

社 团 法 人

日本造船研究協会報告

第 15 号

昭 和 32 年 3 月

ディーゼル機関の一体型クラシク軸の強度に関する研究

..... 第 8 研究部会

An Investigation on the Statical Strength of Diesel Engine
Solid Crankshafts The 8th Research Committee

The Report
of the
Shipbuilding Research Association
of Japan,
Tokyo, JAPAN
No. 15
March 1957

第8研究部会委員名簿

委員長 近藤市郎
幹事 原三郎 矢内敬之助
委員 磯貝誠 小泉磐夫
高田良夫 土橋康雄
松井武夫 丸山浩一
山田正一郎

Membership of the 8th Research Committee

Chairman Ichiro KONDO
Secretaries Saburo HARA Keinosuke YAUCHI
Members Makoto ISOGAI Iwao KOIZUMI
Yoshio TAKATA Yasuo TSUCHIHASHI
Takeo MATSUI Koichi MARUYAMA
Shoichiro YAMADA

ディーゼル機関の一体型クランク軸の強度に関する研究

目 次

| | |
|--------------------|------|
| I 緒 言 | (1) |
| II 実験の目的 | (3) |
| III 実験装置及び方法 | (3) |
| III - 1 供試軸 | (3) |
| III - 2 実験装置及び負荷方法 | (4) |
| III - 3 ひずみ計装置 | (5) |
| III - 4 応力測定位置 | (6) |
| IV 測定結果 | (6) |
| IV - 1 丸棒による予備実験 | (6) |
| IV - 2 曲げ荷重試験 | (7) |
| IV - 3 上部軸受取り外しそ試験 | (13) |
| IV - 4 腕開閉試験 | (14) |
| IV - 5 軸受上昇試験 | (16) |
| IV - 6 ねじり試験 | (17) |
| V 考察 | (19) |
| VI 結論 | (26) |
| VII 今後の研究課題 | (27) |
| 附録 | |

An Investigation on the Statical Strength of Diesel Engine Solid Crankshafts

Abstracts

I. Introduction

As is well known, the web is the weakest point of diesel engine solid crankshaft designed in accordance with the Classification Societies' Rules. Statistics given in Tables 1 to 3 clearly prove this fact. But, there is a lack of information available for the stress distribution of actual crankshaft in bending as well as in torsion.

The authors, therefore, have studied the stress distribution by measuring by strain gauges at various points of solid crankshafts having pin/journal diameters of 155/165 mm under statical bending and torsion.

II. The Purpose of the Investigation

The followings are the purpose of the investigation:

- (1) The comparison of statical strength of solid crankshafts having various web dimensions and fillet radii.
- (2) The precise measurement of the stress distribution at the corner fillet connecting pin and web.
- (3) The correlation of web deflection and bending stress.
- (4) The investigation of the induced bending stress due to the malalignment of bearing centres.

III. Experimental Apparatus and Loading Method

III-1. Details of crankshafts tested.

Fig. 1 shows the drawing of crankshaft used for the experiment. It has four crank throws arranged in angles $90^\circ-180^\circ-180^\circ-0^\circ$ and the sectional dimensions of web are different each other as indicated in Table 4.

Two series of tests have been carried out for crankshafts having crank pin fillet of shapes (i) and (ii) in Table 5 and, in addition, No. 1 crank having crank pin fillet of shape (iii) was tested only for bending.

III-2. Experimental Apparatus and Loading Method.

The actual bed plate, crank case, cylinder and connecting rod have been used for the experiment, and the bearing clearance was adjusted to 0.12mm as in usual practice.

The load was subjected to the crank through piston and connecting rod by oil pressure in cylinder as shown in Fig. 2.

III-3. Strain gauges.

Usual resistance type electric wire strain gauges having 9mm in gauge length and

specially designed capacity and resistance type electric strain gauges both having 2mm in gauge length were used. Diagrammatic sketches of two latter special gauges are indicated in Fig. 3 and Fig. 4. They were used only for the measurement at the crank pin fillet.

III-4. The measuring positions.

III-4-1 Bending and web deflection tests

Fig. 5 indicates the position at which 9mm strain gauges were fitted in bending and web deflection tests. In addition, stress distribution along the crank pin fillet was measured by 2mm strain gauges only in bending test.

III-4-2 Torsion test

Fig. 6 indicates the position at which 9mm strain gauges were fitted in torsion test. Measurement by 2mm strain gauges did not executed in this case.

IV. Experimental Results

IV-1. Preliminary experiment for a steel round bar.

In preceding to the actual crankshaft experiment, a steel round bar having diameter of 155 mm was tested by applying load by Amsler type testing machine. Roller bearings were located at the supports so as to reduce the axial force induced.

Two series of test were carried out by:

- (i) applying load directly by the testing machine (concentrated load) and
- (ii) applying load through upper half of the actual connecting rod bearing (distributed load).

Figure 7 indicates the relation between L/d (L : length of span and d : diameter) and measured stress at the under side of the middle of span expressed by the form of

$$\sigma_m/\sigma_t = \frac{PL}{\frac{\pi}{32} d^3}$$

(σ_m : measured stress and σ_t : theoretical stress given by formula $\frac{4}{\pi} -$).

In this figure “•” represents the results for the first series of test and “×” for the second series of test. Curves in the figure show that σ_m/σ_t decreases as L/d decreases and the ratio σ_m/σ_t is 0.82 for concentrated load and 0.76 for distributed load when L/d is about 2. $L/d = 2$ corresponds to the case when shaft is supported at the inner edges of the main bearings. Such condition may occur when crank is loaded by a combustion in cylinder.

IV-2. Load bending test.

Load of 24.6 tons which corresponds to the pressure of 50 kg/cm² in cylinder was applied to each crank alternately.

Fig. 8 to Fig. 15 indicate the results, indicating “+” tensile stress and “-” compressive stress in kg/mm².

The explanation of figures is as followings:-

Fig. 8 to Fig. 11: The results of 9mm gauge measurement:

radius of fillets = 15mm

Fig. 12 to Fig. 15: The results of 9mm gauge measurement;

radius of fillets = 10mm

Fig. 16 and Fig. 17: The results of 2mm gauge measurement; radius of fillets = 15 mm & 10mm respectively.

Fig. 18: The results of 2mm gauge measurement; shape of fillet = (iii) in Table 5.

IV-3. Load bending test without upper bearing metals.

The stress in crankshaft may vary according to the condition of bearing supports. For the purpose of getting an idea of this effect, all upper metals of main bearings were lifted up and the shafts were tested in the same way as IV-2. Fig. 19 indicates the results when load was applied to No. 3 crank having 15mm fillet radius, and Fig. 20 to No. 2 crank having 10mm fillet radius. The results of test with upper bearing metals are also represented in these figures with dotted lines for comparison.

IV-4. Web deflection test.

Fig. 21 and 22 show the measured stress at various points of the crankshafts having fillet radius 15mm & 10mm respectively when webs were deflected by 0.08mm with jack. High level of stress at the under side of crank pin fillet is remarkable. No 2mm strain gauge measurement was executed in this case.

IV-5. Malalignment test.

Main bearings of M_3 and M_5 in Fig. 1 were lifted by 0.1mm and stress distribution and the change of web distance of No. 1 and No. 2 cranks were measured while the shaft was turning. The results of test show that the same tendency of stress distribution as in the case of IV-4 is also appeared in these cranks as shown in Fig. 23.

IV-6. Torsion Test.

Crankshaft was put in crank position as shown in Fig. 24 and a lever was fitted on the flange of driven end to support the torque. Load was applied to No. 1 crank through piston and connecting rod by oil pressure in cylinder to induce a torque of 2,500kg·M which approximates to a maximum torque of this engine at the driven end. The torque was checked by strain gauges and a balance as shown in Fig. 24.

Fig. 24. to Fig. 26 indicate the direction and magnitude of principal stress at various points of crankshaft. Very complicated stress distribution is observed around crank pins because they are subjected to both torsion and bending, but in No. 3 crank pin, the bending is not so predominant. It will also be seen that stress concentration at the crank pin fillet is less notable than that in bending.

V. Discussion

V-1. Bending moment in crankshaft.

Fig. 27 to Fig. 30 indicate bending moment diagrams of crankshafts in following three probable bearing conditions:-

Condition (i)-dotted lines-supported at inner edges of loaded bearings and the middle of other bearings; there is no clearance in bearings.

Condition (ii)-full lines-supported at inner edges of loaded bearings and the middle of bearings next to the adjacent bearings; there is no clearance in bearings.

Condition (iii)-chain lines-the same bearing condition as (ii); bearing clearance is

0.12mm.

Nominal bending moments in webs and at the under side of the middle of crank pins are also plotted in these figures. The nominal bending moments are deduced by relating the measured stress to the section of the measuring point, considering in web, the web as a beam in simple bending and in loaded crank pin, correcting the measured stress by the factor of 0.76 given in IV-1.

From these figures, it will be seen that the bending moments are distributed in the crankshaft quite similarly to those calculated as in condition (iii), excepting in loaded crank pins, in which negative moment due to axial force at main bearings may lower the moment.

If the difference between nominal moment and moment given by the dotted line in loaded crank pin is represented by ΔM_b and crank radius by r , nominal axial force P at main bearings will be easily calculated by the formula: $\Delta M_b = P \cdot r$. As ΔM_b (mean) is about $50 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{cm}$ (refer to the figures) and $r 19\text{cm}$

$$P = \frac{\Delta M_b}{r} = \frac{50 \times 10^3}{19} = 2.6 \times 10^3 \text{ kg}$$

It will be quite probable that such axial force may be occurred at the main bearings.
 V-2 Correlation of calculated and measured web deflection.

V-2-1 Bending test (refer to Fig. 31)

In Fig. 31, the increment of web distance Δ_i is calculated by the following formula:

$$\mathcal{A}_1 = k_1 + k_2 = \frac{M_b}{2EI_i} \left[2M_1 - (M_1 + M_2) \cdot \frac{l}{L} \right] \cdot l \cdot r + \frac{M_w}{EI_2} r^3 \quad \dots \dots \dots (1)$$

where: I_p : Moment of inertia of crank pin section

I_w: Moment of inertia of web section

E: Young's Modulus (2.1×10^6 kg/cm²)

Other symbols: as shown in Fig. 31.

As increments were measured at the point illustrated in Fig. 8 to Fig. 15, Δ_i' given by the following formula is to be used in place of Δ_i for the foregoing study.

$$\mathcal{A}_1' = (k_1 + k_2) \left(\frac{r + \frac{D}{2}}{x} \right)$$

where: D: Diameter of journal

In Table 7, calculated increment Δ' and measured increment are given and it will be seen that the former is always bigger than the latter by (25~35)%.

Such difference may be mainly caused by overestimation of deflection in web by assuming the web as a simple beam having the length equal to the crank radius.

V-2-2 Web deflection test (refer to Fig. 32)

In this case, increment A_3 is calculated by the following formula:

In formula (3), σ_1 and Z_1 represent the bending stress and section modulus of crank pin respectively and corrected increment

$$\Delta'_2 = (k_1 + k_2) \left(\frac{r + \frac{D}{2}}{r} \right)$$

is also to be used in place of Δ_2 for studying the results.

In Table 8, bending stress σ_i calculated by the formulae (2) and (3) and measured stress when increment Δ_2' is 0.08mm (allowable limit of increment for this crankshaft recommended by Nippon Kaiji Kyokai) are given. In this case, calculated stress is always smaller than the measured stress by (40~50)%. The reason of such difference may be caused also by the overestimation of deflection in webs.

VI. Conclusion

This report may be characterized by that the experiments have been carried out on crankshafts of moderate size installed in actual bed plate. This experiment may quite suitable for getting a general knowledge of stress distribution in crankshaft installed in actual bed plate, but not for precise studying because various unknown factors (such as the condition of bearing support) much affect the measurement results.

The authors, therefore, are now under consideration in attempting another experiment for studying more precise stress distribution and the results will be reported in near future.

The followings are the conclusion of this experiment:

1. Generally speaking, bending moment in the crankshaft is more consistent with that calculated theoretically than has been expected. There may be no noticeable errors in stress calculation when the crankshaft is considered as a round bar of shaft diameter.
2. Bending moment in crankshaft subjected to load on any crank throw is distributed quite similarly to that in a round bar of shaft diameter supported at the inner edges of loaded bearings and the upper metals of the bearings next to the adjacent bearings.
3. Stress at the under side of the middle of loaded crank pin is considerably smaller than that calculated in above assumption. This is naturally expected because the ratio of bending stress (L) and diameter of pin (d) is quite small (about 2). The negative moment due to axial forces at bearings is also deemed to lower the stress at that point.
4. Maximum bending stress in crankshaft always occurs at the under side of corner fillet connecting pin and web. Increase of stress according to decrease of the fillet radius is quite eminent, but, on the other hand, at least within the range of this experiment (0.56 d to 0.45 d), no noticeable variation of stress is observed with the change of t if bt^2 is constant.
5. When malaligned crankshaft is turned on the bearings, distance of webs changes as crank position changes and a large bending stress occurs at the under side of crank pin fillet. It should be noted that the maximum bending stress when increment of crank web is in an allowable limit recommended by Nippon Kaiji Kyokai is larger than that when any crank is subjected to combustion load in cylinder. This fact may explain the reason why crank webs fracture so often from the under side of crank pin fillet by wearing of bearings in service.
6. It is difficult, in the present stage of this experiment, to recommend a reasonable formula indicating the exact relation between web distance increment and bending stre-

ss in crank pin. More precise measurement for the deflection in web by another improving method is deemed to be necessary for the decision of a recommendable formula.

7. The shape of fillet indicating (iii) in Table 3 is now being designed very often in diesel engine of large and medium size in order to get more ample bearing surface in crank pin. The measurement of stress concentration at the crank pin fillet of such crankshaft has shown that the lowering of strength of such web is not observed by thinning the thickness.

8. The torque induced by combustion load in cylinder is quite exactly transmitted through webs and pins to the driven end. It should be noted that the concentration of stress at the crank pin fillet is less noticeable in this case than in bending.

