

# 最近の大型ロングストローク機関における クランク軸応力について

技術研究所 白木 大輔

## 1. 緒言

近年、大型ロングストローク機関を搭載した船舶において、主機関のクランク軸に長大なき裂が発生し自力航行不能となる事故があった。き裂は従来応力が高いとされていたピン直下の隅肉R部（以下、フィレット部と称す）ではなく、No.4 クランクスローのウェブ（アーム）に発生しており、ピン側45°方向及びウェブ側に進展が見られた。図1にその様子を示す。

従来のクランク軸強度に関しては、上死点を過ぎた位置での爆発行程で一番高い筒内圧が発生し、この圧力でクランクスローはハの字に押し広げられ、すなわち曲げ変形が支配的となって、ピン直下のフィレット部付近に高い応力が生じ、損傷が起こると考えられていた。図2に概略図を示す。しかし、今回の損傷は、ピン横のウェブ部からき裂が発生しているため、従来とは異なる損傷形態であり、曲げ変形を支配的とする考えでは説明が困難である。

そこで、本会技術研究所ではこのクランク軸を用いて数値解析（解析コード：Visual Nastran for Windows 2002）を行い、実際の使用環境下におけるクランク軸の応力状態の調査を行ったので、ここに紹介する。

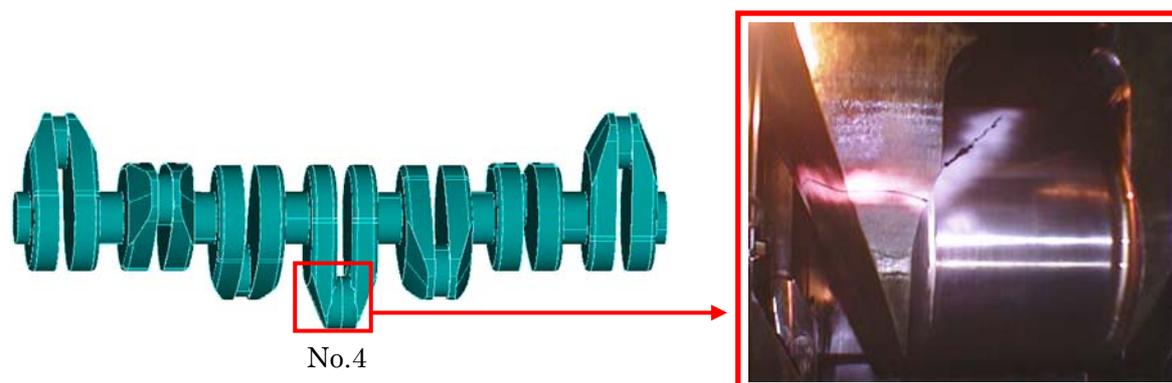


図1 クランク軸の損傷の状況

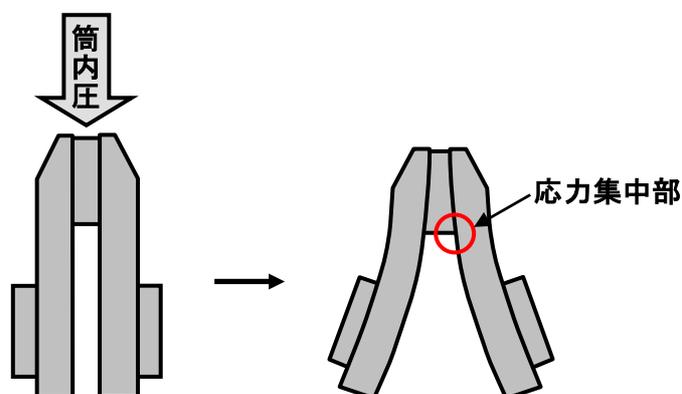


図2 曲げ変形の概略図

## 2. 解析モデル及び境界条件

### 2.1 解析モデル

数値解析に使用したクランク軸 FE モデルを図 3 に示す。本モデルは、当該クランク軸の全スロー（7 シリンダ）を対象としており、応力状態を調査するスロー（No.4 クランクスロー）のピン周辺を詳細にモデル化し、フィレット部を忠実に再現した。また、全ての要素は中間節点を設けた 10 節点 4 面体要素を採用した。

