621.831.034:678.632

カム軸歯車の騒音およびフェノール樹脂

製歯車のそれに及ぼす影響*

増 田 義 郎**

Noise of Camshaft Timing Gears and Characteristics
of Raw Material, Phenolic Resin, Influencing on It

by Yoshiro MASUDA

The noise of the timing gears treated in this paper is one of rhythmic but objectionable shock noises which are apt to arise at low speed in the 4-cylinder engine after short using.

It was shown by calculations and experiments that the torque driving camshaft had fluctuations due to reactive forces of valve springs, and the direction of driving torque turned back cyclically, then tooth-faces of gears struck each other, and it was the cause of this noise. This noise level was mainly related to the amount of backlash of the gears and became to grow distinguishable when the amount was over 0.2 mm.

The amount of backlash varies widely owing to the characteristics, especially sensitive contractilities and expansibilities in soaking conditions, of phenol resin as raw material of the camshaft timing gear. The variation has been possible to be minimized by appropriate selection of material and pretreatment which successfully prevented the timing gear from arising this kind of noise.

1. ま え が き

自動車用小形四シリンダ機関が低速回転でコロコロというリズムカルなかたい音色の打撃騒音を発することがある(以下打音という)。この打音は騒音レベルとしては小さいが、その音色の特殊性から容易に聞きとれ、ときとして車室内にても聞えるほど大きいものがある。これはカム軸歯車として使用しているフェノール樹脂製歯車を良品と交換することにより防止できることが多いので、カム軸歯車の騒音と呼ばれている。以下この打音の性質、原因、歯車の挙動ならびに打音に影響するフェノール樹脂製歯車の特性について報告する。

2. 打音の状況

打音の状況を確認するため第1図に示すような方法で測定をおこなった。機関およびマイクロホンは防音室内におき測定は室外でおこなった。機関の前方30 cmにマイクロホン(MR 103)をおき、同一機関、同一カム軸歯車を用い、機関アイドリング時とモータリング時の各低回転における騒音を分析した結果 1.6~2.0 kc

の帯域ろ波器を通すのがいちばん鮮明であった。その記録は、第2図に示すようで、カム軸の1/4回転を周期として2群の打音により構成されている。

3. 発生原因

第2図のオシログラムにおいて同図(a)は機関アイドリング状態、(b)はモータリング状態である。ともに中央の波形はカム軸歯車騒音がもっとも特徴づけられて聞かれる周波数帯域(1.6~2.0 kc)のろ波器を通して記録したものである。上にある線状の波形は点火時期、下の点は時間を示す。第2図からカム軸歯車の衝撃状にあらわれ安定なものではないが、衝撃状音波の

第1図 カム軸歯車騒音記録方法
ブロック線図

* 昭和38年10月2日 北陸信越支部 諏訪地方講演会において講演、原稿受付 昭和39年6月16日。

** 正員、トヨタ自動車工業会社(豊田市トヨタ町)。

出現する時間的位置および形状からみてアイドリング、モータリング各場合にも同様なカム軸歯車騒音が出る事がわかる。このことから打音の強制力は動弁機構にあることが推測された。

動弁機構の概略図は第 3 図のとおりであり、カム配列は第 4 図のようである。

弁ばねの反力によるカム軸へのトルク T を計算すると(1)式のようになる。ただし

m_v : 弁の質量

m_{vs} : 弁ばねの質量

m_p : 押し棒の質量

m_l : リフターの質量

k_v : 弁ばねのばね定数

l_v : 揺れ腕の弁側腕の長さ

l_l : 揺れ腕の押し棒側腕の長さ

I_l : 揺れ腕の慣性モーメント

x : カム揚程

θ_c : カム回転角

e : 排気側を示す

s : 吸気側を示す

m : 質量

I : 慣性モーメント

(a) 機関無負荷 600 rpm (b) 機関モータリング 600 rpm

第 2 図 カム軸歯車騒音波形の記録例

第 3 図 動弁系

E: 排気 S: 吸気

第 4 図 カム配置

$$T = \sum_{e,s=1}^4 \left[\left\{ \left(m_v + \frac{1}{3} m_{vs} \right) \left(\frac{l_v}{l_l} \right)^2 + m_p + m_l + \frac{I_l}{l_l^2} \right\} \frac{d^2 x}{dt^2} + \left(\frac{l_v}{l_l} \right)^2 k_{vx} \right] E \dots \dots \dots (1)$$