ディーゼル機関の一体型クランク軸の強度に関する研究

I 緒 言

ディーゼル機関では、ピン、ジャーナルの径が 300 mm 位までのものには、主として一体型クランク軸が用いられるが、半組立型や組立型のものに比べて損傷が多い。これは、均質のものが得られ難く、且つ、腕の寸法が、半組立型や組立型のものに比べて小さいからである。

一体型クランク軸の腕の部分に比較的事故が多いことは、次の統計からも極めて明瞭である。

1. 我が国の小型船の統計（第 1 表）

本統計は、当時の海上保安庁海事検査部が昭和 25 年 1 月から 12 月末までの間に船舶安全法の適用を受ける船（日本海事協会の船級船を除く）について調査した結果である。

第 1 表 我が国の小型船の統計

Table 1 Statistics for Small Japanese Ships
(not classed to Nippon Kaiji Kyokai)

| Diesel Engines ディーゼル機関 | Position 場 所 | Journal ジャーナル | Web 腕 | Pin ピン | Total 計 |
|---------------------------|-----------------|--|----------|-----------|--------------|
| | | | | | Broken 折損 |
| Diesel Engines ディーゼル機関 | Broken 折損 | 1 | 4 | 1 | 6 |
| | Cracked 亀裂 | Found by ship's hand 船で発見したもの | 0 | 0 | 0 |
| | Cracked 亀裂 | Found on periodic examination 検査で発見したもの | 2 | 4 | 3 |
| | Total 計 | 3 | 8 | 4 | 15 |
| Hot Bulb Engines 焼球機 | Broken 折損 | 1 | 36 | 11 | 48 |
| | Cracked 亀裂 | Found by ship's hand 船で発見したもの | 0 | 3 | 3 |
| | Cracked 亀裂 | Found on periodic examination 検査で発見したもの | 18 | 98 | 69 |
| | Total 計 | 19 | 137 | 83 | 239 |
| Grand Total 総 計 | | 22 | 145 | 87 | 254 |

2. 日本海事協会の船級船の統計（第 2 表）

昭和 23 年より 30 年 6 月までの間に日本海事協会の船級船に発生した折損または亀裂事故は次の通りである。

第2表 日本海事協会の船級船の統計
 Table 2 Statistics for Japanese Ships
 classed to Nippon Kaiji Kyokai

| 機種 Kinds of Engines | Journal ジャーナル | Web 腕 | Pin ピン | Total 合 計 |
|---------------------------|------------------|----------|-----------|--------------|
| Diesel Engines ディーゼル機関 | 3 | 17 | 12 | 32 |
| Hot Bulb Engines 焼球機関 | 0 | 12 | 2 | 14 |
| Total 合 計 | 3 | 29 | 14 | 46 |

3. ロイド協会の船級船の統計（第3表）

ロイド協会が1936年に発表した8年半の統計は次の通りである。（補助ディーゼル機関の統計）

第3表 ロイド協会の船級船の統計
 Table 3 Statistics by Lloyd's Register of shipping in 1936
 (auxiliary diesel engines)

| | Journal ジャーナル | Web 腕 | Pin ピン | Total 合 計 |
|----------------------|------------------|----------|-----------|--------------|
| Broken 折損したもの | 18 | 62 | 14 | 94 |
| Cracked 亀裂を発生したもの | 7 | 22 | 9 | 38 |
| Total 合 計 | 25 | 84 | 23 | 132 |

このように、腕は一体型クランク軸の最も弱い部分であるが、機関の長さを減少し、重量の軽減を計るという目的から、腕の寸法、特に軸方向の厚さをできるだけ減ずることは、常に設計者の強い要望である。

管海官庁の船舶機関規則及び日本海事協会の鋼船規則によれば、腕の寸法は次の通り規定されている。

ディーゼル機関の一体型クランク軸の腕の最小寸法は、次の算式によつて算定される。

1) クランク腕の厚さ及び巾

$$t = 0.56 d_c$$

$$b = 1.33 d_c$$

t は、クランク腕の軸方向の厚さ (mm)

b は、クランク腕の巾 (mm)

d_c は、クランク軸の算出された最小径 (mm)

2) 腕の厚さまたは巾が、上記の寸法を満足しない場合も、厚さが不足であるときは； bt^2 が

$0.417 d_e^3$ 以上、巾が不足あるときは、 $b^2 t$ が d_e^3 以上なるときは、承認することがある。

上記の規定の理論的根拠は薄弱で、むしろ経験から誘導された算式と見られるが、特に(2)において、 b と t がどの程度まで(1)の寸法にはずれていてもよいかということには、大きな疑問があり、常に論議的になつてゐる。

然るに、クランク軸の各部の応力分布に関する発表された資料は殆んどなく、特に実物大型のクランク軸についてのものは皆無といふので、漁船用 25 型ディーゼル機関の実物一体型クランク軸に静荷重を加えて各部の応力を測定して、その分布を確めることにした。

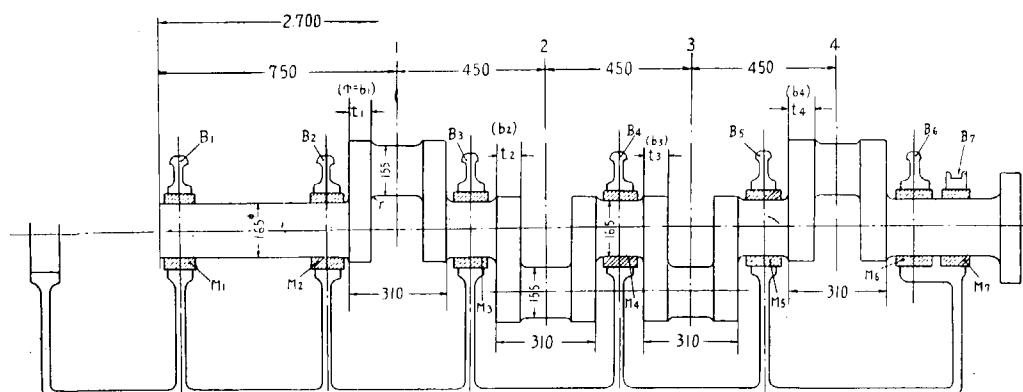
II 実験の目的

本実験研究は、管海官序や船級協会が規定する最小寸法の一体型クランク軸の静的強度の確認を行うのが目的で、実物のクランク軸に、実際に作用する力に等しい静的荷重（慣性力や摩擦力は除外）を加えてクランク軸各部に発生する応力と変形を測定し、特に次の諸点に重点を置いて調査した。

- (1) クランク腕の寸法（厚さ、巾及びピンとの付け根の隅肉）をいろいろに変えて、寸法や形状の差がいかに強度に影響を及ぼすかを比較検討する。
- (2) クランク軸の最弱点と考えられる腕とピンとの付け根の下部における応力集中を測定する。
- (3) 腕の開閉量と応力との関係を求める。
- (4) 軸受の高さを意識的に狂わせて、中心線の狂によって生ずる腕の開閉量と附加応力との大きさを検討する。

III 実験装置及び方法

III-1 供試軸



$$d = 155$$

$$bt^2 = 0.56^2 \times 1.33 \times 155^3 = t_1^2 b_1 = t_2^2 b_2 = \dots$$

$$t_1 = 87.0 (= 0.56 \times d) \quad b_1 = 206$$

$$t_2 = 82.5 (= 0.53 \times d) \quad b_2 = 229$$

$$t_3 = 78.0 (= 0.50 \times d) \quad b_3 = 256$$

$$t_4 = 70.0 (= 0.45 \times d) \quad b_4 = 317$$

第 1 図 供試軸の寸法

Fig. 1 Dimension of Tested Crankshaft (in mm)

実験に使用した軸は、 $250\text{ mm}\phi \times 380\text{ mm}l$ の4サイクル単動ディーゼル機関（所謂漁船用25型ディーゼル機関）の実物クランク軸で、第1図に示す如く4つのクランクを有し、配置は、 $0^\circ \sim 180^\circ \sim 180^\circ \sim 0^\circ$ 、クランクピンの径 155 mm 、ジャーナルの径 165 mm である。

クランク腕の厚さ(t)及び巾(b)は、第4表のように各クランク毎に異つてゐるが、 bt^2 は一定である。

また、腕の隅肉の影響については、第5表の3種のものについて実験したが(iii)は都合によつて第1クランクについてのみ行つた。

なお、実際のクランク軸では R は 9 mm のものが多い。

第4表 クランク腕の寸法
Table 4 Dimension of Crank Web

| Crank No. クランク No. | Thickness (t) 厚さ (mm) | Width (b) 巾 (mm) | t/d | $Z = \frac{bt^2}{6} (\text{mm}^3)$ |
|-----------------------|------------------------------|-------------------------|-------|------------------------------------|
| 1 | 87 | 206 | 0.56 | 260,000 |
| 2 | 82.5 | 229 | 0.53 | " |
| 3 | 78 | 256 | 0.50 | " |
| 4 | 70 | 317 | 0.45 | " |

第5表 隅肉の形状
Table 5 Shape of Corner Fillet

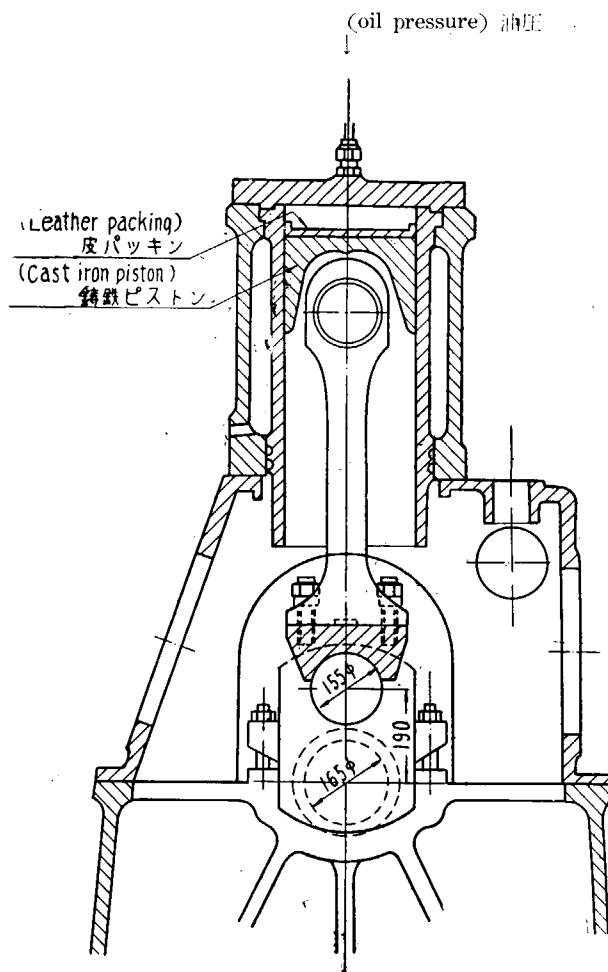
| | R (mm) | a (mm) | b (mm) | Remarks 備考 |
|-------|----------|----------|----------|--|
| (i) | 15 | — | — |  |
| (ii) | 10 | — | — |  |
| (iii) | — | 10 | 5 |  |

III-2 実験装置及び負荷方法

実験には、実際の25型ディーゼルの台板、架構、シリンダ、接合棒をそのまま用い、主軸受は、ホワイトメタルを鋳込まない厚いものとし、間隙を 0.12 mm にとつた。負荷方法としては、燃焼室内油を入れて、手動ポンプで加圧し、ピストン、接合棒を介して、軸に荷重を加える方法を採用したが、油密を保つために、ピストンの上面に皮パッキングを入れた。(第2図参照)

このようにすると、ピストンとシリングの壁との摩擦力による誤差が懸念されるが、接合棒にひずみ計を取りつけて応力を測定した結果によれば、これは、無視しうる程度のものであることがわかつた。

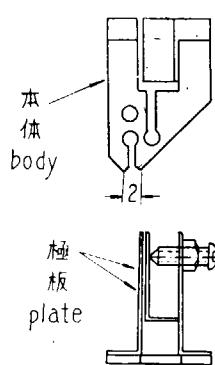
またかかる負荷方法で、クランク軸に純粹な曲げモーメントだけを与えるには、負荷を接合棒の中心線に沿つて正確にかけなければならないが、これは、接合棒の外周4カ所に等間隔に取りつけたひずみ計の読みによつて確かめることができる。



第2図 負荷方法

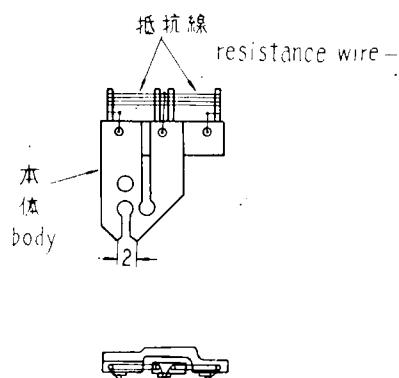
Fig. 2 Loading Method

III-3 ひずみ計装置



第3図 容量型ひずみ計

Fig. 3 Capacity Type Strain Gauge



第4図 特殊抵抗ひずみ計

Fig. 4 Unbonded Wire Strain Gauge

応力測定には、電気抵抗線ひずみ計と、電気容量型ひずみ計を使用した。電気抵抗線ひずみ計は、共和無線 K-22 型（標点距離 9 mm, 抵抗値 120 オームの格子型）のものをブチラールで接着した。

腕とピンの付け根の隅内部は、応力分布が複雑で、標点距離 9 mm のひずみ計では不適当であるので、運輸技術研究所機関実験部高田氏の考案になる容量型ひずみ計と、日本海事協会山田氏の考案になる特殊電気抵抗線ひずみ計を併用した。いづれも標点距離 2 mm のもので、前者は第 3 図に示すように変換器に設けられた極板の容量の変化により測定する方法であり、後者は、第 4 図に示すように、変換器の本体は同じであるが、これに設けられた抵抗線の抵抗の変化によりひずみ量を測定する方法である。

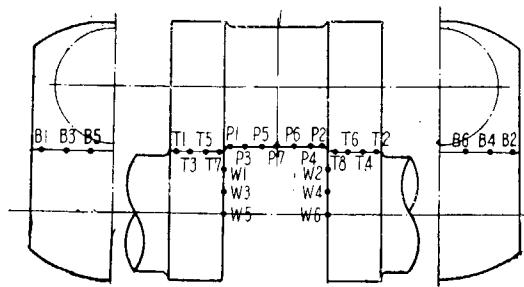
III-4 応力測定位置

III-4-1 曲げ試験

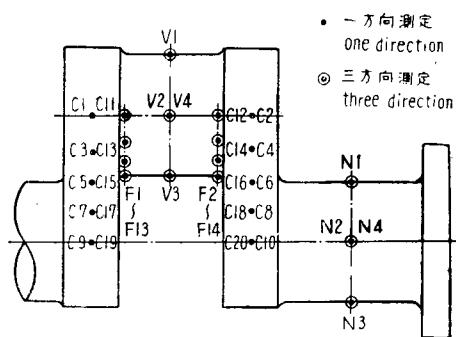
第 5 図は、曲げ試験の場合に、9 mm 抵抗線ひずみ計を取りつけた位置を示し、腕とピンの付け根は、別に前述の 2 mm のひずみ計で詳細な測定を行つた。いづれの場合も、主応力の方向が明であるので一方向測定にとどめた。

III-4-2 ねじり試験

第 6 図は、ねじり試験の場合に、9 mm 抵抗線ひずみ計を取りつけた位置を示す。この場合 $C_1 \sim C_{20}$ は曲げ応力で、主応力の方向も明であるので、一方向のみの測定を行つたが、その他の点については、三方向測定を行い、これから主応力の方向と大きさを算出した。なお、この場合、2 mm のひずみ計測定は行わなかつた。