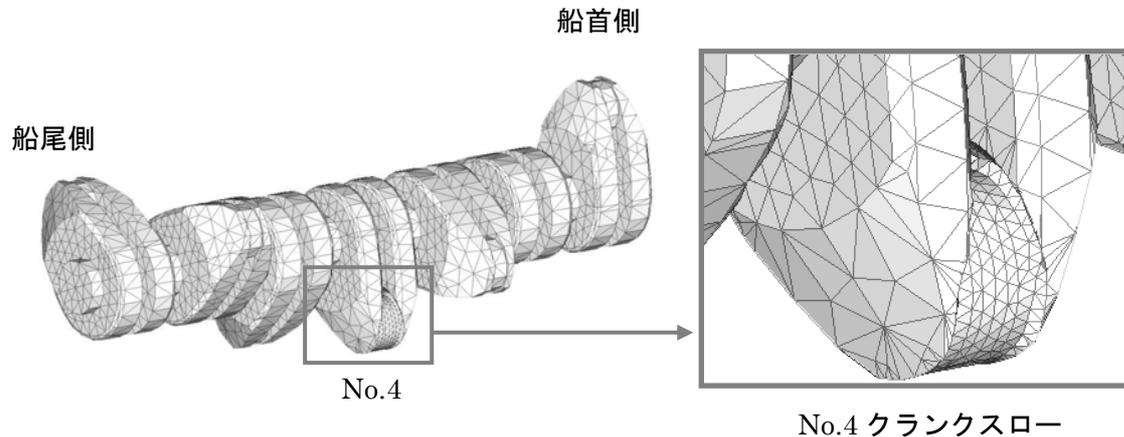


図 3 クランク軸 FE モデル

### 2.2 境界条件

#### 2.2.1 荷重条件

荷重は、各クランク角度における筒内圧とピストンの往復慣性力から各クランクピンに与える荷重の大きさ及び角度を計算して求め、クランク軸の回転慣性力も考慮した。また、全ての荷重は各クランクピン表面に分布荷重として与えている。

#### 2.2.2 拘束条件

拘束条件は、クランク軸船尾端を完全拘束し、図 4 のように各軸受位置のジャーナル中心部を x, y 方向に固定した。

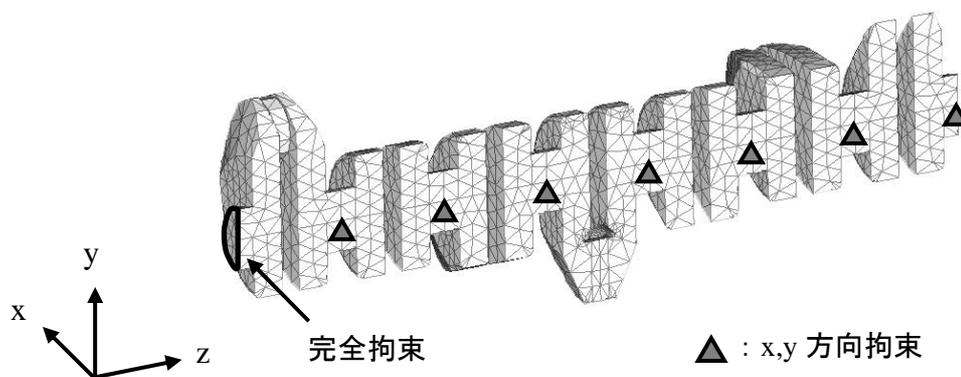


図 4 拘束条件 (FE モデルは断面図)

上述の FE モデル及び境界条件を用い、クランク角度を  $30^\circ$  刻みに回転させ（船尾側から見て時計回りを正とする）12 パターンの解析を行い、フィレット部に発生する応力状態を調査した。