$$\frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta_c} \frac{d\theta_c}{dt}, \quad \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{d^2 x}{d\theta_c^2} \left(\frac{d\theta_c}{dt} \right)^2 + \frac{dx}{d\theta_c} \frac{d^2 \theta_c}{dt^2}$$

$$\frac{d\theta_c}{dt} = \omega \quad (\text{カム軸回転速度=定数とみなす})$$

$$\frac{d^2 \theta_c}{dt^2} = 0, \quad \text{および} \quad E = \frac{dx}{d\theta_c}$$

を考慮して

$$T = \sum \left[\left\{ \left(m_v + \frac{1}{3} m_{vs} \right) \left(\frac{l_v}{l_l} \right)^2 + m_p + m_l + \frac{I_l}{l_l^2} \right\} \frac{d^2 x}{d\theta_c^2} \omega^2 + \left(\frac{l_v}{l_l} \right)^2 k_{vx} \right] \frac{dx}{d\theta_c} \dots \dots \dots (2)$$

第 1 表 排気弁系駆動トルク計算結果

角 度 deg	カムリフト x mm	$\frac{dx}{d\theta}$ mm/rad mm	$\frac{d^2 x}{d\theta^2}$ mm/rad ²	リフター面に 加わるばね力 kg	$M_e \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right)_{400\text{rpm}}$ kg	$M_e \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right)_{800\text{rpm}}$ kg	T_0 kg mm	T_{800} kg mm
0	6.0	0	-19.017	87.0	-0.334	-1.336	0	0
4	5.973 9	-0.995 3	-18.991	86.7	-0.333 9	-1.334	86.2	84.0
8	5.858 3	-2.317 5	-18.875	85.9	-0.331 8	-1.326	198	196
12	5.650 6	-3.628 5	-18.667	83.6	-0.327 5	-1.310	303	298
16	5.352 0	-4.921 9	-18.369	80.5	-0.321 8	-1.288	396	390
20	4.963 5	-6.791 2	-17.980	76.6	-0.315 8	-1.262	474	465
24	4.488 3	-7.430 4	-17.505	72.6	-0.307 6	-1.202	540	530
28	3.927 3	-8.633 4	-16.944	66.4	-0.297 8	-1.189	573	563
32	3.283 8	-9.794 3	-16.300	60.6	-0.286 2	-1.143	593	581
35°16'8''	2.636 2	-10.799 1	-15.653	55.7	-0.274 8	-1.100	602	589
"	"	"	11.364	55.7	0.199 2	0.724	602	606
38	2.194 4	-10.312 3	11.806	53.0	0.207 5	0.830	547	555
42	1.503 7	-9.403 5	12.496	48.2	0.219 2	0.877	453	460
43°39'	1.236 3	-9.101 8	12.763	45.9	0.224	0.896	418	426
"	"	"	32.763	45.9	0.573 0	2.292	418	445
48	0.649 2	-6.585 4	33.351	42.6	0.584 8	2.339	280	295
52	0.261 8	-4.242 3	33.738	39.4	0.592	2.368	167	177
56	0.047 7	-1.878 8	33.952	37.9	0.595 1	2.381	70.8	75.5
58°14'47''	0	-0.551 3	34.000	37.3	0.597 2	2.388	20.6	21.8

