

社 团 法 人

日本造船研究協会報告

第 41 号

昭 和 39 年 11 月

三次元光弾性試験によるクランク軸の強度に関する研究……第 55 研究部会

Studies on the Strength of Marine Diesel Crankshaft
by Stress Freezing Photo-elasticity

.....The 55th Research Committee

The Report
of the
Shipbuilding Research Association
of Japan

Tokyo, JAPAN

No. 41

November, 1964

第 55 研究部会 委員名簿

主　　查	原　　三　郎		
幹　　事	泉　修　平	植　田　靖　夫	星　野　次　郎
委　　員	明　石　源　一　郎	牛　田　正　夫	内　野　和　雄
	大　江　卓　二	狩　野　慎　一　郎	坂　本　勲
	杉　野　茂	立　岡　恒　夫	橋　信　義
	中　村　静　男	永　井　博	西　岡　正　美
	浜　山　昇	原　野　二　郎	脇　本　励

Membership of the 55th Research Committee

Chairman	Saburo HARA		
Secretaries	Shuhei IZUMI	Yasuo UEDA	Jiro HOSHINO
Members	Genichiro AKASHI	Masao USHIDA	Kazuo UCHINO
	Takuji OE	Shinichiro KANO	Isao SAKAMOTO
	Shigeru SUGINO	Tsuneo TATSUOKA	Nobuyoshi TACHIBANA
	Shizuo NAKAMURA	Hiroshi NAGAI	Masami NISHIOKA
	Noboru HAMADA	Jiro HARANO	Hagemu WAKIMOTO

Studies on the Strength of Marine Diesel Crankshaft by Stress Freezing Photo-elasticity

Abstract

The demand of power up of marine diesel engines in recent years has resulted the engine speed, mean effective pressure and maximum gas pressure higher. The form of crankshafts has also changed. In regard to the change of crankshaft form, increase of pin (journal)—cylinder diameter ratio, web breadth—thickness ratio and overlap of pin and journal as well as the special form of recessed groove at pin and journal fillets are specially noted.

The marine diesel crankshafts are hitherto designed in accordance with the requirements of classification rules. But, these rules only formulate the required shaft diameter and web proportion on the basis of long service experience of low speed engines and do not regulate the details as mentioned above.

Many papers have reported the strength of crankshafts for non-marine engines such as automobile and aircraft engines but they are not fully applicable for marine engine, because the form of crankshaft is considerably different.

The research committee, therefore, has chosen the following items to make studies on the strength of marine diesel crankshafts.

- (1) A study on stress concentration factors of crankshaft having various forms using stress freezing photo-elasticity.
- (2) Material testing on full scale crankshaft.
- (3) The statical and dynamical stress measurement of MITSUBISHI 6UEV 30/40 engine crankshaft.
- (4) The rotating bending fatigue test of scale model crankshafts.
- (5) The torsional fatigue test of scale model crankshafts.

Summary of the test results is as follows.

1. A study on stress concentration factors of crankshafts using stress freezing photo-elasticity (Photo. 2-1)

15 model crankshafts used for the tests have been classified into following two groups: the in-line type and high speed V- or W-type. The former is represented by the crankshaft having dimensions in accordance with the rule requirements, and the latter by that of new MITSUBISHI UEV 30/40 (V-type) diesel engine.

The models having 28 mm in pin diameter were made of epoxy resin. Pin length, web thickness, web breadth, fillet radius, overlap and depth of recessed groove at fillets are different in each model as shown in Table 2-1. Stress flings appearing in several sliced pieces are represented in Photo. 2 to 14, from which stress concentration factors

and stress gradients at fillets have been evaluated.

Bending stress concentration factors: The stress concentration factor α_k at pin and journal fillets: under the uniform bending moment is given by the following formula:

$$\alpha_k = k \cdot f_1(l) \cdot f_2(h) \cdot f_3(b) \cdot f_4(r) \cdot f_5(s) \cdot f_6(\delta)$$

Where, k as well as f_1 – f_6 and their applicable conditions are shown in Fig. 2-2, classifying two groups of crankshafts. The standard deviations of the stress concentration factor calculated by the above formula may be within 10%. Stress gradients at fillet parts: The stress gradients in subsurface of the fillets of several specimens are investigated, results obtained being as shown in Fig. 2-3. As the results, it seems that the diameter of the equivalent plain specimen having the same stress gradients as that at the fillets of the model crankshafts is to be 1/20 to 1/30 pin diameter. Although the general relation could not be clearly observed between the stress gradients and the stress concentration factor, (Fig. 2-4), there may be a certain relation between the stress gradient and R/D (Fig. 2-5). The effect of the loading condition: Additional tests changing the load conditions as shown in Table 2-4 were carried out. The results (Table 2-5) show that when the stress concentration factor is defined as the ratio of the maximum stress on fillet to the nominal stress calculated by dividing the bending moment at the center of web thickness by the section modulus of crankpin, the stress concentration factors at the fillets obtained under the concentrating load are nearly equal to that under the uniform bending moment, except in the case of in-line type shafts, in which a little difference caused probably by the compressive stress in crankweb is observed. It is also noted that under the axial load at the center of journal, the stress at the crankpin fillet is 2 to 3 times the stress at journal fillet.

2. Testing of materials

A test block was taken from an additional crank throw forged integral to the top side of the ingot (ingot was made of vacuum casting), and test specimens were taken from various parts and directions (Fig. 3-1 and 3-2). The distribution of segregation (Photo. 3-1), chemical compositions (Table 3-3), mechanical properties (Table 3-4), and fatigue strength (Table 3-5) were investigated. In spite of the presence of slight sulphur segregation band, no distinct difference is observed in the mechanical properties and the fatigue strength at this band.

3. The statical stress measurement of MITSUBISHI 6UEV 30/40 diesel engine crankshaft (Photo. 3-2)

The crankshaft was installed in the actual engine and the statical stresses on various parts (Fig. 3-4) were measured under the oil pressure in cylinder which is equalized to the gas pressure in operation (Table 3-6). The results are represented in Fig. 3-6 to 3-11. The maximum stresses were observed on the crank fillet at the positions of about

± 30 degree from the crank plane. Stresses were measured to be 8.3 kg/mm and 10.4 kg/mm at the pin and journal fillets respectively.

4. The dynamical stress measurement of MITSUBISHI 6UEV 30/40 diesel engine crankshaft (Photo. 3-3)

The stresses were measured by wire strain gauges in running conditions. The lead wires of the strain gauges were taken out through hollow centers of the pin and journal and lead to the slip ring fitted at the shaft end (Fig. 3-13). The measuring points and results are as shown in Fig. 3-12 and Fig. 3-14 to 3-17. In Fig. 3-14 and 15, the stress obtained by statical stress measurement are also shown. The dynamical stress amplitude (peak to peak) at pin and journal fillets in crank plane are 7.3 kg/mm² and 6.0 kg/mm². These values are 1.22 times and 1.30 times the stress at the same points in static tests respectively. It is estimated, accordingly, that the maximum stresses on fillets at the position of about ± 30 degree to the crank plane in full load running condition may be 10.1 kg/mm² and 13.5 kg/mm² at pin and journal fillets.

5. The rotating bending fatigue test on scale model crankshafts

Scale model crankshafts having pin diameter of 80 mm (Fig. 4-1) were made from the ingot having the same compositions as that of the actual crankshaft. Before the fatigue test, the statical stresses at pin and journal fillets were measured under uniform bending and concentrating load (Fig. 4-2) by wire strain gauges. The results are shown in Fig. 4-3 and 4-4 in terms of concentration factors. The maximum stresses were measured at the positions of ± 15 degree from crank plane, concentration factors being 62 and 58 at crankpin and journal respectively. S-N curve obtained by fatigue tests carried out by the 2-t-m rotating fatigue testing machine are as shown in Fig. 4-6. The fatigue limit of ± 23.5 kg/mm² of maximum stress amplitude at pin fillet (± 3.8 kg/mm² of nominal stress amplitude at pin plain part), coincides with that obtained in 10 mm specimens (± 23.2 kg/mm² as shown in Fig. 4-7) taken from the web of model crank shaft perpendicularly to the metal flow.

6. The torsional fatigue test of scale model crankshafts

6 scale model crank shafts having pin diameter of 70 mm (Fig. 5-1) were made from the same ingot used for the bending fatigue tests. 3 of specimens have the oil hole on the crankpin. The statical torsional stresses at pin and journal fillets and the vicinity of the oil hole were measured by wire strain gauges (Fig. 5-2). The stress concentration factors in terms of torsional stress of crankpin taken as nominal stress at pin and journal fillets are 1.98 and 2.08 but no stress rise was observed in the vicinity of the oil holes (Fig. 5-3 & 5-4). The torsionol fatigue tests were carried out by 6 scale model crankshafts and 7 mm diameter plain cylindrical specimens taken from the web of the

crankshafts specimens, using the 1 *t-m* Schenk torsator and 4 kg/m Schenk fatigue testing machine. S-N curves are shown in Fig. 5-5 and 5-6. The torsional fatigue limit of the model crankshafts without oil hole is $\pm 16.7 \text{ kg/mm}^2$ of the stress amplitude at crankpin fillet ($\pm 8.4 \text{ kg/mm}^2$ of nominal stress amplitude at pin plain part). That the fatigue limit of scale model crankshafts coincides with that of 7 mm diameter specimens ($\pm 16.8 \text{ kg/mm}^2$) should be noted. The fatigue crack of crank specimens having oil hole always initiate from the oil hole. The fatigue limit is $+7.5 \text{ kg/mm}$, which is about 8% lower than that of crank specimens without oil hole.

三次元光弾性試験によるクランク軸の強度に関する研究

目 次

第1章 緒 言	(1)
第2章 3次元光弾性試験	(2)
第3章 実体クランク軸に対する試験	(15)
第4章 大型模型クランク軸の静的曲げ応力測定および回転曲げ疲労試験	(29)
第5章 大型模型クランク軸の静的ねじり応力測定およびねじり疲労試験	(36)
第6章 成果の概要	(44)

三次元光弾性試験によるクランク軸の強度に関する研究

第1章 緒 言

最近の小型高出力船用機関は従来の無過給のものに較べて、回転数、シリンダ内圧力ともに、はるかに高いものとなっており、したがって、クランク軸もこれまでになく、大きな荷重を受けるようになって来た。これまでクランク軸は NK, AB, LR 等の規則にもとづいて設計されているが、これらの規則は従来の無過給機関についての経験により得られたもので、軸径、すみ肉半径、腕部の形状のみを規定したごく大ざっぱなものであるので、最近の高出力機関に適用する場合、いたずらにクランク軸が大きくなつて、小型軽量化のさまたげとなる場合もあり、逆に、実情にそくしていないために、き裂発生事故を生じている場合もある。したがつて、現在あらためてクランク軸強度についての研究を行ない、その強度について確かめておくことは必要である。

クランク軸の強度を知るためにには、素材のもつ強さ、クランク軸の中の纖維の流れ、ゴーストの分布等の製法に関するもの、あるいは高周波焼き入れ、窒素化等表面処理等による材料の疲労強度の向上の度合などを知る必要があると同時に、クランク軸に実際に加わる荷重およびそれによる応力を明確にし、材料の疲労強度、負荷される応力との両面から総合的にクランク軸の強度を解明することが望ましい。

材料的な面からの研究はクランク軸のメーカー側である程度行なわれているが、クランク軸にどのような応力が生じるかということは、機関の設計によって、ある程度自由に変りうるものであり、設計の良否がおのずとあらわてくる。しかし実際に、作用する応力を求めるることは、形状が複雑であり、かつ多くの場合、多スローであるので、機関本体のたわみ、クランク軸設定の場合の偏心、メタルの摩耗等、複雑な因子がからみ合つて、一般的な解法の確立は困難で、現状では実際に機関運転時に作用する応力の 2, 3 の計測例があるくらいで、これからのお研究段階である。

したがつて、今回は、クランク軸の強度を研究する手始めとして、V型機関および直列型機関の全般を対象とした形状の異なるクランク軸の光弾性モデルを作成し、均一曲げに対する一連の形状係数を求めて、隅肉半径、オーバーラップ、ピンの長さ、ウェブの厚さ等の形状係数におよぼす影響を求めるとともに、集中荷重および軸方向荷重に対しても、クランク軸の形状寸法と形状係数の関係を求めた。

さらに、この試験と同時に実体クランク軸の一例について、材料試験を実施して、ゴーストの分布、鍛造流線、内部欠陥、均質性ならびに機械的諸性質を調べるとともに、典型的な中型高速非直列型機関である三菱 6 UEV 30/40 型機関のクランク軸について、静荷重試験および運転時応力計測を行なつて、実機における応力を明らかにした。

以上述べたような諸試験のほかに、さらに、クランク軸の曲げおよびねじり疲労強度を確認するため、供試機関のクランク軸を縮尺したピン径 70~80 mm の模型試験片を、実体クランクと同一の組成を有する材料で作り、大型試験機を用いてそれぞれ疲労試験を行なつた。

第2章 三次元光弾性試験

クランク軸の形状係数は従来応力集中部の表面について抵抗線ひずみ計を用いて求められてきた。しかしながら、クランク軸の疲労強度は表面の最大応力のみによって定まるものでなく、表面から内部へ進むにつれて応力が減少して行く度合、すなわち応力勾配によっても大きく影響される。

この意味において、今回の試験では、三次元光弾性法を用い、クランク軸各部の形状係数を求めるとともに、すみ肉部の応力勾配をあわせて検討した。

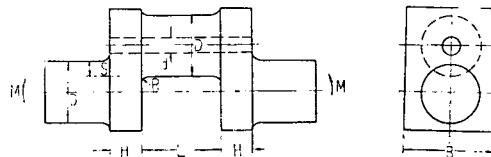
2.1 均一曲げ試験

2.1.1 試験方法

光弾性模型クランク試験片は、エポキシ樹脂（アラルダイトBを硬化材901にて硬化）のブロックから削り出して作成した。

試験片の形状寸法はTable 2・1に示すように28個の種類があり、そのうち、No. 1～No. 10は直列型配置の三菱 UET 45型ディーゼル機関のクランク軸を縮尺したNo. 6の形状を基準として、ピンの長さL、腕の厚さH、腕の幅B、すみ肉半径R、オーバラップSなどをそれぞれ変化させたものである。また、No. 13以降はV型配置の三菱 UEV 30/40型ディーゼル機関のクランク軸を縮尺したNo. 20を基準として各部の寸法を変化させたものである。またNo. 11およびNo. 12はその中間の

Table 2・1 List of Photoelastic Model Crank Shaft



Model No.	unit: mm							Remarks
	D	L	d	H	B	R	S	
1	28.0	18.0	0	10.0	42.0	2.0	0	
2	"	"	"	15.5	36.0	1.0	"	
3	"	"	"	"	"	1.5	"	
4	"	"	"	"	"	2.0	-16.0	
5	"	"	"	"	"	"	-8.0	Straight Type
6	"	"	"	"	"	"	0	Type
7	"	"	"	"	"	"	8.0	
8	"	"	"	"	"	"	16.0	
9	"	"	"	"	"	2.5	0	
10	"	"	11.5	"	"	2.0	"	
11	"	21.0	0	10.0	42.0	"	"	
12	"	"	"	15.5	36.0	"	"	

Model No.	D	L	d	H	B	R	S	Note
13	28.0	24.0	0	10.0	36.0	2.0	- 8.0	
14	"	"	"	"	"	"	8.0	
15	"	"	"	"	42.0	1.0	0	
16	"	"	"	"	"	1.5	"	
17	"	"	"	"	"	2.0	-16.0	
18	"	"	"	"	"	"	- 8.0	
19	"	"	"	"	"	"	0	
20	"	"	"	"	"	"	8.0	V and
21	"	"	"	"	"	"	16.0	High
22	"	"	"	"	"	2.5	0	Speed
23	"	"	"	"	47.5	2.0	- 8.0	Type
24	"	"	"	"	"	"	8.0	
25	"	"	"	13.5	"	"	"	
26	"	"	"	15.5	36.0	"	0	
27	"	"	"	"	"	"	8.0	
28	"	"	11.5	10.0	42.0	"	0	
29	"				Spare			
30	"				Spare			

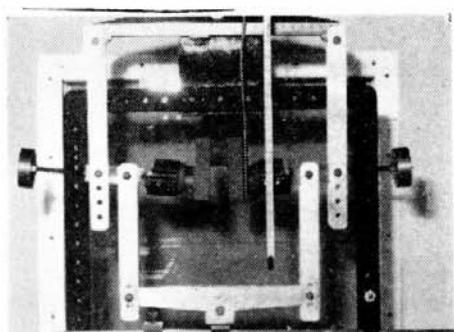


Photo. 2・1 Loading (Uniform Bending) Apparatus

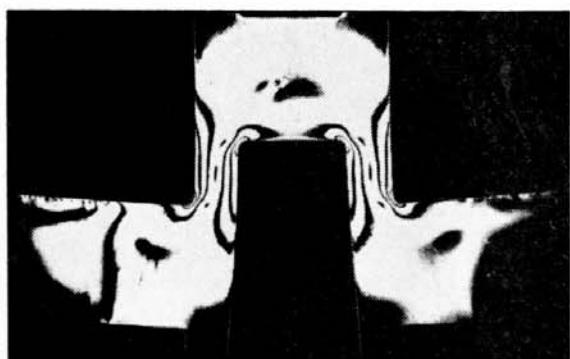


Photo. 2・2 Stress Pattern of No. 17 Model

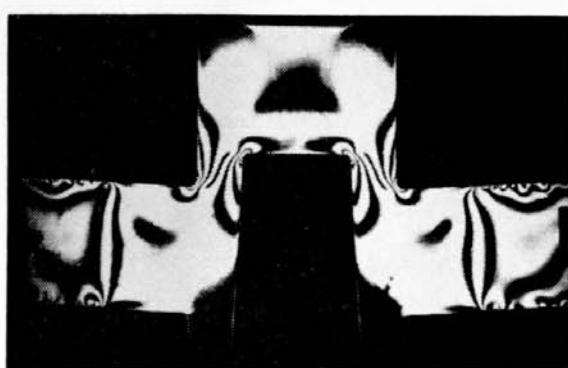


Photo. 2・3 Stress Pattern of No. 18 Model

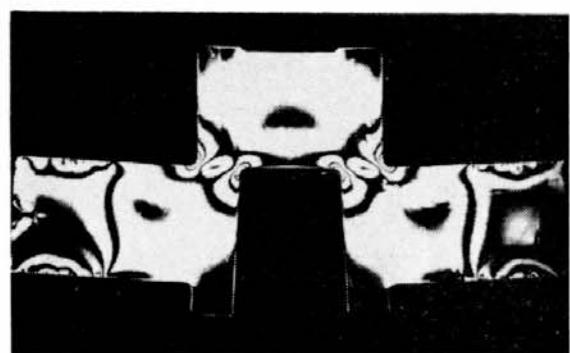


Photo. 2・4 Stress Pattern of No. 19 Model

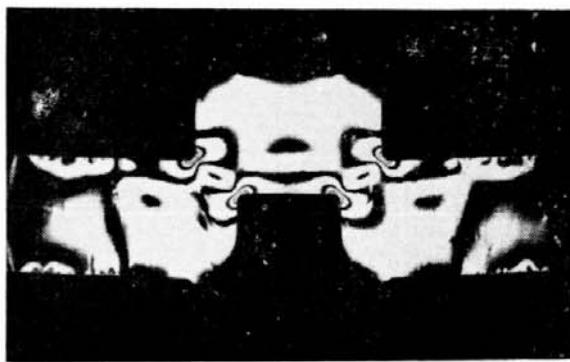


Photo. 2-5 Stress Pattern of No.20 Model

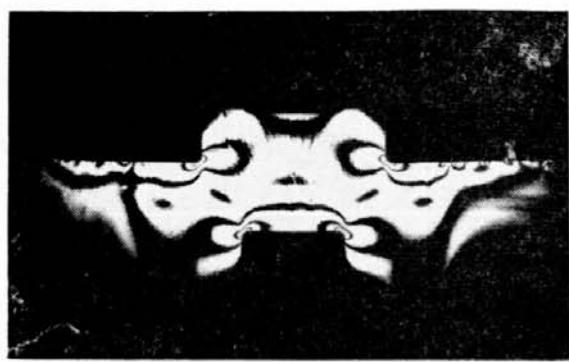


Photo. 2-6 Stress Pattern of No.21 Model

形状のものである。

これらの試験片は Photo. 2-1 に示すように、凍結炉の中で均一な曲げモーメントを加えた状態でひずみを凍結し、つぎに、クランクピン平面（ピンとジャーナルの中心軸を含む面）内で切断して薄板とし、各部の光弾性縞を観測した。