第 5 図 曲げ荷重試験ひずみ測定位置
Fig. 5 Position of 9mm Strain Gauges (Load Bending Test)



第 6 図 振り試験ひずみ測定位置
Fig. 6 Position of 9mm Strain Gauges (Torsion Test)

IV 測 定 結 果

IV-1 丸棒による予備実験

両端で支持された梁の中央に荷重を加えると、荷重の付近には複雑な応力分布が起り、単純な梁の理論から求めた応力とは相当に異なるものが現われる。特に支持距離に比べて、深さの大きい梁（クランク軸はその一例と考えられる）においては、この影響は無視できない。よつて、実際のクランク軸の応力を解析する上の参考として、クランクピンの径と同じ 155 mm ϕ の鍛鋼棒をアムスラー試験機にのせ、中央に荷重を加えて荷重下側のひずみを測定した。この測定に当つては、両端支持点における軸方向の摩擦力をなるべく小さくする目的で、その部分にローラーベアリングを用いた。また、作用

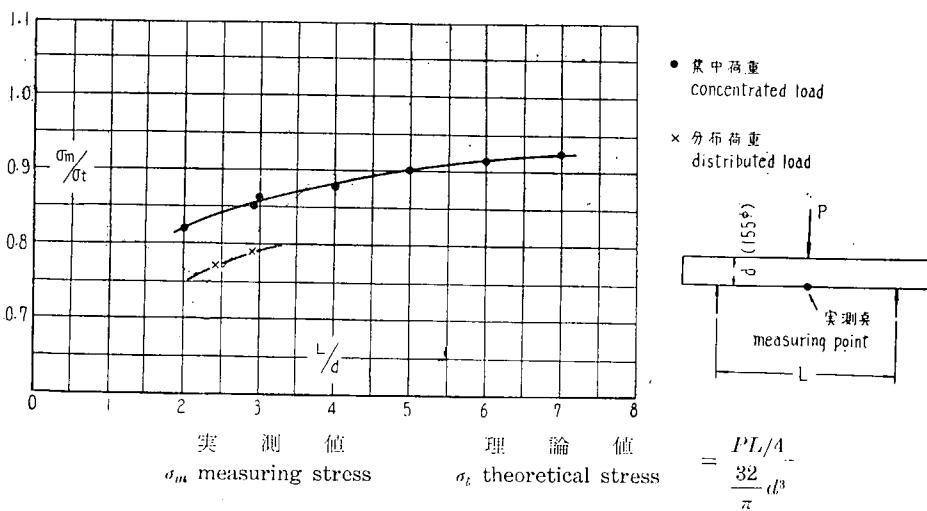
荷重は、実際のクランク軸に発生する応力とほぼ同一な 3 kg/mm^2 が実測点にあらわれるように選んだ。

第 7 図の・印は、集中荷重の場合の実験結果を示し、縦軸に、実測応力 σ_m と単純な梁として考えたときの計算応力 σ_t の比を、横軸に支持距離 L と径 d の比を取つてある。この結果によると σ_m/σ_t は、 L/d が比較的大きいと、約 0.92 に近似的に近づくが、 L/d が 5 以下になると急速に減少し、実際のクランク軸の場合の $\frac{450}{155} = 2.9$ では、約 0.85 まで低下するという結果を得た。

クランク軸に荷重が作用したとき、支点がジャーナル軸受の内側に移ると仮定すると、 L/d は 2 に近づくがこの場合の σ_m/σ_t の値は更に低下して 0.82 となる。

次に、実際のクランク軸では、荷重は、接合棒軸受を通して作用し、分布荷重のような形をとり、集中荷重の場合とは条件が異なるので、丸棒についても、参考として、実際の接合棒軸受を用い、これを通して荷重をかけて、 L/d の小さい場合のひずみ測定を行い、これから × 印の結果を得た。図でわかるように、この場合の応力は、集中荷重の場合に比べて相当低く、両者の間には明に差異が認められる。

(註) 後者の場合の応力測定値を第 7 図で示す場合、 σ_t としては分布荷重の場合の理論応力値をとるべきであるが、分布状態が不詳であるし、また以後の取扱を簡単にするために、この場合も集中応力のときの理論値を取つて示した。このように考えると、 $L/d = 2$ のときの σ_m/σ_t は 0.76 となる。



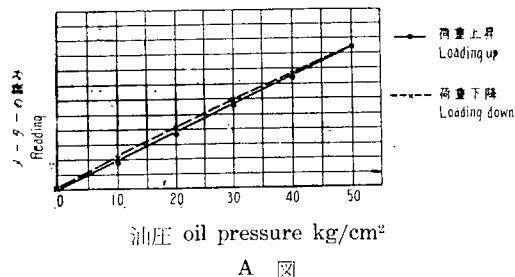
第 7 図 丸棒における支持距離の影響
Fig. 7 σ_m/σ_t by Round Bar (Dia = 155 mm)

IV-2 曲げ荷重試験

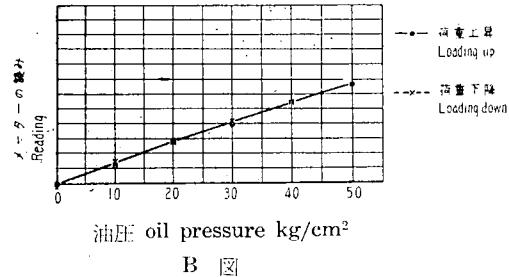
各クランクを交互に上死点に置き、シリンダ内の圧力が 50 kg/cm^2 に相当する 24.6 ton の荷重を加えて、各部の応力測定を行つた。第 8 図ないし第 17 図はその結果を示す。図中 \oplus は引張り応力、 \ominus は圧縮応力である。

クランク軸の各部の応力は、軸受条件に敏感に影響されることが考えられる。すなわち、台板の変

形や、軸受部における摩擦力の変化等のために、測定値は、荷重の上下に応じてかなりのばらつきを示すのではないかと想像されたが、実測の結果は、A 図及び B 図で示される実例のように、ほとんど無視しうる程度のものであつた。



A 図



B 図

IV-2-1 ピンの中央下側 (P 7) の応力

この応力はクランク軸の強度計算の基礎となる値である。実験結果によれば、応力の値は腕の形状、クランクの相対位置などに余り関係なく、隅肉半径 15 mm のとき 2.6~3.0 kg/mm² (平均 2.8 kg/mm²)、10 mm のとき 3.1~3.2 kg/mm² (平均 3.15 kg/mm²) を示した。なお、応力は、ピンにおいては、中央が最大で、腕に近づくに従つて降下する傾向が見られるが、曲げモーメントの分布を考えれば当然のことである。

IV-2-2 腕の応力

クランク腕の厚き方向 (軸方向) の応力分布 (T 1~T 8) は、いづれの腕においても直線的に変化し、曲げモーメントを受けている単純な梁の応力分布に近い様相を示している。しかし、腕の外側における圧縮応力は、常に内側における引張り応力より高く、曲げのほかに、圧縮力が作用していることを明瞭に証明している。

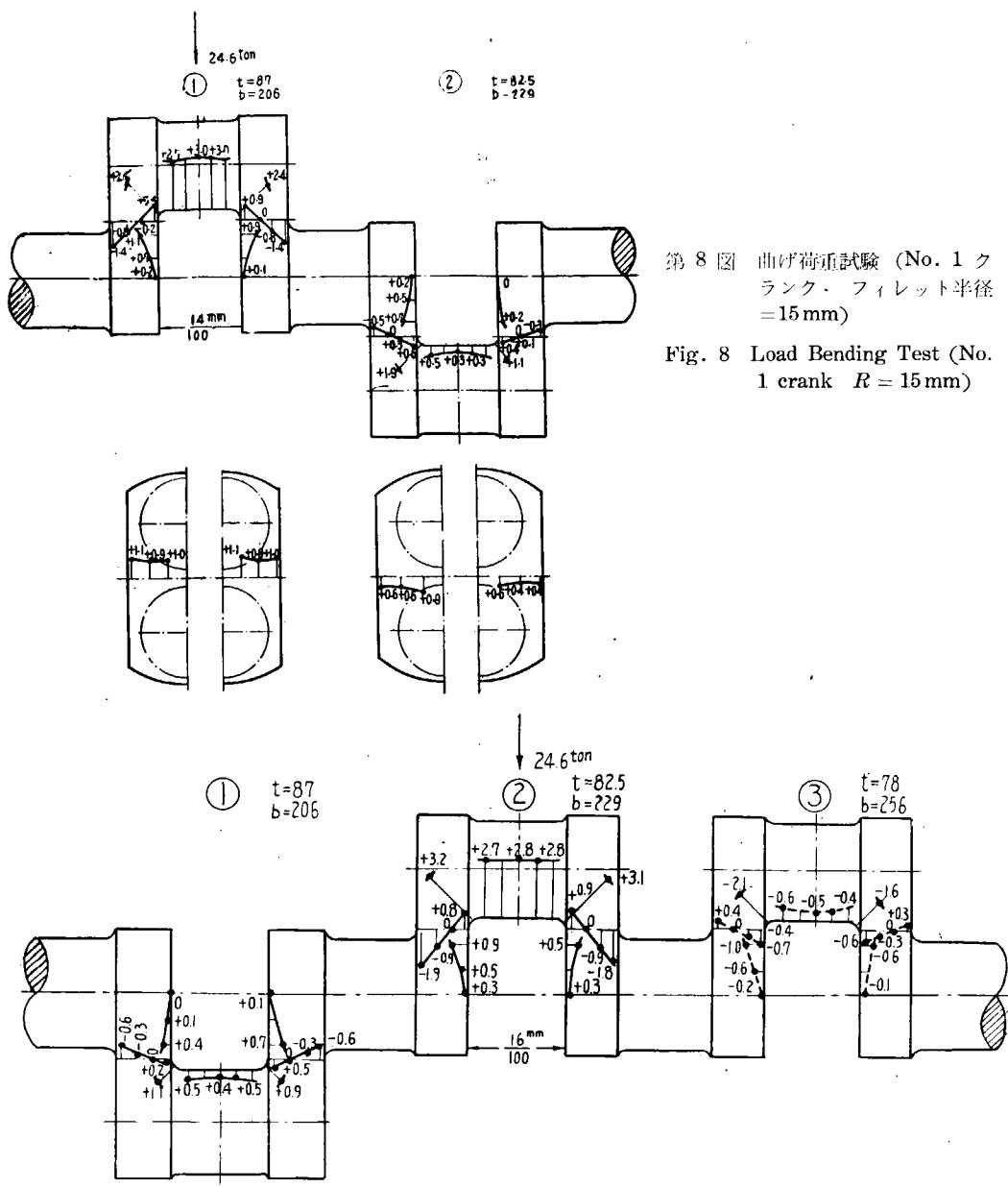
次にクランク腕の中の方向の応力 (B 1~B 6) は、いづれのクランクについても、ほぼ一様に分布し、中の中央で稍高くなっている (ピンの付け根における応力の集中に関係があると見られる) 以外には、何等注目すべき点を認めない。このことは、ピンの径と腕の中とに相当の差異があつて、これらの接合部に形状的な不連続があつても、曲げモーメントは、ほぼ一様にピンから腕に伝つていることを物語つているものである。

IV-2-3 ピンの付け根下部における応力集中

先づ標点距離 9 mm で、次いで 2 mm のひずみ計を用いて詳細に応力の分布を測定した。9 mm ゲージの測定値を第 8 図ないし第 15 図に、2 mm ゲージの測定値を第 16 図ないし第 18 図に示す。

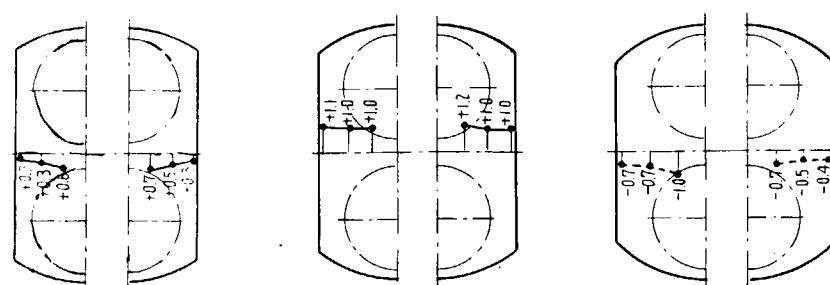
実際の機関についての測定であるので、各種の影響が複雑に現われ、且つひずみ測定技術もむづかしいので、測定値は、正確を欠くうらみがあるが、大体次の結果を得ることができた。

- (1) 応力の最大となるのは、ピン側の弯曲起点から約 20° 内側によつた所である。
- (2) 最大応力値は、R = 15 mm の場合 4.2~5.2 kg/mm²、R = 10 mm の場合 5.0~5.7 kg/mm²、腕をえぐつた場合 4.2~5.0 kg/mm² で R が小さければ最大応力は増加するが、第 5 表 (iii)



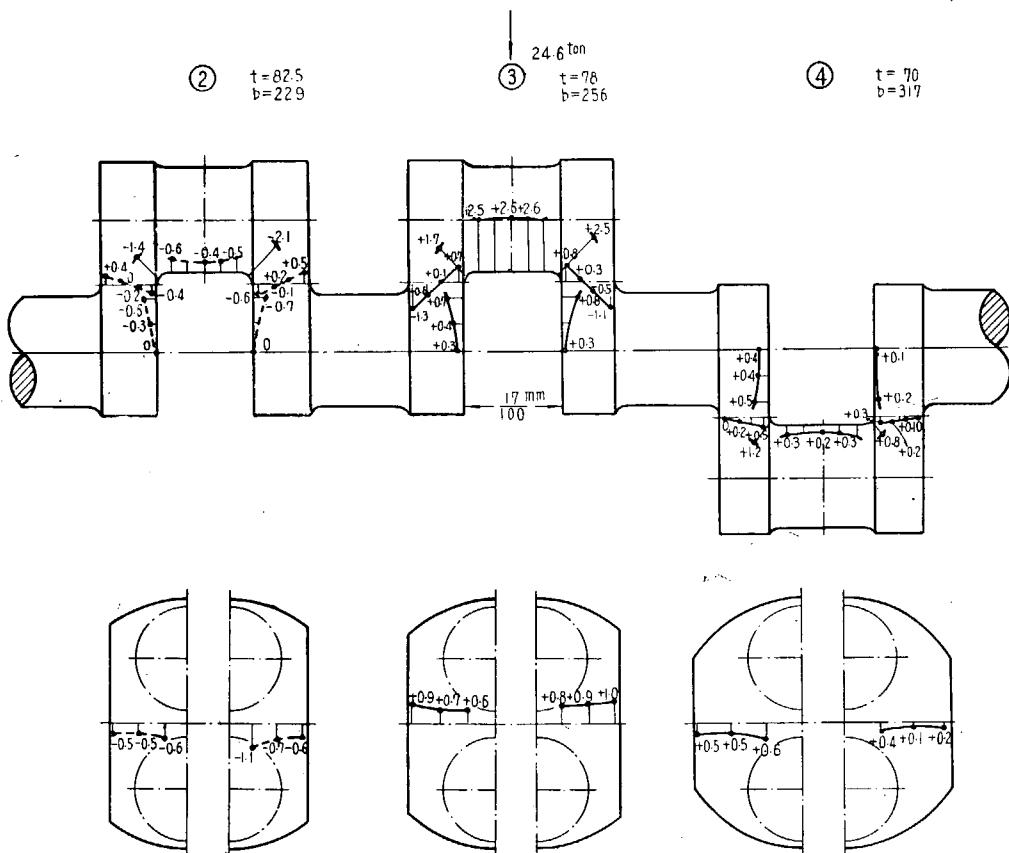
第 8 図 曲げ荷重試験 (No. 1 クランク・フィレット半径
 $= 15 \text{ mm}$)

