歯車装置の振動・騒音研究のこのごろ

梅 澤 清 彦*
Kiyohiko UMEZAWA

Key Words: Gear, Vibration, Sound, Noise, Contact Ratio, Power Transmission

1. はじめに

歯車装置の振動・騒音という、古くからある問題がいまより上げられている背景は、社会の騒音に対する要求が、機械の各コンポーネントの低騒音化を進め、このところあまり問題にされなかった、歯車装置の騒音が相対的にめだってきたことによるものと思われる。

動力伝達用平歯車の振動・騒音の研究は、我が国にかぎって見ても、すでに1938年に歯車の伝達精度と歯車の発生する音の関係を研究した関口らに端を発し⁽¹⁾、伝達トルクにより歯がたわみ、回転伝達精度が劣化するようすを論じ、歯のたわみ式を示した石川⁽²⁾⁽⁴⁾、1958年負荷運転中に歯車にかかる動的な負荷を論じ、その歯形修整法を示した歌川⁽⁵⁾で、その基本はほとんど示されている。その後、発生音との関係で中村⁽⁷⁾、曾田ら⁽⁸⁾によって検討されている。

このような流れの中で、広く歯車装置の振動・騒音問題をふかんし、その進むべき道を示すのが本来であろうが、その任とも思えず、むしろ“葦の髄から天井のぞく”のたとえどおり、一研究室でこの古くからある問題に対して、いま何が明らかになり、何を明らかにしようとしているかをお伝えすることで、諸賢の一助になればと筆を進めたい。

2. 歯車の発生音

歯車の発生する音の性質を理解していただくために、モジュール2、歯数156枚、圧力角20度、外径316mm、歯幅50mmの同じ諸元の平歯車

* 正員、東京工業大学精密工学研究所 (〒227 横浜市緑区長津田町4259)。

を、 MoS_2 ペーストの乾式潤滑で軽負荷を伝える状態で、回転数を変えて運転したときに発生する音の周波数分析結果を図1に示した。

歯車の発生音の中には、一対の一点鎖線で3箇所を示した、回転数を変えてもその周波数を変えない成分と、矢印で示した回転数の変化につれて、その周波数を変える成分があることがわかる。すなわち、

(1) 歯車本体の曲げによる振動の固有モードを示す周波数成分、

(2) 歯車の回転数と歯数の積である、かみあい周波数成分、

図1 歯車の発生音の周波数分析結果例

である。さらに、かみあい周波数成分の音には、

(3) 空力的原因で発生する成分⁽²⁰⁾、が含まれていることがわかっている。

2.1 歯車本体の固有振動数成分の音 従来より、比較的径の大きい歯車では、歯車本体の軸方向の固有振動が発生していることが知られており⁽⁷⁾⁽¹⁰⁾、おもに伝達トルクの大小によるものと思われるが、この振動が歯車とともに回転している場合⁽¹⁷⁾と、逆に固定している場合が観測されている⁽¹⁵⁾。

2.1.1 発生音のスペクトル 図1は節線が回転している場合の測定例であり、図中に節線の数 n が3本、4本、5本の場合の歯車本体の固有振動周波数を、モードを示した各円の中心位置で示している。この成分の特長は、歯車の回転数が増加するに従って、発生音では周波数が分離し一対となり、その差が広がっていくことである。また節線の数が多いほうがその広がり方も大きいことがわかる。

この現象は図2のように、空間に静止する極座

図2 空間に静止する座標系 (Φ, t) と、歯車といっしょに回転する座標系 (ϕ, t)

測定結果

標系 (Φ, t) と、歯車といっしょに回転する極座標系 (ϕ, t) を考えると良くわかる。図で直径節 n 本をもつ振動モードが歯車の上に固定していると、半径方向の分布を無視すれば、この固有振動は

$$x_n(\phi, t) = \cos n\phi \sin \omega_n t$$

である。この振動を空間に静止した座標から観察すると、 $\Phi = \omega_g t + \phi$ (ここで ω_g は歯車の回転角速度である) より、

$$\begin{aligned} X_n(\Phi, t) &= x_n(\Phi - \omega_g t, t) \\ &= \frac{1}{2} \sin\{(\omega_n - n\omega_g)t + n\Phi\} \\ &\quad + \frac{1}{2} \sin\{(\omega_n + n\omega_g)t - n\Phi\} \end{aligned}$$

となり、この $2n\omega_g$ が一対のスペクトル成分の広がりであり、図1が良く説明できる⁽¹⁷⁾。

2.1.2 音響ホログラフィによる確認⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾

歯車本体の固有振動による音を、音源の像を可視化できる新たに開発した音響ホログラフィシステムを用いて測定し検討してみる。

図3右上の白い部分は、図1の3000 rpmでの発生音の節線5本のモード(8.89 kHz)に起因する一対の成分の高いほうの周波数成分(9.13 kHz)についての測定結果である。