2-1-2 試験結果

Photo. 2-2 ないし 2-6 はピン平面上の薄板についての光弾性写真的代表的な例であって、すみ肉部に縞模様が集中していることは各試験片とも共通であるが、縞模様の分布状態は腕形状の相違に応じてそれぞれ異なっている。

各試験片の光弾性縞よりすみ肉部の形状係数、および無次元応力勾配を求めた値を Table 2-2 に示す。同表において形状係数 α_k および無次元応力勾配 g_m はそれぞれ次式により定義される。

$$\alpha_k = \frac{\text{すみ肉部の最大応力}}{\text{曲げモーメント/ピンの断面係数}} \quad \dots \dots (2-1)$$

$$g_m = \frac{\text{すみ肉部表面の応力勾配}}{\text{すみ肉部の最大応力/ピンの半径}} \quad \dots \dots (2-2)$$

(2-1), (2-2) 式において式中の分母は、それぞれピン部（ジャーナルすみ肉部ではジャーナル部）の見掛けの応力およびすみ肉部と同一の応力が作用する軸の応力勾配を表わしている。

Fig. 2-1 は No. 6 および No. 20 試験片のピンおよびジャーナルすみ肉部についてすみ肉部表面から内部へ向うにつれて応力が減少していく状況を示し、 X は表面よりの深さ、 D はピンまたはジャーナルの直径、 σ は深さ X なる位置の応力、 σ_{\max} は表面の最大応力をあらわす。したがって、(2-2) 式にて示される無次元応力勾配 g_m は Fig. 2-1 においては (2-3) 式にてあらわされる。

$$g_m = \frac{(d\sigma/dX)_{x=0}}{\sigma_{\max}/(D/2)} \quad \dots \dots (2-3)$$

また、すみ肉部表面層の応力勾配と等しい応力勾配を有する軸の直径は、クランク軸の直径を g_m で割れば直ちに求めることができる。

2-2 集中荷重、偏心集中荷重および軸方向荷重試験

2-2-1 試験方法

試験片は、均一曲げ試験の場合と同様にエポキシ樹脂で作られ、形状寸法は Table 2-3 に示すように、均一曲げ試験片の No. 6 および No. 20 と同一であり、それぞれ直列型配置 および 非直列配置

Table 2・2 Stress Concentration Factors and Stress Gradients

Model No.	Loading Method	Pin Fillet		Journal Fillet		Remarks
		Stress Concentration Factor α_k	Stress Gradient g_m	Stress Concentration Factor α_k	Stress Gradient g_m	
No. - 1	Uniform Bend	8.69	— × 10	8.86	— × 10	Straight Type
- 2	"	9.49	-7.35	9.34	-6.55	"
- 3	"	4.46	-4.85	5.01	-2.24	"
- 4	"	4.48	—	5.42	—	"
- 5	"	5.20	—	5.43	—	"
- 6	"	4.83	-1.79	5.20	-2.36	"
- 7	"	4.21	—	4.92	—	"
- 8	"	3.62	—	3.89	—	"
- 9	"	4.22	—	4.59	—	"
- 10	"	5.07	-1.73	4.69	-2.63	"
- 11	"	8.01	—	8.06	—	V and High Speed Type
- 12	"	4.21	—	4.69	—	"
- 13	"	10.09	—	9.27	—	"
- 14	"	7.64	—	7.29	—	"
- 15	"	11.31	-4.93	12.81	-6.28	"
- 16	"	9.60	-3.88	11.19	-5.46	"
- 17	"	8.29	-1.44	9.38	-1.69	"
- 18	"	9.54	-1.94	10.73	-1.69	"
- 19	"	8.98	-3.60	9.72	-3.63	"
- 20	"	6.31	-2.60	6.48	-2.30	"
- 21	"	4.35	-2.50	8.01	-2.16	"
- 22	"	6.71	-1.01	8.94	-3.03	"
- 23	"	8.96	—	8.92	—	"
- 24	"	6.07	—	6.09	—	"
- 25	"	3.84	—	4.48	—	"
- 26	"	3.68	—	3.97	—	"
- 27	"	3.70	—	3.77	—	"
- 28	"	9.02	-1.88	8.99	-3.86	"

Max Stress on Fillet

Remarks: $\alpha_k = \frac{\text{Max Stress on Fillet}}{\text{Bending Moment/Section Modulus of Pin (Journal)}}$

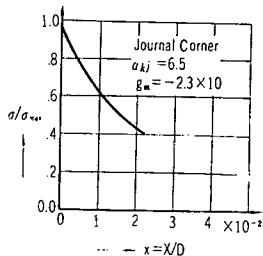
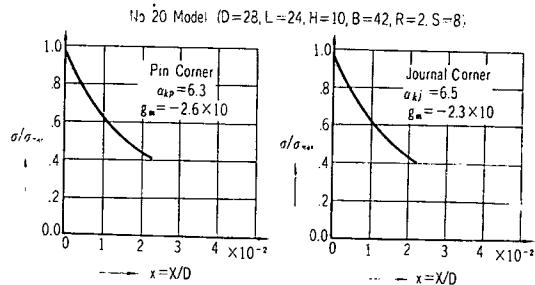
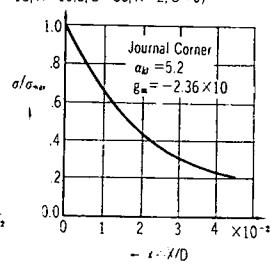
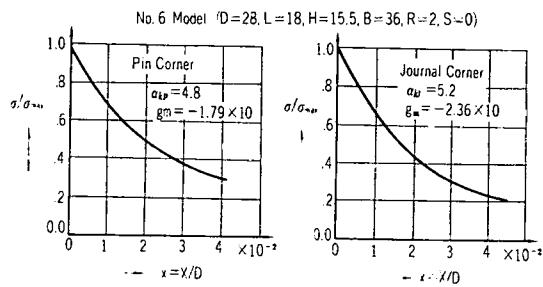
Stress Gradient at Fillet Surface

 $g_m = \frac{\text{Stress Gradient at Fillet Surface}}{\text{Max Stress at Fillet/Radius of Pin (Journal)}}$

配置（V形、W形等を含めて）の縮尺形状である。

試験は Tabel 2・4 に示すようにピンの中央に荷重を加えた集中荷重試験、ピンの中央を外れた部分に荷重を加えた偏心荷重試験、およびジャーナルの中心線上に軸方向の荷重を加えた軸方向荷重試験の 3 種類について行なわれた。

なお、これらの荷重方法をかえた試験のほかに、均一曲げ試験の追加としてピン、ジャーナルに内抜き穴および油穴を開けたもの、腕の背面を斜めに削りとったもの（肩おとし）、およびすみ肉部にえぐり込み（under cut）を施したものについても試験し、これらの影響を検討し、あわせてクラン



Note: X: Depth from the Surface of Fillet

D: Diameter of Pin or Journal

σ : Stress at the Depth X

σ_{\max} : Maximum Stress on the Fillet

Fig. 2.1 Stress Distribution in the Section of Fillet

Table 2.3 Dimension of Photoelastic Model Crankshaft used for Additional Tests

		Model No.	
		No. 6	No. 20
Crank Pin Length	L	18	24
Crank Pin Diameter	D	28ϕ	28ϕ
Internal Dia. of Crank Pin	d _p	0	0
Internal Dia. of Journal	d _j	0	0
Width of Crank Web	B	36	42
Thickness of Crank Web	H	15.5	10
Fillet Radius	R	2R	2R
Over Lap	S	0	8
Remarks		Straight Type	V and High Speed Type

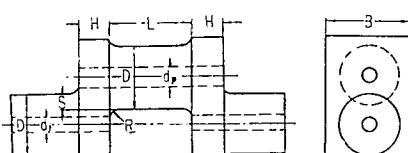


Table 2・4 Loading Methods and Shapes of List Models (Additional Test)

Model	Loading method	Remarks	
No.6 -1 -2 -3	Concentric load (1) (2)	(1)	P Nut rotate
	Axial Load (3)	(2)	P free rotate
No.20-1 -2 -3 -4	Concentric load (1) (2)	(3)	P Excentric load (4)
			P
	Axial load (3)		
- 9	Uniform bend	$d_p = 11.5 \phi$ $d_i = 7 \phi$	no oil hole
- 10	"		oil hole 2ϕ
- 11	Concentric load	"	no oil hole
- 12	"	"	oil hole 2ϕ
- 13	Uniform bend	shoulder cut	
- 14	"	under cut	 $\Delta = 0.5$
- 15	"		$\Delta = 1.0$
- 16	"		$\Delta = 1.5$
- 17	"		$\Delta = 2.0$
- 18	Uniform bend	$d_p = 0$	diagonal slice
- 19	"	$d_p = 11.5 \phi$	

ク腕部の応力分布をも測定した。

2・2・2 試験結果

Photo. 2・7 は No. 6 試験片について集中荷重でジャーナル支点に軸方向の移動を許し回転を拘束した場合(荷重法(1)), Photo. 2・8 は同じ形状の試験片についてジャーナル支点に軸方向の移動と回転とを許した場合(荷重方法(2)), Photo. 2・9 は No. 6 試験片についての軸方向荷重試験(荷重方法(3))の場合の光弾性縞模様を示す。Photo. 2・10, 2・11, 2・12, 2・13 はそれぞれ No. 20 試験片について、集中荷重(1), 集中荷重(2), 偏心荷重(4)および軸方向荷重(3)の光弾性縞模様を示す。また, Photo 2・14 は, No. 20 試験片のピンおよびジャーナルに中心穴を設けるとともに, 腕中心に油穴を設けた場合の光弾性縞模様を示す。

各試験片についての試験結果を均一曲げ試験の場合と同様に形状係数として Table 2・5 に示す。

同表において形状係数 α_k および α_{mn} はそれぞれつきの (2・4), (2・5) 式にて定義している。



Photo. 2•7 Stress Pattern of No. 6-1 Model

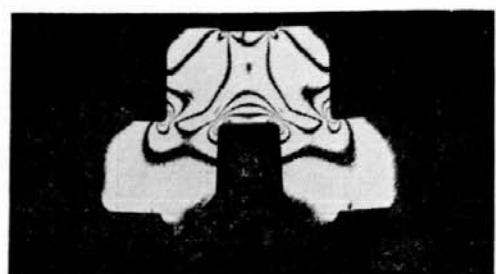
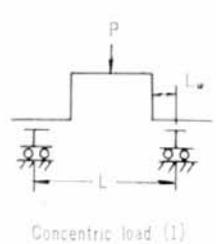


Photo. 2•8 Stress Pattern of No. 6-2 Model

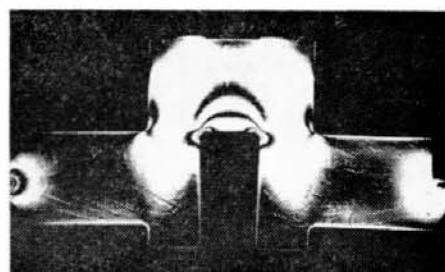
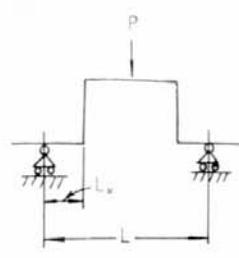


Photo. 2•9 Stress Pattern of No. 6-3 Model



Photo. 2•10 Stress Pattern of No. 20-1 Model

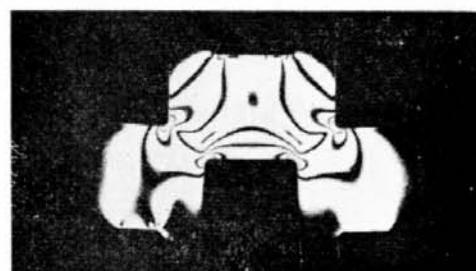
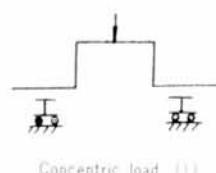
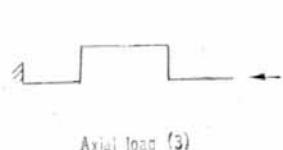
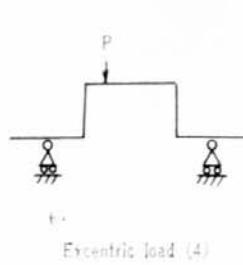
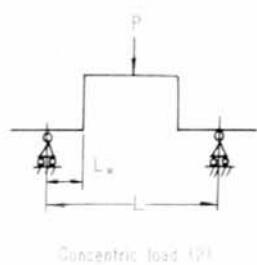


Photo. 2•11 Stress Pattern of No. 20-2 Model



Photo. 2•12 Stress Pattern of No. 20-3 Model



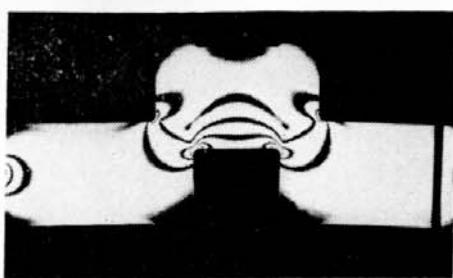


Photo. 2•13 Stress Pattern of No. 20-4 Model

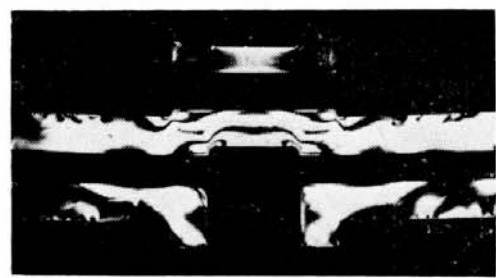
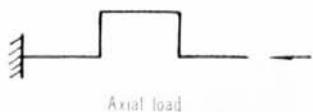


Photo. 2•14 Stress Pattern of No. 20-9 Model



Uniform Bending

Table 2•5 Test Results of Additional Tests

Model	Loading Method	Stress Concentration Factor				Remarks	
		Pin Fillet		Journal Fillet			
		α_k	α_{mn}	α_k	α_{mn}		
# 6-0	Uniform Bend	4.8	4.8	5.2	5.2		
- 1	Concentric Load (1)	2.15	3.65	2.15	3.65		
- 2	" (2)	2.03	3.09	2.17	3.30		
- 3	Axial Load (3)	4.78	9.56	1.66	3.32		
#20-0	Uniform Bend	6.0	6.0	7.4	7.4		
- 1	Concentric Load (1)	2.49	5.49	2.96	6.80		
- 2	" (2)	2.40	5.52	3.15	7.30		
- 3	Excentric Load (4)	2.53 1.89	5.28 5.51	3.65 2.61	7.62 7.62		
- 4	Axial Load (3)	7.56	15.12	3.73	7.46		
- 9	Uniform Load	6.33	6.33	5.63	5.63	$d_p = 11.5 \phi$ No Oil Hole	
-10	"	4.91	4.91	3.86	3.86	" 2ϕ Oil Hole	
-11	Concentric Load (2)	2.30	5.32	1.50	3.46	" No Oil Hole	
-12	"	2.22	5.10	1.32	3.05	" 2ϕ Oil Hole	
-13	Uniform Bend	6.33	6.33	6.52	6.52	Shoulder Cut	
-14	"	—	—	7.34	7.34	Under Cut $A=0.5$	
-15	"	7.54	7.54	7.79	7.79	" $A=1.0$	
-16	"	8.28	8.28	8.61	8.61	" $A=1.5$	
-17	"	7.69	7.69	8.81	8.81	" $A=2.0$	
-18	"	—	—	6.74	6.74	$\theta=0$	
				5.50	5.50	$\theta=15^\circ$ $d_p=0$	
				4.90	4.90	$\theta=30^\circ$	
-19	"	—	—	5.05	5.05	$\theta=0$	
				6.86	6.86	$\theta=15^\circ$ $d_p=11.5 \phi$	
		—	—	7.76	7.76	$\theta=30^\circ$	

θ : Angle between Centre Plane and Sliced Plane

$$\alpha_k = \frac{\text{Maximum Stress on Fillet}}{\text{Bending Moment/Section Modulus of Pin (Journal)}}$$

$$\alpha_{mn} = \frac{\text{Maximum Stress on Fillet}}{\text{Bending Moment at the Middle of Web Thikness/Section Modulus of Pin (Journal)}}$$

$$\alpha_k = \frac{\text{すみ部肉の最大応力}}{\text{最大曲げモーメント/ピンの断面係数}} \quad \dots \dots (2 \cdot 4)$$

$$\alpha_{mn} = \frac{\text{すみ肉部の最大応力}}{\text{腕厚さ中央の曲げモーメント/ピンの断面係数}} \quad \dots \dots (2 \cdot 5)$$

2.3 試験結果についての考察

2.3.1 クランク軸の形状係数

今回の光弾性試験により、クランクピンの長さ、腕の厚さ、腕の幅、すみ肉半径、オーバラップおよびえぐり込みの深さなどがクランク軸の曲げ形状係数にいかなる影響をおよぼすかを求めることができる。

Fig. 2.2 a および 2.2 b は、Table 2.2 および 2.5 から均一曲げ試験結果について、これらの諸因子が形状係数に及ぼす影響を図示したもので、左側は直列型配置の機関のクランク軸について、右側は非直列型配置の機関のクランク軸について、それぞれ (2.6) 式により各因子の影響を分離している。

