

防振用容器の強度について

時弘義雄* 福井 昂*

A study on the strength of a vessel for absorbing vibration

Yoshio TOKIHIRO and Takashi FUKUI

abstract

There is a vessel having a rubber for absorbing vibrations when monorail-car is driven. This vessel is submitted to the internal pressure by the rubber, so the stress occurs in it. We need to know this stress distribution. But the shape of vessel being complex, it is difficult to calculate this stress distribution. So first of all we measured the internal pressure of the vessel by the rubber, and obtained experimentally the stress distribution by means of sticking the strain gauges on the vessel surface. We modify the shape of vessel simply, and calculate stress distribution for this shape. The calculated stress nearly equal the measured it.

As result we obtained the following conclusion. If the vessel is subjected to maximum load 5.5 t as repeated, the thin vessel seem to be dangerous, but the thick is safety. Maximum load 5.5 t which acts on the pushing bar, is overestimated than it actually does.

1. 緒 言

車輛の防振用の一つにゴムの弾性を利用したものがある。この防振用ゴムをおさめる容器の強度を検討する必要がおこった。この容器の形状は複雑で、これに生じる応力を理論的に厳密に解析することは困難である。また使用時ゴムによって容器内面にいかなる圧力がかかるも不明である。そこで設計可能な範囲内で、肉厚の薄い容器（以下薄肉容器と称す）と肉厚の厚い容器（以下厚肉容器と称す）の2種を作製し、そのいずれが強度上安全であるかを検討した。

まずゴムによって容器に加わる圧力を測定する必要からゴム面圧測定装置を作製した。この測定面圧をもとにして、容器の形状を単純化したものについて危険断面の応力を計算した。ついでこの計算値と、容器外表面にてん布した歪ゲージによる応力測定結果を比較した結果、計算値と測定値がかなりよく一致した。よって容器内面の危険断面に生じると思われる最大応力を、振動により作用する繰返応力と考えても、厚肉容器に対しては強度上安全であるとの結論をえたので以下にこれを報告する。なお Fig. 1 および Fig. 2 に厚肉および薄肉容器の形状寸法をしめす。

2. 圧力分布の測定

2.1 ゴム圧入方法

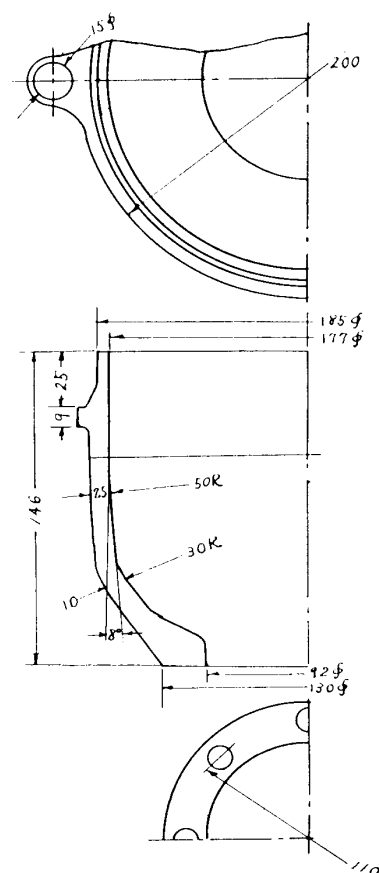


Fig. 1. Dimension of thick walled vessel submitted to internal pressure by the rubber.

* 工業短期大学部機械工学教室

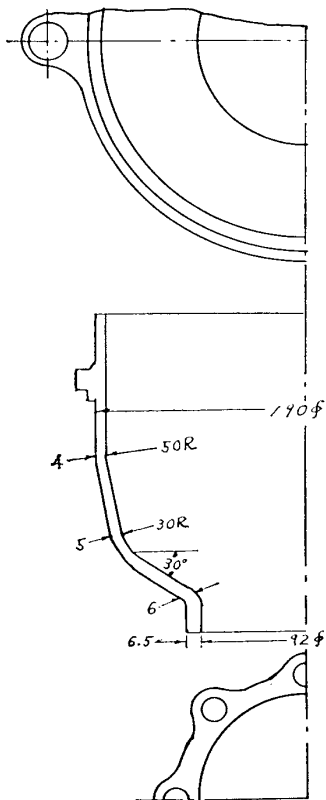


Fig. 2. Dimension of thin walled vessel.

Fig. 3 にしめすように支持台の上に11個のリングを重ね、さらにリング上部にゴム圧入用のガイドを有するゴム面圧測定装置にゴムを圧入した。なおリングガイドに圧入する前に、Fig. 4 にしめすような4つ割治具でゴムを周囲より等分に締めつけ、ゴム外径を小さくして、リングガイドにゴムがなめらかに入るようにした。また圧入時における、ゴムのリング内面上の滑動を便ならしめるように、リングの縁にわずかの丸味をつけ、さらにリング相互間およびゴムリング間の摩擦をできるだけ少くするために、リング表面はすべて機械加工仕上げをしてある。

2.2 ゴムによる圧力の測定

Fig. 5 にしめすようなゴム押込用円筒を用いてゴムをリング内に圧入したのち、押込用円筒をとりぞき、押付棒をゴム内に圧入することによりゴムに圧力を加えた。押付棒の圧入によりリングに加わるゴム面圧測定のために、各リング外表面の中央、およびこれとリング中心に関して対称位置の、1個おきのリング外表面に歪ゲージをてん布した。各リングにてん布した歪ゲージのうち、上端より3個目のリングにてん布したゲージは、ゴム圧入途中でリングよりはく離して測定不能となった。リングに生じた歪の測定結果が

