型打鍛造クランク軸の疲れ限度*

福井義典** 米沢純一**

A Study on the Fatigue Limit of Die Forged Crankshafts

By Yoshinori Fukui, Junichi Yonezawa

A study has been made on the fatigue limit of die forged crankshafts with 100 mm and 150 mm in journal diameter. It is found that the crankshaft shaped by die forging method has higher fatigue limit than those of the conventional forged ones, especially when the higher hardness layer than of their inner part is given on their outer layer by heat treatment. The required depth of this high hardness outer layer is estimated more than $0.2 \cdot R_f$ to increase fifty per cent in fatigue limit, where R_f is fillet radius.

In the last part, a proposal for the estimation method of the fatigue limit of solid type forged steel crankshafts has been made based on our whole fatigue test results obtained on the actual sized crankshaft specimens with various dimensions and shaped by various methods.

1. はじめに

型打鍛造クランク軸は大量生産に適する、成形精度が良い、品質管理が行いやすいなどの利点があるため、古くから小形機関用クランク軸に広く用いられていた。最近、中形機関に使われる軸径 180 mm 程度のクランク軸にも型打鍛造品が使われるようになった。型打鍛造クランク軸には上述のような長所がある反面、ピン直下フィレット部付近が型割面になるため、型割部に生じるばりによってクランク軸の品質的安定性が低下することが懸念される。この傾向はクランク軸が大形化する程著しくなる。したがって、ジャーナル径 100 mm および 150 mm の中大形型打鍛造クランク軸を用いて曲げ疲れ試験を行った。あわせて、本研究を行うことにより、小形から大形に至る一体形クランク軸の曲げ疲れ限度の測定が行われたことになるので、これらの測定値をもとに一体形クランク軸の曲げ疲れ限度推定式の作成を試みた。

2. 共振形平面曲げ疲れ試験機

軸径 700~800 mm の大形クランク軸の実体疲れ試験用としてすでにジャーナル延長方式による共振形平面曲げ疲れ試験機を製作し、大形クランク軸の疲れ試験に供してきた。今回対象にした軸径 110~150 mm 程度の小形クランク軸の場合、回転曲げ方式の疲れ試験機によ

て疲れ試験を行うことも可能である。しかし、回転曲げ方式によった場合、振動の関係で運転速度を 300~500 rpm 以上に高めることは難しいと予想されたこと、および大形クランク軸用共振形疲れ試験機を使用するには容量的に不適と考えられたことなどの理由で、写真 1 に示す小形クランク軸の疲れ試験に適すると思われる共振形曲げ疲れ試験機を新たに製作した。その構造の概要および振動系モデルを図 1 および図 2 に示す。

この疲れ試験機はジャーナル延長形の大形クランク軸用のものに比べて次の特長がある。

- 1) 試験片はジャーナルを長く延長する必要がないため、クランク軸から切り出されたスロー部から直ちに試験片を製作することができる。
- 2) つり合いおもりが試験片に対して対称的に 4 個取

写真 1 平板焼ばめ形中形準共振形平面曲げ疲れ試験機

* 原稿受付 昭和 56 年 7 月 3 日

昭和 55 年春季学術講演(昭和 55 年 5 月 28 日)

** 正会員 (株)神戸製鋼所(尼崎市道意町 6-32)

図1 平板焼ばめ形平面曲げ共振形疲れ試験機

図2 平板焼ばめ形平面曲げ共振形疲れ試験機の振動系モデル

4) 制御方式：荷重一定制御方式

3. 疲れ試験

3.1 クランク軸試験片 図3に本研究に用いられた6 KL形および6 M形クランク軸試験片の形状を示す。6 KL形はジャーナル径110 mmの中形型打鍛造クランク軸であり、6 M形はジャーナル径150 mmの大形型打鍛造クランク軸である。6 M形クランク軸試験片のうち、6 M-1形は通常の製作工程に準じ、

型打鍛造 ⇒ 熱処理 ⇒ 機械加工

の工程で製作された。これに対し6 M-2形は

型打鍛造 ⇒ 荒削り ⇒ 熱処理 ⇒ 機械仕上

の工程によって製作され、型打鍛造後一旦軸部表面を片面3 mm残しの状態で荒削りした後熱処理が行われ、熱処理効果がフィレット部に充分及ぶようにしたものである。図4に6 KL形クランク軸試験片の両ジャーナルに振動板が焼ばめられた後の形状を示す。