一方右下は、シミュレートした結果であり、そのホログラムにおいて、うず巻状の特長が測定結果と良く一致していることがわかる。

なお、歯車が回転せず、歯車本体の固有振動数で振動している場合のホログラムと再生像を左下

測定結果

シミュレート結果

図3 歯車本体の曲げ固有振動数の発生音のホログラムと再生像

に示したが、振動の腹の位置が音源として記録されていることがわかる。

このように機械的な固有振動周波数による原因は、設計時に噛みあい周波数などと一致しないように、あらかじめ避けることが第一義的な対策である⁽¹⁴⁾。

2.2 かみあい周波数成分の音 この成分の音は歯車装置の発生する音の多くを制する音で、基本的には歯のかみあいによって発生する振動から起こる成分であり、このことについては振動の面から後に述べることにする。

2.3 空力的に発生する成分の音⁽²⁰⁾⁽²¹⁾ この成分の音は、周波数は噛みあい周波数であるが、歯のかみあいにより機械振動が原因で発生する音と性質が異なっており、興味深いので紹介する。

図1の実験で回転数が2000rpmから、噛みあい周波数の音の成分が上昇する。一方軸受の振動

図4 空力的に発生する噛みあい周波数の音の挙動

などを計測しているが、振動にはこのように特定の回転数から急に大きくなる現象は見あたらない。このように歯車の回転数を上げていきながら、その噛みあい周波数成分の音のレベルを記録すると、図4に示すように、ある回転数から急激に音圧が上昇する性質がある。さらに同一歯車対でありながら、その軸間を変えることで、各回転数での音圧がかなり変わることがわかってきた。この音は図に示すように歯みぞをエポキシ樹脂で埋めて、歯底体積を変えると、中心距離を狭くしたときと同じ挙動を示し、歯みぞと相手の歯によってとじ込められる空間の空気の動きによることがわかっている。

3. 動力伝達用平歯車の回転方向振動

動力伝達用歯車においては、伝達トルクによる歯のたわみが、無負荷時の歯車の誤差と同程度あり、このたわみを考慮し、製作された歯車の運転性能をあらかじめ、検査段階で高い精度で予測・評価することができることは、歯車に関する技術者の一つの夢である。

また、その要因が複雑に作用し、歯車の諸元、各種誤差が性能におよぼす影響を正しく評価するには、実験からでは見落としがちな特性の研究に、図5に示すような平歯車の回転方向振動などのシミュレータを作製して、歯車のかみあい率、歯形修整、各種の歯車誤差の評価法を研究している⁽¹⁸⁾。

3.1 シミュレータ 基本的な振動を解く部分は25年前に歌川が示した⁽⁵⁾、歯車本体を相当質量、歯をばねとした、1自由度の振動方程式そのものを用いている。

歯のばね定数は、歯をはりと考えて、それぞれの歯の曲げ、せん断による変形、歯の根元が本体に沈む変形を考慮した、石川のたわみ式⁽²⁾を発展させ、歯を3台形に近似した歯のたわみをより正しく表す石川が示した改良形のたわみ式⁽¹³⁾を用いている。

さらに歯の接触による近寄りの値を考えるが、歯のばね作用による歯車対の固有振動数が実

図5 平歯車の回転方向振動を求めるシミュレータ

験結果に最も近い値を示す, Weber と Banaschek の式⁽³⁾を用いている。

本シミュレータの一つの特徴は, 歯車の各種の誤差を, その発想はすでに石川・大村⁽⁶⁾により 20 年前に提案されている“二歯面同時測定法による歯車精度の測定法”により, 歯車の歯形誤差, ピッチ誤差, 歯みぞのふれなどを含む歯車全歯の総合誤差を石川の作製した自動歯車精度測定機⁽¹²⁾から, 原理的には完全なオンライン化と同等である, 紙テープで出力させ, 実際の歯車をもとに振動特性が求められることである。すなわち, 歯車精度の測定結果がはじめて運転性能と結びついたわけである。

他の一つは, 動力伝達用歯車では一對の歯がかみあいに参加するときに, 荷重を伝えているその前の, かみあっている歯が負荷によりたわんでおり, 幾何学的に正しくかみあいに参加できないで, 駆動歯車の歯元近くの正しい歯面に, 被動歯車の歯先がくさび状にかみあう状態から, かみあいを開始するばね特性をどう見積るかという点にある。本シミュレータでは静的・動的負荷かみあい試験結果を種々検討した結果, くさび状にかみあう時点のばね定数を 0 としてかみあいが始まり, かみあいが進行して歯面どうしの接触になるが, 歯先近くではまだ完全な半無限体の接触状態と考えられず, ようやく完全な接触状態になった