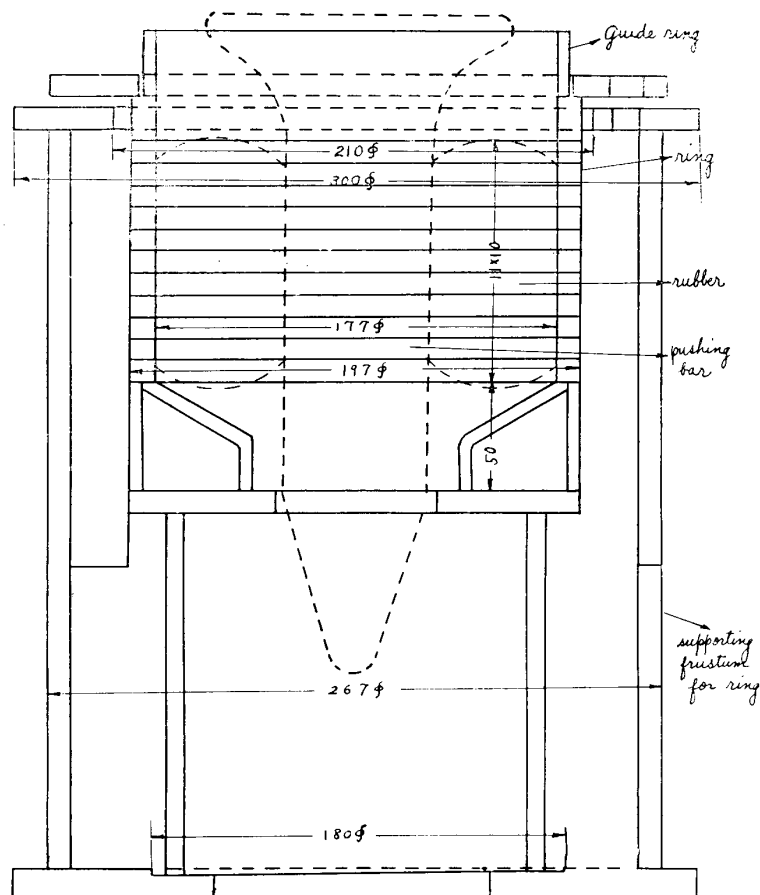


Fig. 3. Apparatus for measuring a rubber pressure distribution..

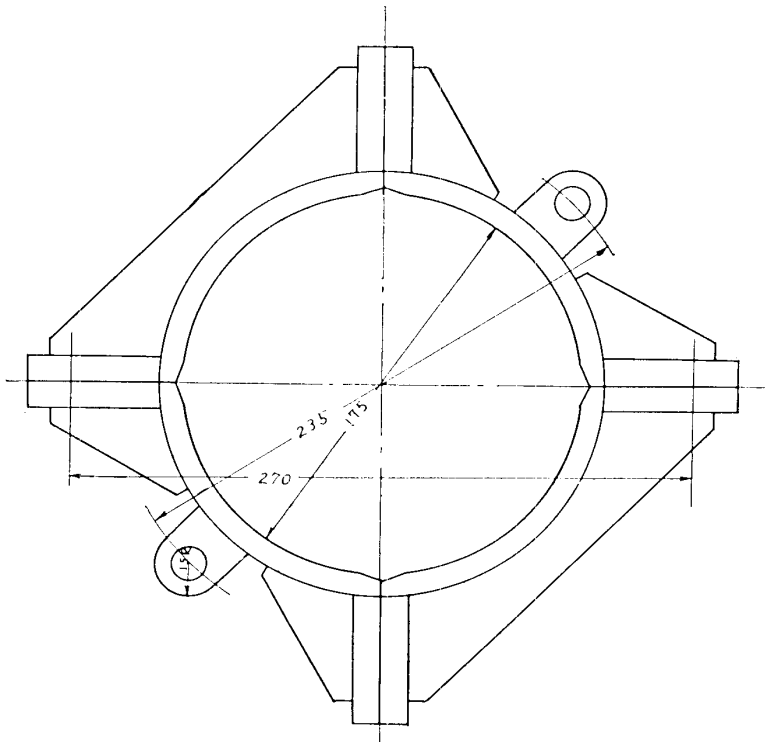
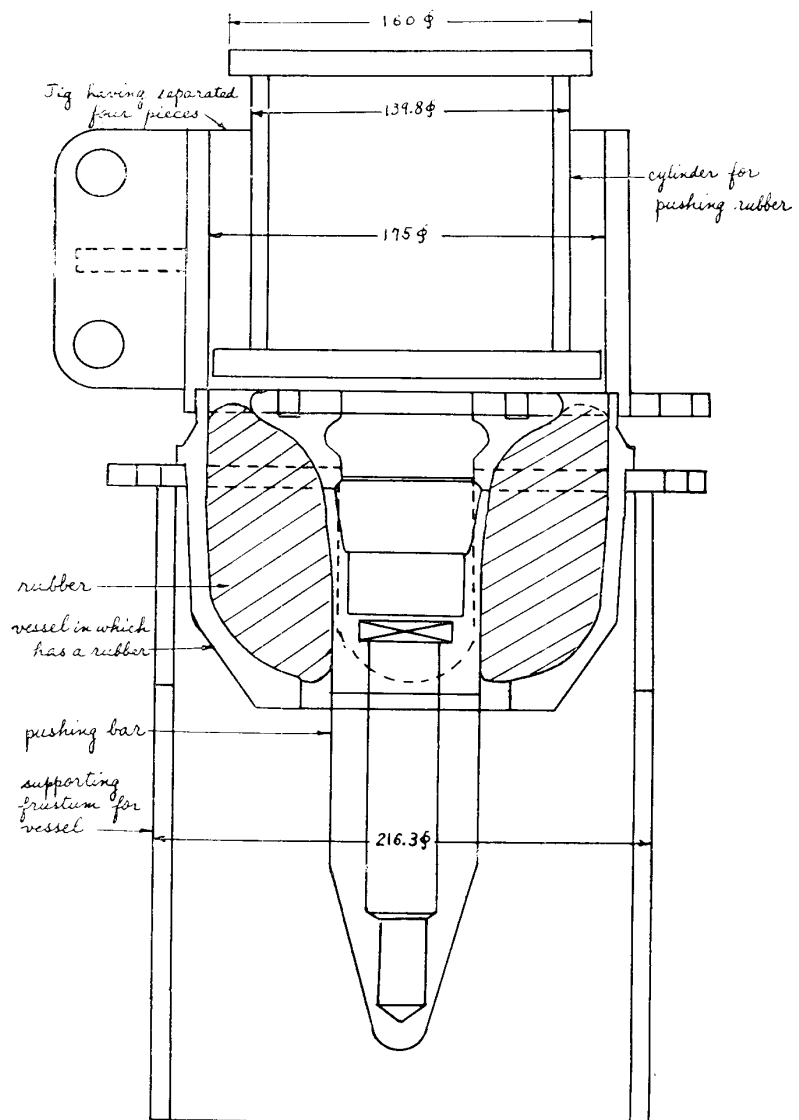


Fig. 4. Jig having separated four pieces.