Fig. 8 Load Bending Test (No. 1 crank $R = 15 \text{ mm}$)

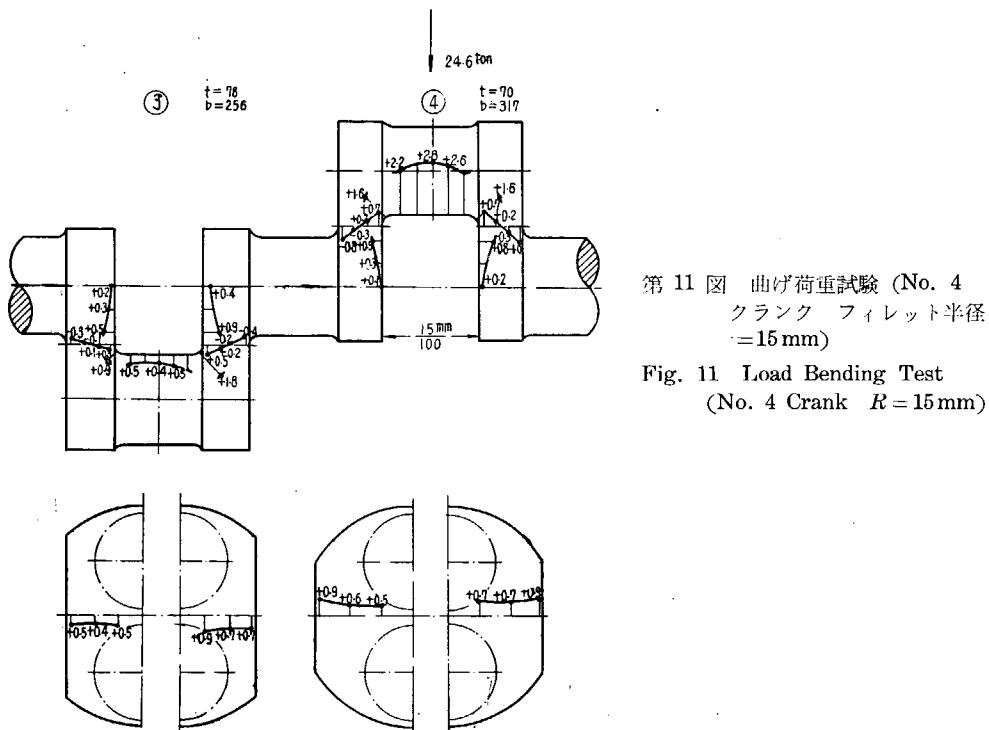


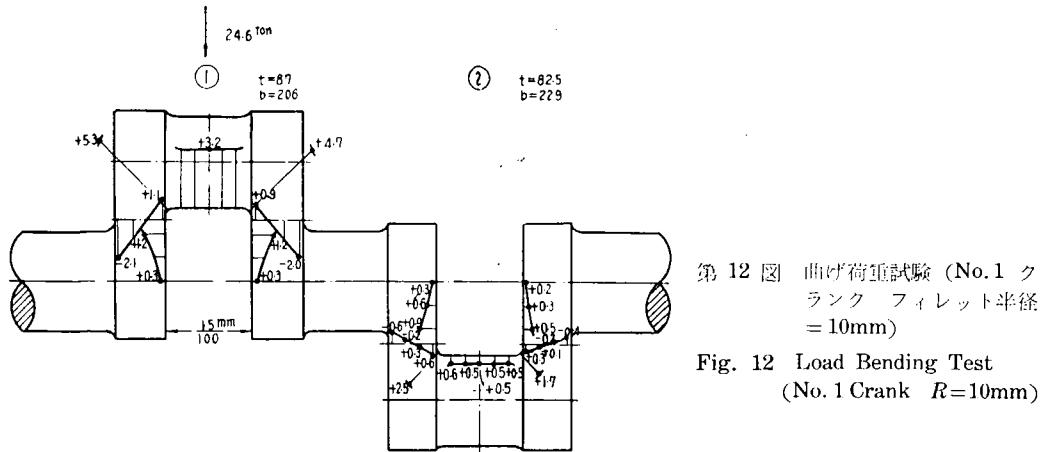
第 9 図 曲げ荷重試験 (No. 2 クランク フィレット半径 = 15 mm)

Fig. 9 Load Bending Test (No. 2 Crank $R = 15 \text{ mm}$)



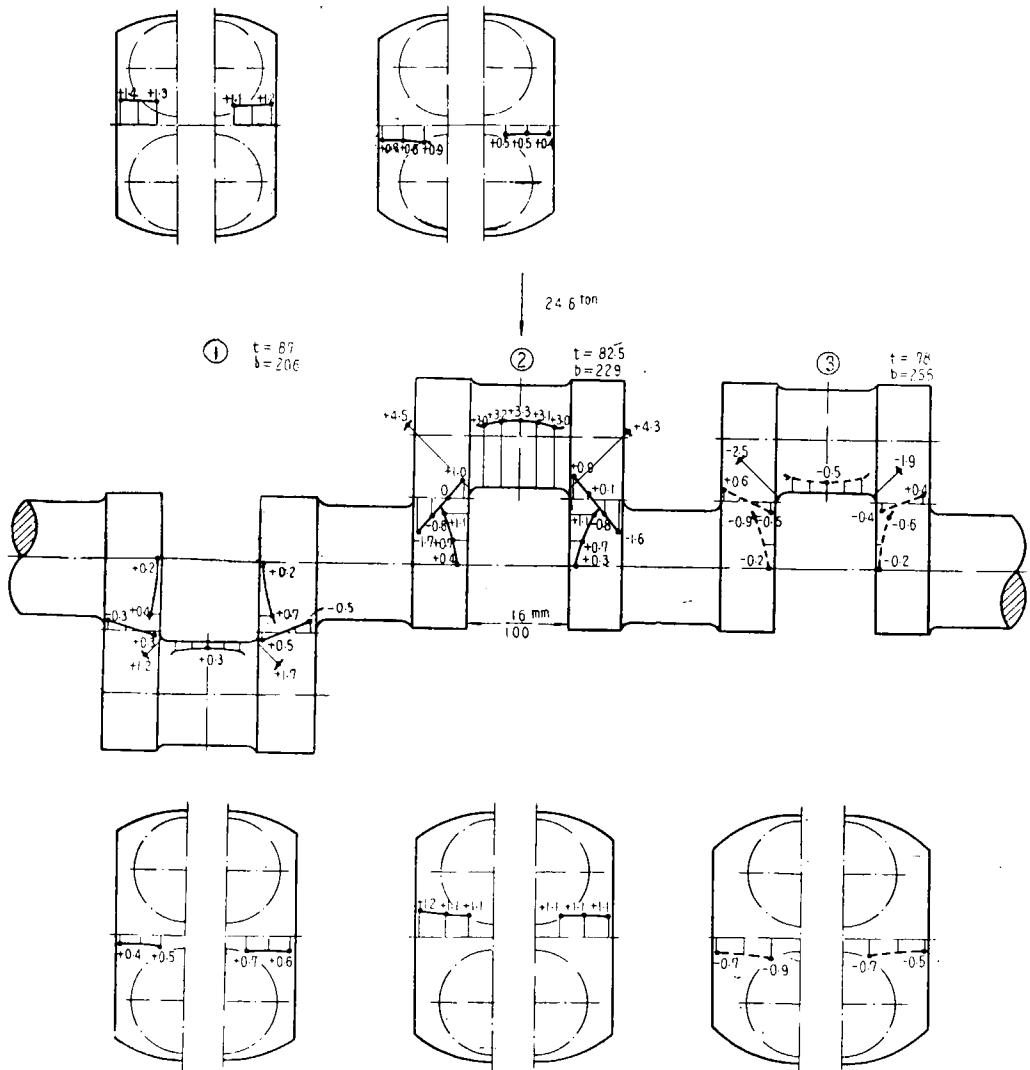
第 10 図 曲げ荷重試験 (No.3 クランク フィレット半径 = 15 mm)
 Fig. 10 Load Bending Test (No. 3 Crank $R = 15$ mm)





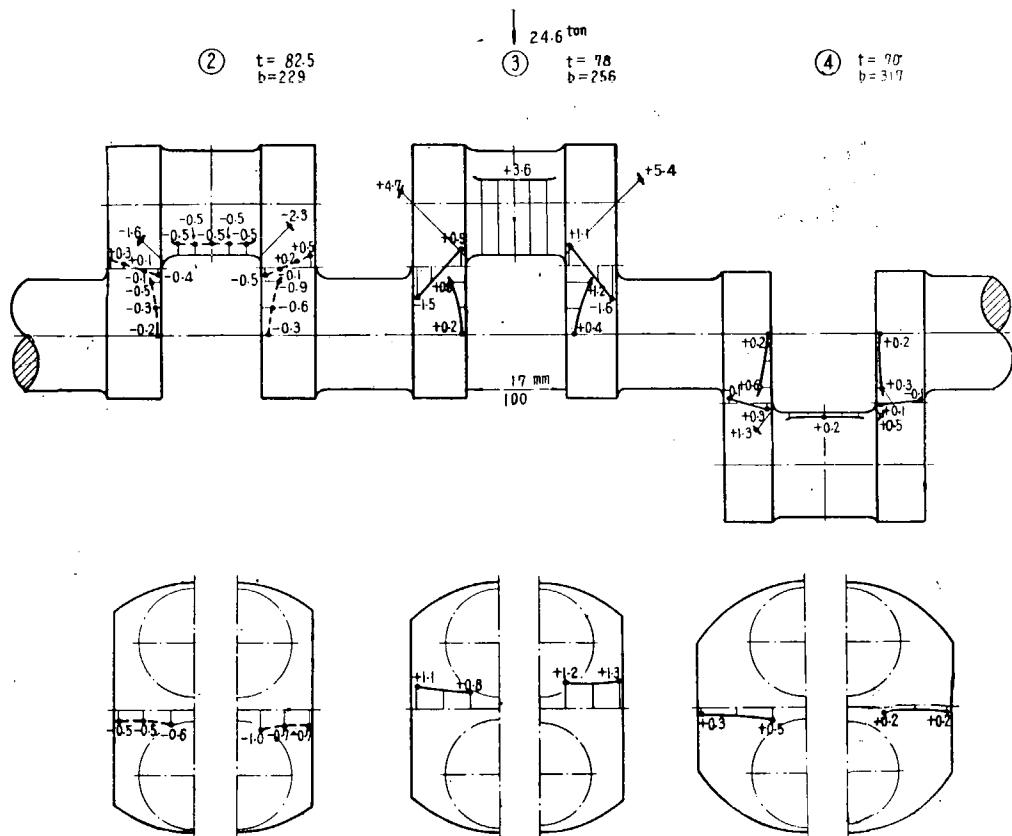
第 12 図 曲げ荷重試験 (No.1 クランク フィレット半径 = 10mm)

Fig. 12 Load Bending Test
(No. 1 Crank $R=10\text{mm}$)

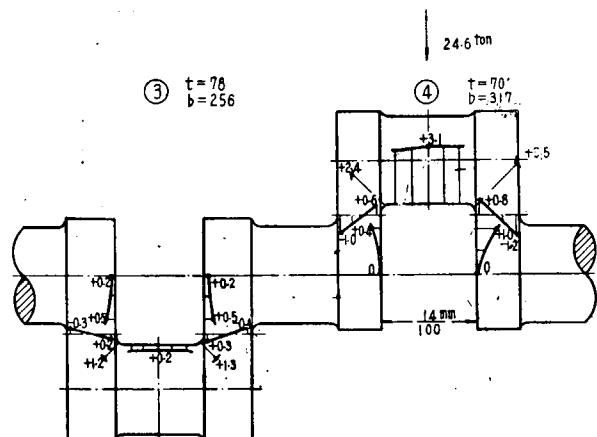


第13図 曲げ荷重試験 (No.2 クランク フィレット半径 = 10mm)

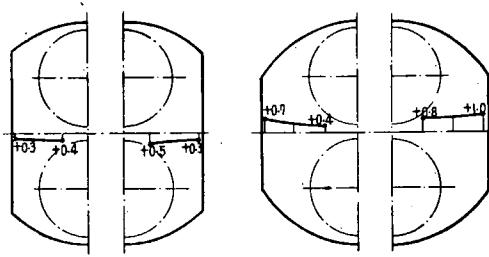
Fig. 13 Load Bending Test (No. 2 Crank $R = 10\text{mm}$)

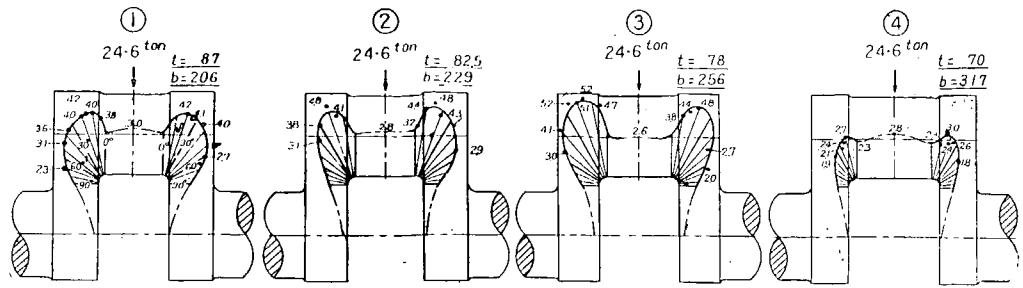


第 14 図 曲げ荷重試験 (No. 3 クランク フィレット半径 = 10mm)
Fig. 14 Load Bending Test (No. 3 Crank $R = 10\text{mm}$)