3.2 疲れ試験法 疲れ限度はクランク軸試験片2個を用いて求められた。疲れ試験法はある応力水準で約 10^7 回運転された後、 20 kg/mm^2 応力振幅を高める応力階差法によって行われた。疲れ試験の基準応力はピン平行部中央部内側応力 σ_I とし、疲れ限度は実験に先立って測定された基準応力 σ_I に対するフィレット部の最大応力 $\sigma_{f \max}$ との比 $\alpha (= \sigma_{f \max} / \sigma_I)$ は不変と考え、2個のクラ

付けられており、運転中試験片に曲げ応力以外の付加的応力が生じにくい。

3) 2,000 rpmを越える高速で運転することができる。

4) 運転中騒音が小さい。

試験機の主要諸元は以下の通りである。

1) 電動機：DC 11 kW, 1,750 rpm

2) 加振力：1,200 kg ただし 2,100 rpmにおいて

3) 回転数：1,800～2,300 rpm

図3 型打鍛造クランク軸試験片の形状

クランク軸試験片の破断前段階の基準応力のうち、小さい方の基準応力に α を乗じた値とした。破断はフィレット部に生じた疲れき裂が進展してアーム内側平面に達した時期とした。

3.3 疲れ試験結果 表1に6KL形および6M形両クランク軸試験片の化学成分、機械的性質および疲れ試験結果を示す。

試験片No.1, No.2 および No.4, No.5 はS43C製ク

図4 振動板焼ばめ後の6KL形クランク軸試験片の形状

ランク軸に標準の焼ならしー焼もどし(NT)処理および焼入ー焼もどし(QT)処理が行われたものである。疲れ限度比を比べるとNTおよびQT処理間の差は小さく、いずれも0.430~0.459で高い疲れ限度比を示した。No.8およびNo.9試験片はCr-Mo鋼で作られ、NTおよびQT処理がなされたものであるが、この場合もNTおよびQT処理間の違いは小さく、疲れ限度比は0.500~0.502で同様高い疲れ限度比を示した。NTおよびQT処理間で疲れ限度比に違いがほとんどみられなかったことは、クランク軸試験片が小形であったことによると思

表1 6KLおよび6M形型打鍛造クランク軸試験片の諸性質および疲れ試験結果

No.	クランク 軸 形 式	鋼 種	化学成分 %					熱処理	機 械 的 性 質					疲れ限度 σ_{wb} kg/mm ²	疲れ限度比 σ_{wb}/σ_B
			C	Si	Mn	Cr	Mo		降 伏 点 kg/mm ²	引 っ 張 り 強 さ σ_B kg/mm ²	伸 び %	絞 り %	衝 撃 値 (2mmV) kg-m/cm ²		
1	6KL	S43C	0.41	0.26	0.77	—	—	NT ^{*1)}	36.4	66.3	32	55	4.7	29.0	0.437
2	"	"	"	"	"	—	—	QT ^{*2)}	52.0	80.6	26	62	5.2	37.0	0.459
3	"	"	"	"	"	—	—	QT ^{*3)}	63.5	84.8	24	67	3.7	39.5	0.476
4	6 M	S43C	0.43	0.28	0.75	—	—	NT ^{*1)}	34.3	63.9	27	49	3.8	27.5	0.430
5	"	"	"	"	"	—	—	QT ^{*2)}	54.0	80.6	22	55	4.1	35.0	0.434
6	"	"	"	"	"	—	—	QT ^{*3)}	69.1	83.2	24	65	4.5	44.5	0.535
7	"	"	"	"	"	—	—	QT ^{*4)}	140.9	159.0	10	41	1.3	64.5 以上	0.406 以上
8	"	SCM3	0.37	0.27	0.75	1.07	0.25	NT ^{*5)}	42.9	70.7	26	53	3.6	35.5	0.502
9	"	"	"	"	"	"	"	QT ^{*6)}	67.8	85.0	22	59	4.9	42.5	0.500