Fig. 5. Apparatus for pushing a rubber in a vessel.



ら、リングに加わるゴムによる圧力を次にしめす方法によって求めた。

いまゴム圧力が1個のリングに対しては一樣に作用するものとして

P : リングに作用するゴム圧力

r : リングの内半径

t : リングの厚さ

l : リングの幅

σ : リング内に生じる円周応力

とし、 σ がリング内に一樣に分布していると仮定すれば次式が成り立つ。

$$p = \sigma \cdot t \cdot l / r$$

各リングに加わる圧力 p は、ゴム押付棒に加える荷重を $1t \sim 10t$ の範囲内で変化させ、その際における σ の測定値を上式に入れて求めた。その模様を Fig. 6 にしめす。圧力表示はリングに加わる内圧を正、外圧を負としてあらわした。横軸にはリングに加わるゴム圧力を、縦軸には歪ゲージでん布位置をとってある。

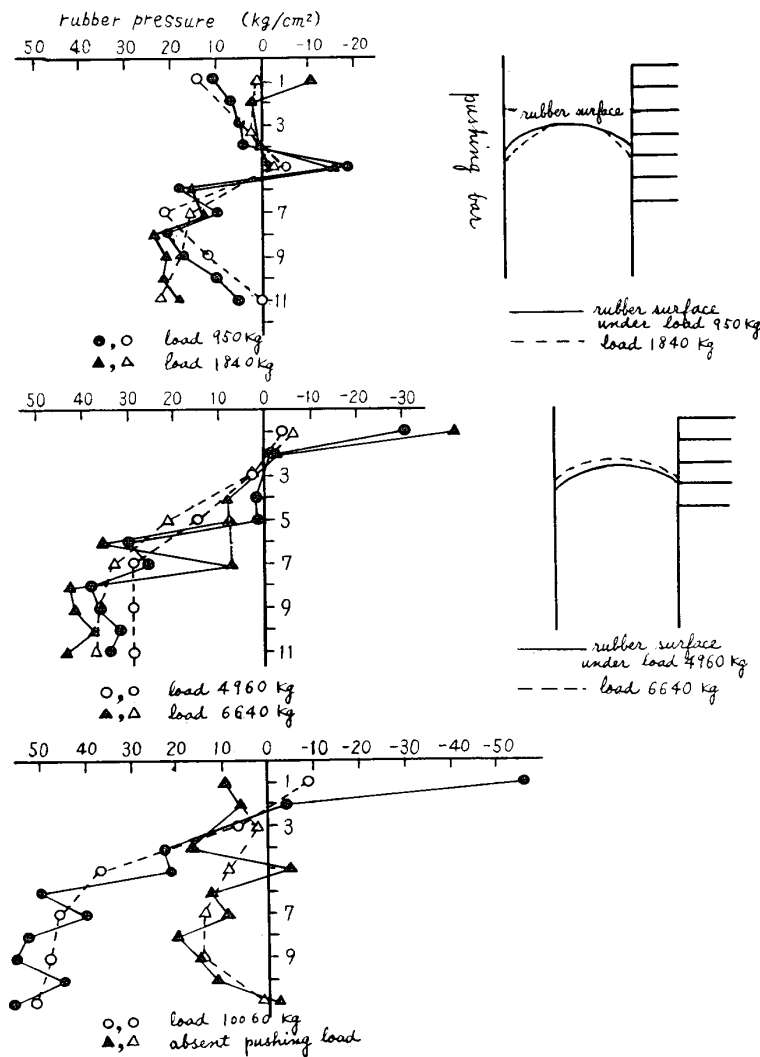


Fig. 6. Relation between rubber pressure and ring position.

Fig. 6 には、押付棒およびリングに接するゴム上面の位置を測定した結果から、ゴム上面の形状位置を類推したものもしめしてある。

Fig. 6 によるとゴム面に接触していないリングにも圧力が生じているが、これは各リングが完全な自由支持ではなく、リング相互間に摩擦力がありこの摩擦力

による影響と考えられる。特に最上端のリングには、ガイドリングによる拘束のため大きなモーメントがかかり、リング外表面に負応力を生じたものと思う。またリング対称点に歪ゲージをてん布したにもかかわらずその値が異っているのは、押付棒によってゴムをリングに押付ける際、ゴム表面は平らではなく、ゴムが

リング内を滑動する際もその動きはなめらかではないからである。使用時においては、ゴム押付棒に加わる繰返荷重は最大 5.5t とみなせば十分であるので、ゴムによりリングに加わる最大圧力、すなわちゴムにより容器に加えられる最大面圧は 40kg/cm² とみなしてさしつかえない。なお荷重負荷に際しては、島津製作所製油圧型オルゼン万能試験機 (容量10t) による。

3. 容器の強度

3.1 薄肉容器の応力分布

容器にゴムを圧入する装置を Fig. 5 にしめす。ゴムはあらかじめ4つ割治具により半径方向に縮められている。4つ割治具により縮められたゴムは、押込用円筒に負荷することにより容器にうつされる。この時に

