

板金製ロッカアームユニットの開発

本橋信綱 荻野 清

Development of Stamped Steel Rocker Arm Unit

N. MOTOHASHI K. OGINO

For automotive engine valve trains, stamped steel rocker arms have been developed and produced in the replacement of casting or forging ones due to their good performance.

This report presents the results of design analysis and performance tests of them.

1. はじめに
2. ロッカアームの種類
3. 板金製ロッカアームの設計検討
 - 3.1 軸受寿命の検討
 - 3.2 外輪外径面接触面圧の検討
 - 3.3 外輪強度の検討
 - 3.4 軸強度の検討
 - 3.5 板金製ボデーの検討
4. 板金製ロッカアームの評価結果
 - 4.1 軸受部耐久試験
 - 4.2 耐荷重試験
 - 4.3 疲労強度試験
 - 4.4 実機エンジン・モータリング耐久試験
5. 今後の技術動向
 - 5.1 耐ピーリング性の向上
 - 5.2 外輪セラミックロッカアーム
6. おわりに

1. はじめに

近年、環境・資源問題に対応して、電気自動車などの非内燃機関の自動車一般化してきたが、ガソリンエンジンを中心とした内燃機関は、燃費向上や排出ガスのクリーン化など改良が進められている。この内燃機関の部品としてロッカアームやバルブリフタなどの動弁系部品がある。動弁系部品はエンジンシリンダ内への混合気の吸入、燃焼ガスの排出などエンジン性能に直接関わる部品であり非常に重要度が高い。

当社では、従来、鋳造や鍛造で生産することが多いロッカアームボデーを板金製法で生産する板金製ロッカアームの開発に取り組んできたが、ここでは、その設計検討内容や評価結果について紹介する。

2. ロッカアームの種類

OHC(オーバーヘッドカムシャフト)エンジン動弁系の構造とロッカアームの種類を図1、図2に示す。

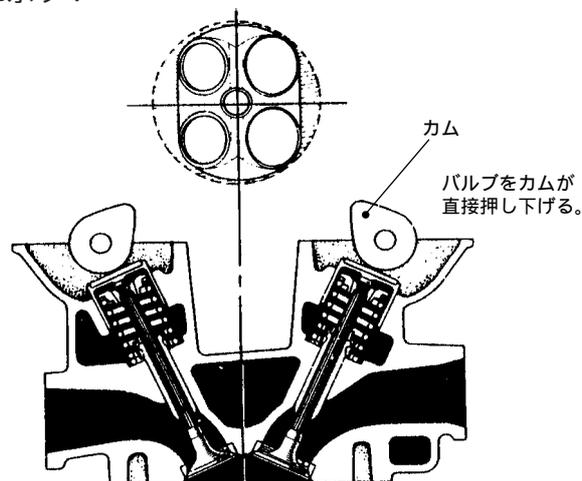
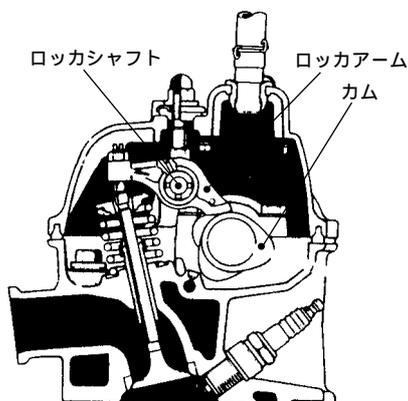
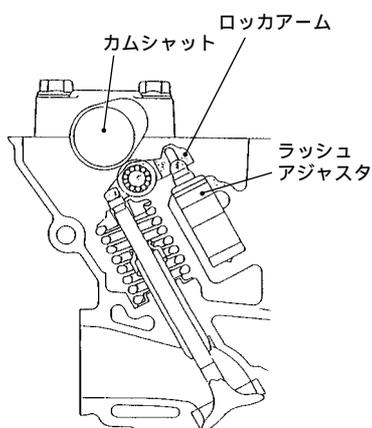


図1 ダイレクト式OHC
Direct type OHC



(1) センタピボット式ロッカアーム

ロッカシャフトを支点とし、ロッカアームの一端をカムが押すことで、もう一端に接したバルブを押し下げる。



(2) スイングアーム式ロッカアーム

ラッシュアジャスタを支点とし、ロッカアームの中間点をカムが押し下げることによって、もう一端に接したバルブを押し下げる。

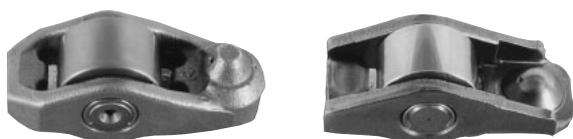
図2 ロッカアーム式OHC
Rocker arm type OHC

今回、図2の(2)に示すスイングアーム式ロッカアームボデーの板金化に取り組んだ(従来品は鋳造)