### 3. 解析結果及び考察

#### 3.1 解析結果の評価位置

解析結果を評価するにあたって、図 5 のようにフィレット部に番号を付けた。当該クランクスローが上死点にあるときの船尾側ウェブ右舷側より  $45^\circ$  刻みで①～⑤としている。船首側ウェブは左舷側より①～⑤とした。

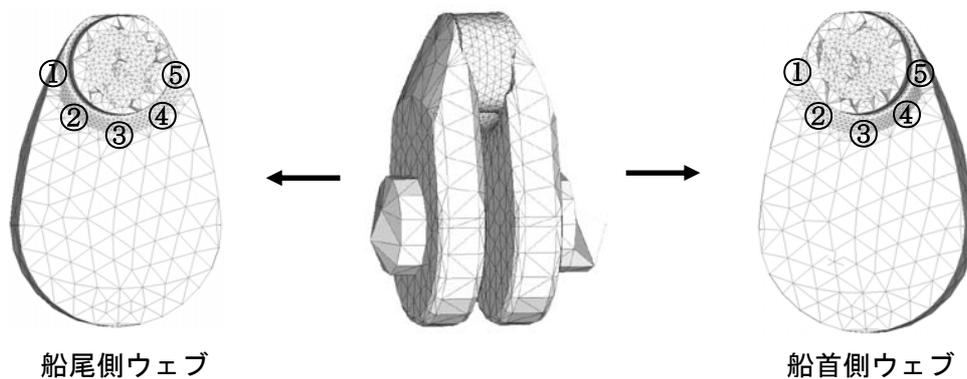


図 5 フィレット部番号

#### 3.2 解析結果及び考察

##### 3.2.1 主応力コンタ図

解析後の応力状態の典型的な例を図 6 に示す。図中の (a) と (b) はき裂が発生した No.4 クランクスロー船尾側の応力（最大主応力）分布を表した図で、(a) は No.4 クランク角  $0^\circ$  時、(b) は  $-90^\circ$  時のものである。(a) では③の位置、つまりピン直下の応力が高いのに対して、(b) では④や⑤の位置の応力が高くなっている。従来からフィレット部の応力状態としては (a) が考えられてきたが、この結果を見る限り④、⑤の位置でも高応力となり得ることが確認され、さらにき裂の起点になったウェブ部の応力も高いことがわかる。

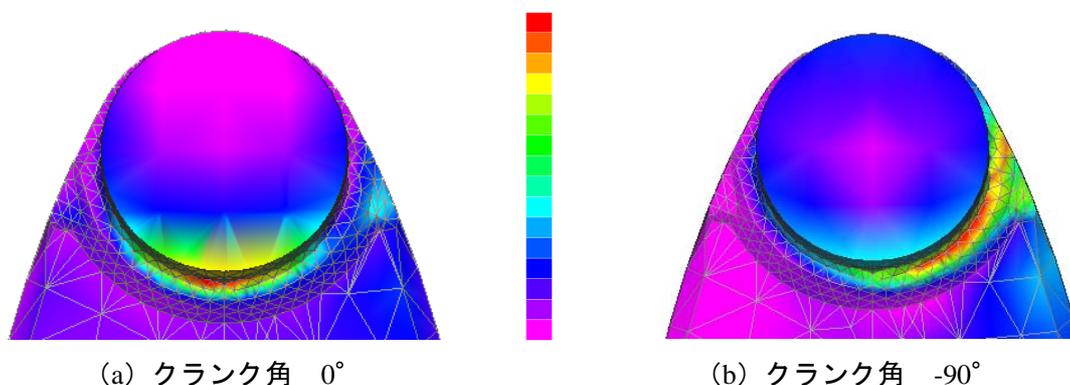
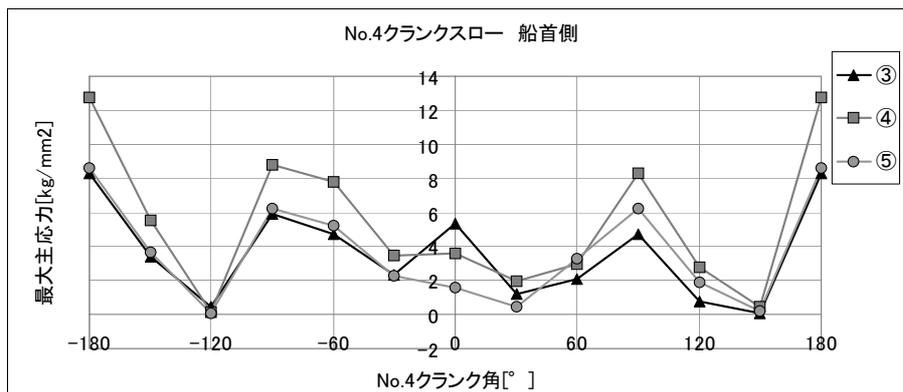