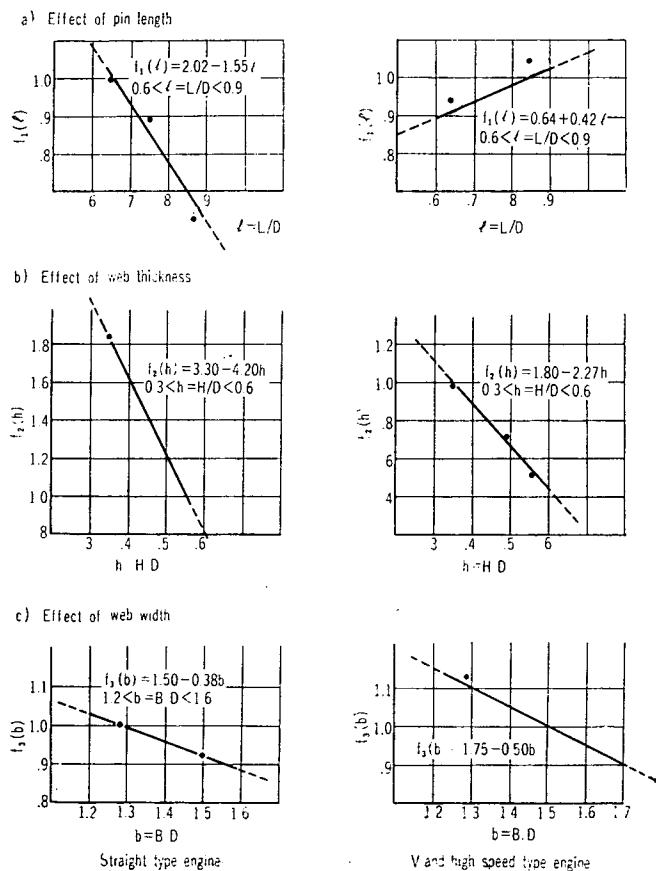


Fig. 2.2 a Effect of Stress Concentration Factor by Various Dimensional Factors

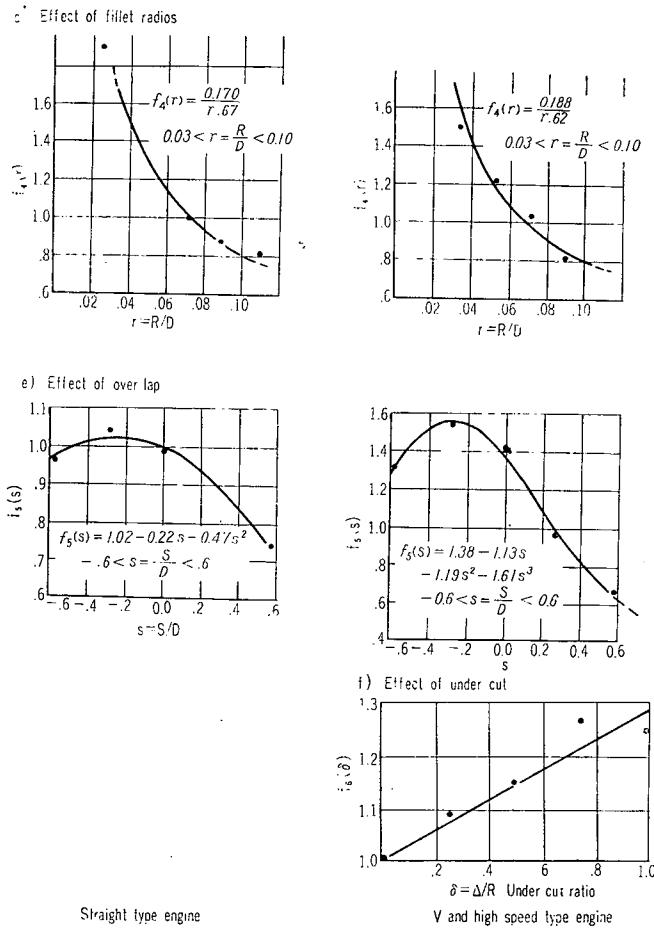


Fig. 2-2 b Effect of Stress Concentration Factor by Various Factors

$$\alpha_k = K \cdot f_{1(l)} \cdot f_{2(h)} \cdot f_{3(b)} \cdot f_{4(r)} \cdot f_{5(s)} \cdot f_{6(\delta)} \quad \dots \dots (2 \cdot 6)$$

ここに、

$$\alpha_k : \text{形状係数}, \quad = \alpha_{\max} / \frac{M}{\pi/32 D^3}$$

K : 定数

$f_{1(l)}$: ピンの長さの影響係数 $l=L/D$

$f_{2(h)}$: 腕厚さの影響係数 $h=H/D$

$f_{3(b)}$: 腕幅の影響係数 $b=B/D$

$f_{4(r)}$: すみ肉半径の影響係数 $r=R/D$

$f_{5(s)}$: オーバラップの影響係数 $s=S/D$

$f_{6(\delta)}$: えぐり込み深さの影響係数 $\delta=\Delta/R$

これらの影響係数は、直列型の場合は、Table 2・1 No. 6 試験片 ($l=0.644$, $h=0.554$, $b=1.282$, $r=0.0715$, $s=0$, $\delta=0$) を基準とし、また非直列型の場合は Table 2・1 の No. 20 試験片 ($l=0.858$, $h=0.357$, $b=1.50$, $r=0.715$, $s=0.286$, $\delta=0$) をそれぞれ基準として、それぞれの影響係数を 1.0 と

している。

Fig. 2・2 a および 2・2 b より各影響係数について近似式を求めると (2・7 a)～(2・7 e) および (2・8 a)～(2・8 f) のようになる。

直列型配置機関の場合:

$$K = 5.0$$

$$f_{1(\omega)} = 2.02 - 1.55 l \quad \dots \dots (2 \cdot 7 \text{ a}), \quad 0.6 < l < 0.9$$

$$f_{2(h)} = 3.30 - 4.20 h \quad \dots \dots (2 \cdot 7 \text{ b}), \quad 0.3 < h < 0.6$$

$$f_{3(b)} = 1.50 - 0.38 b \quad \dots \dots (2 \cdot 7 \text{ c}), \quad 1.2 < b < 1.6$$

$$f_{4(r)} = \frac{0.170}{r^{0.67}} \quad \dots \dots (2 \cdot 7 \text{ d}), \quad 0.03 < r < 0.10$$

$$f_{5(s)} = 1.02 - 0.22 s - 0.47 s^2 \quad \dots \dots (2 \cdot 7 \text{ e}), \quad -0.6 < s < 0.6$$

非直列型配置機関の場合:

$$K = 6.6$$

$$f_{1(\omega)} = 0.64 + 0.42 l \quad \dots \dots (2 \cdot 8 \text{ a}), \quad 0.6 < l < 0.9$$

$$f_{2(h)} = 1.80 - 2.27 h \quad \dots \dots (2 \cdot 8 \text{ b}), \quad 0.3 < h < 0.6$$

$$f_{3(b)} = 1.75 - 0.50 b \quad \dots \dots (2 \cdot 8 \text{ c}), \quad 1.2 < b < 1.7$$

$$f_{4(r)} = \frac{0.188}{r^{0.62}} \quad \dots \dots (2 \cdot 8 \text{ d}), \quad 0.03 < r < 0.10$$

$$f_{5(s)} = 1.38 - 1.13 s - 1.19 s^2 + 1.61 s^3 \quad \dots \dots (2 \cdot 8 \text{ e}), \quad -0.6 < s < 0.6$$

$$f_{6(\delta)} = 1.00 + 0.228 \delta \quad \dots \dots (2 \cdot 8 \text{ f}), \quad 0 < \delta < 1.0$$

なお、これらの近似式はそれぞれの図に示すように、実測と若干の誤差があるが、形状係数を近似式より計算する場合の標準偏差は10%程度と考えられる。

また、クランク軸の形状係数に影響をおよぼす因子としては、上に述べた6因子のほかに、軸中心の肉抜穴、油穴、腕背面の肩落しなどがあり、これらについても非直列型配置の機関を対象として実験が行なわれた。

個々の試験結果を Table 2・5 に示すが、これらを要約し、つぎに列記する。

軸中心穴：ピン、ジャーナルの中心に穴を開けると、力の流れが均一化されるために、ピンの中央断面スライスでは形状係数は軽減され、Photo. 2・15～2・16 に示すように、穴のないものに比してかなりの違いが受けられる。しかし、中心に穴のあるクランクでは最大応力はピンの中央断面を外れて左右に偏した位置に生ずることに注意する必要がある。Photo. 2・15 および 2・16 は、ピンの中心に穴のある場合とない場合の腕背面のジャーナル側に沿ったスライスの光弾性縞模様およびこれから求めた応力分布（形状係数にてあらわす）の比較を示す。これらの図から明らかなように、肉抜穴がない場合の最大応力はピン中央断面上にあるが、肉抜穴があると斜め±30°附近に最大応力が移り、最大応力の値は肉抜孔を設けた場合のほうがやや大きい結果を示している。

油穴：油穴を腕の中央に貫通させると、腕部の応力分布はかなり変化するが、一般的な傾向は求められない。

肩おとし：腕の背面上部を斜めに削りとっても（肩おとしと呼ぶ）すみ肉部の形状係数はほとんど

変化しない。

2・3・2 荷重方法と形状係数の関係

クラシク軸のように複雑な形状をしたものについては、見掛けの応力をどこにとるかによって形状係数は非常に違った値となる。すなわち、均一曲げ試験においても、曲げモーメントをピンの断面係数で割ったピン部の見掛けの応力をとるか、曲げモーメントを腕の断面係数で割った腕の見掛けの応力をとるかによって形状係数は著しく異なり、従来の試験結果においても、H. Hasselgruber, 新井などは前者を、G. Stahl は後者をそれぞれ用いている。

また、集中荷重試験の場合には、ピン中央の曲げモーメント $M(M=PL/4, P$ は荷重、 L は支点間の距離) をピンの断面係数で割った見掛けの応力と、腕の中心線の曲げモーメント $M_w(M_w=1/4 \cdot PL_w, L_w$ は腕厚さの中心から支点までの距離) をピンの断面係数で割った見掛けの応力との 2 種類があり、山田、松永は前者を、Hasselgruber、新井は後者をそれぞれ用いている。

本研究においては、Table 2・2 および 2・5 に示したように、均一曲げ試験については、ピン部の見掛けの応力を、また集中荷重試験についてはピン中央の見掛けの応力(2・4)式、および腕厚さ中央に換算したピンの見掛けの応力(2・5)式を、それぞれ用いた。

Tabel 2・5において、(2・4)式の α_k と(2・5)式の α_{mn} とを比較すると、均一曲げ試験においては両者は一致し、集中荷重試験では一般に α_{mn} の方が α_k より大である。また注目すべきことは、非直列型試験片 No. 20 の 0~3 において、 α_{mn} の値が均一曲げ、集中荷重方式(1)、(2)および偏心荷重についてほぼ等しいことである。しかしながら直列型模型については、集中荷重の形状係数 α_{mn} は均一曲げの場合より小さく、これは、直列型模型では支点間の距離が短かいためと考えられ、さらに集中荷重方式(1)(支点の回転拘束)と(2)(支点の回転自由)との差も、直列型で大きく、非直列型では、(1)の支点間距離をペアリングの端面間、(2)の支点間距離をペアリング中心線間とすれば支持条件の差は消失する。

なお、集中荷重の場合腕には垂直荷重が作用するため、ピンすみ肉の応力は垂直荷重により減少し、ジャーナルすみ肉では増加する傾向があり、腕が薄いものほどその傾向が著しい。

2・3・3 応力勾配

Fig. 2・3 は Table 2・2 より求めた無次元応力勾配 g_m と形状係数 α_k との関係を示す。図において、形状係数と応力勾配の間には一般的な関係は認められず、応力勾配はほぼ -20 ~ -40 の範囲にばらついてある。

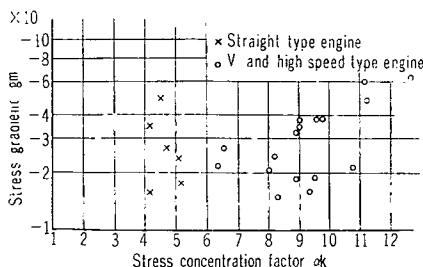


Fig. 2・3 Stress Gradient and Stress Concentration Factor

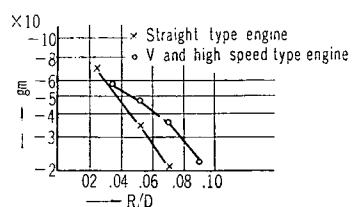


Fig. 2・4 Stress Gradient and Fillet Radius

らついている。

Fig. 2・4 は応力勾配 g_m とすみ肉半径 R/D の関係を示し、すみ肉半径が大きくなるにつれ応力勾配が緩やかになっていることがわかる。したがって、応力勾配は形状係数とは直接的な関係ではなく、すみ肉部の局部的な形状によって支配されることがわかる。

第3章 実体クラシク軸に関する試験

三菱 6UEV 30/40 型機関のクラシク軸について、材料試験および静荷重、ならびに運転時の応力計測を行なった。

3.1 材料試験

供試したクラシク軸は SF 55 相当品で、三菱長崎製鋼所にて真空造塊により製造した一体鍛造品である。その成分および熱処理条件を Table 3.1 に示す。

Table 3.1 Chemical Compositions of Crank Shaft

C	Si	Mn	P & S	V
0.33~0.43	0.15~0.35	<0.9	<0.035	<0.10

Heat Treatment: 850°C × 7.5 hr. Normalize, 570~80°C × 10 hr. Temper

まず外観検査を行なったが、鍛造あるいは熱処理による肌荒れならびにスケールの圧入はなく、また、機械加工面もスムーズで何らの欠陥も認められなかった。

ピン・ジャーナルおよびクラシク腕全面について硫黄写真を、また各ピン部、ジャーナル部の組織を SUMP 法によって採取したが、ゴーストは予想されたように分布し、正常かつ軽微であり、組織的にも異常はなかった。

附着試験片は Fig. 3.1 に示すごとく、鋼塊の頂底部の両軸端ならびに #1 スローのクラシク腕部門より採取した。材料試験の結果を Table 3.2 に示すが、頂底部の何れもが規格を満足し、また門部のものも規格試験片にくらべて遜色はない。

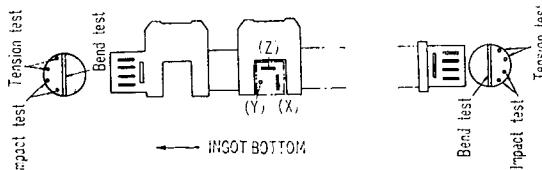


Fig. 3.1 Position and Direction of Test Pieces

以上に加えて、さらにクラシク軸実体の内部欠陥、均質性等を明らかにするとともに鍛造の効果を調査するため、鋼塊の底部側に試供材として 1 スローを附加し、この部分について次のような調査を施行した。

- i) 硫黄写真を Photo. 3.1 に示す。ゴーストの程度は比較的軽微で鍛造の流れと一致し、また、応力の集中するピンすみ肉部を外れ、き裂その他の欠陥はみとめられない。
- ii) 成分の分析と組織ならびに非金属介在物を調査するためにピンおよびジャーナルの外周部ゴースト部、中心部より試料を採取した。その結果を Table 3.3 に示すが、P, S その他の成分の偏析はみとめられない。また結晶粒度は比較的微細である。

Table 3-2 Mechanical Properties of Crank Shaft

Position	Yield Point	Tensile Strength	Elongation %	Reduction Area %	Bend Test 180° Inside Radius 16	Impact (Charpy)	Brinell Hardness BHN	Chemical Compositions of Ladle Analysis										
	kg/mm²	kg/mm²	%	%		kg-m/cm²		C	Si	Mn	P	S	V					
Rule	<28	55~65	<25	<40	Good			0.33 ~0.43	0.15 ~0.35	<0.9	< 0.035	< 0.035	<0.10					
Top	1	34.4	57.8	30.5	55.6	"	8.4	170	0.35	0.21	0.54	0.016	0.006					
	2	37.4	57.5	30.0	56.8	"	8.1	174										
Bottom	1	36.4	57.8	30.0	56.8	"	8.6	170										
	2	36.1	57.5	31.5	53.0	"	7.7	167										
Crank Block	X	36.4	56.5	27.5	55.8	"	7.7	163	Bend Test: 25R × 90°									
	Y	36.1	56.8	28.0	50.1	"	6.5	159	"									
	Z	35.7	57.2	30.5	56.8	"	8.1	159	"									

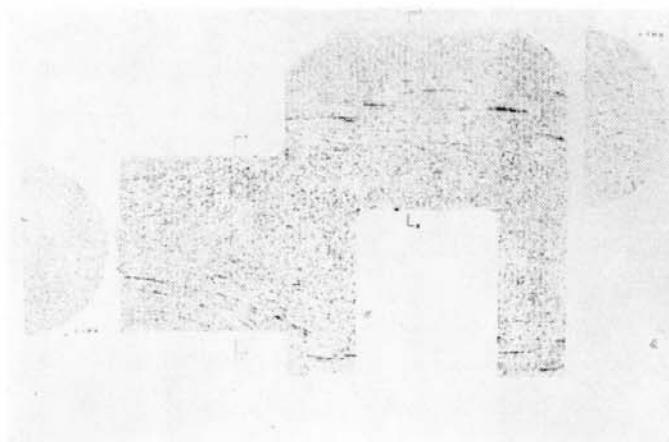


Photo. 3-1 Sulphur Print on Longitudinal Section of Crank Shaft

Table 3-3 Chemical Compositions of Check Analysis

Position		Chemical Composition (%)						
		C	Si	Mn	P	S	V	Cu
Pin	Core	0.38	0.28	0.57	0.015	0.008	0.07	0.19
	Ghost	0.40	0.25	0.58	0.016	0.009	0.07	0.20
	Rim	0.36	0.23	0.59	0.017	0.012	0.07	0.19
Journal	Core	0.39	0.23	0.57	0.016	0.009	0.07	0.18
	Ghost	0.42	0.23	0.58	0.015	0.008	0.07	0.19
	Rim	0.38	0.25	0.59	0.015	0.008	0.07	0.19

