

# 特集 ヒルベルト変換を用いたギヤ対の加速時回転角差計測技術\* —加速時ギヤ騒音への適用—

## Analysis of the Rotational-angle Difference between Gears on Gear Noise under a Transient State Using the Hilbert Transform

大原 康司  
Kouzi OHARA

北川 福郎  
Fukuo KITAGAWA

加藤 直也  
Naoya KATO

清水 光一  
Koichi SHIMIZU

The authors developed a useful analysis method of the gear-rotational-angle under a transient state with a more practical accuracy, because the conventional method could not be used under a transient state. Under the transient state the gear revolution speed was changed from 600 to 2000 r/min in 0.35 s. A key technology of this method was that transient signals of gap-sensors that detect the movement of gear teeth were transformed to quasi-steady signals using trigger pulses which were received with each revolution, and then analyzed using the Hilbert Transform.

This technology contributes to the development of gears which balance low-noise with durability, by clarifying the gear-rotational-behavior in an actual state of operation. From the analysis of gear noise during acceleration of the gear-rotational-speed, it was found that the fluctuations of the rotational-angle difference between gears was larger than the rotational-angle equivalent to the backlash, and the fluctuations related to fluctuations of the gear-transfer-torque.

It became clear that the gear noise during acceleration is generated by worsening gear meshing-performance due to the elastic deformation of gear teeth caused by the gear-transfer-torque.

**Key words:** Gear, Measurement, Noise/Transient-state, Rotational-angle, Hilbert transform

### 1. まえがき

近年、車両全体・パワートレインにおける静粛性が向上しているため、これまで聞こえなかった音や振動を感じるようになってきている。また、燃費向上のための軽量化が進んでおり、振動・騒音と信頼性の両立が求められている。今回取り上げるギヤ部もこの要求が厳しい部位であり、ギヤの加速・減速の切り替わり時にギヤがバックラッシュ分移動して衝撃的にぶつかり、歯打ち音やギヤ歯の破損を生じる。また、実働状態でのギヤ対の噛合い状態が悪化すると、歯面の一部が大きな力を受けて変形し、噛合い音や歯面の磨耗を生じる。歯打ち音に寄与するギヤのバックラッシュは、ギヤ角度にすると $0.1^\circ$ のオーダーであり、噛合い音に寄与する歯面の変形はそれよりも小さい値であり、このような微小な回転角の解析がギヤにおける振動・騒音と信頼性の両立問題を検討するのに必要である。

一般に、車全体の騒音に対して、エンジン本体やトランスミッションにおけるギヤの噛合い歯面部で発生する騒音（歯打ち音、噛合い音）の寄与は大きく、音質にも影響している。特に特定の運転条件でのみ発生する騒音は、普段は発生していない異常な騒音（異音）と

認識されるため、低減の必要がある。

その一例として、車両発進時などの急加速時に、動力を伝達せずに空転しているギヤより騒音が発生することがある。現状では、この加速時ギヤ騒音の音圧は小さいものの、その発生原因は不明であり、今後騒音が増大しないように原因を把握する必要がある。

本報では、上記の加速時ギヤ系騒音の原因究明のために、回転数上昇が $4000\text{ r/min/s}$ といった急加速時のギヤ対回転角差を実用的な精度で計測可能な手法を確立し、これを用いて加速時ギヤ騒音の原因がギヤ伝達トルクに起因するギヤの歯型変形による噛合い状態悪化であることを解明したので報告する。

### 2. 急加速時のギヤ対回転角差計測

#### 2.1 方式の選定

騒音の発生原因究明のためのギヤ回転挙動計測では、高分解能のロータリエンコーダをギヤの軸端部に設置する方式が一般的であるが、今回の加速時ギヤ騒音の解析に対しては、

\* 2008年2月11日 原稿受理

(1) 実機への設置が困難

対象のギヤとその軸の端部までの間で軸がねじれる可能性があり、噛合しているギヤの近傍において計測する必要がある。

(2) 回転加速度の算出が困難

パルス間隔から求めた回転角が離散値で時間変化が階段状のため、ここで、回転加速度は空転している歯車のギヤ伝達トルクを推定するのに必要である。

(3) 高周波数に対応した計測系が必要

分解能を回転角  $0.1^\circ$  としても、3000 r/min でのパルス周波数は 180 kHz にもなり、機械系で一般に使われている計測機器では帯域が不足する。