図 6 フィレット部の応力状態

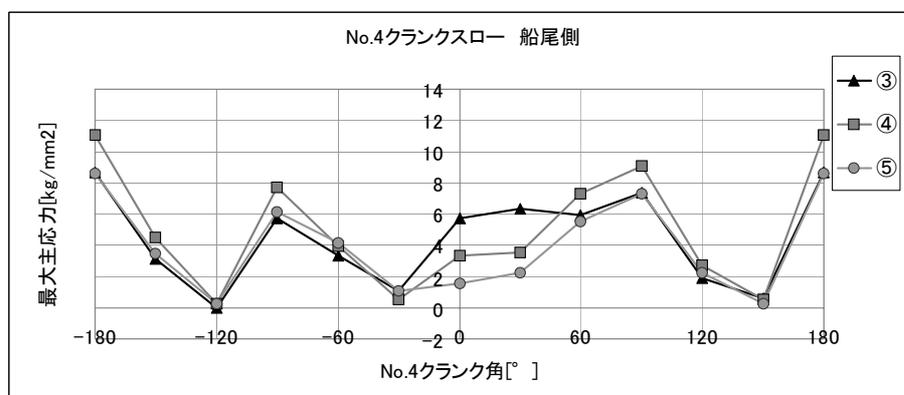
### 3.2.2 No.4 クランクスローにおける主応力状態

No.4 クランクスローにおける応力状態をグラフにしたものを図7に示す。図中の横軸はNo.4 クランクスローのクランク角，縦軸は最大主応力 ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ ) を表している。また，図中の③～⑤は図4と対応しており，①，②は目立った点が無かったので省略した。

グラフを見ると，例外はあるが全体を総じて③よりも④，⑤（き裂の起点部付近）の応力が高くなるのがわかる。また，③に関しても，従来は上死点付近において応力が高くなると考えられていたが，それよりも下死点 ( $\pm 180^\circ$ ) や  $\pm 90^\circ$  付近での応力が高くなるのがわかる。これより，フィレット部の応力状態は従来の考えに対応していないことが確認された。



(a) No.4 クランクスロー船首側



(b) No.4 クランクスロー船尾側

図7 No.4 クランクスローのフィレット部の最大主応力

### 3.2.3 応力状態を支配する要因

以上の解析結果から，フィレット部に発生する応力は③よりも④，⑤の位置が高いことが確認された。これより，クランク軸に発生する応力は，爆発行程時の筒内圧に起因する曲げ変形よりもむしろクランク軸全体にかかる要因によって応力状態が支配されている可能性が高いと考えられる。

そこで，今回の損傷ではき裂がピン側の  $45^\circ$  方向に進展していることから，ねじり変形による応力が支配的であると考え，No.4 クランクスローに生じるトルクを算出し比較を行った。図8にNo.4 クランクスローにかかるトルクの変動の様子を示す。