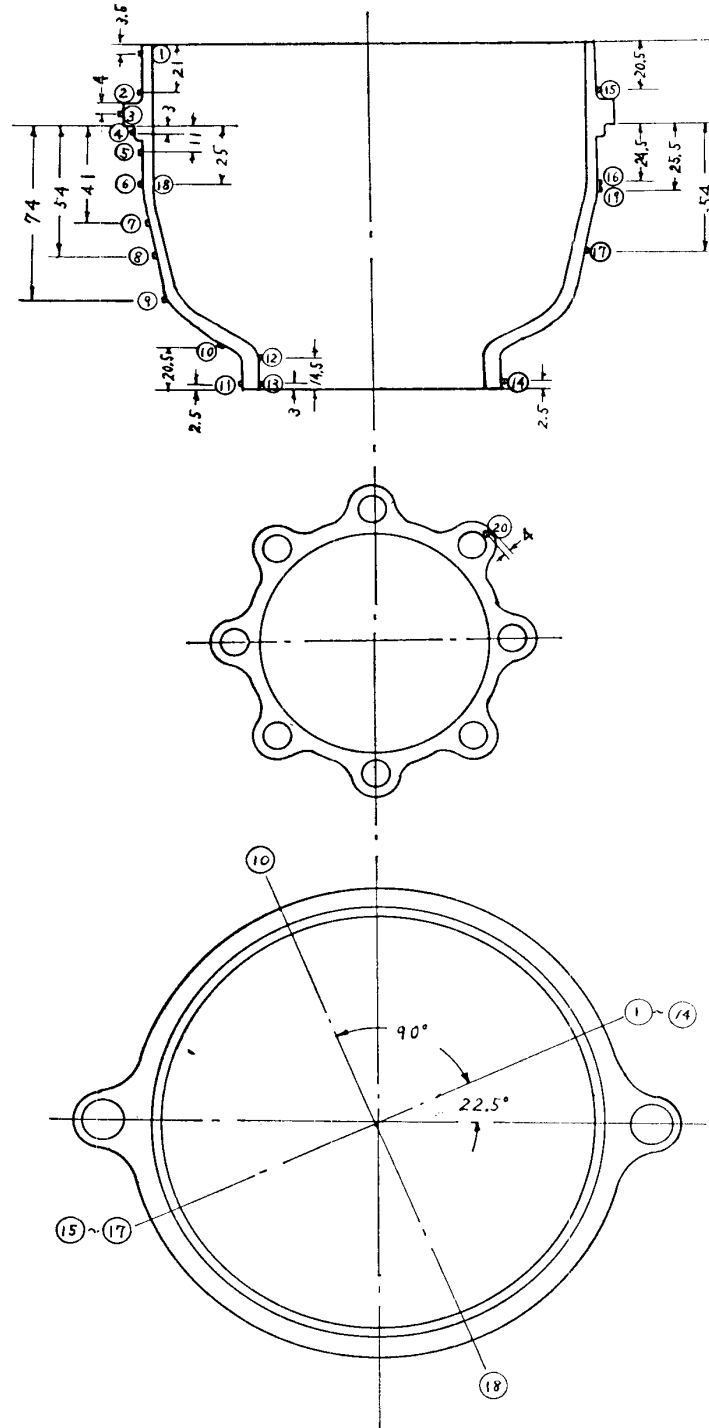


Fig. 7. Positions stuck the strain gauges on the thin vessel.

要した荷重は約 10t である。ゴムを容器にうつしたのちは、4つ割治具、押込用円筒を除いて押付棒によりゴムを加圧した。ゴム面圧により容器に生じる応力は、容器表面に2方向歪ゲージをてん布して求めた。その歪ゲージてん布位置を Fig. 7 にしめす。歪測定結果より求めた容器外表面の応力を、押付棒に加えた荷

重とともに示せば Fig. 8 のようになる。ゴム形状は後に示す厚肉容器の場合とほぼ同様である。

後述するように、容器材質 (A.C. 4A-T6) の実体より取り出した試験片に対する 10^7 回曲げ疲労強度は約 6kg/mm^2 である。したがって Fig. 8 からわかるように、容器にかかると思われる最大繰返荷重 5.5 t に