ロッカアームの機能としてはカムの動きに合わせてバルブを正確に開閉させることが要求される。

具体的には以下の点が挙げられる。

- 高剛性・高強度を有すること。
- 耐久性を有しかつ軽量であること。
- 安価であること。



42.7g 従来品(鋳物) 40.5g 開発品(板金製)

図3 従来品と開発品

Conventional and developed rocker arm model

3. 板金製ロッカアームの設計検討

3.1 軸受寿命の検討

軸受寿命の検討はカムのプロフィールが一様でなく、また、荷重や回転数も変動するため平均化して計算を行う。

$$L_h = \left(\frac{C}{P_m} \right)^{\frac{10}{3}} \times \frac{16667}{n}$$

$$P_m = \left\{ \frac{1}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} P^{\frac{10}{3}} d \right\}^{\frac{3}{10}}$$

$$n = \frac{N}{2} \times \frac{L}{\pi D}$$

- Lh : 軸受寿命(h)
- C : 動定格荷重(N)
- Pm : 軸受等価荷重(N)
- n : 軸受回転速度(min⁻¹)
- : カム回転角(rad)
- P : 軸受荷重(N)
- N : エンジン回転速度(min⁻¹)
- L : カム外周長(mm)
- D : 外輪外径(mm)

3.2 外輪外径面接触面圧の検討

外輪外径面はカムと転がり接触するため、ラジアル荷重やミスアライメントによるエッジロードの発生を防止し最適な接触状態とする必要がある。このため、外輪外径面にはクラウニングが施されている。

開発品の接触面圧分布を図4に示す。接触面圧は、1765MPa以下とすることが望ましい。

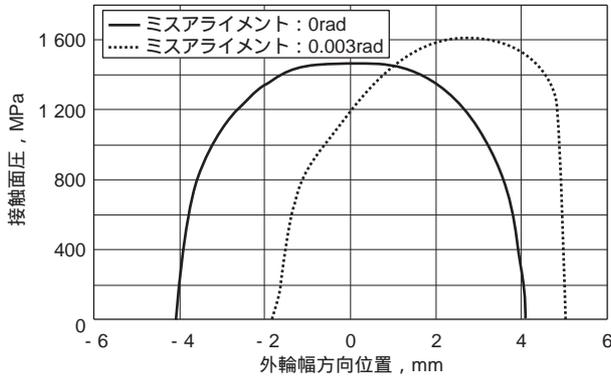


図4 外輪外径とカムの接触面圧分布
Contact stress between outer ring and cam

3.3 外輪強度の検討

外輪強度の検討は図5のように外輪一点に集中荷重をかけ外輪内径面の発生応力を検討する．発生応力は196MPa以下にすることが望ましい．

$$V = \frac{N}{A} + \frac{M}{A \cdot R} \left(1 + \frac{1}{k} \cdot \frac{n1}{R - \eta1} \right)$$

$$k = - \frac{1}{A} \int_{\eta1}^{\eta2} \frac{n}{R + \eta} d\eta$$

- V : 外輪内径応力(MPa)
- Pmax : ラジアル荷重(N)
- N : 軸力(N)
- M : 曲げモーメント(N・mm)
- A : 外輪断面積(mm²)
- k : 曲がりはり断面係数(mm³)

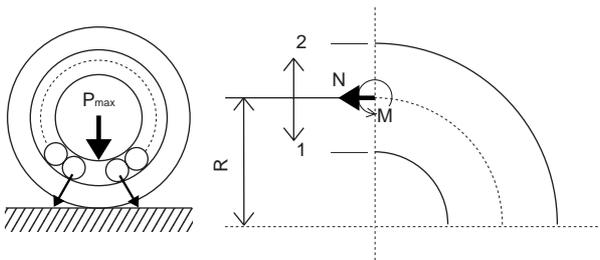


図5 外輪強度検討モデル
Examination model of outer ring strength

3.4 軸強度の検討

軸強度の検討は図6のように両端固定での中央集中荷重として曲げ応力を求め，147MPa以下にすることが望ましい．

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{Pmax \cdot L}{8 \cdot Z}$$

$$M = \frac{2 \cdot Pmax \left(\frac{L}{2} \right) \left(\frac{L}{2} \right)^2}{L^3} = \frac{Pmax \cdot L}{8}$$

$$Z = \frac{d2^4 - d1^4}{32}$$

- : 曲げ応力(MPa)
- M : 曲げモーメント(N・mm)
- Z : 断面係数(mm³)
- Pmax : ラジアル荷重(N)
- L : 支点間距離(mm)
- d1 : 軸内径寸法(mm)
- d2 : 軸外径寸法(mm)