注 *¹⁾ 850℃AC—500℃AC *³⁾ 850℃OQ—450℃AC *⁵⁾ 850℃AC—640℃AC
*²⁾ 850℃OQ—500℃AC *⁴⁾ 850℃OQ—270℃AC *⁶⁾ 850℃OQ—640℃AC

われる。

一体形クランク軸の疲れ限度と平滑丸棒試験片の疲れ限度の間には密接な関係があるといわれている。いま西島¹⁾が19~22mm直径平滑丸棒試験片による疲れ試験結果をもとに提案した式(1)

$$\begin{aligned}\sigma_{Wb10} &= 2.27 \cdot H_V^{0.95} & \text{N/mm}^2 \\ &= 0.232 \cdot H_V^{0.95} & \text{kg/mm}^2\end{aligned}\quad (1)$$

ここで、 σ_{Wb10} : 10mm直径試験片の回転曲げ疲れ限度

H_V : ビッカースかたさ

および図5に示すかたさ分布において、表面かたさに着目してNo.8およびNo.9試験片の疲れ限度を求め実測値と比べると、No.8およびNo.9試験片の疲れ限度は37.1 kg/mm²および43.7 kg/mm²となり、実測値35.5 kg/mm²および42.5 kg/mm²とほぼ合致する。

図5 NTおよびQT処理されたSCM3製6M形クランク軸試験片のフィレット部の内部かたさ分布

クランク軸のフィレット表面部は著しい応力集中を示し、応力は表面から内部に移るにつれて急速に低下する。ピン直下フィレット部のこの応力こう配 χ の光弾性実験による測定例を図6および式(2)に示す²⁾。

$$\chi = 1/0.610 \cdot R_4 \quad (2)$$

ここで、 R_4 : フィレット半径

この結果クランク軸の強化に必要なフィレット部の硬化深さ h は図7から式(3)であらわされる。

$$h = 0.610 \cdot R_4 \cdot (H_{VR} - H_{Vi}) / H_{VR} \quad (3)$$

ここで、 H_{VR} : 外周硬化層の必要最低かたさ

H_{Vi} : 内部母材のかたさ

R_4 : フィレット半径

疲れ限度を50%高めるため $H_{VR} = 1.5 \cdot H_{Vi}$ とすると、

図6 クランク軸に曲げ荷重が加えられたときのフィレット内部の曲げ応力分布

図7 フィレット部の応力こう配とクランク軸の強化に必要なフィレット部の硬化層の深さの関係

式(4)に示すごとく、フィレット表面のごく薄い層が強化されておればよい。

$$h = 0.610 \cdot (1/3) \cdot R_4 \div 0.2 \cdot R_4 \quad (4)$$

この考えに基づくと炭素鋼のように焼入れ性の低い材料を用いても、表面かたさを高めることにより強力なクランク軸を作ることができる。試験片No.3、No.6およびNo.7は焼もどし温度を450℃および270℃に低め内外部にかたさ変化を与えたものである。焼もどし温度450℃は青熱脆性域に入るため、一般にこの温度域で焼もどし処理されることはないが、500℃焼もどしに比べて外周部の強度を高めることができる。270℃で焼もどし処理された試験片No.7は焼もどし温度を著しく低めて表面かたさを高め、更に削り代を少なくして表面かたさの低下を少なくし、強化効果をより大きくするため6M-2形試験片が用いられた。

No.6およびNo.7試験片のフィレット部45°方向の内部かたさ分布を図8に示す。硬化深さは式(4)に示す

図8 焼もどし温度が低められたときのS43C製6M形クランク軸試験片のフィレット部の内部かたさ分布

0.2・ R_f , ただし R_f : フィレット半径(=7mm), 以上に達している. 270°Cで焼もどし処理された試験片No.7の表面から20mm程度内側のかたさは, 450°Cで焼もどし処理された試験片No.6と同程度であるが, 表面部のかたさは試験片No.7が $H_V=490$ であるのに対し, 試験片No.6は $H_V=265$ で, 試験片No.7の表面かたさは試験片No.6に比べて著しく高い.