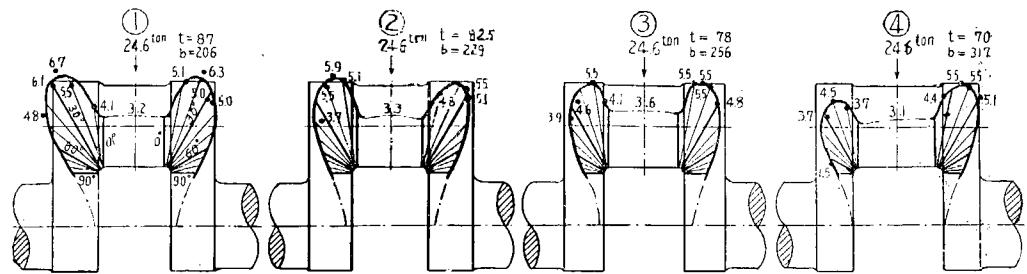


第 15 図 曲げ荷重試験 (No. 4 クランク フィレット半径 = 10 mm)
Fig. 15 Load Bending Test (No. 4 Crank $R = 10\text{mm}$)





第 16 図 曲げ荷重試験（応力集中 フィレット半径 = 15 mm）
Fig. 16 Load Bending Test (2mm gauge measurement $R = 15$ mm)



第 17 図 曲げ荷重試験（応力集中 フィレット半径 = 10 mm）
Fig. 17 Load Bending Test (2 mm gauge measurement $R = 10$ mm)

のように腕をえぐつたものは、 $R = 10$ mm の場合より、最大応力は減少する。

(3) 応力が軸受条件その他に影響されて微妙に変り、ひずみ測定技術もむづかしいので、腕の寸法（巾 × 厚さ）と応力との関係を正確に求めることはできなかつた。

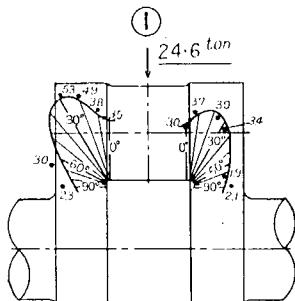
IV-2-4 荷重を掛けないクランクの曲げ応力

ある一つのクランクに曲げ荷重を加えた場合、これに隣接するクランクにも曲げ応力が現われることは第 8 図ないし第 15 図に明かで、シリング爆発時におけるクランクの軸受条件を示唆するものとして興味がある。この場合注目すべきことは、応力分布の様相が荷重のかかつているクランクにおけるものと著しく異ることで、ピニンの中央下部の応力は比較的小さく、腕とピニンの付け根における集中応力が異常に大きな値を示している。かかる両者の差異はクランクに作用する曲げモーメントの分布にちがいがあるからであると考えられる。

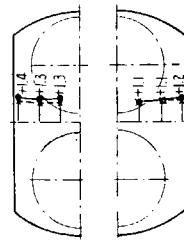
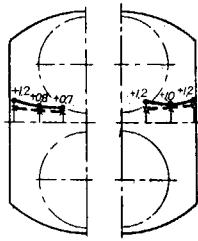
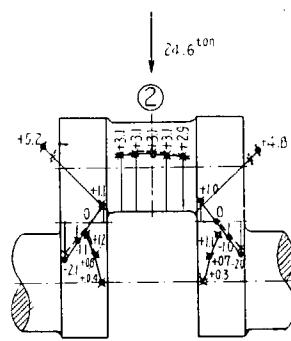
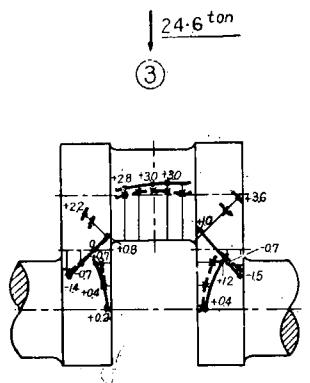
なお、曲げ応力の発生するのは、荷重のかかつたクランクにすぐ隣るクランクまでであつて、これより離れたクランクには、ほとんど応力は現われなかつた。

IV-3 上部軸受取り外し試験

クランク軸の応力には軸受の条件が大きな影響を及ぼすものと考えられるので、その影響を知る参



第 18 図 曲げ荷重試験（応力集中 フィレット形状は第 5 表 (iii) に示す）
Fig. 18 Load Bending Test (2 mm gauge measurement, The shape of fillet is shown in table 5 (iii))



— 主軸上メタルを取り外した場合
Without Upper Bearing Metals
--- 主軸上メタルのある場合
With Upper Bearing Metals

第 19 図 曲げ荷重試験（上部軸受なし, フィレット半径 = 15mm）
Fig. 19 Load Bending Test
(Without Upper Bearing Metals
 $R = 15\text{ mm}$)

— 主軸上メタルを取り外した場合
Without Upper Bearing Metals
--- 主軸上メタルのある場合
With Upper Bearing Metals

第 20 図 曲げ荷重試験（上部軸受なし, フィレット半径 = 10mm）
Fig. 20 Load Bending Test (Without
Upper Bearing Metals.
 $R = 10\text{ mm}$)

考として全軸受の上部メタルをとり外して、曲げ荷重試験を行つた。第 19 図の実線はピンの付け根の半径が 15 mm のものについて第 3 番クランクに荷重を加えたとき、第 20 図は 10 mm のものについて第 2 番クランクに荷重を加えたときの測定値である。なお、参考のために、軸受を置いたときの測定値をも点線で付記した。

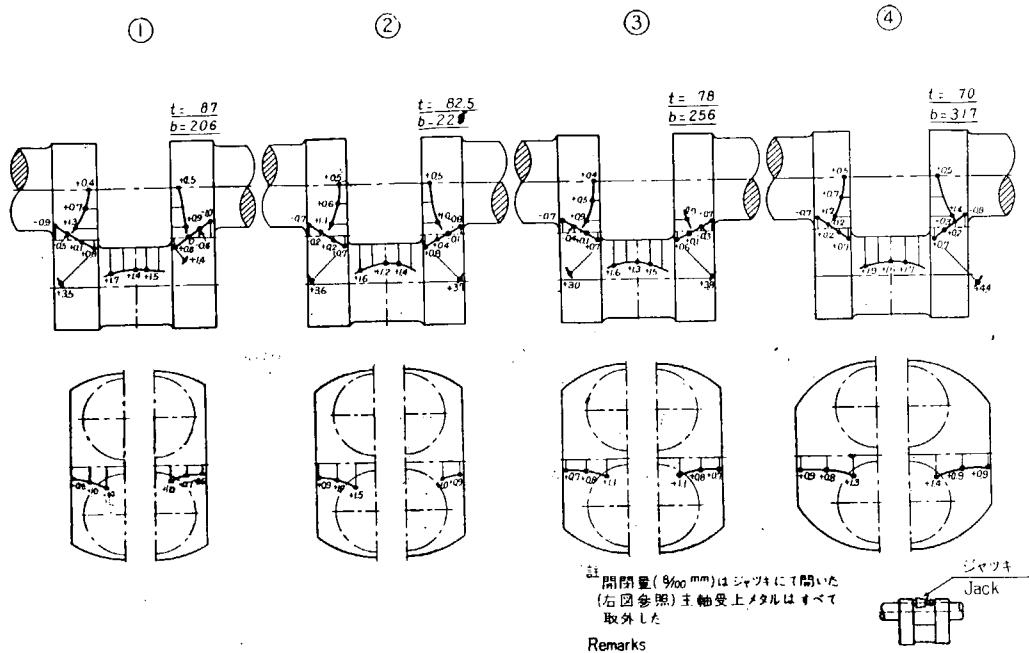
これらによると、上部メタルのない場合の方が、各部の応力とも大きく現われているが、その差は少ない。

上部メタルのある方が応力が小さいのは軸がいづれかの軸受の上メタルで拘束されるからと考えられる。

IV-4 腕開閉試験

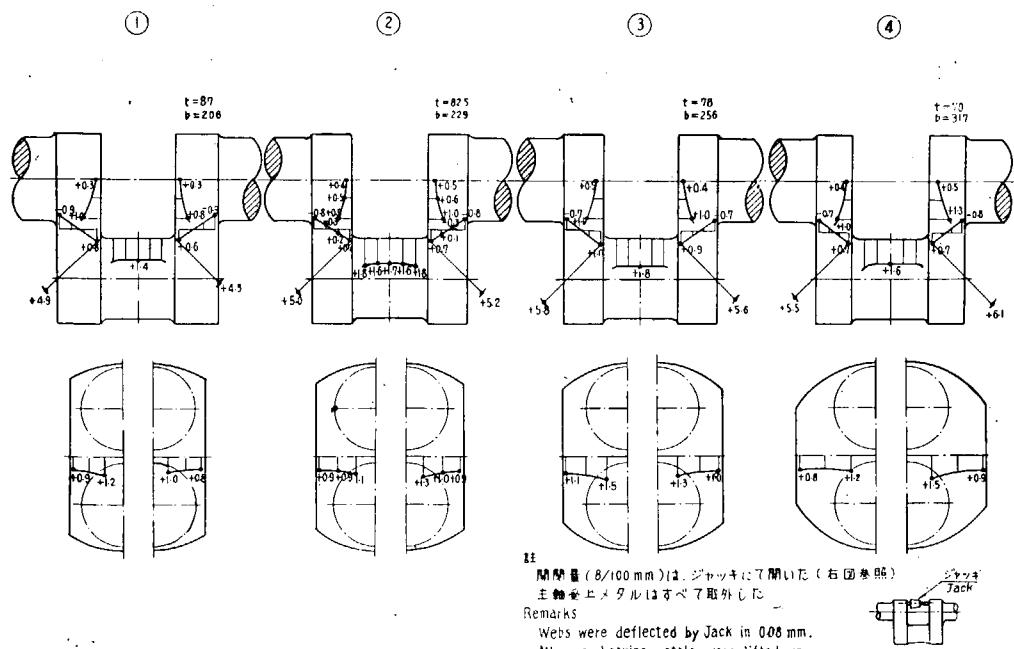
腕の開閉量と応力との関係を知るため、クランク軸を軸受に入れたまま、各クランク毎にジャッキで腕を無理に 0.08 mm こぢあけて曲げ荷重試験のときと同様に各部の応力を測定した。応力測定には、すべて 9 mm の抵抗線ひずみ計が用いられた。腕の開き量 0.08 mm は日本海事協会が定めている本クランク軸に対する許容限度である。

実験結果を第 21 図および第 22 図で示す。



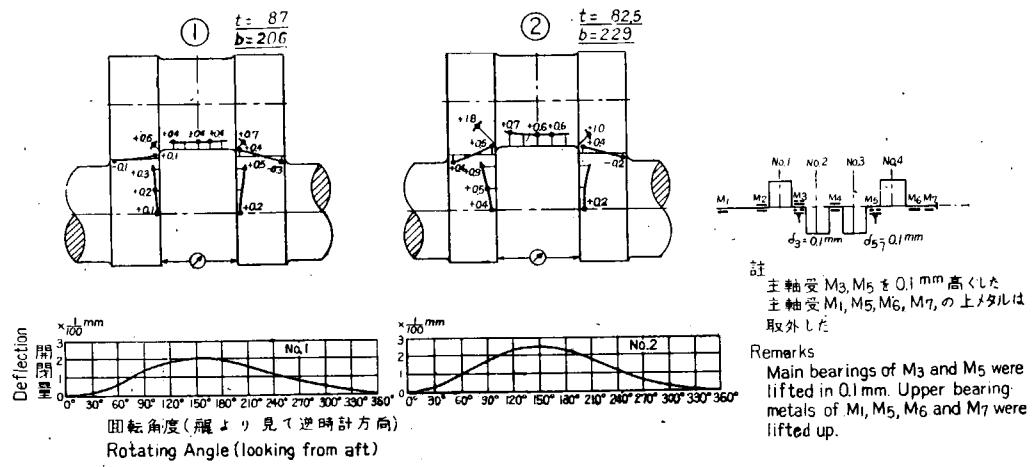
第 21 図 腕開閉試験 (フィレット半径 = 15 mm)

Fig. 21 Web Deflection Test ($R = 15$ mm)



第 22 図 腕開閉試験 (フィレット半径 = 10 mm)

Fig. 22 Web Deflection Test ($R = 10$ mm)



第23図 軸受上昇試験
Fig. 23 Malalignment Test

この結果で注目されることは、先の曲げ荷重試験では、ピンに発生する曲げ応力が中央で最大値を示し、これから遠ざかるに従つて低下するのに反し、この場合は、中央で最小となり、左右に行くに従つて若干大きくなつていていることである。このため腕とピンの付け根における応力は、応力集中も手つだつて、ピン中央の応力に比べてかなり大きな値となつており、その絶対値は曲げ荷重試験の場合より大きい。すなわち、 $R = 15\text{ mm}$ のとき、曲げ荷重試験で $2.6 \sim 3.2\text{ kg/mm}^2$ であつた平均応力 (9 mm ゲージで測定した値) が腕をこぢあけた場合に、 $3.5 \sim 4.5\text{ kg/mm}^2$ に上昇しており、また $R = 10\text{ mm}$ のとき、 $4.5 \sim 5.0\text{ kg/mm}^2$ であつたものが、 $5.0 \sim 6.0\text{ kg/mm}^2$ になつてている。従つて曲げ荷重試験の場合のように、 2 mm のひずみ計を用いて局部的の応力を測定したならば、相当大きな値を示すのではないかと想像される。

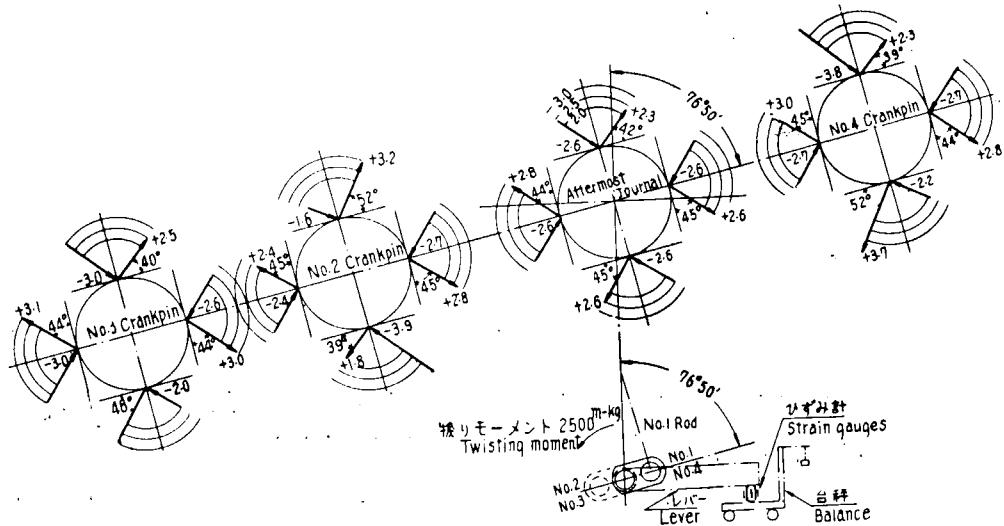
IV-5 軸受上昇試験

実際のクランク軸において最も問題となるのは、ある特定の軸受が摩耗したとか、船体のひずみによつて上下したとかによつて軸心に狂を生じ、クランク軸内に大きな附加的曲げ応力を発生する場合である。