といった問題がある。

そこで、Fig. 1 に示した定常運転用のヒルベルト変換法<sup>1)</sup>を改良することとした。このヒルベルト変換法では、ギヤ歯またはギヤ近傍に設けたダミーギヤを検出でき、微分可能な連続的回転角を得られ、20 kHz 帯域に収まるギヤ噛合い周波数を計測すればよい<sup>1)-3)</sup>

2.2 定常運転用のヒルベルト変換法

Fig. 1 に示した手法では、ギャップセンサにてギヤ歯を検出し、カットオフ周波数をギヤ噛合い周波数の 1.5 倍程度としたローパスフィルタによりギヤ噛合い周波数成分（回転変動分わずかに位相変調されている）を抜き出し、その位相をヒルベルト変換により求めている。手法の詳細を以下に記載する。

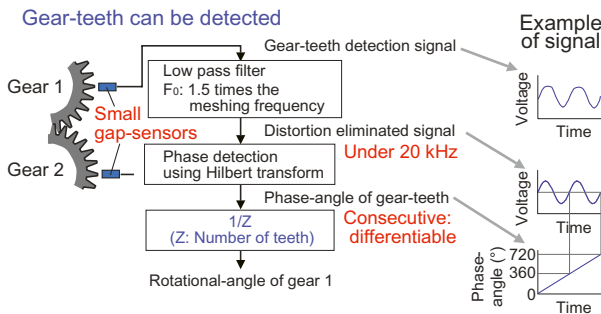


Fig. 1 Hilbert Transform method for steady operation

Table 1 Specification of gap-sensors

	Sensor-1	Sensor-2
Detection range (mm)	$\phi 6$	$\phi 10$
Linearity distance (mm)	1	2
Resolution ( $\mu\text{m}$ )	0.5	
Range of frequency (kHz)	from 0 to 20	

2.2.1 ギャップセンサによるギヤ歯検出

ギヤ歯検出には、Table 1 に示したある程度の面積を検出範囲とする渦電流式非接触ギャップセンサを用いた。センサが 2 種類あるのはセンサ設置上の都合で、ギヤとダミーギヤを検出したためである。

検出範囲全体をカバーするターゲットとの距離に対するセンサ出力の一例を Fig. 2 に示した。また、検出範囲内でターゲットとの距離が一定でない場合の出力は、距離が等しい部分の面積比（基準：検出範囲面積）と Fig. 2 の特性の積を加算した値となるので、ギヤのモジュールに応じた検出範囲のセンサを選定すれば、正弦波に近い波形を得ることができる。

センサ選定の目安を得るために、Fig. 3 に示したモデルのようにギヤ径無限大・ピッチ P の矩形ダミーギヤを検出範囲の異なるセンサで検出した結果を机上計算し Fig. 4 に示した。Fig. 4 において、ギヤピッチ P に対する検出範囲径 ds の比が 0.5 以下では出力一定の区間で移動情報が得られないこと、比が 1 では感度が低いことから、ギヤピッチ P の 0.5 ~ 0.75 倍程度の検出範囲径を持つセンサを用いるとよいことが分かる。