このトルク変動と図7を比較すると、変動の様子がよく似ていることが確認できる。つまりNo.4 クランクスローでは、③、④、⑤の位置での応力はトルク成分によるねじり変形が支配的となって生じると考えられる。また、上死点(0°)付近の③の応力に関しては、トルクのグラフと変動が異なっている。これは上死点付近においては、従来通り、筒内圧による曲げ変形が支配的であるためと考えられる。

以上の検討より、クランク軸のフィレット部の応力分布は、従来のクランク軸の曲げ変形による応力に加え、ねじり変形による応力も大きく関係し、それらが組み合わせり生じるものと考えられる。特に本クランク軸 No.4 スローに限っていえばねじり変形による応力が支配的であるといえる。

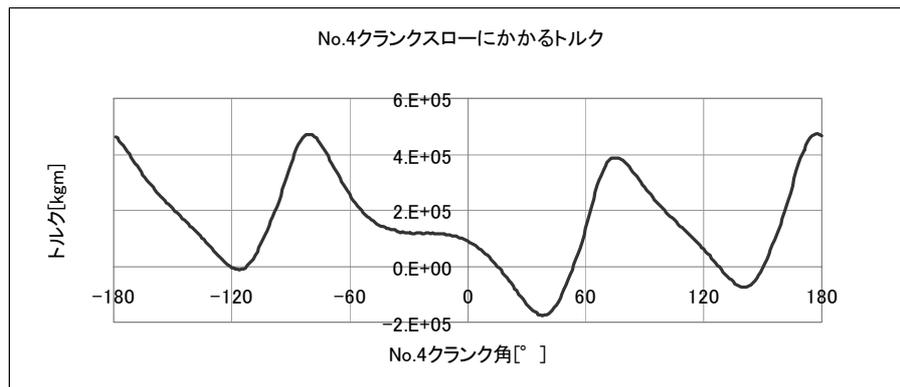


図8 No.4 クランクスローにかかるトルク

## 4. 旧型式との比較による考察

### 4.1 旧型式の応力解析

次に同様の解析を、損傷が起きたクランク軸（以下、クランクAと称す）と同じシリンダ数でボア径が近い旧型式のクランク軸（以下、クランクBと称す）で行った。解析方法及びフィレット部の番号はクランクAの時と同様である。図9にNo.4 クランクスロー船尾側における応力状態を、図10にトルク変動を示す。