第 2 表 吸気弁系駆動トルク計算結果

角 度 deg	カムリフト x mm	$\frac{dx}{d\theta}$ mm/rad mm	$\frac{d^2 x}{d\theta^2}$ mm/rad ²	リフター面に 加わるばね力 kg	$M_e \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right)_{400\text{rpm}}$ kg	$M_e \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right)_{800\text{rpm}}$ kg	T_0 kg mm	T_{800} kg mm
0	5.9	0	-18.709	87.3	-0.409 3	-1.636	0	0
4	5.874 3	-0.979 2	-18.684	87.0	-0.408 5	-1.632	85.9	83.5
8	5.760 5	-2.228 0	-18.570	85.1	-0.406 0	-1.621	187	186
12	5.556 3	-3.569 9	-18.366	83.5	-0.402 0	-1.608	298	292
16	5.262 5	-4.842 3	-18.072	80.6	-0.395 5	-1.581	390	382
20	4.880 7	-6.091 1	-17.692	76.9	-0.386 4	-1.545	468	458
24	4.412 7	-7.310 3	-17.222	77.4	-0.377 3	-1.509	522	511
28	3.860 8	-8.493 8	-16.670	66.5	-0.364 0	-1.436	565	552
32	3.327 7	-9.635 9	-16.037	61.3	-0.350 4	-1.401	591	576
36	2.516 5	-10.731 5	-15.326	56.1	-0.335 8	-1.343	632	588
37°8'49''	2.298 6	-11.035 7	-15.108	54.6	-0.330 2	-1.302	603	588
"	"	"	11.601	54.6	0.253 8	1.014	603	588
40	1.763 7	-10.444 6	12.136	50.5	0.265 8	1.063	528	617
41°4'	1.571 4	-10.216 9	12.329	48.9 ⁵	0.270 0	1.080	500	539
"	"	"	32.330	48.9 ⁵	0.707 0	2.834	500	510
44	1.090 9	-8.549 0	32.809	47.0	0.717 6	2.870	402	529
48	0.574 4	-6.239 6	33.326	42.1	0.728 0	2.912	263	425
52	0.220 4	-3.899 7	33.680	39.3	0.735 0	2.940	153	165
56	0.030 4	-1.540 8	33.870	38.1	0.738 0	2.952	58.7	63.1
57°39'23''	0	-0.561 1	33.900	37.8	0.741 0	2.964	21.2	22.9

(2)式〔 〕内第1項は慣性力の影響, 第2項は静的のばあい, 簡単のために摩擦力は無視してある. 実際の数値を代入した計算結果は, 第1, 2表のようになり, それぞれのカム位相を考慮して総合すると第5図(a)に示す理論曲線となる. 第5図(a)は縦軸に T , 横軸に θ をとり, #1 シリンダ上死点の時を $\theta_0=0$ に選んでいる. トルクが負の値をとる時は, 弁ばね反力がクランク軸を加速する方向に力がかかる場合である.

以上は, 簡単のためにたとえば油ポンプ, 配電器等を駆動するに要する動力や動弁計の摩擦力を無視しているので, 実際は計算値と異なるものと考えられる. そこで第6図(a)に示すような装置でひずみ計式トルクメ

ータをカム軸先端に取付け, はずみ車付電動機によりカム軸を駆動し, 駆動に要するトルクを測定した結果が, 第5図(a)の上の曲線である. 計算値より平均値が正の側にずれるように移動していることがわかる. それでもなおあるカム軸角度においてはクランク軸を駆動しようとする方向の力がカム軸歯車に作用する.

すなわち, 正規駆動方向とは反対の逆トルクが存在する. これが打音発生の強制力であると考えられる. またこのカム軸駆動トルクの変動振幅は低速域においてはほぼ一定である. この測定例として, 第6図(b)に示すように電気動力計に接続したクランク軸よりカム軸を駆動し, カム軸にはりつけたひずみゲージよりカ

第5図 カム軸駆動トルクの変動と打音発生, バックラッシュ反転の各時期との関係

第6図 カム軸駆動トルク測定装置

第7図 機関負荷とカム軸駆動トルク変動との関係

歯車のバックラッシの量と騒音波形の関係を第 14 図に示す。

6. フェノール樹脂製歯車の特性

最初にバックラッシが 0.2 mm 以下になるようにクランク軸およびカム軸歯車が組立ててあっても、使

用中わりあい短時日に大きな打音を発するようになるものがある。その例は第 3 表の 5 000 km 台上耐久試験結果で示す。また第 15 図はいろいろの材質のカム軸歯車の耐久性を調査したときの一例であるが、運転時間の経過とともにバックラッシ、打音とも増加しているのがわかる。試験条件は 1 000 rpm, 44 時間連

(a) 400 rpm (c) 800 rpm
(b) 600 rpm (d) 1000 rpm

第 10 図 機関回転数とカム軸歯車の打音波形

続であり打音の大きさは第3表, 第15図とも第13図の表示方法である. このカム軸歯車にはかなりの経時変化を起すものがあり, 歯車フェノール樹脂材質の種類, 成形加工法, 熱処理方法により大差がある. 第16

第11図 バックラッシュと打音

第12図 歯車への給油量と歯面打撃による振動

第13図 バックラッシュと振動

図に種々の条件で放置した場合, その条件によるバックラッシュの変化のようすを, オーバピン径の変化で図示した. しかし実際には機関が運転, 休止を繰返し, 運転中は歯車が潤滑油中で加熱され, 休止中は機関内の空気中で冷却される結果となる. この油中加熱および放冷の繰返しを機関実用条件に模擬せしめ, カム軸歯車のオーバピン径の変化を実験室的に調査した結果は, 第17図に示すごとく歯車は収縮しバックラッシュ増大の傾向を示す.