JIS 法によって非金属介在物を測定した結果、A 系、C 系の介在物総量の面積率はいずれも 0.1% 以下であり、この種の鍛鋼品での実績 0.2~0.3% に比べ、かなり清浄な部類に属する。

iii) 硬度分布および超音波探傷結果

ピンおよびジャーナルの径方向の硬度分布を測定したが、いずれも、

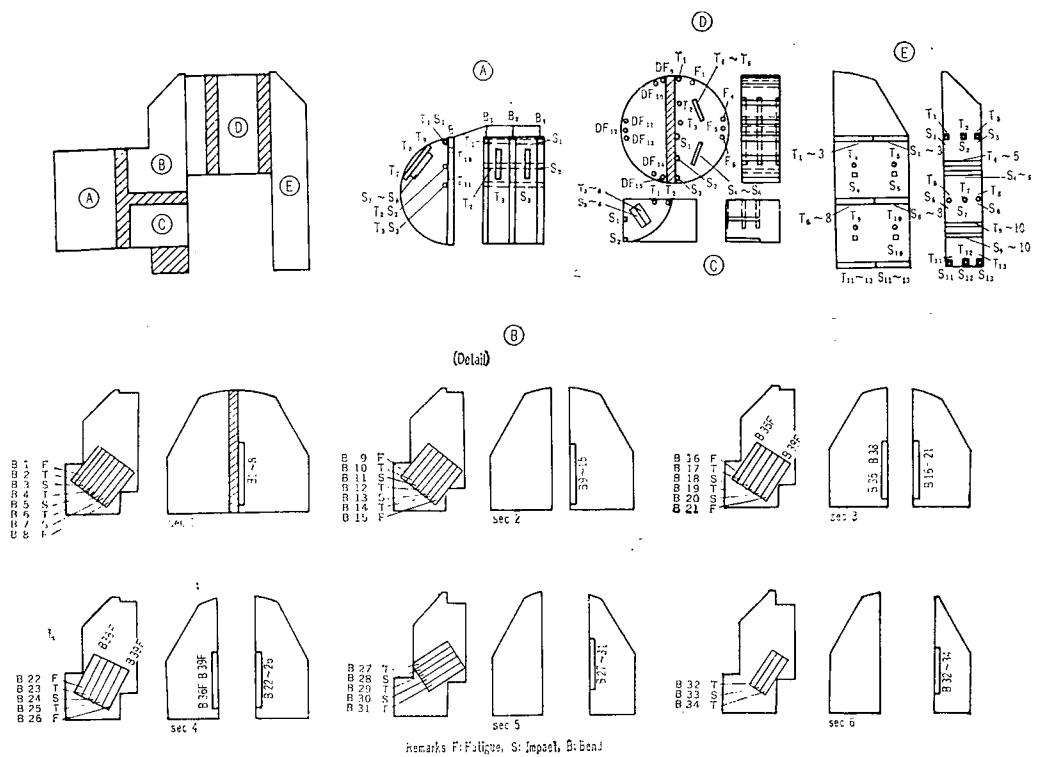


Fig. 3-2 Position and Direction of Test Pieces

$$H_B = 149 \sim 163$$

でほとんど均一である。また、超音波探傷の結果も良好な底面反射波があらわれている。

iv) 試験片の採取と材料試験結果

供試材よりの試験片採取要領を Fig. 3-2 に示す。応力の集中するピンおよびジャーナルすみ肉部においては応力に直角方向に、ピン、ジャーナル部では軸・径・接線方向にクラנק腕部については厚さ、幅方向に引張、衝撃、曲げ試験片を、また、特にピン、ジャーナルすみ肉部では、疲労試験片を採取し、各部における均質性、あるいはゴーストの影響を比較検討した。

(イ) 機械的性質

各グループより採取した引張、衝撃、曲げ試験成績を Table 3-4 に一括して表示した。

ジャーナル部①およびピン部②の軸方向より採取した試験片の引張強さは規格値に較べて遜色なく、軸の外層と中心部において差異はない。接線および径方向の試料は全般的に伸び、絞りおよび衝撃値の低下がみとめられる。また、曲げ試験においてはき裂等の欠陥はあらわれなかった。

つぎにクラנק腕より採取した③および④部の厚さ方向では強度低下は生じなかつたが、幅方向、径方向では採取位置によって伸び、絞りが若干規格より低下した例も認められた。なお上記のデータは、ゴースト部と正常部より採取し、機械的性質におよぼすゴーストの影響を検討したが、その差はみとめられていない。

Table 3-4 Mechanical Properties of Test Pieces

Part	Direction	Specimen	Yield Point kg/mm ²	Tensile Strength kg/mm ²	Elongation %	Reduction of Area %	Impact Value		Bend Test	
							Specimen No.	Charpy kg-m/cm ²	Specimen No.	Inside dia: 25 Angle: 90°
Journal Ⓐ	Axial	A—T ₁	34.3	55.6	32.0	57.2	A S ₁	7.4		
		—T ₂	32.2	55.1	30.8	56.0	S ₂	7.1		
		—T ₃	35.6	55.9	30.4	55.8	S ₃	7.9		
	Tangential	—T ₇	35.6	56.2	26.0	47.0	S ₇	4.4		
		—T ₈	35.1	56.7	27.2	47.9	S ₈	5.1		
		—T ₉	34.9	56.7	25.8	40.5	S ₉	3.8		
	Radial	—T ₁₀	34.0	56.1	25.6	43.7	S ₁₀	5.7	B ₁	Good
		—T ₁₁	34.0	55.5	25.0	47.1	S ₁₁	6.7	B ₂	"
	Sec 1	B—2	33.7	55.7	29.2	50.1	B 3	8.3	B ₃	"
		—4	34.3	56.4	29.6	42.7	5	8.5		
		—6	30.9	55.8	29.6	56.8	7	8.1		
Pin and Fillet Ⓑ	Sec 2	—10	32.6	55.5	30.0	54.8	11	8.1		
		—12	34.3	56.2	30.0	42.7	13	8.4		
		—14	32.1	56.0	32.4	52.2				
	Sec 3	—17	32.7	55.8	32.4	55.9	18	7.5		
		—19	33.0	55.8	29.4	49.0	20	7.5		
	Sec 4	—23	31.7	56.1	32.0	56.8	24	7.4		
		—25	33.8	56.4	30.8	44.8				
		—27	35.2	56.5	28.8	49.1	28	7.9		
	Sec 5	—29	35.2	57.8	29.2	48.9	30	7.4		
		—31	35.9	57.2	29.2	53.0				
		—32	32.3	55.6	32.0	55.9	31	8.3		
Web C	Thickness	C—T ₁	33.7	55.7	26.0	48.5	C S ₁	7.1		
		—T ₂	34.0	56.6	32.0	57.6	S ₂	8.1		
	Radial	—T ₃	31.7	55.4	32.0	56.8	S ₃	5.4		
		—T ₄	31.9	56.5	25.2	48.1	S ₄	5.7		
		—T ₅	34.6	57.7	28.0	48.0	S ₅	6.0		
		—T ₆	33.4	56.3	20.0	31.6	S ₆	4.8		
	Axial	D—T ₁	36.4	56.6	31.6	57.2	D S ₁	8.3		
		—T ₂	33.4	56.3	31.6	57.3	S ₂	7.2		
		—T ₃	34.5	58.0	30.0	54.5	S ₃	7.5		
D	Tangential	—T ₄	33.7	56.3	30.0	47.1	S ₄	6.7		
		—T ₅	35.3	56.0	28.8	49.1	S ₅	6.0		
		—T ₆	33.6	55.6	26.0	40.7	S ₆	4.8		
	Width	E—T ₁	35.1	55.6	31.6	49.4	E S ₁	6.9		
		—T ₂	35.3	55.9	27.6	33.7	S ₂	5.9		
		—T ₃	32.7	55.5	29.6	49.6	S ₃	5.7		
		—T ₆	35.5	56.0	29.2	43.9	S ₆	5.9		
		—T ₇					S ₇	6.0		
		—T ₈	34.5	56.0	22.2	29.2	S ₈	7.2		
		—T ₁₁	35.5	56.5	30.8	45.0	S ₁₁	7.2		
E	Thickness	—T ₁₂	34.7	56.5	31.8	54.1	S ₁₂	6.3		
		—T ₁₃	36.1	57.0	26.0	35.5	S ₁₃	7.4		
		—T ₄	34.6	54.8	31.6	42.1	S ₄	8.5		
	Thickness	—T ₅	34.7	55.7	32.0	47.0	S ₅	8.7		
		—T ₉	34.8	54.8	32.8	48.7	S ₉	7.5	S ₁₀	10.0

Table 3・5 Bending Fatigue Test Results

Position of Specimen		Specimen No.	Reversal Stress $\pm \text{kg/mm}^2$	Weight kg	Reversal Number $\times 10^5$	Remarks
Pin and Journal Fillet	Pin	B 8	24.0	17.15	7.38	Broken
		15	20.0	14.3	208.61	Not Broken
		21	21.0	15.0	150.51	"
		26	21.5	15.37	103.8	"
		38	22.0	15.4	43.31	Broken
		39	28.0	19.9	0.76	"
	Journal	B 9	24.0	17.15	28.57	"
		16	22.0	15.7	151.73	Not Broken
		35	26.0	18.7	4.68	Broken
		36	22.5	16.1	48.3	"
Pin	Sound Part	F 1	22.0	15.7	57.08	Not Broken
		D F 15	24.0	17.15	36.41	Broken
		D F 9	23.0	16.7	22.34	"
		D F 14	22.5	16.1	100.53	Not Broken
		D F 10	26.0	18.6	5.23	Broken
	Ghost Part	D F 13	22.0	15.7	107.55	Not Broken
		F 6	24.0	17.15	57.12	Broken
		F 5	23.0	16.45	100.91	Not Broken
		D F 12	23.5	16.7	125.10	"
		D F 11	26.0	18.6	7.83	Broken
		F 4	28.0	19.9	1.97	"

(口) 疲労試験

疲労試験片は前述のようにピンおよびジャーナルすみ肉部と、ピン軸方向のゴースト部と非ゴースト部より製作し、小野式回転曲げ疲労試験($12\phi\text{mm}$)を実施した。結果を Table 3・5 に示す。

以上の調査結果を要約すれば次のとおりである。

- i) ゴーストは予想されたように正常かつ軽微な分布を示し、超音波探傷による欠陥波形は全く認められない。
- ii) 結晶粒度は全般的に微細で清浄度も高い材料である。
- iii) 各部の抗張力、伸び、絞り、衝撃値ならびに疲労強度は採取方向あるいは位置によって多少バラついた例もあったが、全般的にみると均一である。

3・2 強 度 試 験

3・2・1 実機による静荷重試験

静荷重試験は実機におけるクラシク軸の応力をあらかじめ明らかにし、かつ、各シリンドラのガス圧による影響を明らかにするために行なった。

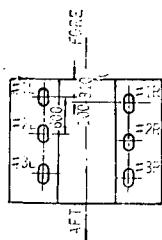
すなわち、運転時の燃焼ガス圧に相当する油圧を各シリンドラに加え、任意のクラシク角におけるク

ランク軸の応力をストレンゲージを用いて計測した。Table 3-6 にその試験条件を、Fig. 3-3 に用いた三菱 6 UEV 30/40 型実験機のシリンダー配置を示している。

計測位置は #2 スローとし、Fig. 3・4 に示すごとく、ピンすみ肉部 16 点、ジャーナルすみ肉部 8 点、腕 12 点の合計 36 点である。

Table 3-6 Specification of Test Engine

Cylinder Dia	mm	300
Stroke	mm	400
Rev./min.	r.p.m	600
Mean Effective Pressure	kg/cm ²	9.95
Number of Cylinder		6
Maximum Rated Power	PS	2,250
Weight	ton	14
Total Length	mm	2,775



Measuring Point	Test No.	Number of Measuring Points
Pin Fillet	1~16	16
Journal Fillet	17~24	8
Crank Web	25~36	12
Total	—	36

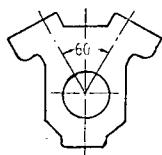


Fig. 3-3 Arrangement of Cylinder

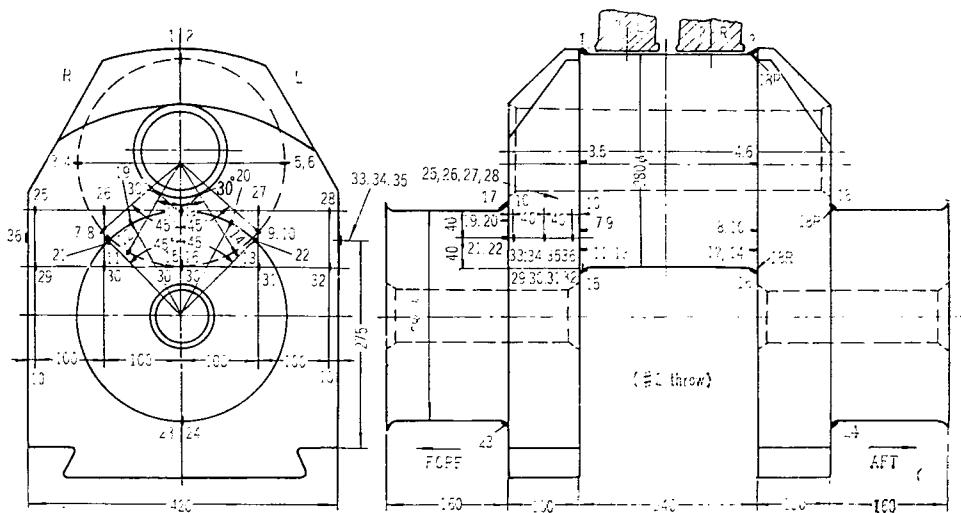


Fig. 3-4 Strain Measuring Points (Statical Load Test)

Table 3-6 Test Condition

Test No.	Crank Angle (from No. 1. L side)	Order of Loading and Test Pressure kg/cm ²	Remarks
1	0°	1L(90)	*
2	15°	3R(12)→1L(90)→1R(10)	
3	45°	3R(5)→1L(30)→2L(3)→1R(41)	
4	60°	1R(90)	*
5	75°	1L(12)→1R(90)→2L(10)	
6 —1	77°10'	1L(30)	*
6 —2	"	1L(30)	*
7	105°	1L(5)→1R(30)→2R(3)→2L(41)	
8 —1	135°	1R(12)→2L(90)→2R(10)	
8 —2	"	2L(90)→1R(12)→2R(10)	
8 —3	"	1R(12)→2R(10)→2L(90)	
9	165°	1R(5)→2L(30)→3L(3)→2R(41)	
10	180°	2R(90)	*
11	195°	2L(12)→2R(90)→3L(10)	
12	225°	2L(5)→2R(30)→3R(3)→3L(41)	
13	240°	3L(90)	*
14 —1	255°	2R(12)→3L(90)→3R(10)	
14 —2	"	3L(90)→2R(12)→3R(10)	
14 —3	"	2R(12)→3R(10)→3L(90)	
15 —1	257°10'	2R(30)	*
15 —2	"	2R(30)	*
16	285°	2R(5)→3L(30)→1L(3)→3R(41)	
17	300°	3R(90)	*
18	315°	3L(12)→3R(90)→1L(10)	
19	345°	3L(5)→3R(30)→1R(3)→1L(41)	
2'	15°	3R(12)→1L(90)→1R(10)	
10'	180°	2R(90)	*
10"	"	2R(10)	*
8' —1	135°	1R(12)→2L(90)→2R(10)	
8' —2	"	2L(90)→1R(12)→2R(10)	
8' —3	"	1R(12)→2R(10)→2R(90)	
20	120°	2L(90)	* Crank Web Deflection measured at each 10 kg/cm ² of Pressure
11'	195°	2L(12)→2R(90)→3L(10)	Crank Web Deflection measured at 2L(12), 2R(0, 10, 20...90), 3L(10)
21	"	2R(0. 10. 20...90. 100) " " 2 stroke	*
21'	"	" " 2 stroke	* Torque and Crank Web Deflection measured
22	180°	2R(0. 10. 20...90. 100) 2 stroke	*

Note: * Represents a Special Load Condition

Fig. 3・5 に油圧負荷用配管図ならびにシーリングに用いたOリング取付状況を示す。配管は各シリンダーごとに独立しており、各クランク角におけるそれぞれのシリンダー内油圧を任意に調整できるよう留意されている。なお、油圧荷重に対応してクランク軸にトルクが発生するので、機関後端にクランク軸固定装置を設け、これに組み込まれたロードセルによって回転トルクを計測した。機関ならびに試験装置の外観写真を Photo. 3・2 に示す。

上記の試験により得られた結果として Fig. 3・6, 3・7, 3・8 にクランク軸の各位相における応力変化を載せている。最大応力は次のとおりである。

8.3 kg/mm²: ピンすみ肉部

(ゲージ No. 11)

-10.4 kg/mm²: ジャーナルすみ肉部

(ゲージ No. 20)

いずれも、2 L top 過ぎ 15° のクランク角にて起っている。さらに Fig. 3・9 にはこの最大応力の出る位置でのクランク軸各部の応力を示している。

さらに、Fig. 3・10, 3・11 には、静荷重試験の特徴を生かして、2 L top における 2 L シリンダのみに負荷した場合のクランク軸の応力分布を示している。肉抜孔の影響が明らかにうかがわれる。

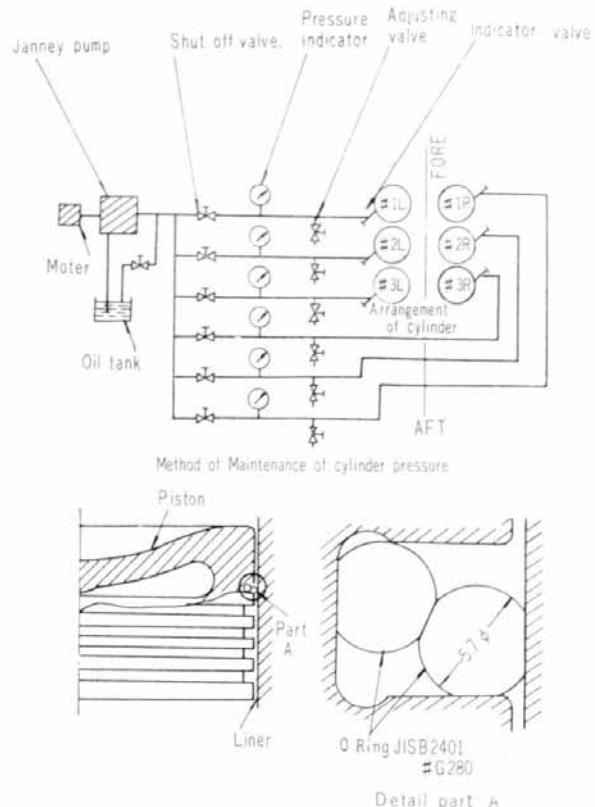


Fig. 3・5 Skelton Diagram of Loading Pressure Line

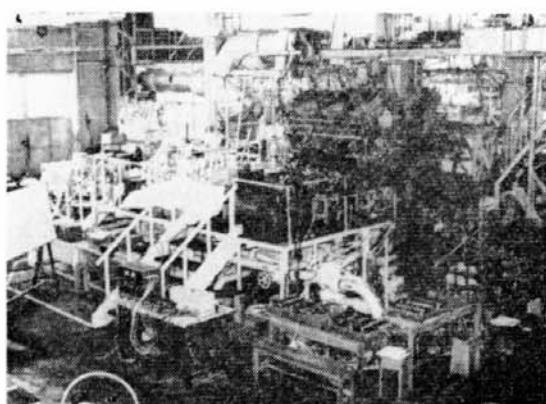


Photo. 3・2 A View of Statical Load Test

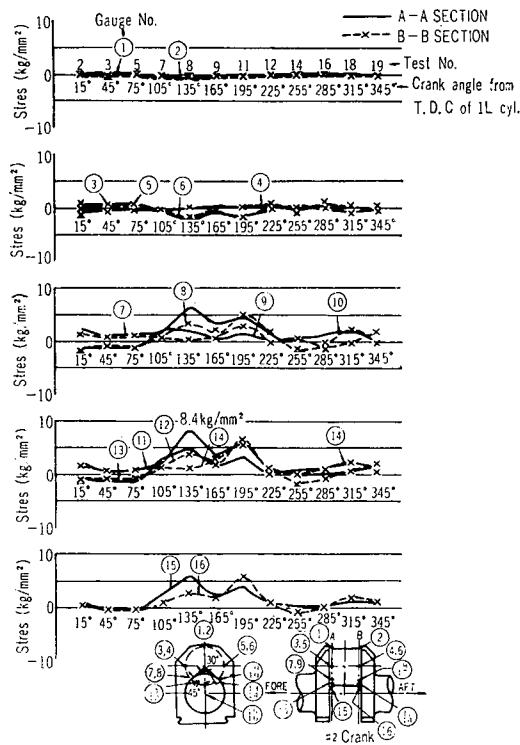


Fig. 3.6 Stress Variation at Crank Pin Fillet

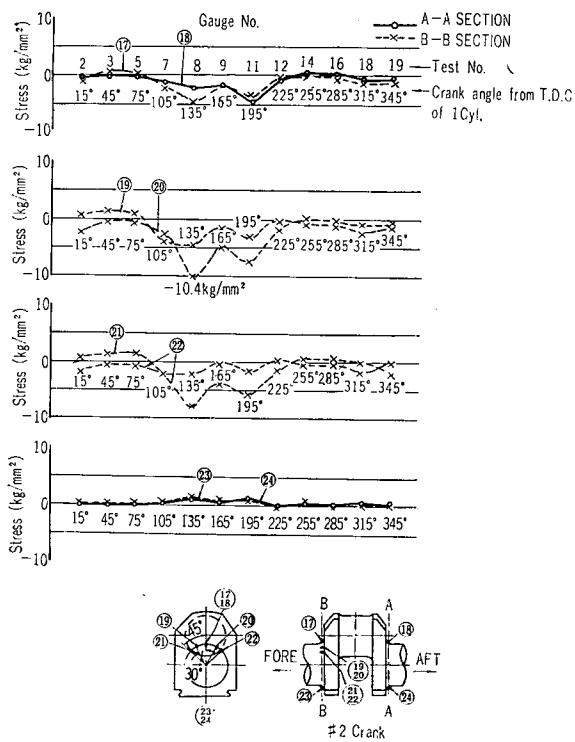


Fig. 3.7 Stress Variation at Crank Journal Fillet

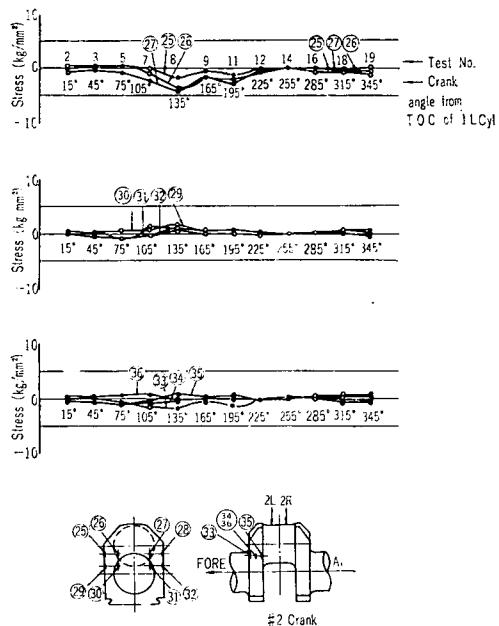


Fig. 3.8 Stress Variation in Crank Web (#1 Throw)