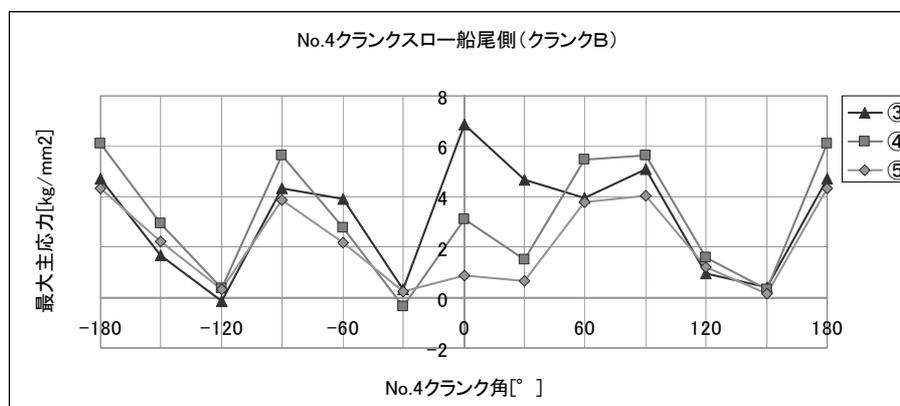


図9 No.4 クランクスロー船尾側 フィレット部の最大主応力

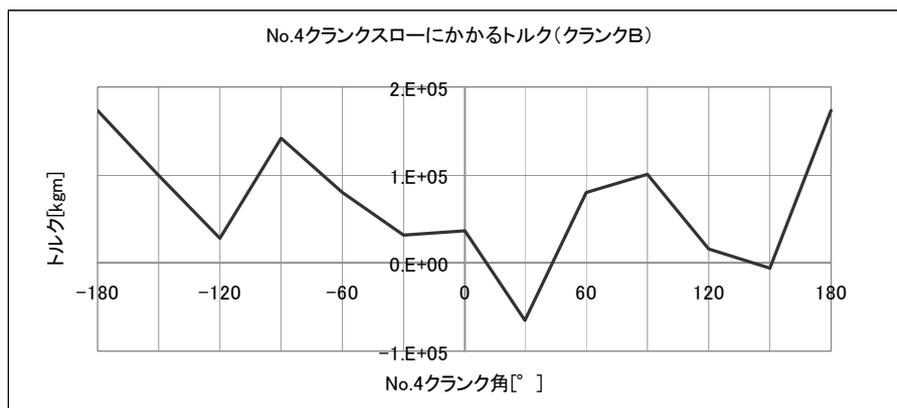


図 10 No.4 クランクスローにかかるトルク

図 9 を見るとクランク A とは異なり、クランク B では③、④の応力が高いことがわかる。また、図 10 のトルク変動との関係には相関が見られ、クランク A と同様である。しかし、上死点付近の③の応力を見ると、他のクランク角の時と比較して応力が突出していることが確認でき、従来通りの結果といえる。つまり、クランク B ではねじり変形よりも曲げ変形による応力が支配的であるといえる。

#### 4.2 形状比較による応力集中位置の違いに関する考察

クランク A では、従来応力が集中し易いと考えられていた③の位置よりも④、⑤の付近で応力は高くなるが、その旧型となるクランク B では③、④の応力（特に上死点での③）が高くなった。解析上で両者の境界条件にはほとんど差は無いため、クランク形状の比較から応力状態の違いの要因を検討した。

図 11 はクランク A とクランク B の形状を両者の寸法比をおよそそのままにして表している。まず目に付く両者の大きな違いはストロークである。クランク B はクランク A に比べてストロークが 65%程度しかなく、ロングストローク機関とはいいがたい。ボアの関係もあり一概にはいえないが、一般的に、ロングストローク化になると出力は増加、回転数は減少する傾向にあり、その結果トルクが増加の傾向にあるといえる。図 8 と図 10 を比較しても 2 倍強のトルクの差が確認される。さらに、図 7 と図 9 の上死点付近の③の応力を比較すると、両者  $6\text{kg/mm}^2$  前後であり、筒内圧による曲げ変形の影響にはほとんど変化が無いことも確認できる。つまりトルクの増加が、従来の曲げ変形とねじり変形の配分のバランスを崩し、クランク A において、従来とは異なる結果をもたらし、④、⑤においてより厳しい応力状態を引き起こしていると考えられる。

さらに、クランクピン周辺の形状を比較すると、クランク A ではクランク B に比べてフィレットがウェブ内部まで深く入り込んでおり、ピン付け根部分のウェブの厚さが薄いことがわかる。これは近年の大型機関においてよく見られる傾向であるが、これがピン周辺の剛性の低下を招いているといえる。応力は構造的に弱い個所に集中するので、これも発生応力が異なる要因であるといえる。ここでは割愛するが、これを検証するためにクランク A においてピン周辺のウェブの厚さを変化（正確にはクランクアームの肩部分の切り落とし角度を変化）させて解析を行った結果、⑤に発生する応力が下がることを確認している。

以上より、ロングストローク化に伴うトルクの増加及びクランク軸の軽量化に伴うピン周りの剛性低下が、特にねじり変形の影響を受けやすい④、⑤位置で高応力を発生させたと考えられる。