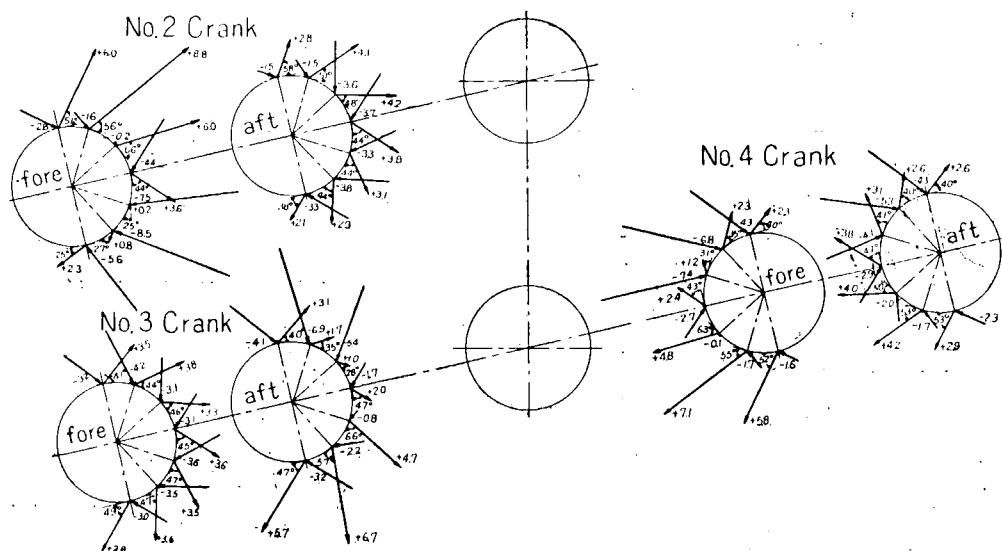
このような場合に発生する応力を、大きな仮定の下に、力学的に解くことはさしてむづかしいことではないが、これでは実際と相当かけ離れた値がでて来る。しかし、実際にいかなる応力分布が現われるかを実験によつて求めた実例はないようであるので、今回第1図の主軸受 M_3 及び M_5 を 0.1 mm だけ高くして、クランク軸を回転して、No. 1 及び No. 2 クランクの腕の開閉量を測定とともに、開閉量最大時のクランク各部に発生する応力を求めた。第23図は、その結果を示すもので、クランク腕は、上死点で閉じ、下死点で開くが、開閉量の差は、一回転で 0.025 mm に及んでいる。応力の値は絶対値が小さいので、正確にはわからないが、分布状況は、ほぼ腕を無理にこぢあけたときのそれに相似で、ピンの中央において余り大きな値とならないが、ピンと腕のつけ根に比較的大きな応力集中が現われることがわかつた。この応力集中が主軸受を上げた側に大きいことは当然のことながら注目される。

IV-6 ねぢり試験

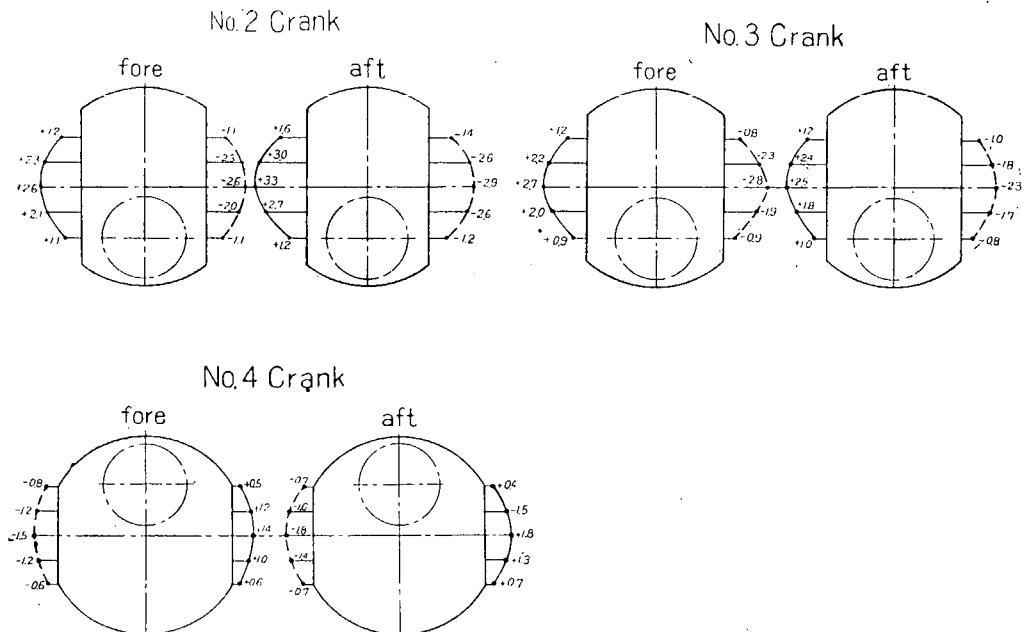
ねぢり試験は No. 1 クランクを第 24 図のような位置におき、シリンダに油圧をかける一方、後端のフランジにとりつけたバーで、クランクが回転しないように支え、そこに生ずる反作用をひずみ計で測定して、ねぢりモーメントの大きさを求めた。No. 1 クランクを図示の位置においたのは、この配置において接合棒とクランクは丁度 90 度の位置をとり、ねぢりモーメントに比べて曲げモーメントが最小となるからである。また、作用せしめたねぢりモーメントは 2,500 kg·M であるが、これはこの機関が発生する最大ねぢりモーメントにはほぼ近い値である。かかる負荷方法では、各クランクとともに曲げモーメントが同時に発生し、純粋なねぢりモーメントを与えることができないが、簡単に



第 24 図 摶り試験 (ピン及び最後部ジャーナル)
Fig. 24 Torsion Test (Crankpins and aftermost journal)



第 25 図 摶り試験 (フィレット部)
Fig. 25 Torsion Test (Crankpin fillets)



第 26 図 摴り試験（腕の側面）

Fig. 26 Torsion Test (Cheeks of web)

よい工夫がないので止むを得ない。しかし、応力を実測した結果によれば、荷重をかけたクランクより比較的遠い No. 3 クランクに現われる曲げモーメントは極めて小さく、ほぼ純粋なねじりが現われていることを確認した。また、曲げ応力については他の実験の結果が明らかとなれば、ある程度正確にこれを分離することが可能であろう。

ねぢり試験の場合の応力測定は、主応力の方向が不明なので各方向について三方向測定を行わなければならぬので、非常な手数を要した。測定結果は、第 24 図ないし第 26 図に示されているが、大体次のことを知りえた。

(イ) すべてのクランクにおいて、ピンの中央においても、また、ピンと腕のつけ根においても、ピンの軸心を通り、荷重と垂直をなす平面内の各点では、主応力が軸心とほぼ 45 度をなし、且つ絶対値が等しいから、純粹なねぢりに近い応力状態にあることがわかる。

しかし、応力の大きさも、ねぢりモーメント $2,500 \text{ kg}\cdot\text{M}$ にほぼ相当する。

(口) その他の面においては、主応力は、軸心と 45 度をなさず、且つ絶対値も不等であつて明かに曲げモーメントが加わつていることを物語ついている。

但し、No.3 クランクピン及び最後端ジャーナルにおいては、主応力の方向及び大きさは、全周に亘つてほぼ等しく、純粹のねじりを受けている状態に近い。

(ハ) No. 2 の船尾側および No. 3 の船首側の腕とピンのつけ根にも、比較的純粹なねじりに近い応力分布が現われているが、9 mm 抵抗線ひずみ計による測定では、応力集中率は 15% 程度で、曲げの場合に比べて遙に小さい。

V 考 察

以上の結果は実際の機関について計測したものであるので、不詳な因子がいろいろ入り、すべての値を正確に定量的に解析することは不可能である。殊に、軸受条件による影響は非常に大きいように思われる。

V-I クランク軸内に発生する曲げモーメント

先づ第1近似計算として、一つのクランクスローをピンと同様のまつ直ぐな軸に置きかえて、荷重、支持条件、支持位置をいろいろに変えて、純理論的にピン中央の曲げ応力を計算したが、その結果は、第6表の通りである。

第6表 ピン中央の曲げ応力の計算値
Table 6 Calculated bending stress at the middle of pin

| Assumption 計算の假定 | | Calculating Formula 計算式 | Bending Stress 曲げ応力(kg/mm ²) |
|--|--------------------|---|---|
| Condition of Bearing Support 軸受支持条件 | Load 荷重 | | |
| (1) Supported at center 中央支持 | Concentrated 集中 | $M = \frac{PL_c}{4}$ | 7.6 |
| (2) Fixed at center 中央固定 | " | $M = \frac{PL_c}{8}$ | 3.8 |
| (3) Supported at center 中央支持 | Distributed 等分布 | $M = P\left(\frac{L_c}{4} - \frac{L_0}{8}\right)$ | 6.5 |
| (4) Supported at inner edges 内側支持 | Concentrated 集中 | $M = \frac{PL_i}{4}$ | 5.8 |
| (5) Fixed at inner edges 内側固定 | " | $M = \frac{PL_i}{8}$ | 2.9 |
| (6) Supported at inner edge 内側支持 | Distributed 等分布 | $M = P\left(\frac{L_i}{4} - \frac{L_0}{8}\right)$ | 4.8 |

Remarks : L_c = Distance betw. bearing centers = 450 mm
備考 : L_c = 軸受中心距離

L_i = Distance betw. inner edges of bearings = 346 mm
 L_i = 軸受内側間の距離

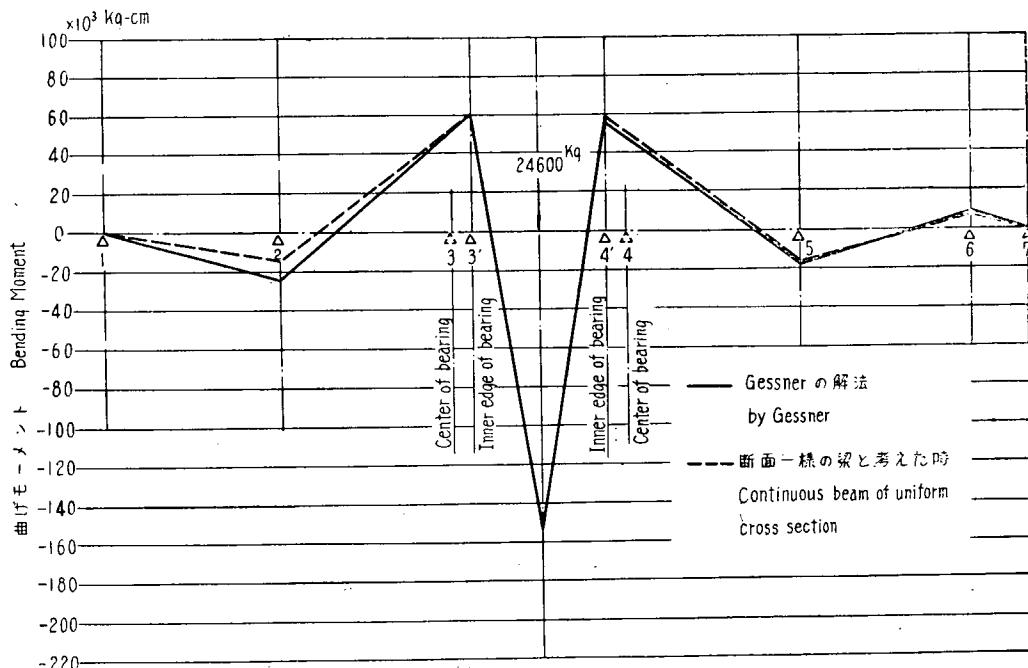
L_0 = Length of Crank pin metal = 126 mm
 L_0 = クランクピンメタルの長さ

クランクに爆発荷重が加わった場合、そのクランクの主軸受支持点は、軸受の内側に移るものと考えられるから、もし実際のクランク軸を1スロークランクに置き換えて考えるものとすれば、ピン中央下部の応力は、第6表の(4)の値に V-I の末尾の(註)中の修正係数 0.76 を乗じたもの ($5.8 \text{ kg/mm}^2 \times 0.76 = 4.4 \text{ kg/mm}^2$) にならなくてはならない筈である。しかるに、実際のクランク軸での測定値は、前述の通り ($2.8 \sim 3.15$) kg/mm^2 で、上記の 4.4 kg/mm^2 とはかなりの食いつがいがある。

かかる相違の最も大きな原因の一つは、実際の多スロークランク軸は、これを一つの連續梁として

考えなければならない点にあると思われる。このことは、第 8 図ないし第 15 図に示されているように荷重を受けたクランクに隣接するクランクにも相当の大きい応力が発生していること、及び上部メタルの有無がクランク内に発生する応力に若干の差異を与えることなどから容易に想像できる。

クランク軸に発生する応力を正確に連続梁として解くには、これを断面一様な梁と考えず、各クランク部の影響をも考えに入れて計算する必要がある。かかる解法には、有名な A. Gessner 氏の論文があるが、少くともこの実験に使用したクランク軸について、C 図に示すように、A. Gessner 氏の方法によつて解いた場合も、断面一様な梁として考えた場合も、各部の曲げモーメントの大きさ分布には大きな差はないので、簡単にするために以後すべて断面一様な梁として検討することにする。