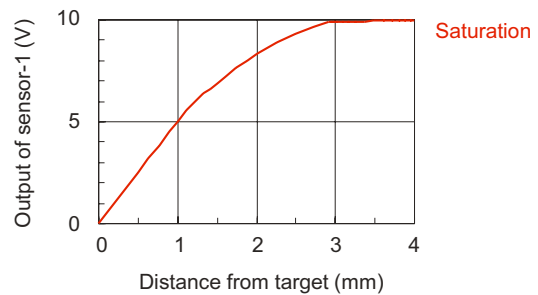


Fig. 2 Example of output using sensor-1

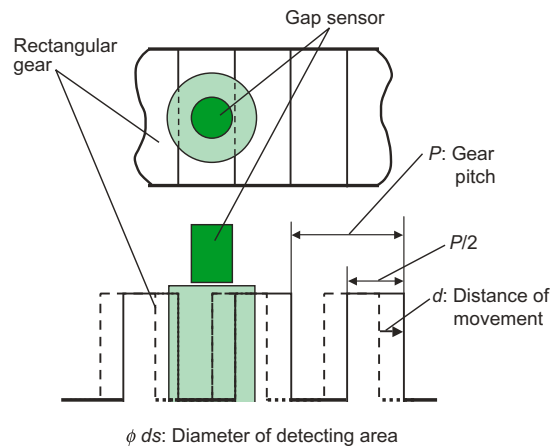


Fig. 3 Model of calculation

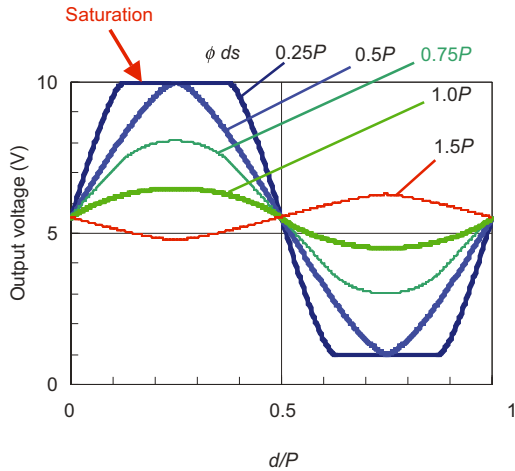


Fig. 4 Results of calculation

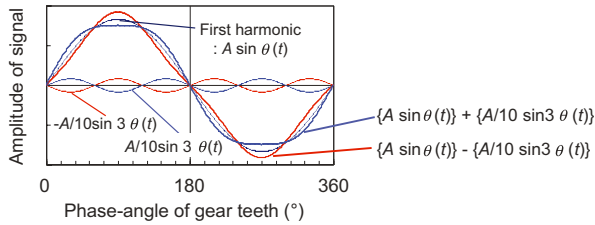


Fig. 5 Example of signal's distortion

2.2.2 ローパスフィルタによる歪除去

ギヤ回転角に対するギヤ検出信号は、Fig. 4 に示したように、波形にピークのとがり・なまりが発生する。これは、Fig. 5 に示した3次高調波による波形歪例のように奇数次高調波成分によるものである。また、実際のギヤを検出した場合には歯形による歪も発生するが、検出信号はピッチ分のギヤ回転角を周期とするため、歯形による歪は整数次高調波成分によるものである。よって、2次以上の高調波成分を除去すれば、ギヤ噛合い周波数成分のみを取り出すことができる。

ギヤ検出信号の時間波形においても、回転変動によるギヤ噛合い周波数の変化は小さいため、ギヤ噛合い周波数の1.5倍程度をカットオフ周波数とするローパスフィルタにより歪を除去できる。

2.2.3 ヒルベルト変換による位相検出

歪除去されたギヤ歯検出信号  $x(t)$  は、ギヤ回転変動によりわずかに位相変動されるとともに、ギヤの中心ずれ・センサ感度の温度ドリフトなどのために緩やかに振幅  $A(t)$  が変化する正弦波信号  $z(t)$  の実数部である。 $z(t)$  の位相を  $\theta(t)$  とすると、 $z(t)$  は

$$\begin{aligned} z(t) &= A(t) \cdot \exp \{j \cdot \theta(t)\} \\ &= A(t) \cdot \exp [j \cdot \{2 \cdot \pi \cdot f_0 \cdot t + \theta(0) + \Phi(t)\}] \\ &= \text{Re} [z(t)] + j \cdot \text{Im} [z(t)] \\ &= x(t) + j \cdot H[x(t)] \end{aligned} \tag{1}$$

$f_0$  : ギヤ噛合い周波数 (平均値)