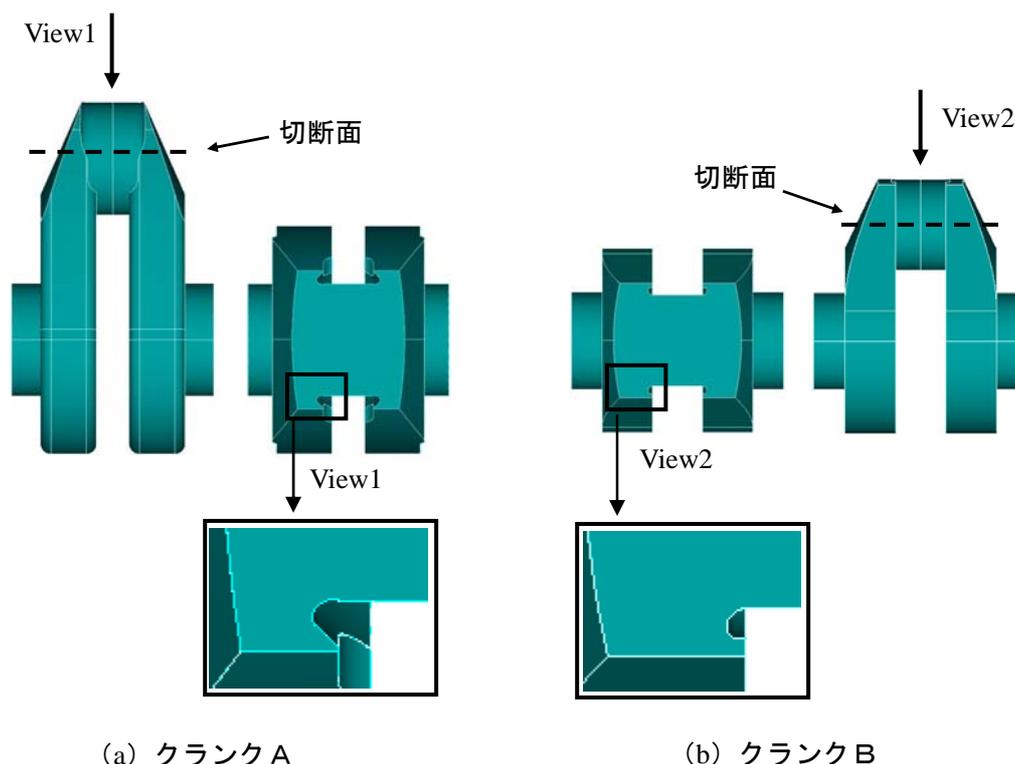


図 11 クランク形状の比較

## 5. 結言

今回行った2つのクランク軸における解析結果をまとめると以下ようになる。

- ・クランク角  $0^\circ$ （上死点前後）で発生する③の位置の応力は、従来通りクランク軸の曲げ変形による応力と考えられる。
- ・④、⑤の位置の応力はクランク軸のねじり変形による応力が支配的である。
- ・フィレット部の応力は曲げ変形とねじり変形による応力が組み合さり、その配分によって応力分布は異なってくる。
- ・主機関のロングストローク化に伴う高出力化及び低回転化がクランク軸に発生するトルクを増加させることで、ねじり変形の影響が大きくなり、その結果、クランク Aにおいて④、⑤の位置が高応力となったと考えられる。
- ・近年のクランク軸の軽量化によるピン付け根付近の剛性の低下は否めない。このことも⑤の位置での高応力を引き起こした要因と考えられる。

今回解析に用いた損傷が発生したクランク軸においては、調査した結果、起点部分に内部欠陥が確認されている。これより損傷の主たる原因は欠陥があったためであり、この損傷は偶発的なものであったといえる。しかし、近年の主機関の高出力化及び低回転化に伴い、従来のピン直下の曲げ変形を主とした考えでは対応できなくなっていると考えられる。他のロングストローク機関においても同様の解析を行ったが、今回紹介した結果と同様に③の位置よりも④、⑤の方が応力は高くなる（特に④の位置で高応力）ことを確認している。クランク軸の強度について検討する際には、ピン直下だけを重要視するのではなく、フィレット部の広い範囲に注目することが重要であるといえる。

## 参考文献

- 1) 穂森ほか2名, 日本造船学会論文 Vol.165 (平成元年6月)
- 2) 埴ほか4名, 第70回日本マリンエンジニアリング学術講演会 講演論文集