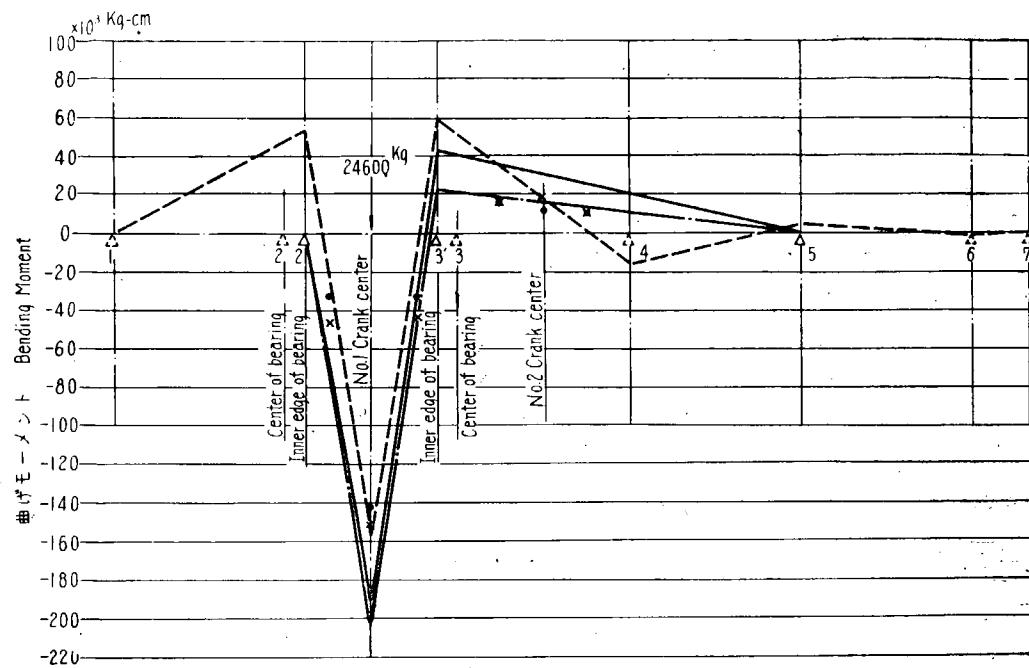


C 図 曲げモーメント線図の比較
Fig. C Comparison of Bending Moment Diagrams

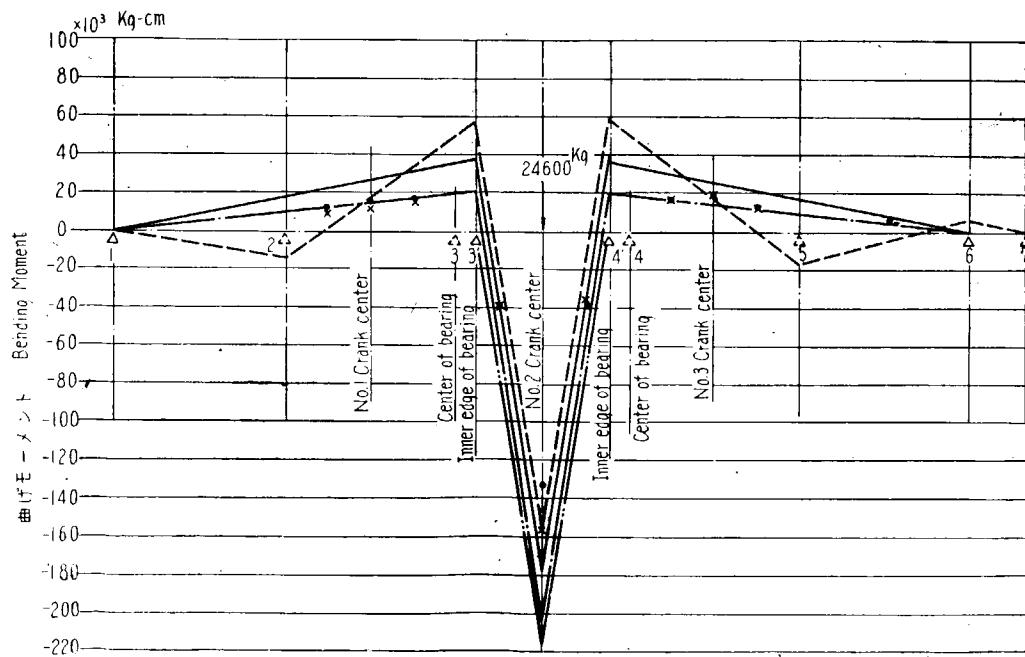
第 27 図ないし第 30 図は、このような考え方の下に、各クランク交互に荷重の加わつた場合について計算した曲げモーメント線図である。この場合、軸は、爆発荷重を受けたクランクの主軸受では内側で、その他の軸受では、軸受中心で支持されていると仮定してある。

図中、点線は各軸受とも間隙がなく、軸はすべて支持点で拘束されていると仮定した場合の曲げモーメント線図である。

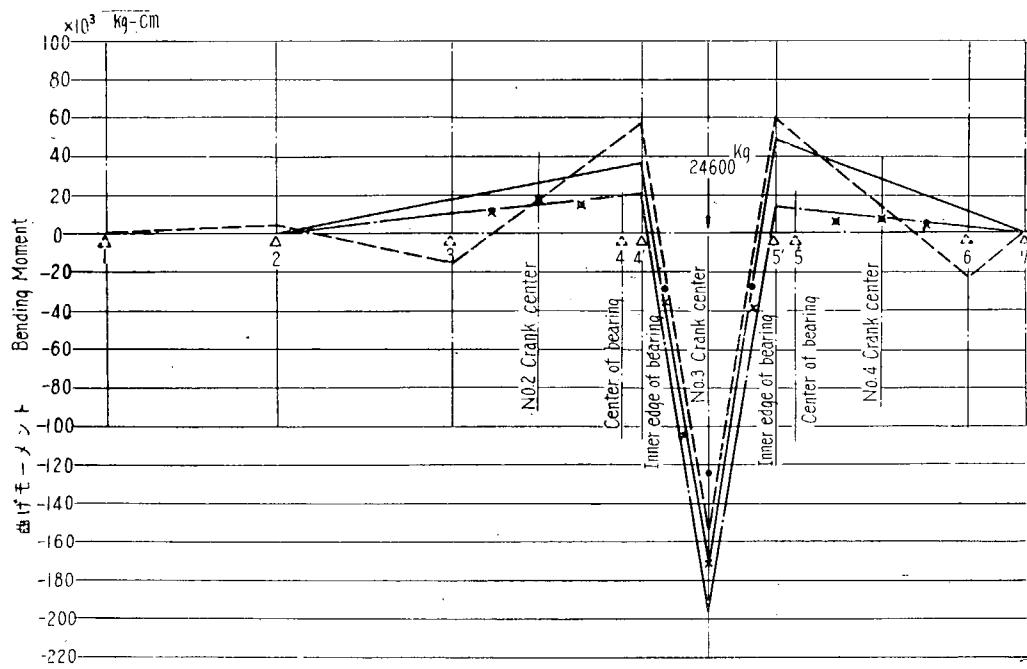
しかし、実際には、各軸受には、0.12 mm の間隙があるので、軸は、比軸的自由に変形し、荷重を受けた主軸受に隣接する軸受、または、それに更に隣る軸受で、軸が上メタルで支持される場合を考えうる。



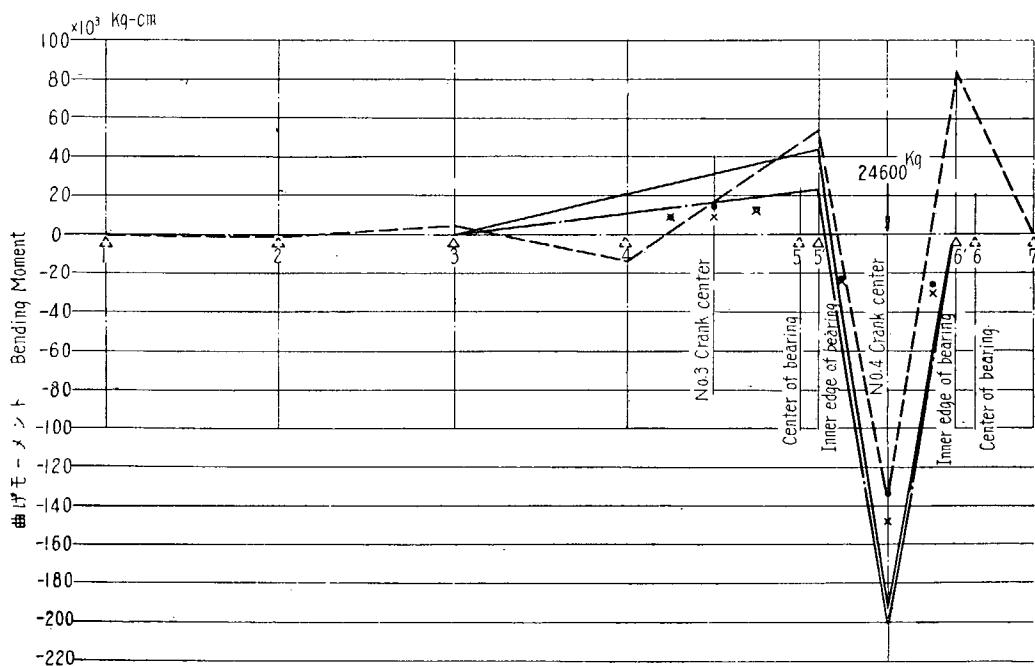
第 27 図 曲げモーメント線図 (No.1 クランクに荷重を加えたとき)
 Fig. 27 Bending Moment Diagrams (when loaded on No. 1 Crank)



第 28 図 曲げモーメント線図 (No.2 クランクに荷重を加えたとき)
 Fig. 28 Bending Moment Diagrams (when loaded on No. 2 Crank)



第 29 図 曲げモーメント線図 (No.3 クランクに荷重を加えたとき)
Fig. 29 Bending Moment Diagrams (when loaded on No. 3 Crank)



第 30 図 曲げモーメント線図 (No.4 クランクに荷重を加えたとき)
Fig. 30 Bending Moment Diagrams (when loaded on No. 4 Crank)

すなわち D 図において、

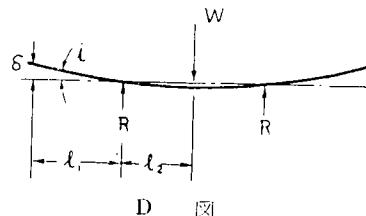
W : 爆発荷重 (24,600 kg)

R : 主軸受の反力 (12,300 kg)

l_2 : 軸受内側の距離の半分 ($\frac{346}{2}$ mm)

i : R における軸の傾斜角

δ : R から l_1 離れた位置における軸の撓み



D 図

とすると、

$$i = \frac{R \cdot l_2^2}{2EI}$$

$$\therefore \delta = il_1 = \frac{R \cdot l_2^2 \cdot l_1}{2EI}$$

いま、クランク軸を $160\text{ mm}\phi$ の丸棒と仮定し、 δ が 0.12 mm (軸受間隙) になる l_1 を求める

と、

$$l_1 = 440\text{ mm}$$

しかるに、実際のクランク軸の軸受中心距離は 450 mm であるから、軸は、隣接軸受の上メタルに辛うじて触れる勘定になる。しかし、それによる反力はごく少いものと想像されるから、その軸受は無いと考えてもよいと思われる。以上の考察においてはクランク腕の変形は全然無視されているが、腕の変形については更に詳細に研究の余地があるので、ここでは考えないことにする。このように考えると、第 2 の近似解として、隣接軸受は全然軸受の作用をせず、その次の軸受の上メタルで支えられていると仮定して、曲げモーメントを計算する方法が考えられる。

第 27 図ないし第 30 図中の実線は、かかる計算方法で作用軸受の間隙を零と仮定したとき、一点鎖線は、間隙を 0.12 mm と仮定したときの曲げモーメント線図である。

次に、図中・印および×印は、それぞれ、ピン付け根の隅肉半径が 15 mm および 10 mm の場合のピン中央下部及び腕部の実測応力値から逆に曲げモーメントを計算して示した点である。但し腕のモーメントは、内側(引張応力)と外側(圧縮応力)の実測応力の平均値に腕の二次断面係数を乗じたものである。また、荷重を受けたクランクピンの中央下側のモーメントは、IV-1 の末尾(註)に掲げた係数 0.76 によつて修正された値を示してある。

これらの図から次のことが解る。

(1) 隣接クランク内の応力分布は、一点鎖線の場合に比較的よく一致する。このことは、この場合の軸受条件が、一点鎖線の場合の仮定(隣接主軸受によつては全然拘束を受けず、それに次ぐ主軸受の上部メタルによつて支持されている状態)によく合致していることを示しているのではないかと思う。

(2) 荷重のかかつたクランクピン中央下部の曲げモーメントの大きさは、点線の場合に比較的よく一致する。

(3) 前 2 項によれば、隣接クランクの応力状態は、一点鎖線の場合に一致し、荷重のかかつたクランクピンの中央下部の応力は、点線の場合に一致するという矛盾がある。この矛盾は、軸が摩擦力に

よつて軸受に拘束され、そこに軸方向の力が誘起せられていると考えれば、最も簡単に解明できる。事実、荷重を受けると腕は開くが、軸受における摩擦力によつて、それを妨げようとする軸方向の力が発生することは当然考えられる。

第 27 図ないし第 30 図によると、荷重を受けているクランクピン中央部の曲げモーメントの値いぢがい、 ΔM_b (\times 印と一点鎖線の値の差) の平均値は、ほぼ $50 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{cm}$ であり、クランク半径 r は 19 cm であるから、 ΔM_b を発生せしむべき見掛けの軸方向の力は、次の関係から求めうる。

$$\Delta M_b = P \cdot r$$

$$\therefore P = \frac{\Delta M_b}{r} = \frac{50 \times 10^3}{19} = 2.6 \times 10^3 \text{ kg}$$

上記の軸受における軸方向の力 $2.6 \times 10^3 \text{ kg}$ は、軸受反力 $12.3 \times 10^3 \text{ kg}$ に対し、十分可能性のある大いさではないかと考える。

最後に、上部メタルを取り外した場合と、そうでない場合の応力値の比較を考えてみると、前者は、主軸受内側で自由支持された 1 スロークランクの場合に相当し、後者は、一点鎖線の場合に相当する。第 28 図の二点鎖線は、前者の場合を画いたもので、一点鎖線との差異はごく僅かであるが、この関係は、そのまま第 19 図および第 20 図の実線と点線との差にあらわれている。

V-II 実測と計算によるクランク腕開閉量の比較

V-2-1 曲げ荷重試験の場合

曲げ荷重試験の場合の腕の開閉量は、第 8 図ないし第 15 図の腕の間に示してある。

曲げ荷重における曲げモーメントを第 31 図に示すように仮定すると、腕の開閉量は次の式で示される。

$$k_1 = \frac{1}{2EI_1} \left[2M_1 - (M_1 + M_2) \frac{l}{L} \right] \cdot l \cdot r$$

$$k_2 = \frac{M_w}{EI_2} \cdot r^2$$

ここで

k_1 = クランクピンの変形による腕の開閉量

k_2 = 腕の変形による腕の開閉量

E = ヤング係数

I_1 = クランクピンの断面二次モーメント

I_2 = 腕の断面二次モーメント

M_1 , M_2 , M_w = それぞれ、クランクピンの中央、主軸受及びクランク腕部における曲げモーメントの絶対値

l = クランクピンの長さ

r = クランク半径

L = 主軸受間の距離

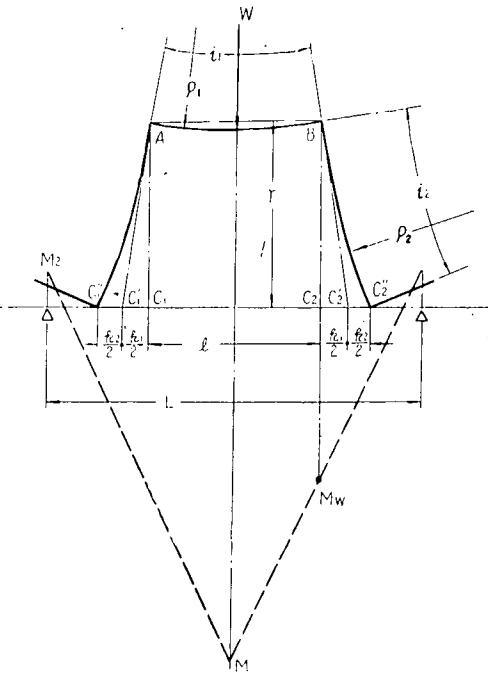
従つて、ジャーナル中心線上における腕の開閉量 Δ_1 は $(k_1 + k_2)$ となり、第 8 図ないし第 15 図