疲れ限度は表1に示すごとく, 試験片No.3およびNo.6は39.5 kg/mm²および44.5 kg/mm²で, 500°C焼もどし処理された対応する試験片No.2およびNo.5の疲れ限度より高い値を示した. 試験片No.7の疲れ限度は64.5 kg/mm²以上であった. これは試験機の容量上これ以上の負荷ができなかったためである. 両試験片の疲れ限度を図8に示すフィレット部の表面かたさから式(1)によって推定すると, 試験片No.6は46.5 kg/mm²となりほぼ実測値に合致する. 試験片No.7は83.4 kg/mm²となり, 疲れ限度は著しく高くなると推定される. このようにクランク軸は中心部の材料強度が同じでも, 外周部の材料強度によって疲れ限度は大幅に変わり, クランク軸の強度は外周部の強度によってほとんど決まるように思われる.

4. 一体形クランク軸の強度推定に関する考察

型打鍛造された小形クランク軸の曲げ疲れ限度に関する研究を行うことにより, 大形から小形に至る一連の一体形クランク軸の曲げ疲れ限度を求めることができた³⁾. したがって, この機会に一体形クランク軸の曲げ疲れ限度推定法について考察を加えてみる.

クランク軸に曲げ応力が加わった場合, 危険箇所はピ

ン直下フィレット部とされており, 曲げ疲れ試験においてもこの個所からき裂が発生した. したがって, ピン直下フィレット部の曲げ疲れ限度を推定することにより, クランク軸全体の曲げ疲れ限度を求めることができる. クランク軸の強度に影響を与える因子として, 使用される材料の強度, クランク軸の大きさ, 製造法, 熱処理効果および表面処理の影響が考えられるが, 表面処理は処理技術によって疲れ限度におよぼす影響が変わるので, 一般的形のクランク軸の疲れ限度推定の対象因子から外した.

クランク軸のピン直下フィレット部は図6に示すごとく大きな応力こう配をもっている. したがって, クランク軸の強度, すなわち, フィレット部の強度は, フィレット部と同じ材料特性をもち, 同じ応力こう配をもった平滑丸棒試験片の疲れ限度に相当すると考えられる. すなわち, 式(5)の形であらわされると考えられる.

(クランク軸の疲れ限度)

$$= \left(\begin{array}{c} \text{熱処理効果} \\ \text{が考慮され} \\ \text{た10mm直} \\ \text{径標準試験} \\ \text{片の疲れ限} \\ \text{度} \end{array} \right) \times \left(\begin{array}{c} \text{フィレット} \\ \text{部と同じ応} \\ \text{力こう配を} \\ \text{もった丸棒} \\ \text{試験片の寸} \\ \text{法効果} \end{array} \right) \times \left(\begin{array}{c} \text{製造法, 材} \\ \text{料の違いに} \\ \text{よる疲れ限} \\ \text{度の違いを} \\ \text{あらわす係} \\ \text{数} \end{array} \right) \quad (5)$$

以下上記三つの項について詳細を述べる.

4.1 フィレット部と同じ応力こう配をもった丸棒試験片の寸法効果 フィレット半径を R_f とすると, フィレット部と同じ応力こう配をもった平滑丸棒試験片の直径(相当直径) D_{eq} は式(2)から式(6)であらわされる.

$$D_{eq} = 2 \times 0.610 R_f = 1.22 R_f \quad (6)$$

回転曲げにおける寸法効果 ζ は日本機械学会で式(7)の形にまとめられている⁴⁾.

$$\zeta = 1 - \frac{\sigma_{Wb10}}{\sigma_B} \cdot \{0.522 \cdot \exp(-\frac{5.33}{d}) - 0.306\} \quad (7)$$

ここで, σ_{Wb10} : 10mm直径試験片の回転曲げ疲れ限度

kg/mm²

σ_B : 材料の引っ張り強さ

kg/mm²

d : 試験片直径

mm

式(7)において σ_B の ζ におよぼす影響は小さい. また d が小さくなると ζ は著しく大きくなり, 実際に合にくい. したがって $d=0$ mmのとき $\zeta=1.1$, $d=10$ mmのとき $\zeta=1.0$, d がさらに大きいときは式(7)に合致するようになるのが適当であると考えられるので, これに合うような ζ をあらわすために式(8)を導いた.

$$\zeta = 0.9136 + 16.096 / (86.366 + d^2) \quad (8)$$

式(8)に対する実測点のばらつきの標準偏差 σ は0.0362となるため, ζ の下限側90%信頼限の値を ζ_L とすると, ζ_L は式(9)で表される.