$\Phi(t)$  : 回転変動による位相変動量

$H[x(t)]$  :  $x(t)$  のヒルベルト変換値

と表現できる。ここで、 $H[x(t)]$  の定義式は

$$H[x(t)] = 1/\pi \cdot \int \{x(u)/(t-u)\} du \tag{2}$$

ここで、 $\int$  の積分範囲は  $-\infty$  から  $\infty$  であり、ヒルベルト変換  $H[x(t)]$  は、解析区間全体の  $x(t)$  の情報を用いて  $z(t)$  を  $90^\circ$  位相変換し、 $z(t)$  の虚数部  $\text{Im}[z(t)]$  を求めるものである。

よって、Fig. 6 に示されるように位相  $\theta(t)$  は

$$\theta(t) = \tan^{-1} \{H[x(t)]/x(t)\} + n \cdot \pi \tag{3}$$

$n$  : 整数 :  $\theta(t)$  が連続するように設定

により、時間的に連続な (サンプル点ごとに変化する) 値として求められる。また、位相変動量  $\Phi(t)$  は

$$\Phi(t) = \theta(t) - 2 \cdot \pi \cdot f_0 \cdot t - \theta(0) \tag{4}$$

により求められる。

位相検出の一例として、回転変動および振幅変化量を誇張した場合について、

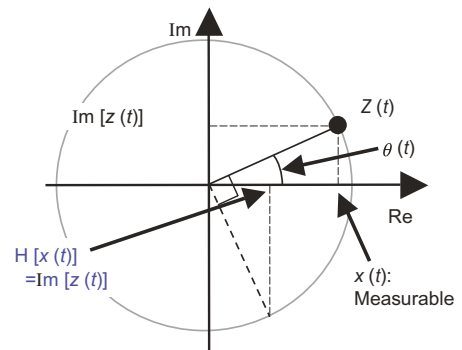


Fig. 6 Principle of phase detection

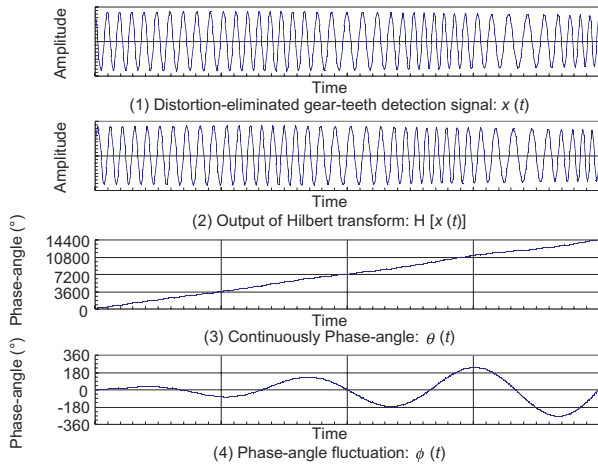


Fig. 7 Example of phase detection by Hilbert transform

- (1) 歪除去されたギヤ歯検出信号  $x(t)$
- (2) ヒルベルト変換値  $H[x(t)]$
- (3) 連続化した位相  $\theta(t)$
- (4) 位相変動量  $\phi(t)$

を Fig. 7 に示した。

### 2.3 加速時計測での誤差要因

#### 2.3.1 ギヤ軸のぶれ

Fig. 1 に示したように、ギヤ歯の回転を Fig. 2 に示されたターゲットまでの距離に対応する出力特性のギャップセンサで検出しているため、運転状況の変化によりギヤ軸がギャップセンサ設置方向に急激に移動すると検出信号の値が変化し、回転角に誤差を生じる。

#### 2.3.2 ギヤ歯検出信号の歪

ヒルベルト変換への入力は、ギヤ噛合い周波数の正弦波が回転変動により位相変動された信号である必要がある。先に 2.2 節で述べたように、計測されるギヤ歯検出信号には波形歪（ギヤ回転角軸上でも生じる正弦波からのずれ）が存在するので、定常運転用の計測では噛合い周波数の 1.5 倍程度をカットオフ周波数とするローパスフィルタにて、この歪を除去している。

しかし、今回の加速時では、回転数がアイドルからその 3 倍以上まで変化するため、高回転数での噛合い周波数に合せたローパスフィルタでは低回転数での歪を除去できず、回転角に誤差を生じる。