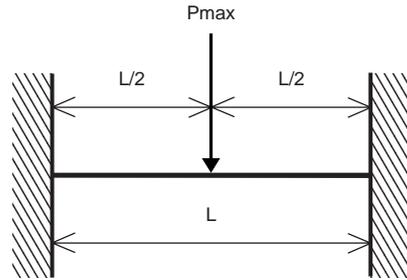


図6 軸強度検討モデル
Examination model of shaft strength

3.5 板金製ボデーの検討

スイングアーム式ロッカアームはラッシュアジャスタと摺接するロッカアームのピボット部を支点とし，軸受をカムが押し下げバルブを開閉する(図7)．

ロッカアームボデーの設計では，カムの動きに対しバルブが追従するよう，高剛性・高強度を有し，且つ軽量の構造とする必要がある．

開発品のFEM解析結果を図8，表1に示す．

また，外輪とカム間同様，バルブシステム案内面とバルブシステム間も，ラジアル荷重やミスアライメントによるエッジロードの発生を防止し最適な接触状態とする必要がある．このため，案内面には適切なクラウニングが施されている(図7)．

開発品の接触面圧分布代表例を図9に示す．

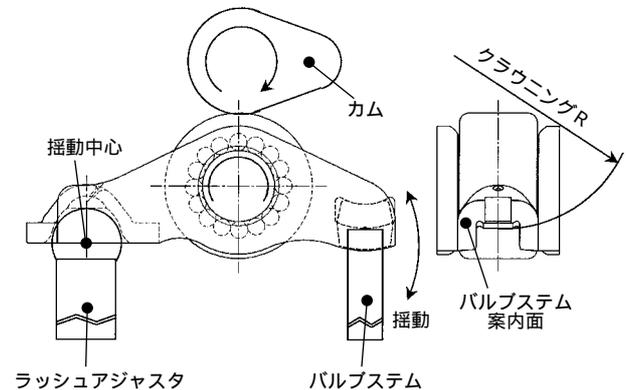


図7 ロッカアーム機構
Mechanism of rocker arm

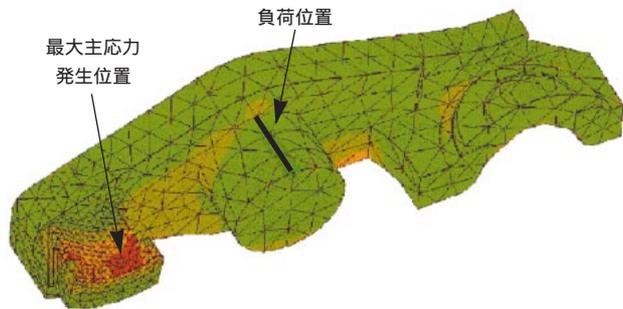


図8 FEM解析結果
Result of FEM analysis

表1 FEM解析結果
Result of FEM analysis

負荷荷重	980N
負荷位置	軸外径部
最大主応力	144MPa
負荷方向変位	0.009mm
発生位置	バルブステム案内面

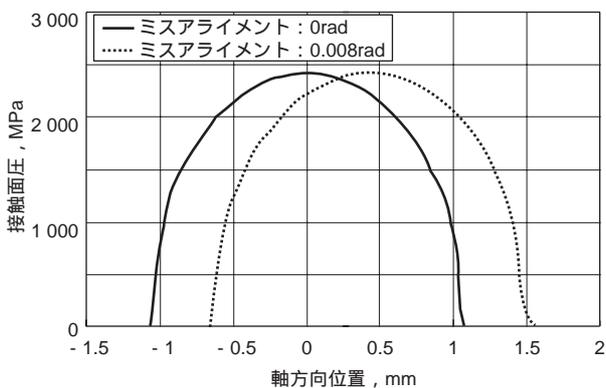


図9 バルブステム案内面接触面圧分布
Contact stress of valve stem surface

4. 板金製ロッカアームの評価結果

前項の設計にもとづく板金製ロッカアームを評価するために、以下の評価試験を実施した。ここでは、評価試験の内容とその結果について紹介する。

4.1 軸受部耐久試験

図10に示すローラフォロア単体試験機を使用し、軸受部(軸, ころ, 外輪)の耐久寿命評価およびカム接触部(外輪外径面, カム表面)の評価を行った。