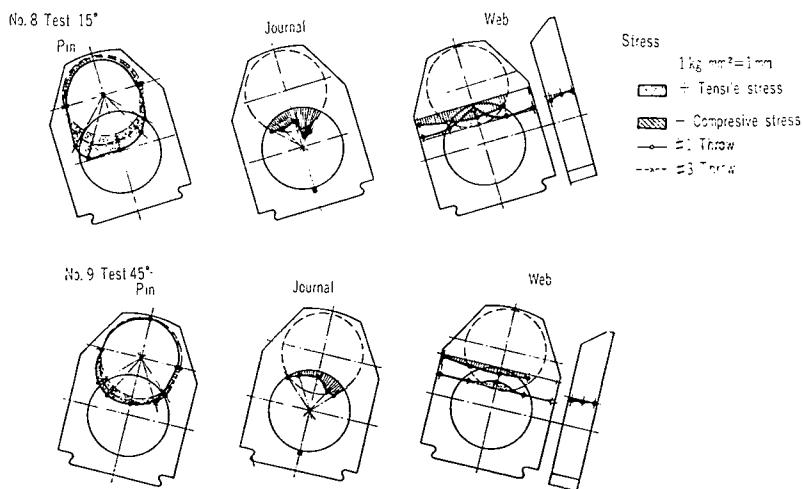


Fig. 3.9 Stress Distribution in Crank Shaft

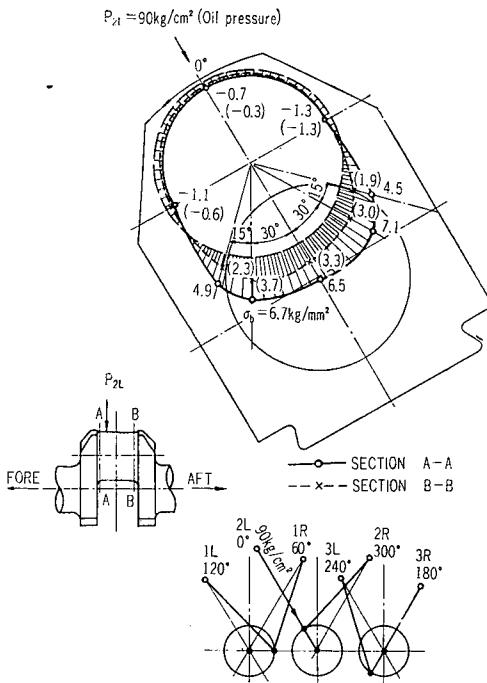


Fig. 3.10 Stress Distribution on Pin Fillet

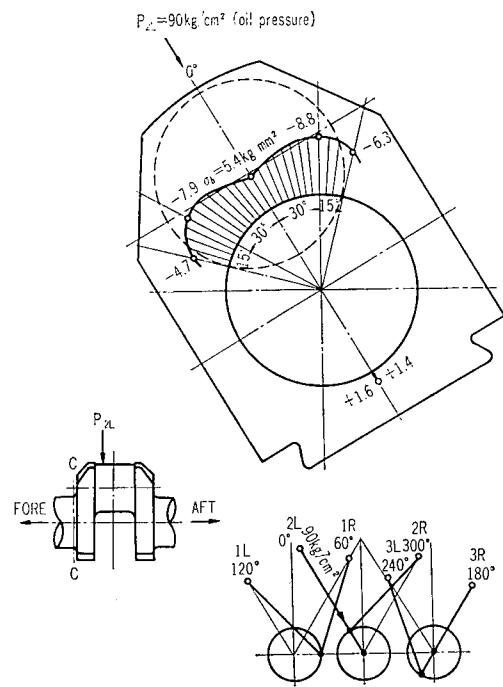


Fig. 3.11 Stress Distribution on Journal Fillet

3.2.2 実機による運転時応力計測試験

運転時の応力計測は、静荷重試験の結果、特に重要と考えられる20点を選んで計測を実施した。計測個所は Fig. 3.12 のごとく、#2 スローについて、ピンコーナ 9 点、ジャーナル 4 点、腕 7 点の合計 20 点にゲージ長さ 5 mm のストレンゲージを用いている。

ストレンゲージからの配線は Fig. 3.13 のごとく、腕表面に接着剤で固定し、最寄りのピンおよびジャーナルの中心部に明けられた油穴に通して、機関前端まで導き、主軸前端のフランジおよび防振ゴムを介して接続されているスリップリングに結線した。

スリップリングは燐青銅製で、ブラシには銀カーボンを用いた。スリップリングの結線は、4 ゲージ法を採用し、ダミーゲージも回転体に組み込んでいる。

Table 3.7 Running Condition

Test No.	Marine Load %	Turning Number (r.p.m.)	Pme (kg/cm²)
1	26	205	7.74
2	40	308	7.74
3	53	411	7.74
4	66	514	7.74
5	53	514	6.19
6	40	514	4.64
7	26	514	3.09
8	17	514	2.00
9	80	557	8.62

計測した運転条件を Table 3・7 に示すが、Pme 一定として回転数を変化させたもの、また回転数を一定に保って Pme を変化させたものの 2 グループに分かれる。

機関作動に起因する温度変化による零点移動をなるべく少なくするために、同一条件にて約 1 時間連続運転を行ない、温度整定状態にて計測を行なった。機関ならびにメータの外観写真を Photo. 3・3 に示している。

計測されたピンすみ肉およびジャーナルすみ肉の変動歪波形を Fig. 3・14, 3・15 に示す。静荷重試験のとき得られた値をも同時に載せているが、非常に良く似た変化を示している。

得られた各点の応力振幅と回転数一定における Pme との関係および Pme 一定における回転数への関係を Fig. 3・16 に示している。回転数一定の場合は、Pme とともに応力は大きくなるが、Pme 一定の場合、回転数とともに低くなる傾向にある。ただし、これは慣性によるばかりでなく、シリンダ内最高圧力も下がる傾向があるので一概にはいえない。なお、回転数一定もしくは Pme 一定の場合のシリンダ内最高圧力との関係を Fig. 3・17 に示している。

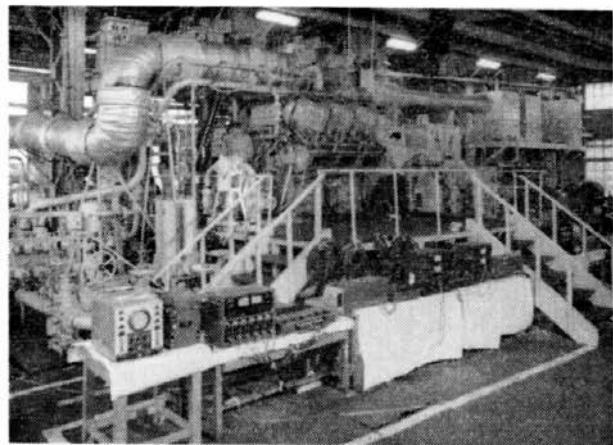


Photo. 3・3 A View of Dynamical Measurement of Stress

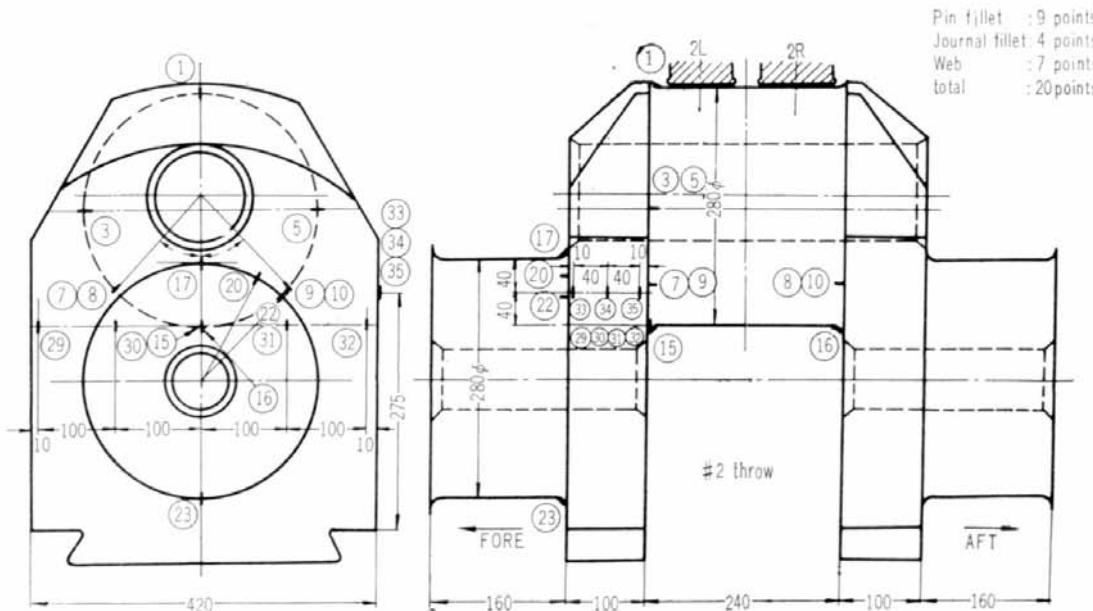


Fig. 3・12 Measuring Point of Dynamical Stress Test

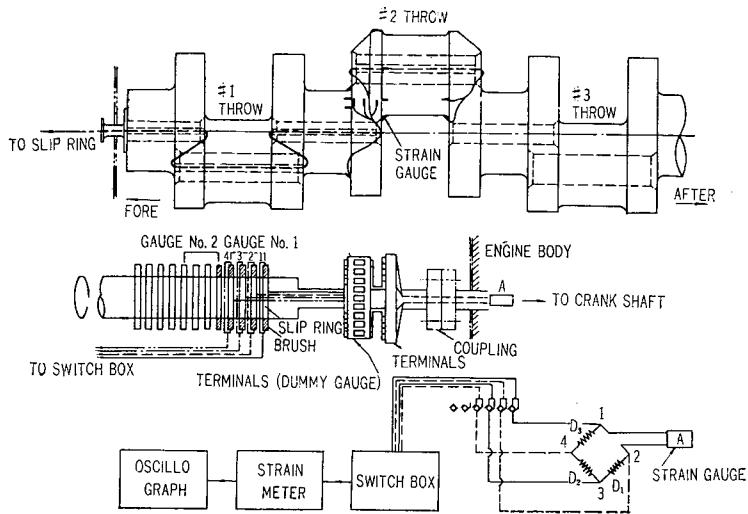


Fig. 3.13 Connection of Lead Wire from Gauge to Slip Ring

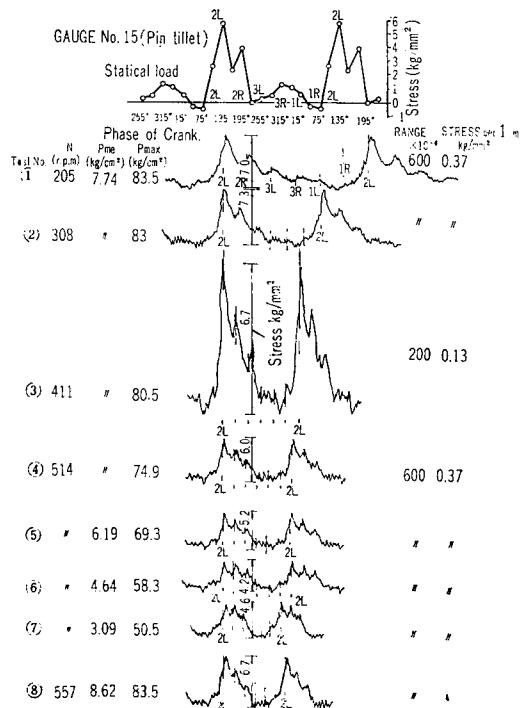


Fig. 3.14 Stress Wave per Revolution(Crank Pin)

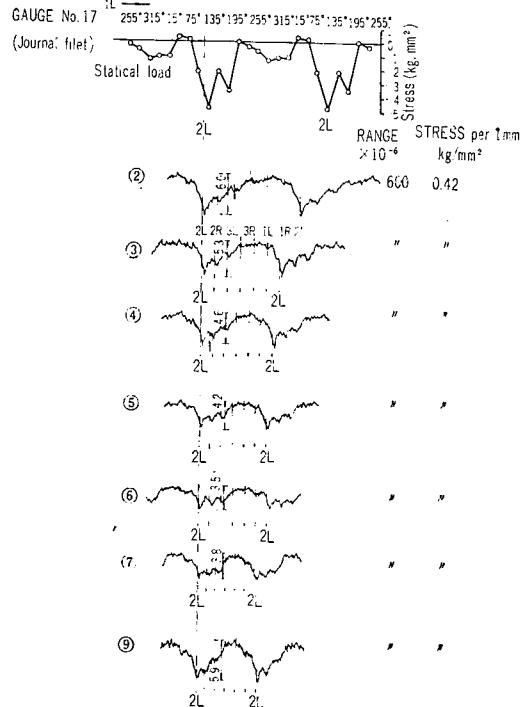


Fig. 3.15 Stress Wave per Revolution(Crank Journal)

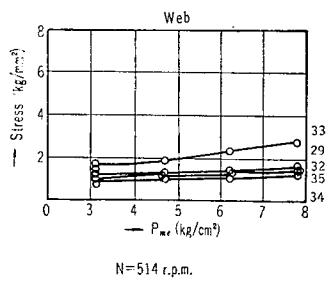
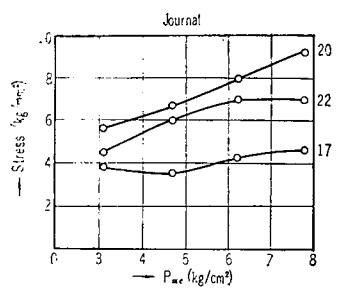
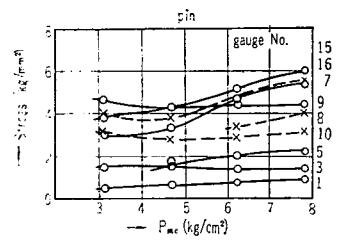


Fig. 3.16 Stress and Brake Mean Effective Pressure

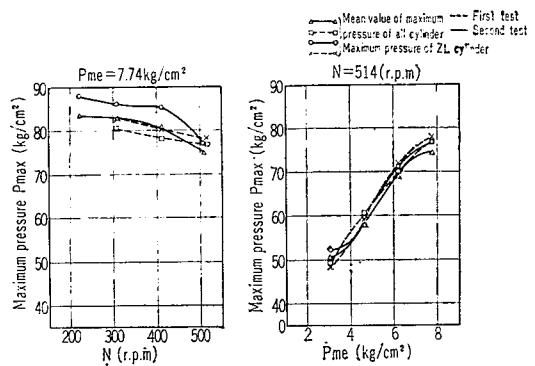


Fig. 3.17 P_{max} and Revolution Per Minute and Mean Effective Pressure

第4章 大形模型クランク軸の静的曲げ応力測定 および回転曲げ疲労試験

4.1 静的曲げ応力測定試験

4.1.1 実験方法

回転曲げ疲労試験用に製作した三菱 UEV 30/40 実験機のクランク軸の 3.5 分の 1 縮尺模型 (Fig. 4-1) 4 個のうちの 1 個を用いて静的応力測定を行なった。

抵抗線ひずみ計は、すみ肉部の中央 0° の箇所には昭和測器製の標点距離 1 mm のフォイル・ゲージ F. 2 (120 Ω), ピンおよびジャーナルの平滑部には東京測器製の標点距離 10 mm のワイヤ・ゲージ PL-10 (120 Ω) その他の箇所には東京測器製の標点距離 3 mm のワイヤ・ゲージ PS-3 (120 Ω) をそれぞれ用い、測定器は共和電業製の SM-4 J を使用した。

ひずみ測定はピンとジャーナルの中心軸を含む面（クランク平面と呼ぶ）内でジャーナル軸受の中心位置で支持してピンの中央に荷重を加える集中荷重試験 Fig. 4-2 a とクランクの全長にわたって均一な曲げモーメントを作用させる均一曲げ試験 (Fig. 4-2 b) について行なったが、均一曲げ試験の場合にはモーメントの作用面とクランク平面との角度を 0° から 345° まで 15° づつ変えて 24 回の計測を行なった。