に示す位置 $(r + \frac{D}{2})$ におけるそれ Δ_1' は $(k_1 + k_2) \left(\frac{r + D/2}{r} \right)$ となる。但し D はジャーナルの径である。第 7 表は、上式で求めた計算値と実測値の比較を示す。

第 7 表 曲げ荷重試験における腕の開閉量
Table 7 Comparison of calculated and measured web deflection
(Load Bending Test)

| Crank No. クランク番号 | Calculated Deflection 計算値 | Measured Deflection 実測値 | |
|---------------------|------------------------------|----------------------------|---------------------------|
| | | Fillet Radius $R = 15$ | Fillet Radius $R = 10$ |
| No. 1 | 19 | 14 | 15 |
| No. 2 | 20 | 16 | 16 |
| No. 3 | 21 | 17 | 17 |
| No. 4 | 23 | 15 | 14 |

単位 unit $\frac{1}{100}$ mm



第 31 図 曲げ荷重試験における腕の開閉量
Fig. 31 Web Deflection at Load Bending Test

これによると、No. 4 クランクにおいて、両者の差が最も大きく、その他のクランクの場合も 25~35% の差があつて、常に計算値の方が大きい。これは、正確な曲げモーメント線図がえられないこと、軸受における軸方向の力が不詳であること等によることは勿論であるが、計算では腕の断面が一様で、しかも等しい曲げモーメントがクランク半径 r 全長に亘って作用していると仮定しているが、かかる非現実的な仮定が最も大きく誤差を生ずる原因になつてゐるものと思われる。

なお、No. 4 クランクにおいて特に実測値が小さい原因はよくわからない。

V-2-2 腕開閉試験の場合

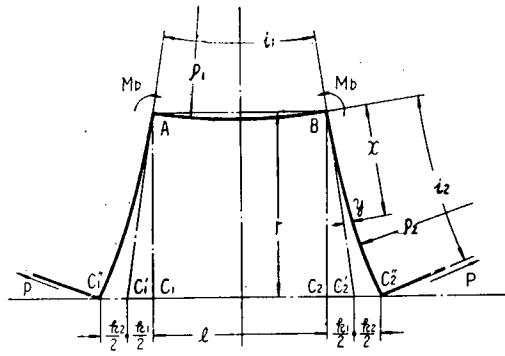
腕開閉試験の場合の変形を第 32 図のように仮定すると、開閉量は次の式で示される。

$$k_1 = \frac{M_b}{EI_1} \cdot l \cdot r$$

$$k_2 = \frac{2}{3} \frac{M_b}{EI_2} \cdot r^2$$

上記で各記号は前項と同じであるが、 $M_b = P \cdot r$ で且つ $M_b = \sigma_1 \cdot z_1$ と仮定する。但し、 σ_1 はクランクピン中央における曲げ応力、 z_1 は、クランクピンの断面係数である。

$\Delta_2 = k_1 + k_2$ は、ジャーナル中心線上における腕の開閉量であるから、 $(r + D/2)$ の位置では、 $\Delta_2' = (k_1 + k_2) \left(\frac{r + D/2}{r} \right)$ となることは、前項と同様である。



第32図 開閉試験における腕の開閉量

Fig. 32 Web Deflection at Deflection Test

第8表 開閉試験における腕の開閉によるピン中央の応力

Table 8 Comparison of calculated and measured bending stress at the middle of crankpin (Web Deflection Test)

| Crank No. クランク番号 | Calculated stress 計算値 (kg/mm ²) | Measured stress 実測値 (kg/mm ²) | |
|---------------------|--|---|---------------------------|
| | | Fillet Radius $R = 15$ | Fillet Radius $R = 10$ |
| No. 1 | 1.05 | 1.4 | 1.4 |
| No. 2 | .99 | 1.2 | 1.7 |
| No. 3 | .95 | 1.3 | 1.8 |
| No. 4 | .85 | 1.6 | 1.6 |

第8表は、腕が、 $\Delta_2' = 0.08 \text{ mm}$ 開いたときのピン中央の曲げ応力の計算値と実測値との比較を示したもので、常に計算値の方が小さくでている。

このように、計算応力の方が小さいということは、前項の場合と同様に同じモーメントに対する開閉量の計算値が過大であることを示し、この原因も腕の変形量を過大視したことにあると考えられる。

このように V-2-1, V-2-2 の場合とも前述のような簡単な計算値と実測値の間に相当の開きがあるので、より合理的な算式を作るためには、腕の変形をより精密に測定して、腕の長さ r 及び断面二次モーメントを修正する適当な係数を決定する必要があると思われる。また、今回の開閉試験における開閉量の測定には、 $1/100 \text{ mm}$ 目盛りのダイヤルゲージを用いたが、これには、より正確な計測装置の使用が望まれるし、より正確な曲げモーメントを知るためにには、より多くの位置においてひずみ測定を行う必要がある。

VI 結論

本実験は、実物大の多スロークランク軸を実際と同じような状態で装備して行つたものであるところに大きな意義があるが、一方において、いろいろな不詳の因子が複雑に入つて來るので、細かい応

力の比較には適当でなかつた。しかし、実物のクランク軸では、僅かな外部的条件のちがいによつて応力分布が複雑に変化することの実験にもなつたと思う。

よつて、細かい応力値の検討については、別に企画される研究の結果に待つとして、今回知りえた事実の大略を次にまとめて見る。

1. 一般として、クランク軸内には、思つたより理論通りの応力が発生し、クランク軸を一本の同径の丸棒におきかえて考へても大した誤差はないようと思われる。
2. 曲げ荷重を受けたクランク軸に発生する曲げモーメントは、次の仮定の下に連續梁として解くと比較的よく実際に合うようである。その仮定は、荷重を受けたクランクの主軸受では、内側端で支えられ、隣接軸受は軸受の作用をなさず、その次の軸受の上メタルで支持されるということである。
3. 曲げ荷重を受けたクランクピンの中央下側に発生する曲げ応力は、上記の仮定で解いた値より相当小さい値を示す。これは、クランクのような筋に比べて支点距離の割合に小さいものにあつては力学的に当然なことであるが、このほかに、腕が開くのを妨げようとする軸受部の軸方向の力も、この応力の減少に少からず貢献するからである。
4. クランク軸内に発生する曲げ応力は、常にクランクピンと腕の付け根下部において最大で、隅肉半径が小さくなる程大きくなる。しかし、この値は、 bt^2 が一定であれば、 t の値が若干変つても(本実験では $t = 0.56 d_c$ ないし $0.45 d_c$ の範囲で変化せしめた)、目立つ程の変化は示さないようである。(b は腕の巾、 t は腕の厚さ、 d_c はクランク軸の所要径)
5. 軸受中心の狂つたクランク軸を回転すると、腕が開閉して、腕とピンとの付け根に大きな曲げ応力を生ずる。しかして、いま、この開閉量を日本海事協会の定める限度で止めたとしても、その時に発生する曲げ応力は、シリンダ内の爆発力がクランクピンに作用した場合の値よりかなり大きい。このことは、クランク腕の折損の多くが、軸受の摩耗にあるという説の正しいことをよく裏書きしている。
6. 腕の開閉量とクランク軸内に発生する曲げ応力との関係を適確に知るには、より正確な測定が必要である。この関係を簡単な算式で示しえない最も大きな原因は、腕の変形量が簡単な式で現わしえないからである。
7. 最近クランクピンの受圧面積を増加する目的で、腕とピンの付け根の周囲をえぐる設計が多いが、えぐつたからといつて腕の強度が減少することはない。
8. 一つのシリンダに発生したねぢりモーメントは、かなり正確に腕、ピンを通つて後部へ伝えられる。また、腕とピンの付け根に発生する応力集中は、曲げの場合に比べて著しく小さい。

VII 今後の研究課題

本研究は、前述の通り実物実験であるので、いろいろな細かい測定は十分に行ひえなかつた。よつて引き続き更に詳細な別な実験を行つて、不十分な点を補足する積りである。

細かい応力や、変形量の測定を行うには、なるべく不詳な因子を除去し、且つひずみ計などを使い易いようにするために、1 スロークランクを試験機に載せて、実験を行うのが最もよい方法のように思われる。しかし、それにしても、いろいろな影響を取り除くためには、種々の考慮が必要であろ

う。

なお、以上の実験は、すべて静的荷重の下に行われたものであるが、実際に回転しつつあるクランク軸においては、各クランクに慣性力が複雑に作用するし、軸受の条件もいろいろ変つて來るので、各部に静的荷重の場合の応力とは相当異なるものが現われることが予想される。また、クランク軸の損傷は、常に疲労によつて起るから、ねじり、曲げ、及びこれらの合成に対する疲れ強度を直接実験によつて求めることも極めて必要なことである。

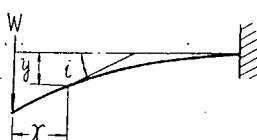
しかし、クランク軸の動的応力の測定にしても、また疲れ限度決定の実験にしても、これらを実物クランク軸について現在直ちに実施することは、いろいろな意味において、まだ不可能で、將來の重要な課題として残ろう。

参考文献

A. Gessner: Mehrfach gelagerte abgesetzte und gekröpfte Kurbelwellen (J. Springer, Berlin, 1926)

附録 クランク腕の開閉量

クランク軸を一様な断面の梁と仮定すると、曲げモーメントに対する傾斜及び撓の関係は一般に次のように表わされる。(第 1S 図参照)



第 1S 図

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad (1)$$

$$i = \tan i = \frac{dy}{dx} = \int_0^x \frac{M}{EI} dx + C_1 \quad (2)$$

$$y = \int_0^x idx = \int_0^x \left\{ \int_0^x \frac{M}{EI} dx \right\} dx + C_1 \int_0^x dx + C_2 \quad (3)$$

ここで

I = 梁の断面二次モーメント

E = ヤング係数

M = 断面 x における曲げモーメント

ρ = " 曲率半径

i = " 傾斜 (rad.)

y = " 撥

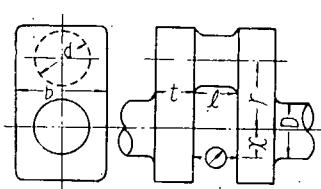
である。

いま、クランク軸の寸法を第 2S 図の通りとして、クランク部の変形を考える。

(1) 荷重試験における腕の開閉量

第 31 図において、ピン中央から x の距離における曲げモーメントを M とすれば、

$$\frac{M + M_2}{M_1 + M_2} = \frac{1/2L - x}{1/2L} = \frac{L - 2x}{L}$$



第 2S 図

$$\therefore M = M_1 - (M_1 + M_2) \frac{2x}{L}$$

よつて先づピンの変形による開閉量を考えるに、(2)式において $x = 0$ のとき $i = 0$ であるから $C_1 = 0$ となる。

$$\begin{aligned} \therefore \frac{i_1}{2} &= \int_0^{l/2} \frac{M}{EI_1} dx \\ &= \frac{1}{EI_1} \int_0^{l/2} \left\{ M_1 - (M_1 + M_2) \frac{2x}{L} \right\} dx \\ &= \frac{1}{EI_1} \left[M_1 x - (M_1 + M_2) \frac{x^2}{L} \right]_0^{l/2} \\ &= \frac{1}{4EI_1} \left[2M_1 - (M_1 + M_2) \frac{l}{L} \right] \cdot l \\ \therefore k_1 &= \frac{1}{2EI_1} \left[2M_1 - (M_1 + M_2) \frac{l}{L} \right] \cdot l \cdot r \end{aligned}$$

次に腕の変形による開閉量を求めるのに、腕の中心における曲げモーメント M_w が腕の全長 r に亘つて一様に加わるものと仮定すれば、(2)式より $x = 0$ のとき $i = 0$ であるから $C_1 = 0$ となる。また(3)式より、 $x = 0$ のとき $y = 0$ であるから $C_2 = 0$ となる。

$$\begin{aligned} \therefore \frac{k_2}{2} &= y = \int_0^r \left\{ \int_0^x \frac{M_w}{EI_2} dx \right\} dx \\ &= \int_0^r \frac{M_w}{EI_2} \cdot x \cdot dx \\ &= \left[\frac{M_w}{EI_2} \cdot \frac{x^2}{2} \right]_0^r \\ &= \frac{M_w}{2EI_2} \cdot r^2 \\ \therefore k_2 &= \frac{M_w}{EI_2} \cdot r^2 \end{aligned}$$

(2) 開閉試験における腕の開閉量

この場合には、第32図のように、クランク軸中心に P という力が加わり、これによつて、クランクピニには $M_b = P \cdot r$ なる一定の曲げモーメントが作用し、腕には $P \cdot (r-x)$ なる曲げモーメントが作用すると仮定する。

先づクランクピニの変形による開閉量を考えるに、(2)式において $x = 0$ のとき $i = 0$ であるから $C_1 = 0$ となる。

$$\begin{aligned} \therefore \frac{i_1}{2} &= \int_0^{l/2} \frac{M_b}{EI_1} \cdot dx \\ &= \frac{M_b}{2EI_1} \cdot l \\ \therefore k_1 &= \frac{M_b}{2EI_1} \cdot l \cdot r \end{aligned}$$

次に腕の変形による開閉量を考えるに、

$$M = P(r-x) = M_b - P \cdot x$$

(2) 式において、 $x=0$ のとき $i=0$ であるから、 $C_1=0$ となる。また (3) 式より $x=0$ のとき $y=0$ であるから $C_2=0$ となる。

$$\begin{aligned} \therefore \frac{k_2}{2} &= y = \int_0^r \left\{ \int_0^x \frac{M}{EI_2} dx \right\} dx \\ &= \frac{1}{EI_2} \int_0^r \left\{ \int_0^x (M_b - P \cdot x) \cdot dx \right\} dx \\ &= \frac{1}{EI_2} \int_0^r \left\{ M_b \cdot x - P \cdot \frac{x^2}{2} \right\} dx \\ &= \frac{1}{EI_2} \left[M_b \cdot \frac{x^2}{2} - P \cdot \frac{x^3}{6} \right]_0^r \\ &= \frac{1}{EI_2} \left[\frac{M_b \cdot r^2}{2} - \frac{P \cdot r^3}{6} \right] \\ &= \frac{M_b}{3EI_2} \cdot r^2 \\ \therefore k_2 &= \frac{2}{3} \cdot \frac{M_b}{EI_2} \cdot r^2 \end{aligned}$$

昭和32年3月20日 印刷
昭和32年3月25日 発行

日本造船研究協会報告 第15号

発行人 出 潤 弟

発行所 社団法人日本造船研究協会

東京都中央区京橋1ノ2
セントラルビル5階
電話 (28) 1409

印刷人 笠 井 朝 義

印刷所 笠井出版印刷社

東京都港区芝南佐久間町1~53
電話 (50) 3640, 3641, 9212