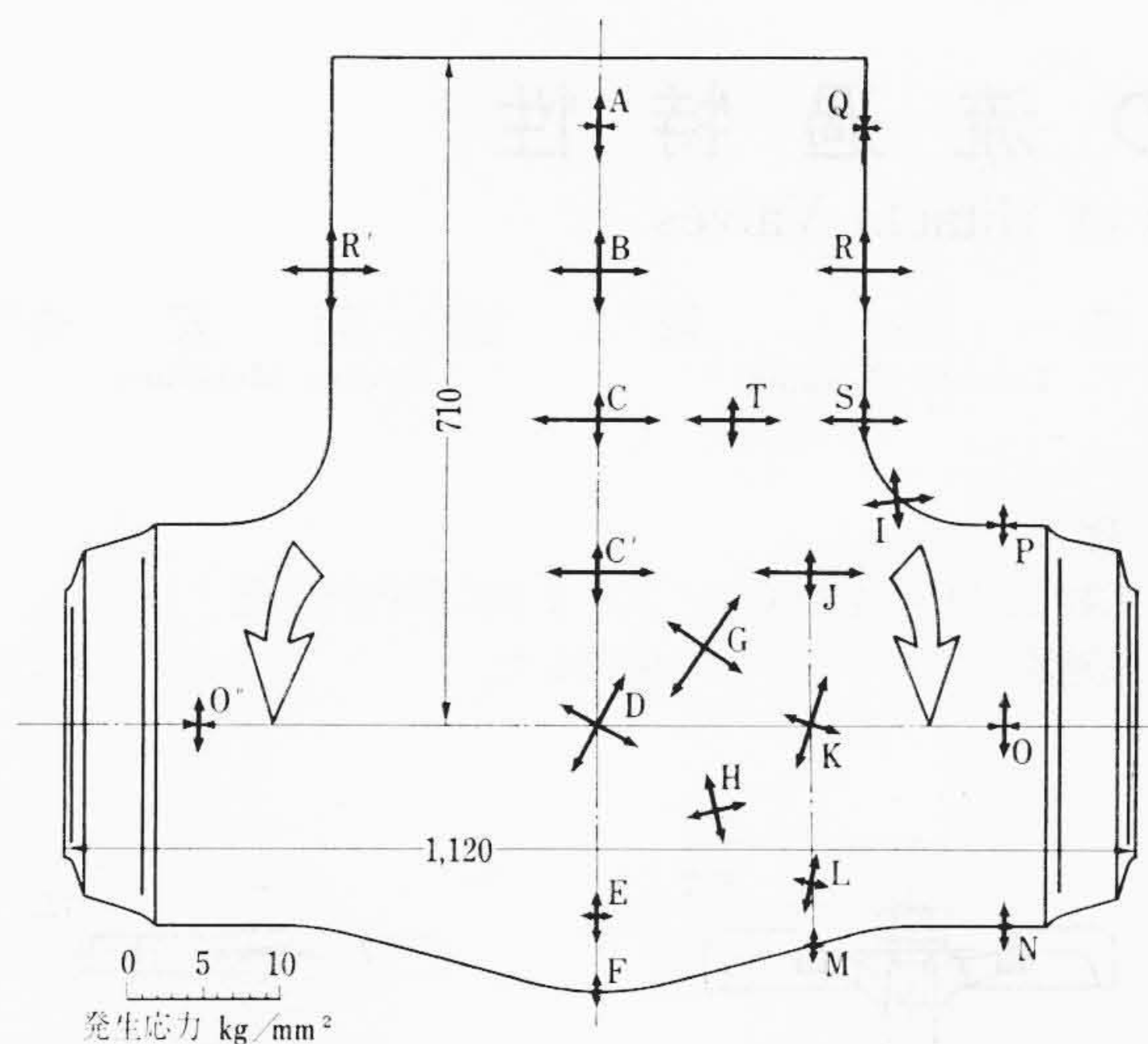
表 3 実体試験片とインテグラルテストピースの機械的性質

試 験 名 片		引 張 試 験 JIS 4 号					曲げ試験 JIS 5 A	シャルピー JIS 3 号
試 験 内 容		引張強さ (kg/mm ²)	降伏点 (kg/mm ²)	伸 び (%)	絞 り (%)	切断位置	90度曲げ 半径 25	衝撃値 (kgm/cm ²)
実 体 試 験 片	①	52.6	31.7	27.9	38.4	A	合 格	10.9
	②	49.3	30.4	25.4	39.4	A	合 格	11.0
	③	52.2	31.9	27.5	35.5	A	合 格	10.4
	④	49.0	29.9	28.6	34.9	A	合 格	10.2
インテグ ラルテス トピース	試 験 用	52.6	32.5	36.4	56.8	A	合 格	10.5
	本 番	54.8	33.4	34.8	54.0	A	合 格	10.3
JIS 規 格 値		>49	>25	>20	>25			な し

参考のために超音波探傷も行なったが欠陥は認められなかった。

3.3 水圧試験と応力測定

水圧試験は完成後，蒸気試験後，分解検査後の 3 回行なわれたが，いずれも合格した。耐圧検査圧力は水圧で 506 kg/cm² 保持時間 95 分，弁座と逆座漏レ検査は水圧で 380 kg/cm² 保持時間 30 分である。分解検査後再組立をしてから弁各部の応力を測定した。圧力と発生応力は比例関係にあった。耐圧検査圧力 506 kg/cm² における弁箱の発生応力は図 8 に示すとおりである。図の A Q はプレッシャシールの割リングの外側で割リングからの曲げモーメントにより圧縮応力が発生しており，弁箱の両端は内面に台形ネジを切り盲プラグをしたが，その影響で P O O' は流れ方向が圧縮応力となった。最大応力の発生したのは C 点の流れ方向である。この測定結果から明らかなように弁箱は矢印の方向にひずんでいるが，弁座の角度の変化は非常に小さく，弁座の前後の差圧だけでも，異常高压と同じように弁座間に圧力を封入しても弁座漏レはなかった。また C 点の