このことから機関を運転することにより歯面摩耗がなくても早期にバックラッシュが増大し, 打音を誘発することが起り得ることが理解できた. 逆に長時間放置すると吸湿のため歯車が膨潤しバックラッシュを減らせることもしばしばある. これは打音が大きく故障として返還されてきたカム軸歯車を, 状況検討のため再組付けして打音の大きさを測定すると, 多くの場合打音が発生せず, 打音が大きかったのかどうかの確認がなされず, 原因究明の障害となっていた. これは前記のごとく軸歯車が輸送中に吸湿, 膨潤し, そのバックラッシュが減少したためである. 第3表と第15図に示した変化の大きいのは B_1 材質のものであるが, 第16図中の比較的安定な A_1 材質の歯車では第15図 A_1 のようになり, バックラッシュ, 打音とも安定している

第3表 5000 km 台上耐久試験結果

	試 験 始	試 験 後
バックラッシュ	0.15 mm	0.23~0.24 mm
打音 dB(振)	40 dB	46~47 dB

バックラッシュ (a) +0.2 mm (b) +0.4 mm (c) +0.6 mm

第14図 バックラッシュの変化と打音波形

第 15 図 台上耐久試験結果

第 17 図 90°C 油中加熱, 空中放冷繰返しによるオーバピン径の変化 (中山氏実験資料より)

(本項一部神戸電機会社 中山頼一氏提供の資料による)。

すなわち A₁ 樹脂のように膨張, 収縮性の安定しているものをカム軸歯車の材質として使用することにより, 早期に発生しがちなカム軸歯車の打音を防止することが可能となった。

第 16 図 カム軸歯車の寸度変化
バックラッシュ = $0.35 \times$ オーバピン径の変化 (神戸電機会社 中山氏実験資料より)

7. 結 論

(1) カム軸歯車打音の発生原因はカム軸を弁ばねの反力に抗して駆動するため, 駆動トルクが周期的に反転し歯面間で打撃することにある。

(2) 打音の大小はバックラッシュの量に左右され, 0.2 mm を越えると故障とされるほどの大きさになる。

(3) バックラッシュは歯面の摩耗がなくてもその材質がフェノール樹脂の場合, 機関での加熱, 冷却の繰返しで歯車が収縮し早期に増大することがあるが, 変化の程度は材質, 処理の選定でかなり安定なものが得られ, これを使用することにより打音の発生を防止することができた。

終りに本論文の発表にあたり種々貴重な資料の提供をしていただいた神戸電機会社 中山頼一氏に深く感謝いたします。

43 年度の機械生産額 12 兆円

通産省では経済企画庁が中心となって作成している中期経済計画における鉱工業生産および貿易などについて見とおしを検討しているが, このほど機械工業における見とおしをまとめた。

これによると中期経済計画における 43 年度機械工業の生産額は船舶, 車両を除いて約 12 兆円, うち輸出が 1 兆 3 000 億円で 35 年に比べ生産が約 2 倍, 輸出が約 3 倍強それぞれ増加する見とおしである。

中期経済計画は昭和 43 年度を目標年次とし, 45 年度を目標とした長期計画 (倍增計画) の修正の意味を

含めて検討されるものである。

さて, 機械工業の内容について基準年次の 35 年に對比して 43 年度の生産額は, 一般機械は約 3 倍, 電気機械 2.7 倍, 精密機械 2.3 倍, 輸送機械 4.1 倍となっているが, 輸送機械のうち, 自動車は 5.5 倍の大幅な伸びを示している。

なお, 船舶, 車両を含んで 43 年度の機械輸出目標は 35 億 1 000 万ドル, 精密機械 2 億 5 000 万ドルとなっている。

(服部敏夫)