耐久試験の結果を図11に、また耐久試験終了後のカムおよび外輪の状態を図12に示す。

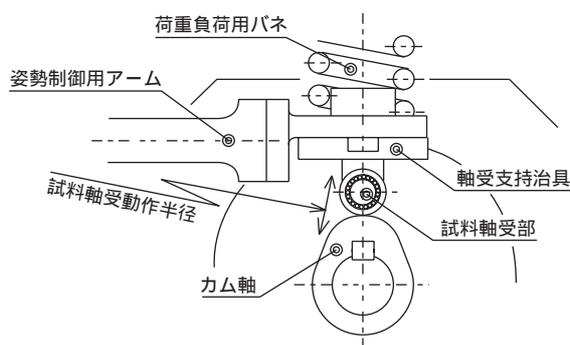
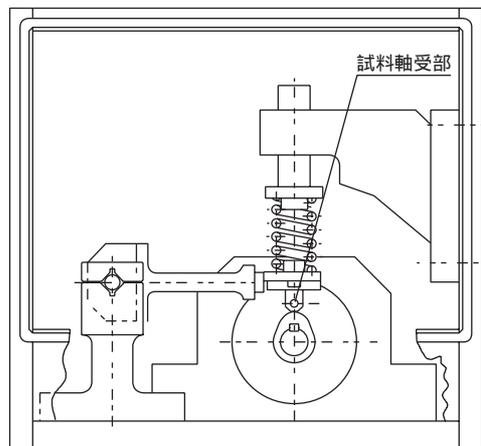


図10 ローラフォロア単体試験機
Tester of roller follower bearing

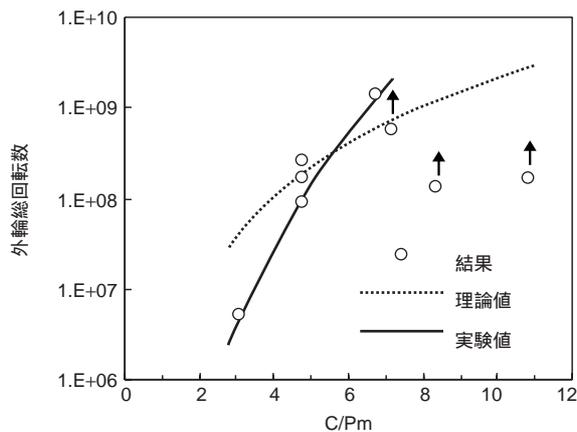


図11 軸受寿命とC/Pmの関係
Relation between bearing life and C/Pm

図11より、 $C/Pm > 6$ で実験値は理論値よりも大きくなる。一般に使用域は6以上であることより、理論値により軸受部の寿命を保証できるといえる。



図12 耐久試験終了後のカムと外輪の状態
Appearance of tested cam and outer ring

4.2 耐荷重試験

板金製ロッカアームの静剛性や静強度を調査するために、図13に示す方法で測定を行った。

この結果、板厚3mm強の品物で、静強度20kN以上、静剛性60kN/mm以上を示している。また、静強度を測定した際の損傷箇所は図14のようにバルブステム接触部の破損であり、図8のFEM解析結果と一致している。

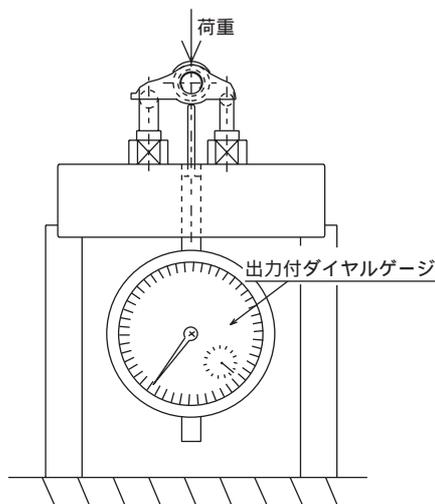


図13 静強度および静剛性の測定方法
Measuring method of static intensity and stiffness



図14 静強度試験後のロッカアーム
Appearance of tested rocker arm

4.3 疲労強度試験

ボデーならびに外輪などの疲労強度を確認するために、油圧パルス疲労試験機で疲労強度を測定した。結果を図15に示すが、7kN以下の荷重で、 1×10^7 サイクル以上をクリアし、実荷重に対し十分な強度を有している。