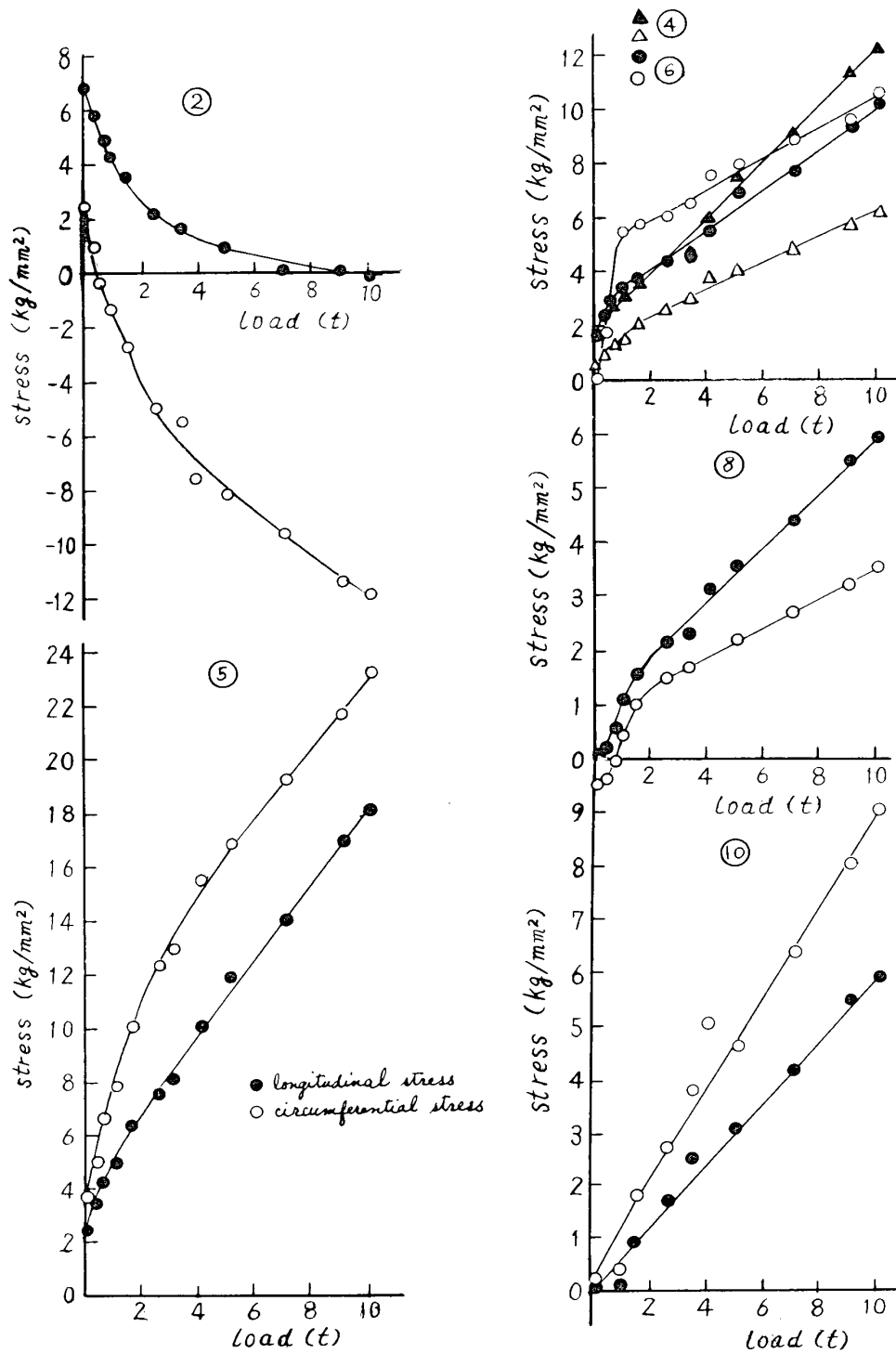


Fig. 8. Load-stress diagram for main measuring parts of thin vessel.

対しては強度上不安であるので、防振用ゴムをおさめる容器として薄肉容器を使用することは好ましくない。

3・2 厚肉容器の応力分布

薄肉容器と同様にして、押付棒によって加圧されたゴムによる厚肉容器の歪を、容器外表面に歪ゲージをてん布することにより測定した。厚肉容器の歪ゲージてん布位置を Fig. 9 にしめす。Fig. 10 には各測定点の荷重に対する容器外表面の応力、および荷重 $10t$ におけるゴム上面の位置を測定したものから、ゴム形状位置を推定したものをしめす。なお Fig. 11 には主要

測定点の応力をしめす。

測定により得られた応力は容器外表面のものであり、曲げモーメントを考慮すれば、最大応力は容器内面に生ずるものと思われるので、次に示すようにして容器内面の応力推定をおこなった。

厚肉容器はその形状が複雑なため、Fig. 12 のようにフランジを有する円筒に単純化して応力計算をおこなった。円筒各部の符号は Fig. 12 のようにさだめる。いま Fig. 12 にしめすように、フランジと円筒の継目に作用するせん断力および曲げモーメントをそれぞれ V_0, M_0 とすると次式¹⁾が成り立つ。

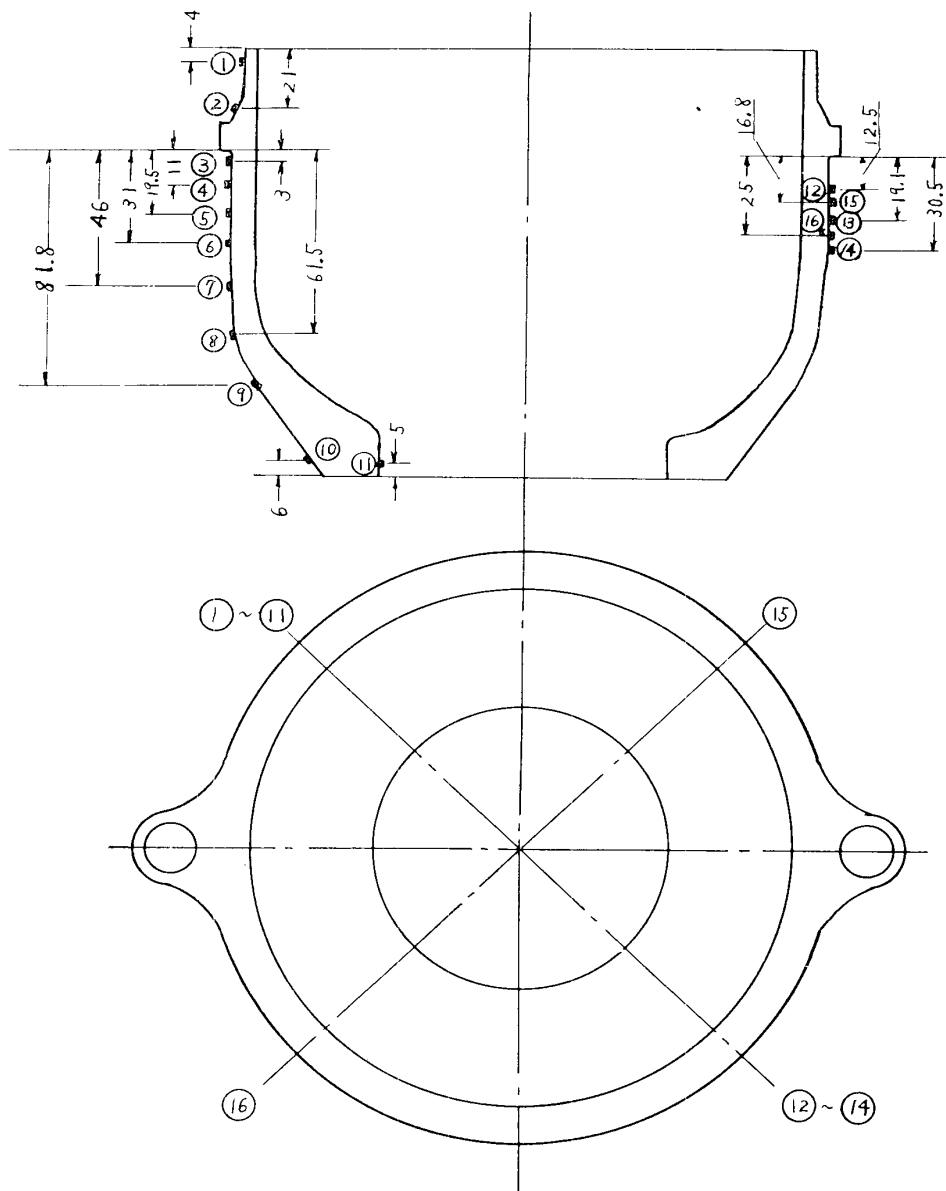


Fig. 9. Positions stuck the strain gauges on the thick vessel.