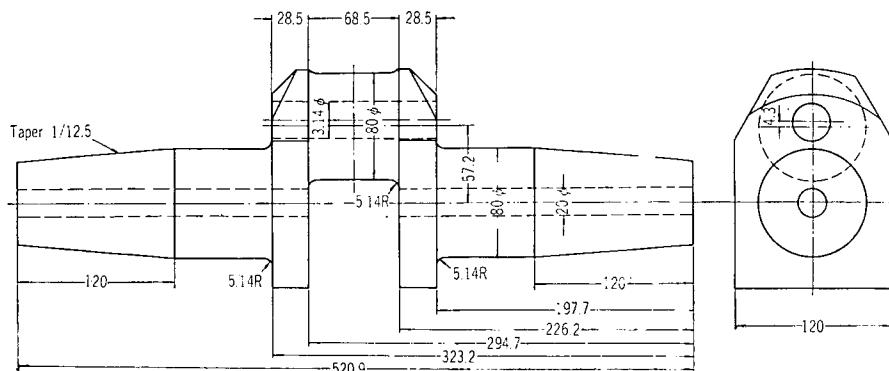


Fig. 4-1 Form of Model Crank Shafts

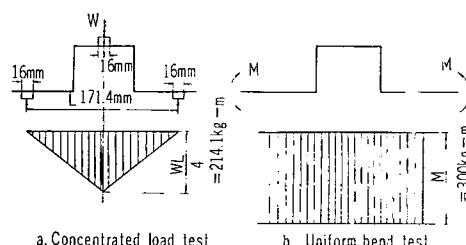


Fig. 4-2 Test Method

なお、測定は荷重点および支点に球軸受を用いて行ない軸方向の伸縮を拘束しないようにした。また、集中荷重試験の場合には、軸受中心に相当する位置で幅 16 mm のチャックを介して支持し、ピンの中央に同じく幅 16 mm のチャックを介して荷重を加えた。

4.1.2 測定結果

Fig. 4・3 および Fig. 4・4 は、ひずみ計の取付位置と、その位置における形状係数（均一曲げ試験のクランク平面内で曲げモーメントがかかる場合および集中荷重試験の場合）を示す。

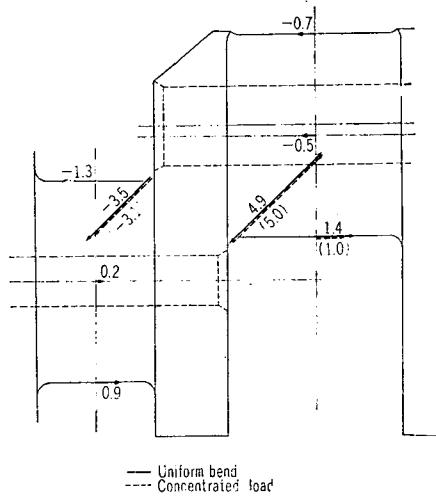


Fig. 4・3 Distribution of Bending Stress Concentration Factor

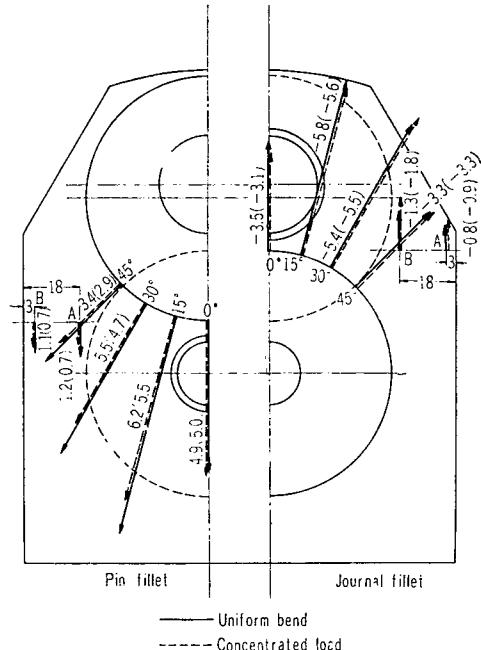


Fig. 4・4 Distribution of Bending Stress Concentration Factor

なお、クランクの各測定点の形状係数は、

$$\left[\frac{\text{ピン平滑部およびピンすみ肉部の形状係数 } (\alpha_{kp})}{\text{ジャーナル平滑部およびジャーナルすみ肉部の形状係数 } (\alpha_{kj})} \right] = \frac{\text{各測定点のひずみ} \times E}{\left[\frac{\text{各測定点における曲げモーメント計算値}}{\text{ピンの断面係数}} \right]} \quad (4 \cdot 1)$$

$$\left[\frac{\text{ジャーナル平滑部およびジャーナルすみ肉部の形状係数 } (\alpha_{kj})}{\text{各測定点における曲げモーメント計算値}} \right] = \frac{\text{各測定点のひずみ} \times E}{\left[\frac{\text{各測定点における曲げモーメント計算値}}{\text{ジャーナルの断面係数}} \right]} \quad (4 \cdot 2)$$

ここに E はヤング率で $2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ 。

のように定義したが、ピン・ジャーナルすみ肉部および腕内外面における形状係数は腕厚の中心における曲げモーメントの計算値を用いて算出してある。Fig. 4・5 a, b, c, d, e は均一曲げ試験において、曲げモーメントの作用面をクランク平面に対して回転させた場合の各測定点における形状係数の変化を示している。ただし、このクランクはピンの中空孔が偏心して開いているため曲げモーメント

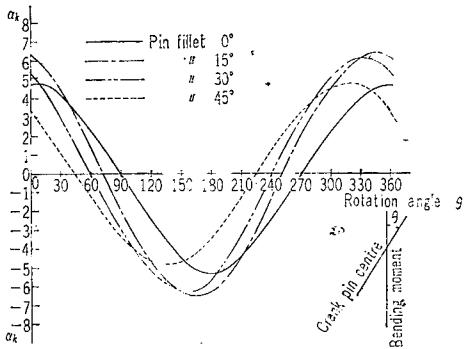


Fig. 4·5 a Stress Concentration Factors against Rotation Angle of Crank(Pin Fillet)

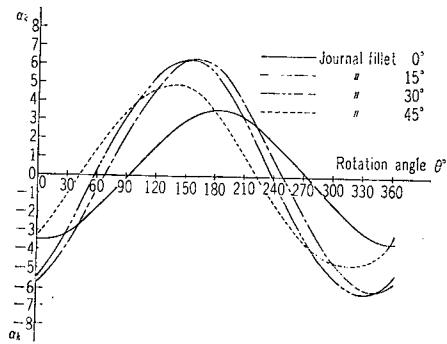


Fig. 4·5 b Stress Concentration Factors against Rotation Angle of Crank(Journal Fillet)

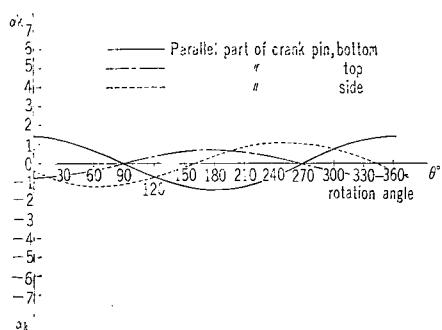


Fig. 4·5 c Stress Concentration Factors against Rotation Angle of Crank (Parallel Part of Pin)

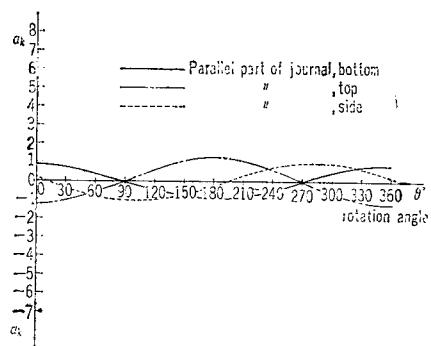


Fig. 4·5 d Stress Concentration Factors against Rotation Angle of Crank (Parallel Part of Journal)

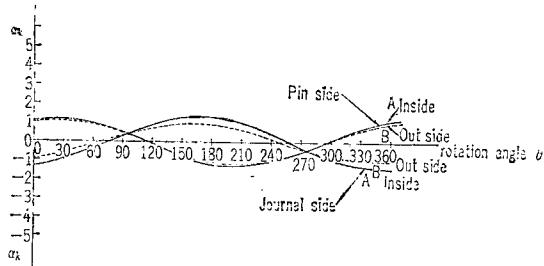


Fig. 4·5 e Stress Concentration Factors against Rotation Angle of Crank(Crank Web)

作用面とクランク平面との作る角の変化に伴なって断面係数が変化するが、ここでは便宜的にクランク平面に直角な座標軸についての値を用いている。

なお、この他に実機のクランクピン・メタルの中心に当るところに集中荷重をかけて偏心集中荷重試験を行なったが、上記の(4·1), (4·2)式のように形状係数を定義すると、ピン中央に集中荷重をかけた場合にはほとんど一致するので、この結果は省略する。

4·1·3 腕開閉量試験

前章に述べた静的応力測定に併行して腕開閉量試験を行なった。

計測はクランク腕の内側のジャーナル軸下縁に相当する位置における腕の開閉量をてこを用いて4倍に拡大し、これをダイアル・ゲージ（最低目盛 1/100 mm）によって測定して行なった。

結果は次のとおりである。

腕開閉量

均一曲げ試験

(曲げモーメント 300 kg/mm のとき) 0.275 mm

集中荷重試験

(集中荷重 5 ton のとき) 0.095 mm

4.2 回転曲げ疲労試験

4.2.1 疲 労 試 験 機

2 t-m 均一曲げ式回転曲げ疲労試験機を用い、1,200~1,300 rpm にて試験を行なった。

4.2.2 試 験 片

模型クランク試験片には、塩基性電気にて精練され、2 t 角形鋼塊に鋳込まれた 0.35% 炭素鋼を用い、ソリッド鍛造により鍛造したのち、Fig. 4.1 の形状（実機クランク軸の 1/3.5、ピンの油穴なし）に機械加工を行なった。

鍛造比は腕、ピン部およびジャーナル部でそれぞれ 26.5, 6.8 である。ピンおよびジャーナルすみ肉部はヘルバイトで正確に成形したのち紙やすりで磨き滑らかに仕上げた。

Table 4.1 は試験片の化学成分、機械的性質 (JIS 4 号試験片による) および熱処理を示す。

Table 4.1 Chemical Compositions, Mechanical Properties and Heat Treatment

Chemical Compositions %	Yield Point kg/mm ²	Tensile Strength kg/mm ²	Elongation %	Reduction of Area %	Brinell Hardness BHN	Bent Test 16°, 180°	Heat Treatment
C:0.35							870°C
Si:0.23							
Mn:0.61	33.5	59.8	28.5	40.5	156	Good	Furnace
P:0.016							Cool
S:0.016							

4.2.3 試験結果

回転曲げ疲労試験の結果を Table 4.2 に示す。

Table 4.2 Results of Bending Fatigue Tests

Specimen No.	Reversal Bending Moment ± kg·m	Stress of Journal kg/mm ²	Stress of Pin Fillet kg/mm ²	Stress of Journal Fillet kg/mm ²	Initiation of Crack × 10 ⁻⁶	No. of Cycle × 10 ⁻⁶	Remarks
A-7	222	4.44	28.3	27.5	2.78	5.13	Broken
A-8	207	4.14	26.4	25.7	3.96	7.56	Broken
A-9	185	3.69	23.5	22.9	10.27	—	No Crack
A-10	200	4.00	25.5	24.8	4.28	9.00	Broken

Table 4・2において、曲げモーメント振幅はピンすみ肉部の応力が最大となるクランクの回転角における値（ジャーナル部の応力×6.38）を、またジャーナル部の応力は曲げモーメントをジャーナルの断面係数で割った値をそれぞれあらわし、この応力は静的測定の項で述べたように、ジャーナルの側面で測定した値に一致する。

Fig. 4・6は試験結果をS-N線図にてあらわす。図より供試模型クランク軸の疲労強度を求めるとき、ピンすみ肉部応力であらわした場合 23.5 kg/mm^2 、ジャーナル部の応力であらわした場合 3.69 kg/mm^2 である。なお、クランク軸の疲労強度はピン部の応力であらわす場合が多いが、今回の供試クランクはピン中心の穴があり、かつ偏心しているため、ピン下部の応力実測値は曲げモーメントを断面係数で割った値と著しく異なるので、ここではジャーナル部の応力をあらわす。

Fig. 4・6を25型ディーゼルのクランク軸の曲げ疲労強度を示したS-N曲線*と比較すると、亀裂発見のS-N曲線の傾斜が著しく大きいことが明らかであり、破壊のS-N曲線は25形ディーゼルのすみ肉半径とピン径の比が0.0375の場合の傾向とほぼ一致している。S-N曲線の傾斜は、一般にすみ肉部の形状係数が大きくなるにつれ急になることが認められる。

Photo. 4・1, 4・2, 4・3はそれぞれ破壊したクランク試験片A7, A8, A10の破面を示す。き裂は

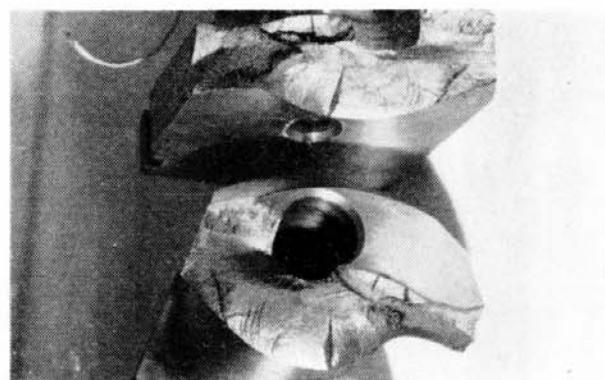
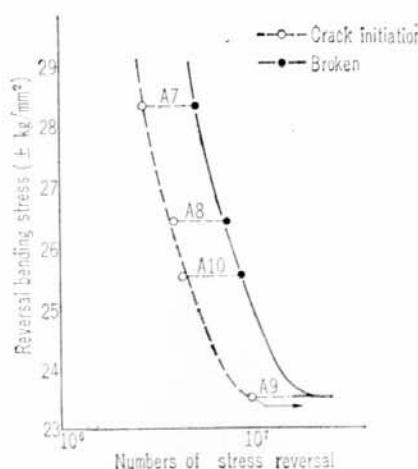


Fig. 4・6 S-N Diagram of the Model Crank Shafts in Terms of Pin Fillet Bending Stress

Photo. 4・1 Fracture of Specimen

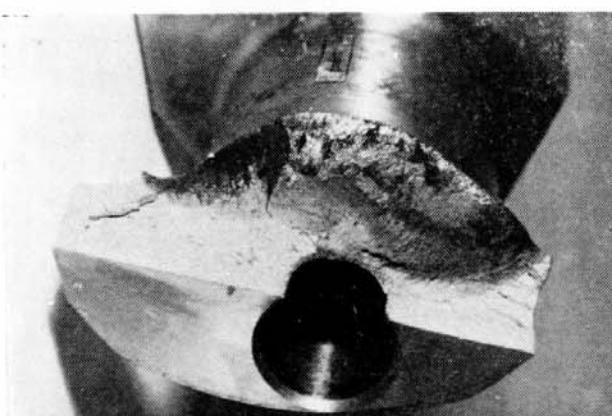


Photo. 4・2 Fracture of Specimen

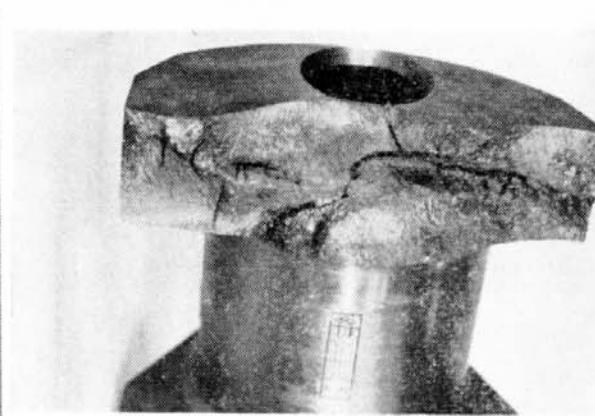


Photo. 4・3 Fracture of Specimen

* 星野、新井 機械学会論文集 28, 191 (昭37-7) 819

最初にピンすみ肉部のピン下より 20° 附近に発生し、すみ肉部にそって長さ $60\sim80\text{ mm}$ に進行したのち、腕内面へ進み破断する。破面はいずれも極めて滑らかであり、破面が摩擦し合ったためフレッティング腐食を受けている。なお、Photo. 4・2 の A8 試験片はき裂の進行状況を確かめるため破断前に試験を中止し、折り曲げて破壊させたものであり、疲労破面と脆性破面が明らかに区別される。

一方、ジャーナル側のすみ肉部にも A8, A9, A10 試験片のいずれもき裂が発生しているが、その発生時期はピン側より $1.5\sim3.0\times10^6$ 回遅れている。

4・3 クランク軸材の小形疲労試験

模型クランク試験素材の曲げ疲労強度を求めるための $10\text{ mm}\phi$ 試験片は、クランク試験片の腕部より鍛延方向と直角に、またジャーナル部より鍛延方向に、それぞれ採取するのが望ましいが、試験片の形状の関係から腕部より試験片採取が不可能であったため、模型クランク軸を鍛造したビレットの頂部に、クランク試験片の腕部およびジャーナル部とまったく同じ形状に鍛造した試料を作り、これから $10\text{ mm}\phi$ 試験片を採取した。

$10\text{ mm}\phi$ 試験片の形状は、平均直径 10 mm 、テーパ $1/30$ 、テーパ部の長さ 50 mm 、すみ肉半径 20 mm 、荷重点より平均直径部までの距離 100 mm であり、片持式の標準形となっている。また、試験片の表面は紙やすりにて磨き、あらさ 0.5 S 程度に仕上げられている。

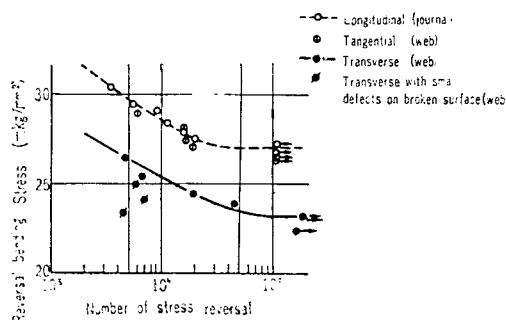


Fig. 4・7 S-N Diagram of $10\text{ mm}\phi$ Specimen

Fig. 4・7 は $10\text{ mm}\phi$ 平滑試験片の S-N 線図を示し、鍛延方向の試験片はジャーナル部から採取されたものと腕およびピン部から採取されたものとがあって鍛造比が異なっているが、疲労強度はほぼ等しく、疲労限度は 27.0 kg/mm^2 である。一方、鍛造方向と直角に腕部から採取された試験片には、破面に小さな非金属介在物が見られたものがあり、これらは時間強度が若干低くなっていた。図より求められるように鍛延方向と直角な試験片の疲れ限度は 23.2 kg/mm^2 である。破面に非金属介在物があらわれたのは、 $10\text{ mm}\phi$ 平滑試験片のみで、クランク試験片にはあらわれていないが、これは平滑試験片の採取位置が鋼塊頂部に近く、非金属介在物の多い部分であったためと考えられる。