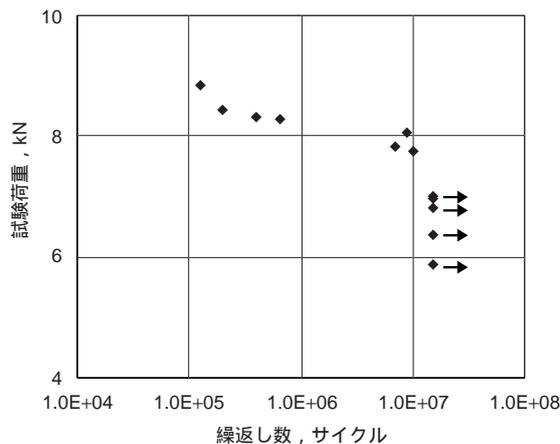


図15 疲労強度試験結果
Result of metal fatigue test

4.4 実機エンジン・モータリング耐久試験

試作した板金製ロッカアームの実機での性能を確認するために、実機エンジンを用い、モータリング試験を行った。試験機の概要を図16に示す。

この試験機を用いて耐久試験を行った結果、軸受部分、バルブステム接触部、ピボット部などに損傷は認められず、良好な状態であった。図17に試験終了後のロッカアーム外観を示す。

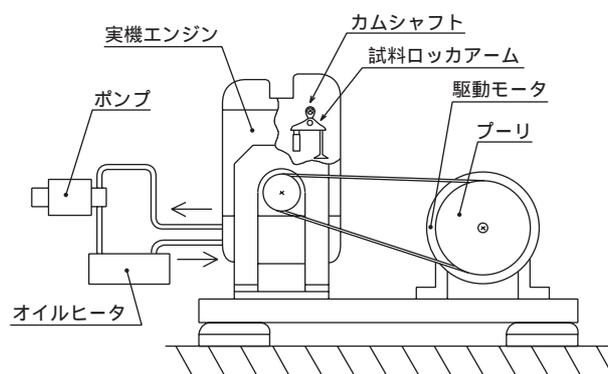


図16 モータリング試験機概要
Schematic diagram of motoring test machine



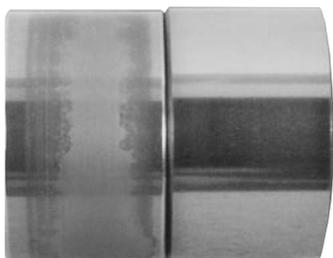
図17 試験終了後のロッカアーム外観
Appearance of tested parts

5. 今後の技術動向

5.1 耐ピーリング性の向上

外輪外径やカム面の表面状態や回転変動などの要因で、外輪外径面にピーリングが発生することがある。ピーリング対策としてはすでに種々の対応がなされているが、潤滑油などの状況の変化すべてに対応するにはコストなどを考慮すると難しい側面もある。

すでに発表した³⁾、外輪を特殊なりん酸マンガン被膜処理をするのも耐ピーリング技術の方策のひとつである。



(a)無処理品 (b)りん酸マンガン被膜処理品

図18 試験品の試験後の外観
Appearance of specimens after testing

5.2 外輪セラミックロッカアーム

さらなる軽量化のため、外輪をセラミック化する方策があり、技術的には完成域に至っているが実用化にはコストの課題があり、継続的に今後も検討が必要である。

6. おわりに

以上、板金製ロッカアームの設計検討内容や評価結果について紹介した。

開発品は、静剛性60kN以上、静強度20kN以上を有し、実機エンジンモータリング試験結果も良好であった。

ロッカアームは自動車の心臓部であるエンジンの一構成部品であるため、さらなる信頼性の向上を図るとともに、今後も顧客ニーズにマッチした製品を提案する予定である。

参考文献

- 1) トヨタ自動車株式会社：自動車の構造(1987)。
- 2) 三菱自動車工業株式会社：整備解説書。
- 3) 浅井康夫，本橋信綱，榊 齊亮：Koyo Engineering Journal no. 156(1999)20。

筆 者



本橋信綱*
N. MOTOHASHI



荻野 清*
K. OGINO

* 軸受事業本部 軸受技術センター
自動車軸受技術部