$$\zeta_L = \zeta - 1.28 \cdot \sigma$$

$$= 0.8672 + 16.096 / (86.366 + d^2) \quad (9)$$

式(7), 式(8), 式(9)および実測値の関係を図9に示す。式(8)および式(9)の d に式(6)の D_{eq} を代入するとクランク軸の寸法効果を表す式(10)および式(11)が求められる。

$$\zeta_C = 0.9136 + 10.814 / (58.026 + R_4^2) \quad (10)$$

$$\zeta_{CL} = 0.8672 + 10.814 / (58.026 + R_4^2) \quad (11)$$

ここで, R_4 : フィレット半径 mm

図9 試験片直径と曲げの寸法効果との関係

フィレット部の応力こう配はピン径も関係するがフィレット半径が支配因子となるため, 式(10)であらわされる ζ_C はフィレット部の平均的寸法効果をあらわし, 式(11)の ζ_{CL} は測定上, あるいは形状上の誤差が考慮された寸法効果の下限値をあらわすと考えることができる。

4.2 熱処理効果が考慮された10mm直径標準試験片の疲れ限度 一般にNT処理された鋼材の降伏点 σ_y /引張り強さ σ_B の比はQT処理されたものより低

く, また, 熱処理法が同じ場合はクランク軸寸法が大きくなるにつれてこの比は小さくなる。したがって σ_y/σ_B の比に着目することにより, クランク軸の大きさが考慮された熱処理効果を表すことができると考えられる。

σ_y および σ_B が考慮された10mm直径標準試験片の疲れ限度 σ_{Wb10} の推定式として式(12)を採用し⁹⁾,

$$\sigma_{Wb10} = 0.25 \cdot (\sigma_y + \sigma_B) + 5 \quad (12)$$

表2に示す今までに行われたクランク軸の疲れ限度の実測値 σ_{DWM} を式(10)で表される寸法効果 ζ_C で除した値 σ_{DWM}/ζ_C を $\sigma_y + \sigma_B$ に対してプロットすると図10のようになる。健全材を対象にしていると思われる式(12)は実測値のほぼ上限に位置しており, 式(12)の採用は適切であるように思われる。

4.3 一体形クランク軸の疲れ限度推定式

本章の始めに述べた一体形クランク軸の疲れ限度推定の考えをあらわした式(5)は数式的には式(13)のようになる。

$$\sigma_{DW} = \sigma_{Wb10} \cdot \zeta_C \cdot K_1 \quad (13)$$

図10 (降伏点+引張り強さ)と疲れ限度の関係

表2 鍛鋼製クランク軸試験片の寸法効果 ζ_C および疲れ限度の実測値 σ_{DWM}/ζ_C の試算

No.	試験片	鋼種	熱処理	フィレット半 径 R_4 mm	ピン径 D mm	降 伏 点 σ_y kg/mm ²	引 張 り 強 さ σ_B kg/mm ²	$\sigma_y + \sigma_B$ kg/mm ²	曲げ寸法 効果 ζ_C	疲れ限度 σ_{DWM} kg/mm ²	σ_{DWM}/ζ_C kg/mm ²
1	6KL	S43C	NT	6	95	36.4	66.3	102.7	1.028	29.0	28.19
2	"	"	QT	"	"	52.0	80.6	132.6	"	37.0	35.97
3	"	"	"	"	"	63.5	84.8	148.3	"	39.5	38.40
4	6M	"	NT	7	138	34.3	63.9	98.2	1.015	27.5	27.10
5	"	"	QT	"	"	54.0	80.6	134.6	"	35.0	34.49
6	"	"	"	"	"	69.1	83.2	152.3	"	44.5	43.86
7	"	"	"	"	"	140.9	159.0	299.9	"	64.5以上	63.57以上
8	"	SCM3	NT	"	"	42.9	70.7	113.6	"	35.5	34.99
9	"	"	QT	"	"	67.8	85.0	152.6	"	42.5	41.89
10	46形-FF	SF 60	NT	25	310	36.5	66.1	102.5	0.929	24.6	26.46
11	46形-RR	SF 60	"	"	"	37.0	65.3	102.3	"	29.4	31.63
12	ST形	SF 55	"	17	335	36.4	62.7	99.1	0.945	25.0	26.46
13	90形	SF 50	"	33	650	31.5	57.5	89.0	0.923	20.7 ^{*1)}	22.43
14	PC形	SCM3	QT	18	285	65.2	85.0	150.2	0.942	42.3	44.90
15	40形 ^{*2)}	"	"	25	400	62.0	80.9	142.9	0.929	34.2	36.80
16	" ^{*2)}	"	"	"	"	59.7	80.2	139.9	"	38.1	40.99