4・4 クランク材の曲げ疲労強度とクランク試験片の曲げ疲労強度との関係

クランク試験片の曲げ疲労強度をあらわす方法としては、クランクピンの見掛けの曲げ応力（曲げ

モーメント / ピンの断面係数) による場合と、ピンすみ肉部の曲げ応力 (ピンの見掛けの応力 × 形状係数) による場合とがあり、後者は疲労破壊を生ずる部分の曲げ応力振幅をとっているため、クランク材の曲げ疲労限度と密接な関係がある。

今回の試験においては、クランクピンすみ肉部の曲げ疲れ限度が 23.5 kg/mm^2 であるに対し、腕部より鍛延方向に直角に採取した $10 \text{ mm}\phi$ の平滑試験片の曲げ疲れ限度は 23.2 kg/mm^2 であり、両者はほぼ等しく、鍛造方向に採取した $10 \text{ mm}\phi$ 平滑試験片の曲げ疲れ限度は 27.0 kg/mm^2 であり、クランク試験片より約 16% 大きくなっている。

このような関係は、別報(4-1)に示した 0.3% 炭素鋼製のクランク試験片の場合とまったく同じであり、ピン径 80 mm 程度のクランク試験片の曲げ疲労限度 (ピンすみ肉部) は、腕部より鍛造方向に直角に採取した $10 \text{ mm}\phi$ の平滑試験片の曲げ疲れ限度に等しく、クランク試験片の形状および材料が若干変っても両者の関係は変わらないことがわかる。

第5章 大形模型クランク軸の静的ねじり応力測定 およびねじり疲労試験

5.1 まえがき

クランク軸のねじり疲労強度を明らかにするため、三菱 UEV 30/40 型ディーゼル機関クランク軸を 1/5 に縮尺した模型クランク軸を、曲げ疲労試験用クランク軸と同一の鋼塊から製作し、これを大型疲労試験機によりねじり疲労試験を実施した。なお疲労試験に先立ち、抵抗線ひずみ計を使用して供試クランク軸の各部ねじり応力を実測し、本クランク軸のねじり形状係数を求めた。

5.2 供試模型クランク軸

供試クランク軸は Fig. 5・1 に示すようにクランクピンおよびジャーナルの外径 70 mm で、クランク角度 180° の 2 スロー分とし、両端に試験機に取付けるためのテーハ部を有する。素材は 0.35% 炭素鋼であるが、これは第4章で述べられた曲げ疲労試験用クランク軸と同一鋼塊から製作されたものであり、成分、強度等材料の詳細は既に記述されたとおりである。ただし鍛錬係数はクランク腕部で 33.0、クランクピン部で 8.6 である。断面のサルファープリントおよびマクロ組織を Photo. 5・1 および Photo. 5・2 に示す。

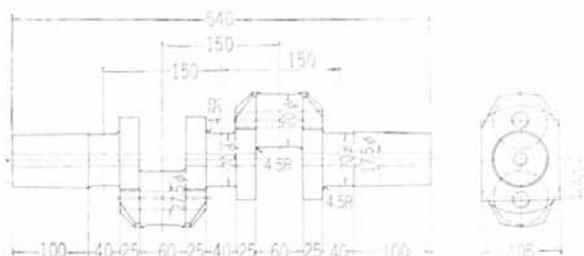


Fig. 5・1 Form of Model Crank Shaft

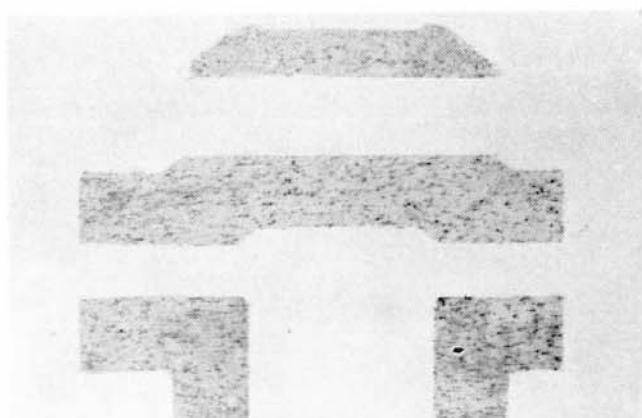


Photo. 5・1 Sulfur Print of Longitudinal Section of a Model Crank Shaft

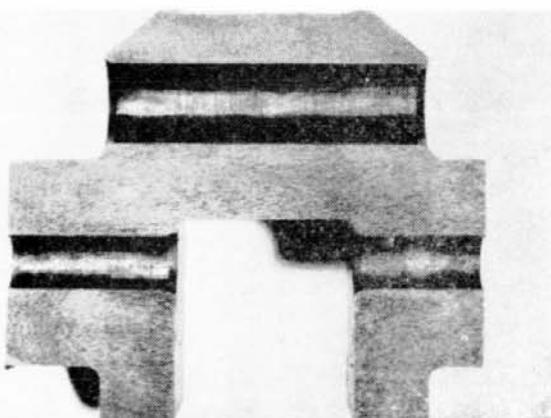


Photo. 5・2 Macrostructure of Longitudinal Section of a Model Crank Shaft

ねじり疲労試験用クラシク軸としては6本準備されたが、そのうち3本はクラシクピン表面に実機と同一縮尺の油穴開口部を有するもので、ねじり疲労強度に特に影響をおよぼす油穴の切欠の試験を行なった。他のものは油穴の加工は行なわず、クラシク自体の形状による強度を求めた。

5.3 静的ねじり応力測定試験

5.3.1 試験方法

静的応力の測定は抵抗線ひずみ計によった。供試クラシク軸の各すみ肉半径は4.5 mmと比較的小ないので、なるべく小形のゲージを使用する必要があり、ゲージ長さ2 mmのポリエチルベース・フォイルゲージ(昭和測器NF-2)を採用した。また測定計器は静的ひずみ測定器(共和電業SN-4J)を使用した。

測定箇所はFig. 5.2に示すようにクラシクピンおよびジャーナルすみ肉部、クラシク腕、クラシクピン表面の油穴開口部周辺の各部である。クラシクピンおよびジャーナルすみ肉部は主応力を求めるために、各測定点に3枚のゲージを3方向に貼った。クラシク腕表面はピンとジャーナルの中心線を含む面に平行な方向に、また油穴周辺のピン表面は軸線と45°の方向にそれぞれゲージを貼った。

応力測定用クラシク軸は疲労試験機に取付け、試験機の平均荷重付加装置により既知ねじりモーメントを加えた。ねじりモーメントは500 m·kgまで加えられ、モーメント上昇時および下降時の各測定点から荷重一ひずみ線図を求めたが、ほとんど直線関係にあった。

5.3.2 測定結果

測定の結果は各測定点毎に形状係数 α_K でしめしたが、それぞれ次の定義によることとした。

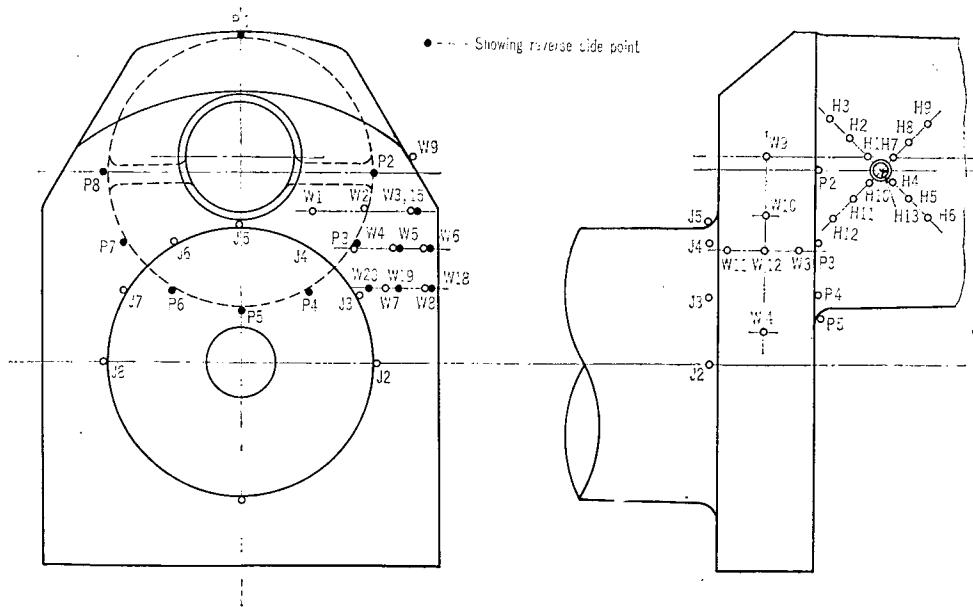


Fig. 5.2 Strain Measuring Points of the Torsional Stress

$$\frac{\text{ピンおよびジャーナルすみ内部の形} \times \text{状係数 } (\alpha_{KP} \alpha_{KJ})}{\frac{3 \text{方向ゲージで求めたせん断応力}}{\text{ねじりモーメント}} + \frac{\text{クランクピン断面係数(ねじり)}}{\text{クランクピン断面係数(ねじり)}}}$$

$$\text{油穴周辺の形状係数 } (\alpha_{kn}) = \frac{45^\circ \text{ 方向測定ひずみ} \times 2G}{\frac{\text{ねじりモーメント}}{\text{クランクピン断面係数(ねじり)}}}$$

$$\text{クランク腕表面の形状係数 } (\alpha_{Kw}) = \frac{\text{測定ひずみ} \times E}{\frac{\text{ねじりモーメント}}{\text{クランク腕断面係数(曲げ)}}}$$

G は $8,300 \text{ kg/mm}^2$, E は $21,000 \text{ kg/mm}^2$ とした。クランクピン断面係数は同心円の中空軸として算出した。油穴周辺のピン表面応力は主応力が軸線と 45° の方向にあるものとして算出したねじりせん断応力である。またクランク腕表面形状係数の基準応力値は、腕がねじりモーメントにより横方向に均一曲げを受けたものとして求めた側面の応力である。

Table 5•1 Results of Measurement of Statical Stress in Torsion, showed by Mean of Stress Concentration Factor

(1) In Fig. 5.4, the Journal Side is twisted Clockwise

(2) In Fig. 5.4, the Journal Side is twisted Anticlockwise

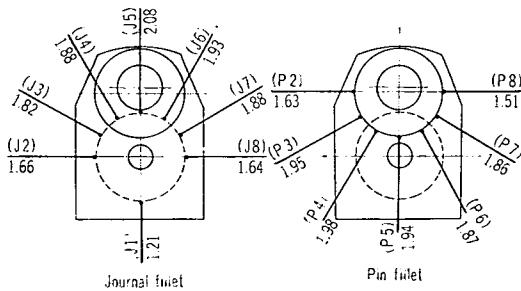


Fig. 5-3 Distribution of Shearing Stress Concentration Factor

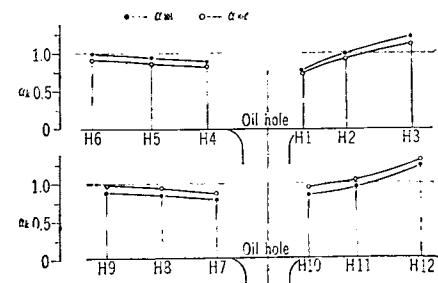


Fig. 5.4 Distribution of Shearing Stress Concentration Factor surround the Oil Hole

各測定値を Table 5・1 および Fig. 5・3, 5・4 に示す。クランクピンおよびジャーナルすみ肉部の応力分布は Fig. 5・3 のようになるがこれは図の手前側を反時計方向にねじった時の状態である。クランクピン側のすみ肉部応力分布は P4 すなわちピン下から 30° 横へ寄った箇所が最高となり $\alpha_{KP}=1.98$ を示す。しかしひん真下および 60° の箇所がそれぞれ 1.94, 1.95 であり、いずれも絶対値としてはあまり変わらない。ねじりの場合、ピン真下のすみ肉部ねじり応力はピン下から 45° 付近の応力に比べて相当小さくなることが一般に知られている。しかし、本クランク軸のようにオーバーラップ量が大きな場合にはこの傾向が明瞭にあらわれないものようである。いづれにせよピン下より横 30°～60° の付近に最高応力集中があることは明らかであり、後述の疲労き裂発生がこれを証明している。またピンすみ肉部で P6, P7, P8 の諸点は反対側の P2, P3, P4 の諸点よりも低目の応力分布となっているが、これはクランク軸のねじりに伴なう曲げ変形の影響と考えられる。

ジャーナルすみ肉部は傾向としてピンすみ肉部とほとんど同程度の応力値を示しているが、ジャーナル上側中央の J5 の点が最も大となり $\alpha_{KJ}=2.08$ が測定された。

油穴開口部周辺のピン表面応力分布を Fig. 5・4 に示す。ねじりの方向により測定値の異なるのは、ねじりに伴なうクランク軸の曲げ変形の影響と思われる。穴に近接した部分の応力はクランクピンを中空軸として算出した理論応力値よりも僅かに低く、しかも油穴に近付くに従って低下する傾向にある。これはピン表面に直角穴が存在することにより、さらに開口部にアールが付けられているために付近の応力が緩和されるためであろう。穴の切欠により応力集中を起しているのは穴に極く近接したアール部表面および穴の内側側面と推定されるが、前者は抵抗線ひずみ計で捉え得なかった。穴の内側側面に貼ったゲージの H13 は $\alpha_{Kh}=1.7$ をしめしたが、これは測定ひずみ $\times E/2$ としたものであり、ある程度の測定誤差が含まれているものと考える。

クランク腕表面応力はねじりにより引張りを受ける側が圧縮を受ける側よりも約 10% 高くなる。腕側面の応力の絶対値はピンすみ肉部応力の約 60% 程度である。腕の測定点のうち肩部に貼ったゲージ W9 は $\alpha_{Kw}=0.95$ で最高応力を示しているが、この部分の応力は肩落しの程度に関連して変わるものと思われる。

5・4 ねじり疲労試験

5・4・1 試験方法

前述の模型クランク軸について、最大容量 $\pm 1,000 \text{ m}\cdot\text{kg}$ の大形ねじり疲労試験機 Torsator 3000 によりねじり疲労試験を実施した。試験機の繰返し速度は毎分約 2,000 回で、クランク軸は特に冷却は行なわず空気中で両振り荷重を与えた。試験応力はねじりモーメントとクランクピン断面係数から求めたピンの公称ねじりせん断応力値であらわした。試験は小数の試験片により S-N 曲線をかかせ、疲労限度を推定する方式によった。また供試クランク軸の握み部から軸に平行に小形試験片を採取し、4 m·kg シエンクねじり疲労試験機により毎分 2,800 回でねじり疲労強度を求めた。

5・4・2 試験結果および考察

ピン表面に油穴開口部を有するものと、油穴を付けぬものの 2 系列の試験が行なわれた。試験結果の一覧を Table 5・2 にまた S-N 曲線を Fig. 5・5 に示す。S-N 曲線にはき裂発生点と破断の点を

Table 5-2 Results of Torsional Fatigue Tests

	Reversal Torque ±m·kg	Reversal Stress ±kg/mm ²	No. of Cycles to First Crack N_1	No. of Cycles to Failure N_2	Stress on Pin Fillet kg/mm ²	
A 4	622	9.5	2.9×10^6	6.2×10^6	18.8	Without Oil Hole Large Crack through Pin and Web
A 2	572	8.7	1.01×10^7	1.81×10^7	17.2	Without Oil Hole Fractured through Web
A 3	558	8.4	—	2.0×10^7	16.6	Without Oil Hole No Crack
A 3'	673	10.3	1.3×10^6	3.1×10^6	20.4	Without Oil Hole Large Crack through Pin and Web
A 1	525	8.0	6.9×10^6	1.92×10^7	—	With Oil Hole Large Crack through Oil Hole
A 5	552	8.4	5.3×10^6	1.31×10^7	—	With Oil Hole Large Crack through Oil Hole
A 6	604	9.2	1.3×10^6	7.6×10^6	—	With Oil Hole Large Crack through Oil Hole

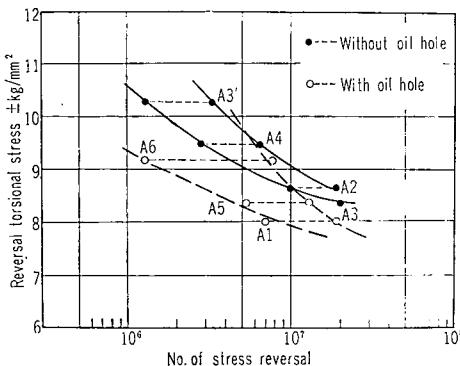
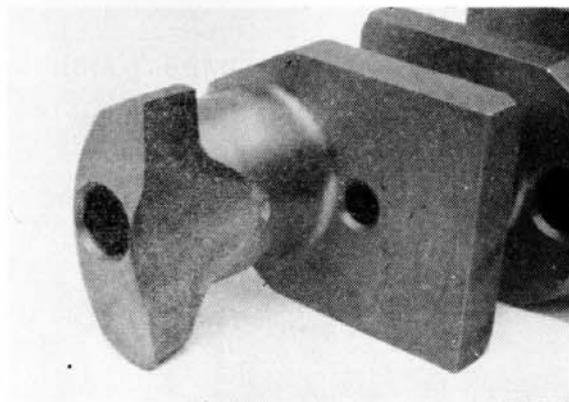


Fig. 5-5 S-N Diagram of the Model Crank Shafts in Terms of Nominal Shearing Stress for Crank Pin

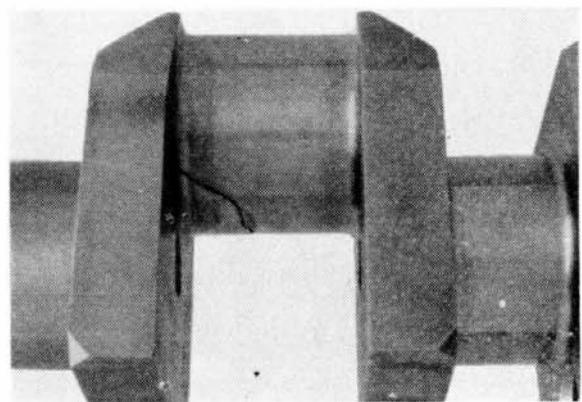
記載したが、き裂発生点とは試験中のクランク軸を連続観察して、可視き裂(0.5~2 mm)を発見した時の繰返し数の点であり、破断点は大き裂により試験続行が不可能となった時である。

まず油穴を有しない場合であるが、A 2, A 3, A 3', A 4 がこれに相当する。Fig. 5-5 中の A 3 は 8.4 kg/mm^2 で 2×10^7 回まで試験続行したがき裂発生を認めなかつたもので、荷重を上げ 10.3 kg/mm^2 で A 3' として再試験したものである。S-N 曲線の結果から本クランク軸の油穴を有しない場合のねじり疲労限度は、クランクピン部の公称ねじりせん断応力で 8.4 kg/mm^2 と推定される。