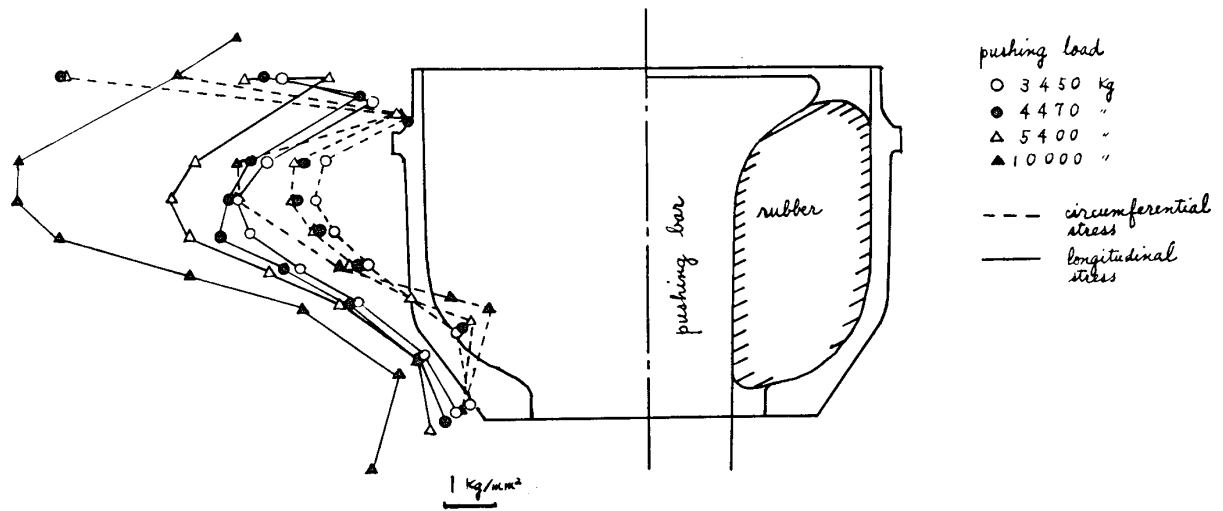


Fig. 10. Stress distribution in vessel.

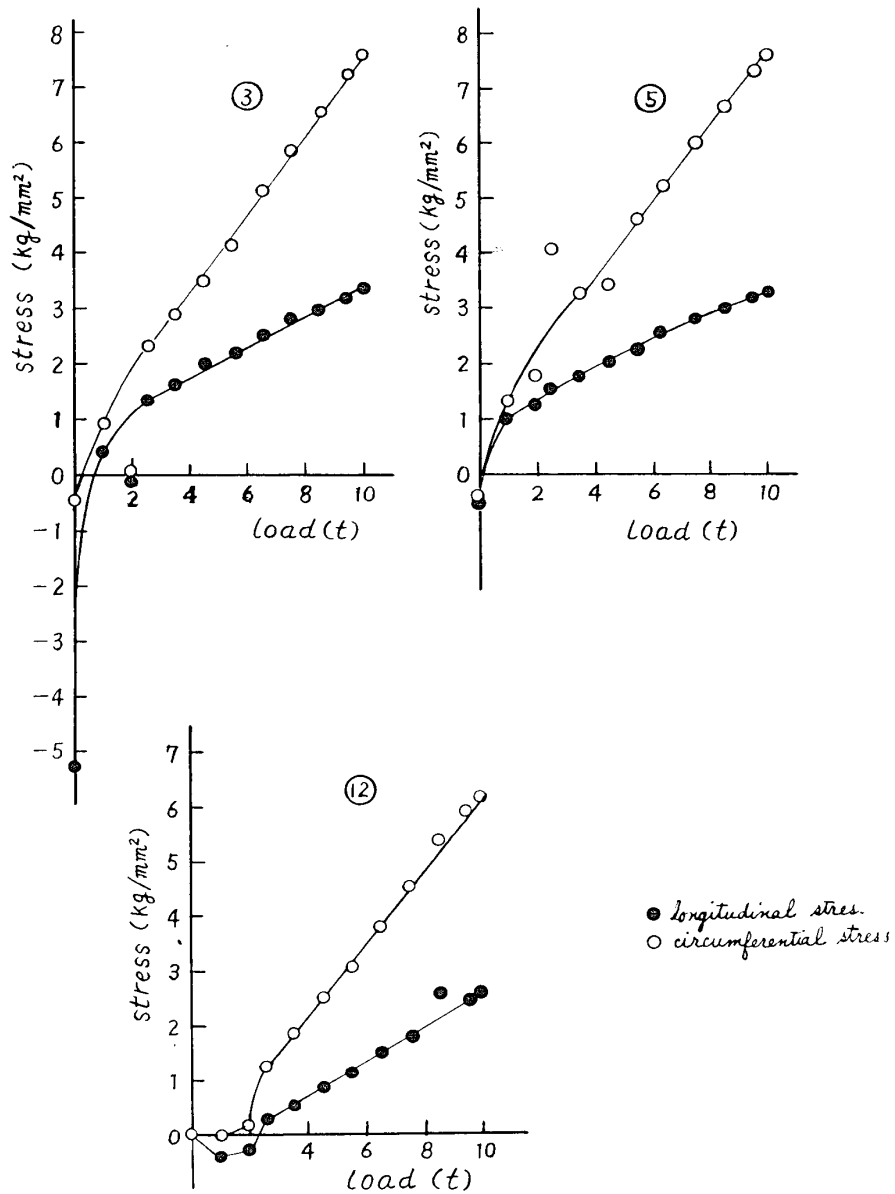


Fig. 11. Load-stress diagrams for main measuring points of thick vessel.