### 2.4 加速時計測での誤差低減

前述した誤差要因の影響を低減するために、Fig. 8 に示すように計測系を改良した。以下に誤差低減手法とその低減効果確認結果について記載する。ここで誤

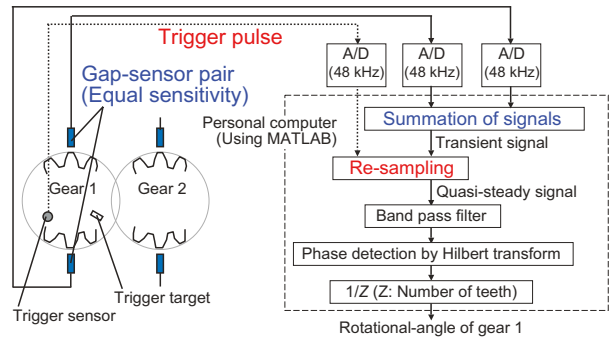


Fig. 8 Improved method for transient operation

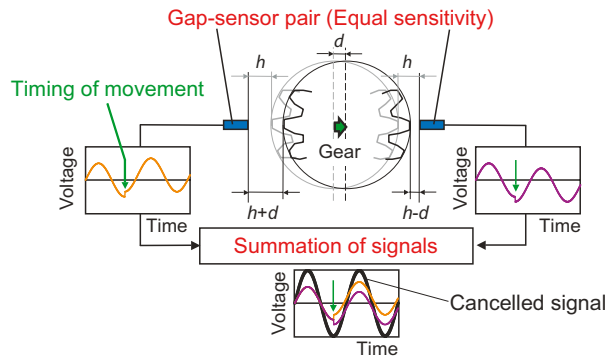


Fig. 9 Action of improved detection method

差低減の目標は、対象としたギヤ対のバックラッシに相当する回転角を噛合い周波数の位相に変換した  $4^\circ$  以下とした。

#### 2.4.1 ギヤ軸のぶれによる誤差の低減

Fig. 9 に示すように、感度の等しいギャップセンサ対を対向して配置し、各ギヤ歯検出信号の和を取ることで、センサ配置方向へのギヤ軸のぶれ分をキャンセルする。

ギヤ軸が急激に  $d \mu\text{m}$  移動したときに、単純に電圧値で位相を判断する場合の最大位相誤差は、

$$\cos^{-1}(1 - d \cdot k \cdot r / A) \quad (5)$$

ここで、

$k$ : センサ感度 ( $\text{V}/\mu\text{m}$ )

$r$ : センサ対の感度ずれ率

(改良前は片方感度 0 で 1 になる)

$A$ : 検出信号の片ピーク値 (V)

となる。Fig. 10 に示した改良前と改良後（センサ対の感度ずれ率 0.01）の最大位相誤差より、改良が有効であることが分かる。また、改良後の最大誤差  $1.0^\circ$  はヒル