注 ^{*1)} 焼ばめ応力を考慮して逆算した丸棒試験片の疲れ限度

^{*2)} 文献6)による

ここで, $\sigma_{Wb10} = 0.25 \cdot (\sigma_y + \sigma_B) + 5$ 式(12)による
 または, $\sigma_{Wb10} = 0.232 \cdot H_V^{0.95}$ 式(1)による
 $\zeta_C = 0.9136 + 10.814 / (58.026 + R_4^2)$ 式(10)による
 K_1 : 製造法によって定められる定数
 σ_y, σ_B : 材料の降伏点および引張り強さ kg/mm^2
 H_V : 材料のビッカースかたさ
 R_4 : フィレット半径 mm

表2に示す実体クランク軸の実測疲れ限度をもとに K_1 値を求め, ピン径に対してプロットすると図11のようになる。図から K_1 の値は次のように推定される。

$K_1 = 1.05$ CGF鍛造クランク軸

$K_1 = 0.90$ 自由鍛造および型打鍛造クランク軸

図11において型打鍛造クランク軸のなかに大きい K_1 値を示すものがある。これらは内外部にかたさ変化をもたせ, 外周部かたさが高められたものである。この場合, 引張り試験によったのでは表面強度を正しく表すことは難しいので, 式(1)によって表面かたさから σ_{Wb10} を求め, この値を基準にして K_1 値を求めると, 図11の●印で示すごとく, 自由鍛造クランク軸の K_1 値にはほぼ合致する。型打鍛造クランク軸はCGF鍛造クランク軸に匹敵する高い疲れ限度を有しているが, 製造法によって定められる定数 K_1 で整理すると自由鍛造クランク軸と同程度になる。写真2に示す断面マクロ組織からメクルフローはCGF鍛造クランク軸ほど完全でないで, 型打鍛造クランク軸が高い疲れ限度を示すのは, 対象になるクランク軸が割合小形で熱処理効果がよいためであると推察される。

式(13)によって求められる疲れ限度とCIMACによって集収されたクランク軸の実体疲れ試験結果を比較すると図12に示すごとく, 式(13)の算出値はほぼ非表面処理材の疲れ限度に合致し, 窒化処理されたものおよびフィレット部まで高周波表面焼入されたものの疲れ限度は算出値より高く, ピン平行部のみ高周波表面焼入されたものの疲れ限度は算出値より低いことがわかる。

実際のクランク軸の疲れ限度の推定は σ_{Wb10} に対して

図11 実測値から求められた K_1 の値のピン径に対する分布

写真2 型打鍛造クランク軸のマクロ組織

図12 各国で行われたクランク軸の実体疲れ試験結果と式(13)で求められる σ_{DW} の関係

は安全係数 K_2 を導入し, ζ_C に対しては式(11)に示す寸法効果の下限推定値 ζ_{CL} を用い, 式(14)であらうのが適当と思われる。

$$\sigma_{DWA} = (\sigma_{Wb10} / K_2) \zeta_{CL} K_1 \quad (14)$$

ここで, σ_{DWA} : 一体形クランク軸の疲れ限度の下限推定値 kg/mm^2

$$\zeta_{CL} = 0.8672 + 10.814 / (58.026 + R_4^2)$$

式(11)による

K_2 : 10 mm直径標準試験片の疲れ限度に対する安全係数

その他の使用記号は式(13)と同じ

4.4 すでに提案されているクランク軸の疲れ限度推定式との比較 実用クランク軸の疲れ限度推定式としてCIMACから式(15)が提案されている⁷⁾。

$$\sigma_{DW} = K \cdot (0.42 \cdot \sigma_B + 4) \cdot \{0.246 + 1.073 \cdot D^{-0.2} + 0.16 \cdot (80 - \sigma_B) / 80 + 20.36 / (\sigma_B \cdot \sqrt{R_4})\} \quad (15)$$