とする歯面でヘルツの接触幅 a_H が保証される歯先から a_H はいった歯面接触位置までの間は, このばね定数になるまで直線で変化するとしたばね定数を採用している。こうすることで伝達荷重でばね特性が変わるという特長を持たせ, 広い伝達荷重条件の範囲で良く現象をシミュレートすることができるようになった。

このようにして開発したシミュレータが, 現実の歯車対の挙動をどの程度まで正確に表現するかということが問題になるが, 圧力角 14.5° , モジュール 4, 歯数 48 枚, 歯幅 10 mm の同じ歯車対で, 歯車の回転方向加速度の実測結果と本シミュレータの出力結果の一例を図 6 に示す。

伝達トルクの変動に対して比較したのが図 7 である。

図から, 本シミュレータが良く現象を表示していることがわかる。

3.2 かみあい率と圧力角誤差 平歯車では一對の歯に注目して, その歯がかみあいに参加して, かみあいを終わるまでの間, 平均して何対でトルクを伝えているかを, かみあい率 ε という値で表示しており, この一對と二対の歯でトルクを伝えることで, 歯のたわみがちがひ歯車対が振動源となる可能性があるわけである。

このため, たわみのちがひが発生しない, 常に二対で伝達トルクを伝えるかみあい率 2.0 の歯車

対が, 良い性能を示すことが予想され, 事実性能の良いことが数多く報告されてきた。しかし, 実際に作製して運転してみると,それほど良い性能を示さないことも耳にしてきた。

このかみあい率についてシミュレートした結果を図 8 に, 縦軸にそのかみあい率での加速度波形の実効値で示した。

一点鎖線で示す圧力角誤差がない場合(無修整歯車誤差なし)は, かみあい率 1.95 で非常に良い性能を示しているのがわかる。しかし, かみあい始めに歯先があたる方向に, 歯が起き

$$\varepsilon=2.05 \quad 1870 \text{ rpm} \quad \text{伝達トルク}=196 \text{ N}\cdot\text{m} \quad 20 \text{ kgf}\cdot\text{m}$$

実験結果

シミュレート結果

図 6 回転加速度のシミュレート結果と実験結果

伝達トルク N·m	196	147	98	49
実験結果				
シミュレート結果				

図 7 伝達トルクを変化させたときの振動波形 ($\varepsilon=1.80$, 1200 rpm)

図 8 かみあい率と歯車性能 (シミュレート結果)

ている圧力角誤差を -6.1 分、歯形誤差で約 $10\mu\text{m}$ あるとすると、二点鎖線で示すようにこのかみあい率 1.95 という歯車対は、それほど良い性能を示さないことがわかる。

これは、従来良い性能を示すといわれていたかみあい率 2.0 が、実は 1.95 であったという議論ではなく、このかみあい率近傍の歯車対は、圧力角誤差の影響を非常に受けやすく、誤差の全くない歯車ではじめてだせる性質であり、それも図に見るように非常にせまいかみあい率の範囲であって、一般にはとり入れるべきでないことを示している。

なおこの図でかみあい率 1.6 近傍で悪い性能を示しているのは、會田ら⁽¹¹⁾

が検討している、かみあい率と回転数の関係でたまたまこの回転数で悪くなる範囲のためであり、かみあい率 1.6 がとくに悪いということではない。

3.3 歯形修整 かみあい率で回転方向振動を低減することができないとすれば、動力伝達用歯車では伝達トルクによる歯のたわみは避けられない問題であり、同時にかみあう歯の対のちがいに発生するたわみの大小のたわみの大きいほうに、すべてたわみをそろえるように、そのぶん通常 10 数 μm 歯形をあらかじめ補正しておく、歯形修整ということになる。

ここでは、歯形修整の起点はかみあい歯対の変わる場所として、修整の形状は大小歯車の歯先を歯形検査上で直線とした、修整の効果を図8に示した。

歯形修整した、他に誤差のない歯車対の性能は、かみあい率に関係なく図の◇印で示した良い性能を示していることがわかる。しか

図 9 歯形誤差と歯車性能

(dB)

周波数 Hz	円 筒			長 方 体		
	内部音圧	外部音圧	音 圧 差	内部音圧	外部音圧	音 圧 差
7 279	108	70	38	107	79	28
7 817	107	64	43	106	68	38
7 908	105	67	38	103	81	22
8 159	112	70	42	109	71	38
8 701	104	79	25	106	76	30