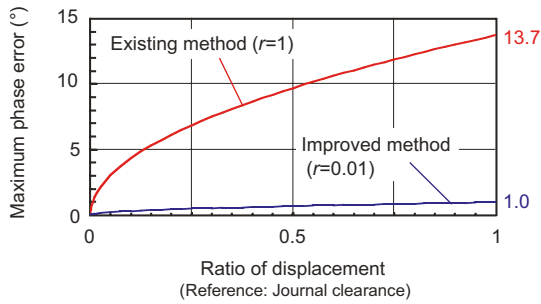


Fig. 10 Effect of improved detection on phase error

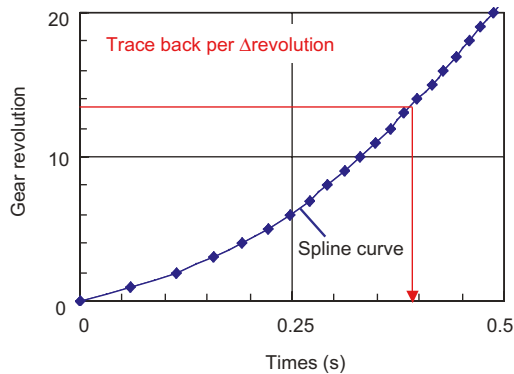


Fig. 11 Calculation of time point for re-sampling

ベルト変換を用いて位相を求めた場合には更に小さくなり、目標である4°に対する余裕は増加する。

2.4.2 ギヤ歯検出信号の歪による誤差の低減

Fig. 8 に示したようにギヤ1回転ごとに検出されるトリガーパルスに基づいて、時間軸上の非定常信号をギヤ回転量軸上の疑似定常信号にリサンプリングし、バンドパスフィルタにより歪を除去する。ここで、バンドパスフィルタを用いるのは、リサンプリング時の近似誤差によりギヤ回転1次より低い周波数の歪が現われるためである。

今回対象とする急加速条件では回転数上昇が4000 r/min/s と大きいため、ギヤ1回転ごとのトリガーパルス間で回転数が10%程度変化する。このため、トリガー間を時間的に等分するリサンプリングでは位相誤差が生じてしまう。そこで、Fig. 11 に示すように、トリガー検出点より時間とギヤ回転量の関係をスプライン近似し、一定の微小ギヤ回転量ごとに時間を逆算してリサンプリングしている。

Fig. 12 に示したダミー信号による誤差検証結果より、改良が有効であることと、位相誤差2°以下と目標(4°)を達成していることが分かる。ここで、ダミー信号は Fig. 12 の右上に示した位相軸上で三角波となる

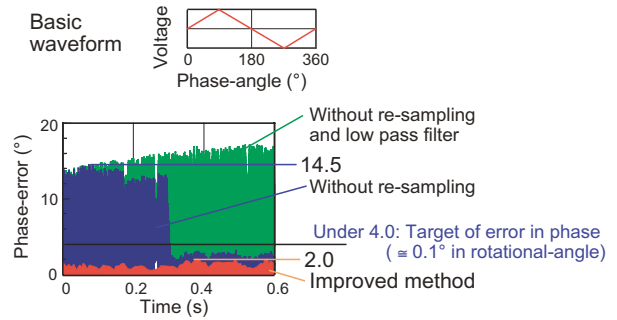


Fig. 12 Effect of re-sampling on phase error

基本波形に基づいて、計算機上で実測に近い加速条件での波形を算出し、一定時間ごとのサンプリング結果として与えている。

2.4.3 誤差低減のまとめ

定常運転用のヒルベルト変換法に、ギャップセンサペアの信号和をとるギヤ軸ぶれ誤差低減法とトリガーに基づいてリサンプリングした後に回転量軸上でローパスフィルタを通す波形歪み除去法を追加することにより、急加速時においてもギヤ歯位相角検出の誤差は3°(改良前は30°以上)に減少し、目標である4°以下を達成した。

ギヤ伝達トルクにより噛合い部で変形し、噛合い部以外で復元するギヤ歯では、特に過渡状態で信頼性確保と騒音低減の両立が求められており、今回開発した技術は、実機実動状態で噛合っているギヤ対の回転角差を定量的に把握することにより、ギヤ開発においてこの両立問題を解くキー技術といえる。

さらに、ダミーギヤを設置すれば、本手法を各種の回転体の回転角測定に適用することも可能である。

3. 加速時ギヤ騒音解析への適用

急加速時の駆動ギヤと被動ギヤの回転角および騒音に対応するハウジング振動を測定し、ハウジング振動が大きいところでギヤ挙動を解析して発生メカニズムを推定した。また、推定した発生メカニズムと対策効果について、ギヤ伝達トルクを設定できるモデルベンチにて確認した。

3.1 計測手法改良の効果確認

実測したギヤ歯検出信号を用いて、Fig. 1 に示した定常運転用の従来手法と Fig. 8 に示した改良手法で得られる結果を比較し、計測手法改良の効果を確認する。ここで、先に述べた誤差検討の結果と比較できるように噛合い周波数での位相変動値を Fig. 13 に示した。