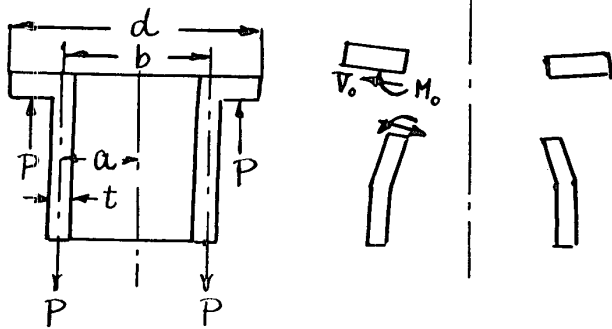


Fig. 12. Sign of cylinder with flange.

$$V_0 = [(f^2 - h^3 T_1 / 2t) (t + 0.2325 f T_1) p - 2T_2 (h + 0.5377 f) P] / [1.860 ft + T_1 \{h^2 (2 + 0.1160 f / t \cdot T_1) + 1.6103 fh + 0.866 f^2\}]$$

$$M_0 = [(h^2 T_1 + 1.86 ft) V_0 + h T_2 P - 0.5 t \cdot p (f^2 - h^3 / 20 \cdot T_1)] / 1.5 T_1 h - 3.464 t$$

ここに $f = \sqrt{at}$; $T_1 = t^3 (3a^2 + 5d^2) / h^3 (d^2 - a^2)$,
 $T_2 = 3.58 t^3 / h^3 (d^2 - a^2) \times [(d^2 \log b / a) / 3 + 0.1 (b^2 - a^2)]$

また円筒における縦方向最大引張応力は

$$S_1 = [P + p\pi (a + t/2)^2] / \pi at$$

円筒における縦方向最大曲げ応力は

$$S_1' = 6M_0 / t^3$$

ここに P は円筒内面に作用する圧力である。よってフランジを有する円筒の最大引張応力は、フランジと円筒の継目における内面に生じ、その値は次式²⁾によって示される。

$$S_1 + S_1' = 6M_0 / t^2 + \{P + p\pi (a - \frac{1}{2}t)^2 / \pi at \dots (1)$$

ついで円筒の継目より x の距離における容器内面の応力を次のようにして求めた。Fig. 13 にしめすよう

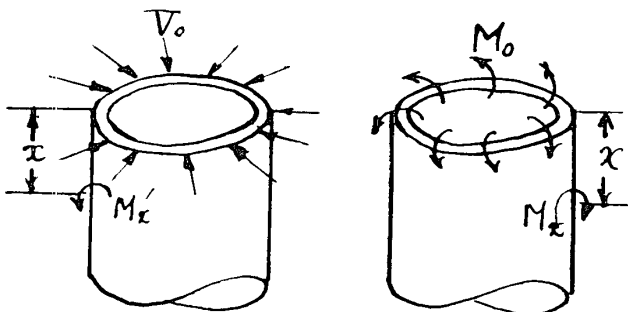


Fig. 13. Sign of cylinder under bending and shearing loads.

に、円筒の端に一樣なせん断力 V_0 および一樣な曲げモーメント M_0 が作用するときの、円筒の端より x の距離における円筒外表面の縦方向引張応力は次式で示される。

$$6/t^2 \cdot (M_x' - M_x) \dots (2)$$

ここに $M_x = M_0 e^{-\lambda x} (\cos \lambda x + \sin \lambda x)$

$$M_x' = 1/\lambda \cdot V_0 e^{-\lambda x} \sin \lambda x$$

$$\lambda = \{3(1 - \nu^2) / R^2 t^2\}^{1/4}$$

なお R は円筒壁の中央までの半径、 ν はポアソン比である。円筒に作用する引張応力は(2)式で示されるものの他に、荷重 P により円筒に一樣に生じる一樣引張応力 $P/\pi at$ があるので、円筒端より x の距離における円筒外表面の縦方向引張応力は次式で示される。

$$P/\pi at + 6(M_x' - M_x) / t^2 \dots (3)$$

いま Fig. 1 にしめす厚肉容器各部の寸法を用いて V_0, M_0 の値を求め、この V_0, M_0 の値より得られた M_x, M_x' の値を(3)式に入れて、測定点3の位置 ($x=3$) における厚肉容器外表面の縦方向応力を計算すれば 2.33 kg/mm^2 となる。ただし最大繰返荷重 $P=5.5t$, すなわちゴムにより容器内面に加わる圧力を 40 kg/cm^2 とした。この計算結果は、Fig. 11 にしめしたように同一荷重条件での、測定点3の位置における容器外表面の応力測定結果の値 2.2 kg/mm^2 とほぼ一致している。

以上の結果、厚肉容器をフランジを有する円筒として単純化した計算結果は、実際に生じる応力値(測定値)と比較して実用上さしかえない誤差範囲内にある。よって厚肉円筒に生ずる最大応力は、フランジと円筒の継目の容器内表面に生じ、その値は厚肉容器の所要数値を(1)式に入れることにより得られる。いま最大繰返荷重を $5.5t$, すなわち容器内面に加わるゴム圧力を 40 kg/cm^2 として厚肉容器の縦方向最大応力を計算すれば 5.11 kg/mm^2 をうる。これは後述するように、容器材質 A.C. 4A-T6 の疲労強度は 6.8 kg/mm^2 であるので、厚肉容器は繰返荷重 $5.5t$ の片振疲労に対しては強度上安全といえる。なお繰返荷重を $0 \sim 5.5t$ とみなすのは、使用状態より考えれば過大にみもっていることになるので、厚肉容器は十分実用に耐えうるといえる。

3.3 容器材質の強度

容器の材質は既述のように A.C. 4A-T6 (γ シルミン) で化学成分は Table 1 にしめす。その強度を確認するために実体より Fig. 14 にしめすような形状寸法

Table 1. Chemical composition.

Si	Mn	Mg	Al
8.64	0.57	0.37	remains

の試験片をとり出して静的引張試験をおこなった。その結果を Table 2 にしめす。

この試片には鑄造の際生じたと思われる多くの巣を含んでいるが、その模様を赤色浸透液を用いてあらわしたものを Photo. 1 にしめす。

実体の疲労強度を確認するために、シェンク式曲げ疲労試験機により両振曲げ疲労試験をおこなった。繰

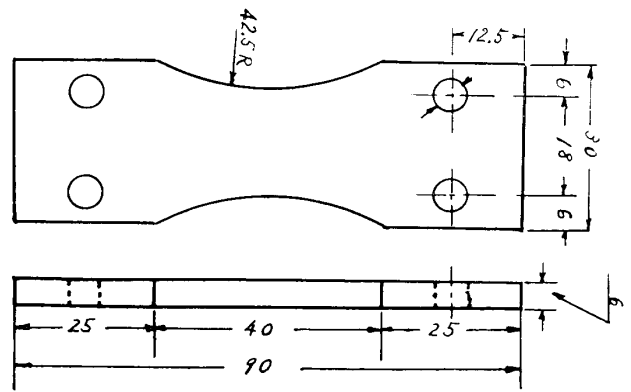


Fig. 14. Dimension of specimen.