図8 506 kg/cm²における弁箱表面応力

内面の応力を Lamé の式で推定し、その応力から実質上のクラスを推定すると 2,320 になった。このことからクラス 2,000 としては十分安全であるといえることができる。

3.4 蒸気試験と分解検査

強制貫流ボイラ（最大蒸発量 2 t/h、最高圧力 220 kg/cm²、最高温度 580℃）で蒸気試験をした。試験温度は炭素鋼としてもっとも高い 450℃ とし、圧力はこの温度におけるクラス 2,000 の圧力 150 kg/cm² とした。

各種試験の結果を表 4 に示す。弁座漏れは出口側の配管をはずし目視判定によった。弁座は片あたりで完全に止まり熱によるひずみがないことがわかった。試験後の分解検査では各部品の表面は加熱のための酸化による変色以外に変化はなく、染色探傷、磁粉探傷でも欠陥は現われなかった。

4. 考察と結論

設計法としてはクラス 4,000（最高使用圧力 669 kg/cm²、最高使用温度 600℃ で 145 kg/cm²）くらいまでのレーティング品を対象としたが、クラス 2,500 を越えるものはレーティング品とするよりも使用範囲に合わせて設計したほうが経済的である。

設計法に含めるべきであるがまだ検討の余地がある事項について補足すればつぎのとおりである。弁座口径は流過抵抗の点から大きいほうがよく、価格面からは小さいほうがよいが、われわれの製作している弁は管内径面積の 85% 以上の流過面積になるよう口径を決めている。フレキシブルディスクの厚さは弁座のひずみと弁板のたわみとから適当な厚さがあるわけであるが、経験的には鏡板の式 (11) の k を 0.5 とするとよいようである（薄板の場合 C は 0.3095 である）。

$$t = d \sqrt{\frac{kP}{S}} + c \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここに、 t : 弁体厚さ (mm)
 d : 弁座幅の中央の径 (mm)
 P : 呼び圧力 (psi)

表4 蒸気試験結果
(450℃ 150kg/cm²)

試験項目	試験結果
弁座漏れ ¹⁾	漏れない、合格
逆座漏れ	漏れない、合格
グランドパッキン	漏れない、合格
プレッシャシール	漏れない、合格
プレッシャシールのボルト	ゆるまず
ストップのセット位置 ²⁾	0~0.32 mm 弁体が沈んだ
ハンドトルク ³⁾	28~42 kg m
動作	良好
各部表面強度	表1の分類でよい

- 1) 弁座面下端が 3~5 mm 接した位置で差圧のみで止る。
 2) 室温でのセット位置に対する変位量。
 3) 弁を締切るときのトルク
 4) 表1の分類のチェックのため測定

k : 支持方法により決る係数

S : 呼び圧力に対応する応力 (psi)

c : 腐食しろ (mm)

グランドパッキンの締付力については現在実験中であるが蒸気用の場合低圧から 300 kg/cm² くらいの圧力までは内圧の 3~1.2 倍の締付力が必要である。このほか弁全体としては各部品間の強度バランスをとることが重要である。

製作した弁の Casting Quality Factor を 0.9 としたが実際には 1 にしてよいほどの鋳物ができた。また弁の性能は試験結果が示すとおり満足なものである。応力測定の結果から実質上のクラスを推定する方法には問題があると思われるので、内面の応力を直接測る実験を今後重ねる予定である。ただ (1) 式の α については他の実験結果から見るとクラスが高くなるほど小さくしてもよい傾向にあり、内圧による弁箱のひずみ量はクラスの低いほうが大きく弁座の角度変化も多いようである。弁箱と弁体の熱ひずみと弁体のたわみとの関係は目下、検討中である。しかし従来異常高圧による事故とされていたものには弁体だけが熱せられた（または弁箱だけが冷された）ために弁が開かなくなったと考えられるものもある。

以上を総合して、結論はつぎのとおりである。

- (1) 仕切弁の設計法について、レーティング品としての設計の考え方。弁箱、弁座幅、弁棒推力、弁棒径、プレッシャシールの設計方法、異常高圧の対策を明らかにした。
- (2) クラス 2000 溶接形仕切弁（弁箱材質 SC 49）呼び 14B を製作し、(1) に記す設計方法と弁の実際の性能について試験をした結果、すべて満足すべき結果を得た。また弁箱は実体強度から見ても SC 49 を十分満足するものが得られた。

参考文献

- (1) G. H. Pearson: The Design of Valves and Fittings. (1953 Sir ISAA Pitman & Sons LTD.)
- (2) 日本機械学会機械要素部門委員会: 機械設計 (1949. 日本機械学会)
- (3) 機械設計ハンドブック編集委員会: 機械設計ハンドブック (1955. 共立出版)
- (4) 山成, 植谷: 火力発電 14, 633 (1963-8)
- (5) 米沢: 圧力容器の強さと設計に関する講習会教材 151 頁 (1963-5)
- (6) G. Bernard Godfrey: The Structural Engineer (1962-4)
- (7) Carl Heinz Häfele: VDI-Z, 100, 1673 (1958-12)