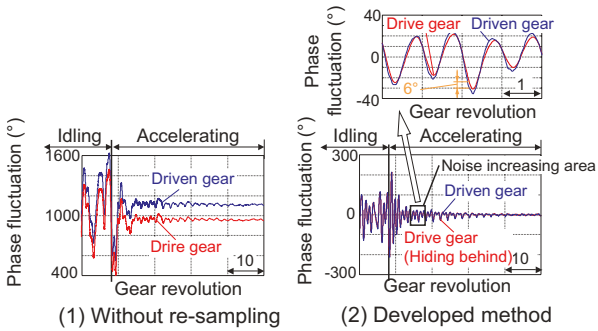


Fig. 13 Comparison of methods on rotational fluctuations

Fig. 13 (1) の従来手法の結果では位相変動が大きくドリフトし、ドリフト量がギヤにより異なるため相対回転挙動を検討できない。これに対し Fig. 13 (2) の改良手法の結果では位相変動のギヤ間でのずれは最大 6° 程度であり、実用的な精度で計測できていると考えられる。

### 3.2 発生原因の推定

得られたギヤ回転角データからギヤ伝達トルクと被動ギヤの相対位相変動を算出し、ハウジング振動とともに騒音が増大する部分を拡大して Fig. 14 に示した。ここで、ギヤ伝達トルクは空転している被動ギヤの角加速度（回転角の 2 回微分）と慣性モーメントの積、相対位相変動は被動ギヤの位相変動量と基準とした駆動ギヤの位相変動量との差として求めている。

Fig. 14 より、ハウジング振動の振幅は間欠的に増減しており、各気筒の爆発トルクによる駆動ギヤ回転の加速によりギヤ伝達トルクが大きく（ピークのほぼ半分以上）なり、被動ギヤの相対位相が大きく遅れるところで振動振幅が増大していることが分かる。また、相対位相変動の振れ幅が約 11° と、Figs. 10&12 に示した最大計測誤差の和 3° を考慮してもバックラッシュ分の 4° より大きくなっている。そこで、加速時ギヤ騒音の原因を、駆動ギヤ回転変動の加速側で増加したギヤ伝達トルクのためにギヤの噛み合い部が弾性変形することによる噛み合い状態の悪化と推定した。

### 3.3 発生原因の確認

推定した発生原因を確認するために、駆動ギヤの回転数およびギヤ伝達トルクを一定に設定できるモデルベンチにおいて、騒音発生時の回転数・ピークトルク値として計測したハウジング振動波形を Fig. 15(2) に示した。

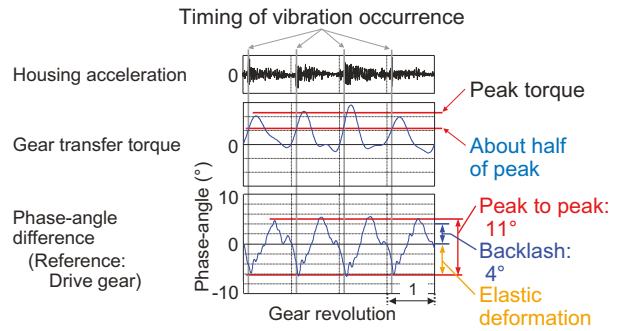


Fig. 14 Transfer torque and rotational behavior of gear

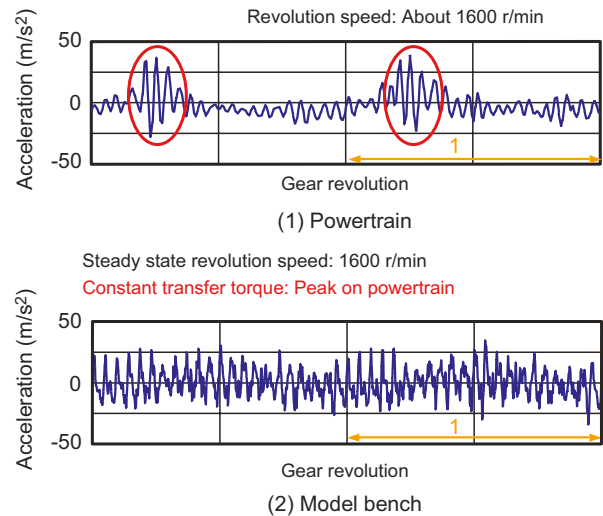


Fig. 15 Comparison of housing vibration

Fig. 15 において、一定ギヤ回転数・一定ギヤ伝達トルクのモデルベンチの結果である Fig. 15 (2) でも、Fig. 15 (1) に示された実機計測結果の振動振幅増大部（赤丸部）と同様なハウジング振動が連続的に発生していることから、騒音の発生原因が歯打ちではないことが分かる。