Table 2. Statical tensile strength.

No. of specimens	1	2	3	4	5	mean
Tensile strength (kg/mm ²)	16.7	16.7	15.7	15.2	14.2	15.7

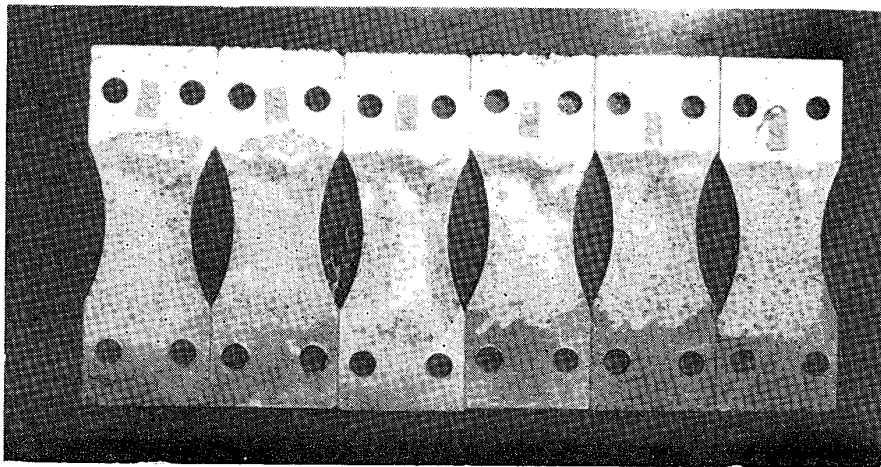


Photo. 1 Specimens having many blow holes.

返回数は毎分3000回で、試片の形状寸法は静的引張試験と同じである。疲労試験結果をS-N曲線にして

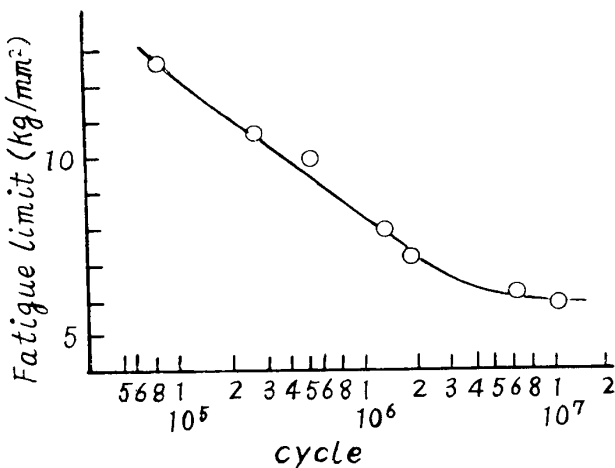


Fig. 15. Wöhler curve of specimens.

Fig. 15 にしめす。この結果から曲げ疲労強度としては約 6kg/mm² と推定される。

容器の最大応力の生ずる位置には、引張応力と曲げ応力の両者が作用し、その疲労強度は応力の分布状態から考えて、一般に曲げ疲労強度とは異なると考えられるが、その値を曲げ疲労強度のみから適格に推定することは困難である。いま S54 なる炭素鋼に対する実験より、引張圧縮疲労強度と回転曲げ疲労強度との比が 0.73 と与えられている³⁾ ことを考慮して、本報告においても引張圧縮疲労強度を曲げ疲労強度の 0.73 ととった。

使用時においては押付棒にかかる荷重範囲は 0~5.5t とみなせば十分であるので、容器の疲労強度としては最大荷重 5.5t に対する片振疲労強度を求めればよい。いま Fig. 16 にしめすように縦軸に引張圧縮疲労

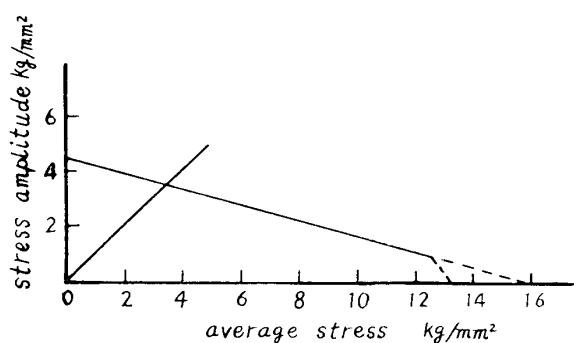


Fig. 16. Endurance limit of A.C. 4A-T6

強度を、横軸に抗張力をとった耐久線図を描いて、片振引強疲労強度を求めると約 6.8kg/mm^2 をうる。横軸に抗張力をとったのは、試片材質の伸び率が小さく (2.5%) 抗張力と真破断力との間にほとんど差がなく、かつ疲労強度としては安全側の値がえられるからである。

静的試験も疲労試験も試片の破断はすべて試片中央の最小断面におこったが、破断面よりながめても鋳造上の欠陥を有することがわかる。なお静的引張試験においては、オルゼン型油圧万能試験機 (容量 10t) によった。

4. 結 言

以上得られた結果を要約すれば次のとおりである。

防振用ゴム容器に対し使用時において、ゴムにより容器内面に作用する圧力の測定をおこなった結果、ゴム押付荷重 5.5t に対してはゴム面圧は最大 40kg/cm^2 であることがわかった。さらにゴム圧力により生じる容器外面の応力を測定した結果、薄肉容器は繰返荷重に対しては強度上不安であることが判明した。厚肉容器に対しては応力測定値と計算値がほぼ一致した。ついで実体より試験片をとり出し、容器材質の強度を測定し、計算結果による最大応力との比較をおこなった結果、厚肉容器は 10^7 回の繰返荷重に対して強度上安全であることが判明した。

参 考 文 献

- 1) R.J. Roark : Formulas for Stress and Strain, (1950) p. 275
- 2) R.J. Roark : Formulas for Stress and Strain, (1950) p. 270
- 3) 石橋 正 : 金属の疲労と破壊の防止, 養賢堂 (1960) p. 29