図 10 箱の形状による内外音圧の差

し伝達トルクを変化させてシミュレータおよび実験で検討してみると、かみあい率2.5程度にすると、広い伝達トルク範囲で良い性能を示し、それに対してかみあい率が1の代では、設定した伝達トルク近傍の条件でのみ良い性能を示す、という特長がある⁽¹⁹⁾。

この修整歯車対に圧力角誤差が -6.1 分、歯形誤差で約 $10\mu\text{m}$ ある場合について、回転数を変えて調べてみると、●▲■印で図に示すような性能を示すことがわかった。

すなわちこの結果は、従来性能が良いと思われてきた、かみあい率2.0近傍の歯車対が誤差の影響を受けやすいことを示している。

従来から議論のあった、かみあい率2.0近傍の歯車対の性質が明らかにできたと思っている。

4. これから——おわりに変えて

4.1 歯車の精度等級と運転性能 各個別誤差が運転性能におよぼす影響を明確に評価することができるようになり、精度測定法からの規格誤差項目が妥当か、各誤差を同等にとりあつかって良いか⁽⁹⁾、という問題に振動性能の面からも答えが出せる水準にきたものと思われる。

たとえば、JIS B-1702による歯形誤差は歯面上で中凹でも、中凸でも同じ等級で表示されているが、この運転性能をシミュレートしてみると、図9に示すように、その性能は加速度で4倍程度のひらきが存在し、精度等級の悪い歯車が高性能を示すということが起きる。

歯車の設計・加工が専門化され、歯車の知識が風化されていく中であって、また精度等級を強度式の中に組み込む動きの中で、精度等級が性能の等級を表示できれば望ましいわけで、早急に精度等級を見なおすか、または別に運転性能を表示する等級を示す規格が考慮されるべきときであると思われる。

4.2 歯車装置 歯車装置の振動・騒音問題という、すぐに歯車対の振動・騒音の問題に短絡

しがちであるが、歯車単体の研究が進みその限界も明らかになってきたように思われる。

歯車箱というには少々薄い板厚 1.1mm の鋼板製の箱での実験結果(図10)であるが、同体積の長方体と円筒形の内部に同一音源を入れたときの箱の内外の音圧を、図に示したマイクロホンの位置の平均値として調べたものである。高い周波数範囲での測定例であるが、これを見ると円筒形のほうがより減音効果が期待できることがわかる⁽¹⁶⁾。

これからは、歯車装置として歯車・軸・軸受・歯車箱などからなる、一つの系と考えてとり組むべきで、このようにとらえることで選択できる自由度を増やし、さらに低騒音歯車装置として、いちだんと飛躍できるものと思われる。

(原稿受付 昭和56年7月7日)

文 献

- (1) 関口・ほか2名, 機論, 4-15 (昭 13-5), 140.
- (2) 石川, 機論, 17-59 (昭 26-7), 103.
- (3) Weber, C. und Banaschek, K., *Formänderung und Profilrücknahme bei gerad- und schrägverzahnten Rädern*, (1955), Friedr. Vieweg & Sohn.
- (4) 石川, 東京工業大学学報, No. 3 (昭 32).
- (5) 歌川, 機誌, 61-470 (昭 33-3), 269.
- (6) 石川・大村, 機論, 28-196 (昭 37-12), 1663.
- (7) 中村, 機論, 32-238 (昭 41-6), 1001; 1013.
- (8) 會田・ほか5名, 機論, 34-268 (昭 43-12), 2226; 2264.
- (9) 内山, 平歯車の精度測定法に関する研究, (昭 46), 博士論文(明治大学).
- (10) 小泉, 応用機械工学, 15-9 (昭 49-9), 79.
- (11) 會田・ほか5名, 機論, 41-345 (昭 50-5), 1597; 1631.
- (12) 下条・ほか3名, 機論, 43-373 (昭 52-9), 3548.
- (13) 藤井・ほか2名, 機講論, No. 780-2 (昭 53-2), 175.
- (14) 梅澤・小杉, 機論, 45-390 (昭 54-2), 204.
- (15) 松久・ほか2名, 機講論, No. 791-3 (昭 54-11), 193.
- (16) 梅澤・北條, *ASME Paper*, 80-C2/DET-14 (1980).
- (17) 梅澤・北條, 機論, 47-413, C (昭 56-1), 57.
- (18) 梅澤・ほか2名, 機講論, No. 814-7 (昭 56-3), 93. (論文集に投稿中)
- (19) 佐藤・ほか2名, 機講論, No. 790-17 (昭 54-10), 213. (論文集に投稿中)
- (20) 北條・梅澤, 機講論, No. 810-4 (昭 56-4), 76.
- (21) Umezawa, K. and Houjoh, H., *Int. Symposium on Gearing and Power Transmissions, Tokyo, Vol. II*, (1981), 1.