### 3.4 改良ギヤの効果確認

ギヤ伝達トルクのためにギヤの噛み合い部が弾性変形することによる噛み合い状態の悪化を抑制した改良ギヤおよび弾性変形を助長した振動悪化確認用ギヤを製作し、モデルベンチにおいてギヤ伝達トルクを変更して計測したハウジング振動の振幅を Fig. 16 に示した。

Fig. 16 より、実機で計測されたギヤ伝達トルク範囲（トルク比 1.0 以下）で、ハウジング振動が、改良ギヤ使用時に低減し、振動悪化確認用ギヤ使用時に増大することを確認できた。

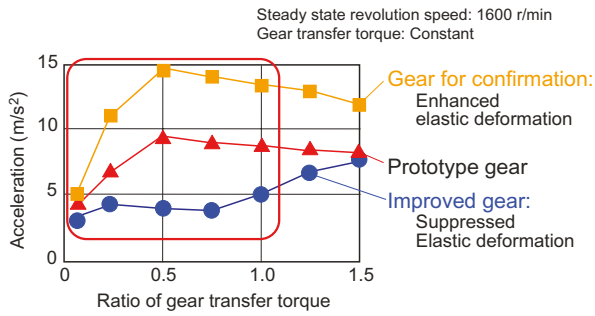


Fig. 16 Effect of improved gear on model bench

4. むすび

加速時ギヤ騒音の原因究明のために、急加速時の過渡ギヤ回転挙動計測手法を開発し、これを用いて加速時ギヤ騒音の原因検討を行い、以下の結果を得た。

- (1) 定常運転用のヒルベルト変換法に対してギヤ歯検出法および検出信号の歪除去法を改良し、回転数上昇が 4000 r/min/s といった急加速時の過渡ギヤ回転挙動を実用的な精度で計測可能な手法を確立した。
- (2) 実機での計測結果より、加速時ギヤ騒音の発生原因を、駆動ギヤ回転変動の加速側で増加したギヤ伝達

トルクのために、ギヤの噛合い部が弾性変形することによる噛合い状態の悪化と推定した。

- (3) 駆動ギヤの回転数およびギヤ伝達トルクを一定に設定できるモデルベンチにおいて実機の振動振幅増大部と同様なハウジング振動が発生していることから、実機計測で推定した発生原因を確認した。
- (4) 弾性変形による噛合い状態の悪化を抑制した改良ギヤの騒音低減効果をモデルベンチにおいて確認した。

<参考文献>

- 1) 石原章，他：“ヒルベルト変換法による歯車回転挙動の計測”，自技会講演会前刷り集，952 1995-5 9535017
- 2) “The Hilbert Transform”，B&K Technical Review No.3 (1984).
- 3) 大原，他：“ヒルベルト変換を用いたトランジェント歯車回転挙動計測”，自技会講演会前刷り集，No.117-02 (2002)，p. 5.



<著者>



大原 康司  
(おおはら こうじ)  
(株)日本自動車部品総合研究所  
研究1部  
エンジン振動・騒音分野の研究・開発に従事



北川 福郎  
(きたがわ ふくお)  
(株)日本自動車部品総合研究所  
研究1部  
エンジン振動・騒音分野の研究・開発に従事



加藤 直也  
(かとう なおや)  
(株)日本自動車部品総合研究所  
研究1部  
エンジン関連の研究・開発に従事



清水 光一  
(しみず こういち)  
トヨタ自動車(株)  
エンジンプロジェクト推進部  
エンジン振動・騒音分野の開発に従事