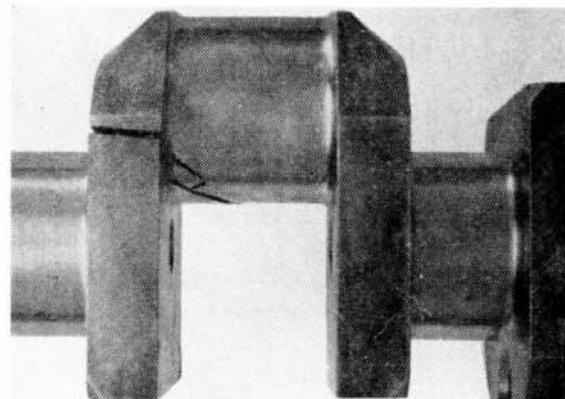
試験中に最初にき裂の発生するのはクランクピンすみ肉部のピン真下から横 $30^\circ \sim 60^\circ$ の付近で、引続きピン真下のすみ肉部およびジャーナルすみ肉部のピン油抜き穴に近い箇所に発生する。さらにこれらの部分には繰返し数が増加するに従って 45° 方向微小き裂、あるいはクロスマーカー状微小き裂が相次いで発生分布する。これらのうちのいづれかが大きく進展して破断き裂になるが、必ずしも最初に発生したき裂が破断き裂に進展するとは限らない。



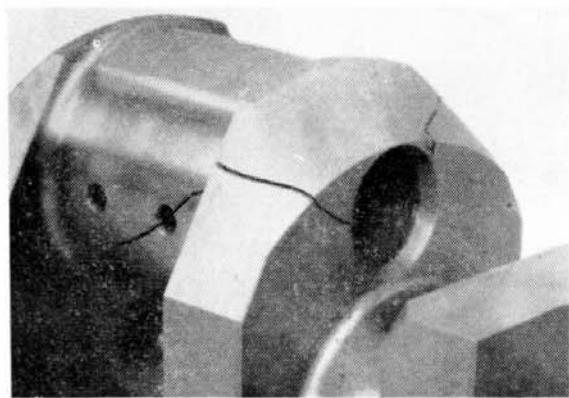
A 2 Model



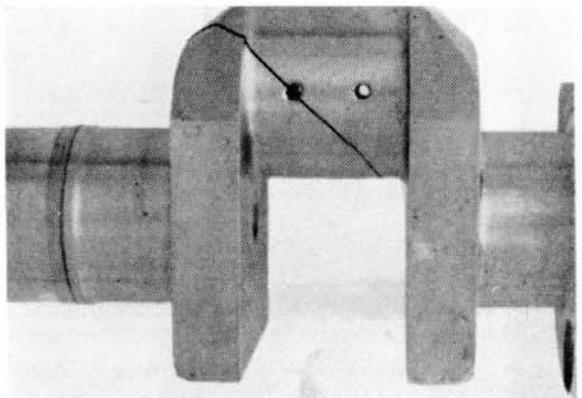
A 3' Model



A 4 Model



A 5 Model



A 6 Model

Photo. 5・3 Fracture of Model Crank Shafts

各クランク軸のき裂および破断状態を Photo. 5・3 でしめす。軸を破断させるき裂はピンすみ肉部から一方はピン下側へ斜に進展し、他方は腕の方向に進展する。A3' および A4 は腕へ伸びたき裂が一部ジャーナルすみ肉部をとおり、ピンの油抜き穴におよんでいる。また A2 はピンおよびジャーナルの一部を含んで腕が完全に破断したが、これは曲げ疲労による破壊と一見非常に類似している。特に破断き裂の発生位置は曲げもねじりも大体一致しており、このことは実機のクランク軸の疲労現象の検討上注意を要する点である。

次にクランクピン表面に油穴開口部を有するもの 3 例について試験した。この場合は最初にき裂の

発生する箇所、すなわち応力集中度の最も高い箇所はすみ肉部ではなく油穴開口部である。しかも表面のアール部と穴の平行部の交点付近、あるいはそれより若干穴の内側に寄った箇所からき裂が出発する。これは穴に対してそれぞれ 45° 方向に対称に発生するが、特に油穴から腕肩部の方向に進展するき裂が大となる傾向をしめす。従って破断き裂もこの方向となる。

Fig. 5・5 の S-N 曲線から油穴の無い場合よりも疲労強度が低下することが明らかであり、しかも油穴からのき裂発生時期は比較的早期で、き裂発生から破断までの繰返し数が遙かに多くなっている。推定疲労限度は 7.5 kg/mm^2 あるいはそれ以下である。油穴の切欠効果を小さくする方策として開口部の形状を適当に変更することが考えられるが、実際のき裂は油穴開口部に近い穴内面から発生するので、あまり多くは期待し得ぬであろう。むしろ穴径を小さくすることが最も容易な切欠軽減策である。

供試クランク軸の握み部の中心より半径 23 mm の箇所より、軸に平行に切出した平行部外径 7 mm の小形平滑軸のねじり疲労試験を行なったが、Fig. 5・6 の点線で示す S-N 曲線から、疲労限度は 16.8 kg/mm^2 と推定される。

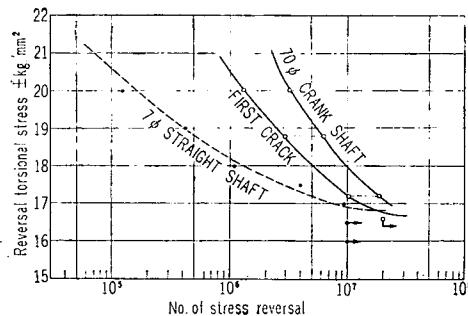


Fig. 5・6 S-N Diagram of the Small Straight Specimens
(7ϕ Shaft cutted from the Crank Shaft) and
the Model Crank Shaft in Terms of Pin Fillet
Shearing Stress

油穴のないクランク軸において、これのピンすみ肉部の形状係数 α_{KP} と各試験応力を乗ずることにより、各試験時のピンすみ肉部の実際の応力を求め、これで S-N 曲線を描かせると Fig. 5・6 のようになる。この場合の疲労限度は 16.7 kg/mm^2 前後となり、前述の 7 mm 小形平滑軸の疲労強度とほとんど一致する。このことは同一材の小形平滑軸のねじり疲労強度から、形状係数既知のクランク軸のねじり疲労強度を推定する可能性に対して有効な手がかりになることを示している。しかし他のねじり疲労試験例*によれば、この両者の疲労限度は近い値にはなるが、本試験の場合のようなほとんど完全な一致は得られていない。したがって、小形平滑軸の結果から大形材切欠部の疲労強度を推定する方式を確立するためには、なお多くの試験に基づき、小形平滑軸と大形切欠材の寸法比、応力勾配、切欠部の材質的問題、小形材と大形材のき裂進展性等の諸要素がどのような影響をおよぼすか明らかにさせる必要があろう。

* 大江、植田 機械学会講演会別刷 No. 32, 1960-11

5・5 結 論

- (1) 三菱 UEV 30/40 ディーゼル機関クランク軸の 1/5 縮尺模型の応力計測の結果、クランクピンすみ肉部のねじり形状係数は 1.98 となった。
- (2) ねじり荷重を受けるクランク軸のクランクピン下側すみ肉部にあらわれるハート形の応力分布は、本クランク軸のようにピンとジャーナルのオーバーラップ量が大になると、明瞭にあらわれなくなる。しかし、ピン下側から横に $30^\circ \sim 60^\circ$ 寄ったすみ肉部に最大の応力集中があることは確かである。
- (3) 供試模型クランク軸のねじり疲労試験の結果、ピン表面に油穴のない場合は、ピン下側から $30^\circ \sim 60^\circ$ 横へ寄ったすみ肉部が最弱点となり、ねじり疲労限度はピン公称ねじりせん断応力で 8.4 kg/mm^2 となる。一方油穴を有する場合は油穴開口部が最弱点となり、ねじり疲労限度は 7.5 kg/mm^2 となる。
- (4) 油穴のないクランク軸に関し、クランクピンすみ肉部の応力で表現したねじり疲労限度は 16.7 kg/mm^2 となり、同クランク軸の軸方向から切出された外径 7 mm の小形平滑軸のねじり疲労限度とほとんど一致した。

第6章 成 果 の 概 要

各章に述べた試験結果を要約しつぎに列記する。

6.1 三次元光弾性試験

船舶用のディーゼル機関を直列型配置と非直列型配置（V型、W型など）とに大別し、直列型機関のクランク軸は規則に定められている寸法を、非直列型機関のクランク軸は三菱 6UEV 30/40 型ディーゼル機関を、それぞれ基準形状とし、ピンの長さ、腕の厚さおよび幅、すみ肉半径、オーバラップ、えぐり込みの深さなどをそれぞれ変化させたピン径 28 mm のエポキシ樹脂製のクランク軸模型 50個を作り、これについて三次元光弾性試験を行ない、クランク各部の形状と形状係数の関係、すみ内部の応力勾配、荷重方法の影響などについて検討した。

6.1.1 形 状 係 数

クランク軸各部の寸法と形状係数の関係は、直列型と非直列型についてそれぞれつぎの算式で近似値を求めることができる。

クランク各部に均一な曲げモーメントが作用する場合:

$$\alpha_K = K \cdot f_{1(\omega)} \cdot f_{2(h)} \cdot f_{3(b)} \cdot f_{4(r)} \cdot f_{5(s)} \cdot f_{6(\delta)}$$

直列型機関のクランク軸

$$K=5.00$$

$$\begin{aligned} f_{1(\omega)} &= 2.02 - 1.55 l & 0.6 < l = L/D < 0.9 \\ f_{2(h)} &= 3.30 - 4.20 h & 0.3 < h = H/D < 0.6 \\ f_{3(b)} &= 1.50 - 0.38 b & 1.2 < b = B/D < 1.6 \\ f_{4(r)} &= \frac{0.170}{r^{0.67}} & 0.03 < r = R/D < 0.10 \\ f_{5(s)} &= 1.02 - 0.22 s - 0.47 s^2 & -0.6 < s = S/D < 0.6 \end{aligned}$$

非直列型機関のクランク軸

$$K=6.6$$

$$\begin{aligned} f_{1(\omega)} &= 0.64 + 0.42 l & 0.6 < l = L/D < 0.9 \\ f_{2(h)} &= 1.80 - 2.27 h & 0.3 < h = H/D < 0.6 \\ f_{3(b)} &= 1.75 - 0.50 b & 1.2 < b = B/D < 1.7 \\ f_{4(r)} &= \frac{0.188}{r^{0.62}} & 0.03 < r = R/D < 0.10 \\ f_{5(s)} &= 1.38 - 1.13 s - 1.19 s^2 + 1.61 s^3 & -0.6 < s = S/D < 0.6 \\ f_{6(\delta)} &= 1.00 + 0.228 \delta & 0 \leq \delta = A/R < 1.0 \end{aligned}$$

ここに、

D : クランクピン径 mm

L : クランクピンの長さ mm

H :	クランク腕の厚さ	mm
B :	クランク腕の幅	mm
R :	すみ肉半径	mm
s :	オーバラップ	mm
d :	えぐり込みの深さ	mm
α_K :	形状係数	$=\sigma_{max}/\sigma_0$
σ_{max} :	すみ肉部の最大応力	kg/mm ²
σ_0 :	曲げモーメント/ピンの断面係数	

上に示した形状係数の近似式は約10%の標準偏析を有する。

6・1・2 すみ肉部の応力勾配

クランク軸のすみ肉部における深さ方向の応力勾配は、平滑な丸棒に比して極めて急峻であり、表面の応力が同一な場合、クランク軸すみ肉の表層部の応力勾配はピン径の1/20～1/40の直徑を有する小型の丸棒と等しいことがわかった。また、応力勾配と、形状係数の大小とには直接的な関係は認められず(Fig. 2・3)、すみ肉半径との間に相関が認められる。

6・1・3 荷重方法の影響

ピン部に集中荷重を加えた場合、腕厚さの中央における曲げモーメントをピンの断面係数で割った値を呼称応力にとった形状係数は均一曲げ荷重の形状係数に近い値となり、直列型機関のクランク軸では若干の差があるが、非直列型機関のクランク軸についてはほぼ等しい値を示すことがわかった。

ジャーナルの中心に軸示向の力を加えた場合、ピンすみ肉部にはジャーナルすみ肉部の2～3倍の応力が生ずる。

6・2 実体クランク軸に関する試験

三菱 6 UEV 30/40 型 2 サイクルディーゼル機関のクランク軸について、材料試験、シリンド内に静的な油圧を加えた状態でクランク軸各部の応力を計測した静的応力測定試験、および運転中のクランク軸の動的応力測定試験を行なった。

6・2・1 材料試験

6 UEV 30/40 型機関のクランク軸を製作した鋼塊(真空鋳造)の頂部に、実体クランクと同じ形状に鍛造した部分を作り、この部分について、偏析の分布状態を調査し、機械的性質および疲労強度を求めた。

鋼材にはかなり明瞭に硫化物偏析があらわれたが、その部分の機械的性質および疲労強度には異状が認められず材質的にはまったく異状のないことが確認された。

6・2・2 実験機による静荷重試験

6 UEV 30/40 型機関のシリンドに運転時の爆発圧力に相当する油圧を加え、任意のクランク角におけるクランク軸各部の応力を測定した。

クランク軸すみ肉部の最大応力はピン、ジャーナルに中心孔があるため、いずれのすみ肉部においても、ピン平面より約30°の位置に生じ、それぞれ+8.3 kg/mm²および-10.4 kg/mm²であった。

6・2・3 実験機による動的応力測定試験

6 UEV 30/40 型機関のクラシク軸に抵抗線ひずみ計を取付け、ピンおよびジャーナルの中心穴を通して軸端までリード線を導き、軸端部のスリップリングにて機外に取出し、動的応力測定を行なった。

計測された応力波形は静荷重試験のものとほぼ一致し、ピンすみ肉部では片振り引張り、ジャーナルすみ肉部では片振り圧縮に近い波形が得られた。

また、ピンすみ肉部真下の応力全振幅は 7.3 kg/mm^2 、ジャーナルすみ肉部真上の応力全振幅は 6.0 kg/mm^2 であって、それぞれ静荷重試験の 1.22 倍および 1.30 倍であることから考え、運転時ににおけるピンおよびジャーナルすみ肉部の最大応力振幅（約 $\pm 30^\circ$ 傾いた部分の応力）はそれぞれ 10.1 kg/mm^2 および 13.5 kg/mm^2 と推定される。

6・3 大型模型クラシク軸の静的曲げ応力測定および回転曲げ疲労試験

6 UEV 30/40 型の実体クラシク軸と同種の材料にてピン直径 80 mm の 1 スローの縮尺模型クラシク軸を作り、これについて抵抗線ひずみ計による静的応力測定、ならびに回転曲げ疲労試験を行なった。

6・3・1 静定曲げ応力測定試験

抵抗線ひずみゲージにより均一曲げおよび集中荷重におけるクラシク軸各部の応力測定を行ない形状係数を求めた。

模型クラシク軸について求めた均一曲げの形状係数は、腕厚さの中央における曲げモーメントをピンの断面係数で割った値を基準にとった集中荷重の形状係数とほぼ完全に一致し、ピンおよびジャーナルのすみ肉部における最大応力はピンドおよびジャーナル上より 15° の位置に生じそれぞれの形状係数は 6.2 および 5.8 であった。

6・3・2 回転曲げ疲労試験

2 t-m 均一曲げ疲労試験機を用い、4 個の模型クラシク軸について回転曲げ疲労試験を行ない、曲げ疲労限を求めるとともに、模型クラシクより採取した $10 \text{ mm}\phi$ の小型試験片についても曲げ疲労限を求めた。

クラシク軸の曲げ疲労限は、ピンすみ肉部の応力振幅であらわすと $\pm 23.5 \text{ kg/mm}^2$ （ピン部の見掛けの応力では $\pm 3.8 \text{ kg/mm}^2$ ）であり、模型クラシク軸の腕部から鍛延方向と直角に採取した小型試験片の曲げ疲労限 $\pm 23.2 \text{ kg/mm}^2$ とほぼ同じ値であった。

6・4 大型模型クラシク軸の静的ねじり応力測定およびねじり疲労試験

曲げ疲労試験片とまったく同一な材料にてピン径 70 mm の 2 スロークラシク縮尺模型を作り、これについて抵抗線ひずみゲージによる静的応力測定を行なうとともに、両振りねじり疲労試験を行なった。なお、試験片のうち 3 本はピン部に油穴を有しないが他の 3 本は実機の縮尺形状の油穴開口部をもっている。

6・4・1 静的ねじり応力測定試験

抵抗線ひずみゲージによる応力測定は、ピンおよびジャーナルのすみ肉部について行なうとともに、油穴開口部についても実施した。

ピン部の見掛けのねじり応力を基準としたピンおよびジャーナルすみ内部の形状係数は、それぞれ 1.98 および 2.08 であり、油穴開口部周縁における形状係数は 1 よりも小であった。

6・4・2 両振りねじり疲労試験

1 t·m アムスラートルセータを用い、6 本の模型クラシク軸についてねじり疲労試験を行なうとともに、模型クラシク軸のジャーナル端部から採取した $7 \text{ mm}\phi$ 試験片についてもねじり疲労試験を行なった。

油穴のない模型クラシク試験片のすみ肉部の応力振幅であらわしたねじり疲労限は $\pm 16.7 \text{ kg/mm}^2$ (ピンの見掛けの応力では $\pm 8.4 \text{ kg/mm}^2$) であり、 $7 \text{ mm}\phi$ の小型試験片のねじり疲労限 $\pm 16.8 \text{ kg/mm}^2$ とほぼ同じ値であった。

油穴を有する模型クラシク軸の疲労破壊は油穴より発生し、ピンの見掛けの応力であらわした疲労限は油穴のないものよりも低く $\pm 7.5 \text{ kg/mm}^2$ である。

6・5 今後の問題点

今回の実験研究は、種々な有益な成果をあげることができたが、クラシク軸の強度をさらに深く知るためにには、次の諸点が今後の問題として残されている。

(1) 統一形状係数算定式の制定

今回は、直列型と非直列型に分けて算定式を制定したが、これは、将来さらに研究を進めれば当然統一式を与える筈である。

(2) 実機における運転中の応力測定

今回は、ある特定の 1 機種について測定を行ない、その十分な安全性を確認するとともに、静的応力測定結果の関連を求めることができたが、今後より広い範囲の多くの機関について応力測定を行なわなければならない。

(3) 形状係数と切欠係数の関係

今回若干の示さが得られたが、さらに研究の要がある。また、寸法効果についても調査の要がある。

(4) 合理的なクラシク軸寸法の算定式の制定

本研究では、軸の計算式については触れなかったが、多くの実験研究の成果として、合理的な算定式を制定することは最も重要な問題である。

(5) 合理的な材料試験法および判定規準の制定

クラシク軸の中で最も応力レベルの高いのは、ピンおよびジャーナルのすみ肉部であり、実際にもこの部分に損傷を発生する。従って材料試験は、この部分の材質の良否を判定しうるような適切な工夫がなされなければならない。このような合理的な材料試験法および判定規準については、さらに研究の必要があろう。

昭和39年11月25日 印刷
昭和39年11月30日 発行

日本造船研究協会報告 第41号

発行人 菅 四 郎
発行所 社団法人日本造船研究協会
東京都港区芝琴平町35
船舶振興ビル8階
電話 (502) 2371~80
内線 (421~426)

印刷所 (有) 啓文堂 松本印刷
東京都新宿区東五軒町26
電話 (260) 2807