ここで、

σ_{DW} : 一体系、半組立形クランク軸共通の疲れ限度
kg/mm²

K : クランク軸の製造法に関する係数

$K=1.00$ 自由鍛造クランク軸

$K=0.93$ 鋳鋼製クランク軸

$K=1.05$ CGFおよび型打鍛造クランク軸

σ_B : 材料の引っ張り強さ kg/mm²

D : ピン径 mm

R_4 : フィレット半径 mm

日本海事協会(NK)はクランク軸の強度算定値 σ_f として式(16)を定めている。

$$\sigma_f = \sigma_a \cdot \left\{ 1 + \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{\sigma_B}{45} - 1 \right) \right\} \cdot K_m \quad (16)$$

ここで、

σ_a : ピンまたはジャーナルのうち、いずれか大きい方の直径 D によって定められる定数

$\sigma_a = 15 \text{ kg/mm}^2$ $D > 200 \text{ mm}$ の場合

$\sigma_a = 25 - D/20 \text{ kg/mm}^2$ $200 \text{ mm} > D > 100 \text{ mm}$ の場合

$\sigma_a = 20 \text{ kg/mm}^2$ $100 \text{ mm} > D$ の場合

σ_B : 材料の引っ張り強さ kg/mm²

K_m : 特殊製造法による疲れ強さの増加を考慮する係数

$K_m = 1.00$ 自由鍛造クランク軸

$K_m = 1.15$ CGFおよび型打鍛造クランク軸

図13 一体形クランク軸の疲れ限度推定式の比較
(引っ張り強さ $\sigma_B = 60 \text{ kg/mm}^2$)

式(14)において $K_2 = 1.10$ とし、 $\sigma_B = 60 \text{ kg/mm}^2$ の場合について上記三つの推定式による算出値を比べると図13がえられる。図から式(14)の算出値とCIMACの算出値はほぼ合致することが分る。ただし、CIMACの式によると軸径が小さくなると算出値は著しく大きくなり実状に合いにくい。NKの式による算定値はいずれに対しても低く定められている。これは製造上の不測の事態に対する配慮と思われる。

式(14)はフィレット部の応力こう配をもとに相当直径の考えに基づいて導かれたものであり、CIMACの式は各国で行われたクランク軸の実体疲れ試験結果をもとに導かれたものである。両推定式による算出値がほぼ合致することは、クランク軸の強度を相当直径の考えに基づいて推定しうることを示すものと思われる。

5. おわりに

型打鍛造クランク軸は高い疲れ限度を示すことがわかった。型打鍛造クランク軸は成形時ばりを生じるため品質の安定性において一筋の不安はあるものの、高い成形精度がえられるため、例えば、2本溶接接合することが可能になれば、より大形クランク軸素材を高い精度で成形することができる。また、カウンターウェイトが溶接接合可能になっても機関製作面における合理化に役立つと思われる。これらの技術開発が今後推進されることを期待して止まない。

クランク軸の強度に関しては古くから研究がなされており、その挙動の多くは解明されているように思われる。これらの基礎的研究成果をもとに各種の実体クランク軸を用いて実証実験を行ってきた。この間、日本船用工業会藤田秀雄博士、日本海事協会星野次郎博士、横浜国立大学故下田秀夫博士ならびに機関メーカーの皆様の友情あふれるご指導、また筆者らが勤務する(株)神戸製鋼所の理解に対し心からお礼申し上げるとともに、多額の費用を要するクランク軸の実体疲れ試験に対し多くの助成をして頂いた(財)日本船舶振興会に対して厚くお礼申し上げます。

文 献

- 1) 西島, 日本機械学会第16回シンポジウム, No.790-9 (1979), 53.
- 2) M. Nishihara, T. Kameoka, Y. Fukui and B. An, 1971 CIMAC (Stockholm), A-5.
- 3) Y. Fukui and M. Nishihara, Advance Copy of IME, (1978), 13.
- 4) 日本機械学会, 材料学会, 機械材料部門委員会編, 金属材料の疲れ強さと設計資料 I (昭和44年), 147, 日本機械学会.
- 5) 日本金属学会強度委員会編, 金属材料の強度と破壊(1969), 392, 丸善.
- 6) 大形一体形クランク軸の試作と実体強度の検討(昭和42年), 日本船用機器開発協会.
- 7) 岡山, 日本海事協会誌, 164(1978), 178.