はすば歯車の振動強度双方最適化歯面設計法* (第2報, 実用設計アルゴリズムと適用結果の評価)

小森 雅晴^{*1}, 久保 愛三^{*1}, 鈴木 義友^{*2}

Simultaneous Optimization of Tooth Flank Form of Involute Helical Gears in Terms of Both Vibration and Load Carrying Capacity (2nd Report, Algorithm for Tooth Form Design and Its Evaluation)

Masaharu KOMORI^{*3}, Aizoh KUBO and Yoshitomo SUZUKI

^{*3} Department of Precision Engineering, Kyoto University,
Yoshidahonmachi, Sakyo-ku, Kyoto-shi, Kyoto, 606-8501 Japan

The alignment condition of automotive gears changes considerably during operation due to the deformation of shafts, bearings, and gear box by transmitting load. Under such condition, the gears are requested to satisfy not only reliability in strength and durability under the maximum loading, but also low vibrational characteristics under light loading at cruising of the car. In the previous report, the fundamental method for optimization of 3 dimensional tooth flank form in terms of both vibration and load carrying capacity for such gears was proposed. Gears of high total contact ratio have although multiple local optimum solutions in the design of tooth flank form and it is therefore needed to choose the comprehensively optimum tooth flank form. In this report, the influence of the choice of different local optimum solution in different vibrational excitation valley and the influence of different vibrational criterion at the optimizing procedure on the low vibrational performance of the optimized gears are investigated. The practical design algorithm for the optimum tooth flank form of a gear set in terms of both vibration and load carrying capacity is then proposed and its result is evaluated by the field experience.

Key Words: Gear, Noise, Design, Helical Gears, Vibration, Load Capacity, Tooth Form Correction, Support Stiffness

1. 緒 言

小形, 軽量化されたギヤボックスでは, 歯車を支持する軸, 軸受, および歯車箱の剛性の低いことが多く, 負荷によるそれらの弾性変形のため, 歯車は歯車幾何学というところの正規のかみあい状態とはかなり異なった状態で運転される. 乗用車用トランスミッション歯車を例にとると, このような条件の下で, 最大負荷時に十分な強度性能を保証するだけでなく, 通常走行時に相当する軽負荷状態では優れた静粛性を発揮することが求められる.

一對の円筒歯車の歯面形状精度が歯車の損傷や振動性能に与える影響については, これまでに多くの研究がなされており⁽¹⁾⁻⁽¹²⁾, この結果, 強度性能面で優れた, あるいは振動性能面で優れた歯車の歯面形状の特性はおよそ明らかになっている. しかし, 乗用車用歯車に求めら

れるような, 振動性能と強度性能を同時に満足する歯面形状に関する報告はあまりなく, 歯車の支持剛性条件までも考慮した研究は見当たらない.

図1は乗用車用トランスミッション歯車の中凸形歯面修整量変化時の, 実かみあい率^{(13),(14)}と振動起振力かみあい1次成分との関係を示している. 図中の矢印で示す複数個の特定の実かみあい率辺りで振動起振力が極小となる(この極小点近傍を起振力の谷と呼ぶ)ことが, 梅山⁽¹³⁾や著者ら⁽¹⁴⁾のこれまでの調査により明らかになっ

Fig.1 Excitation valley in the relationship between vibrational excitation (fz component) and actual contact ratio

* 原稿受付 2001年4月26日.

^{*1} 正員, 京都大学大学院工学研究科(〒606-8501 京都市左京区吉田本町).

^{*2} 正員, ジャトコ・トランステクノロジー(株)プロジェクトセンター(〒417-0023 富士市吉原宝町1-1)(元:日産自動車).
E-mail: komorim@prec.kyoto-u.ac.jp

ている。著者らはこれに着目し、比較的支持剛性の低い条件下で運転されるはすば歯車を対象として、要求される強度性能を満たしつつ振動性能を最適化する歯面形状を、狙った起振力の谷で得るための基本設計法を前報⁽¹⁵⁾で提案した。しかし、乗用車用歯車の様に幾何学的全かみあい率の高い歯車では、図1に見られるように、低振動性能が期待できる起振力の谷をもたす実かみあい率が複数個存在するため⁽¹⁵⁾、設計時に最適な振動性能が得られる起振力の谷を選択する必要がある。また、振動起振力のかみあい1次成分だけでなく、かみあい2次成分、3次成分等についても考慮しなければならない場合がある。

本研究では、要求される強度性能を満たしつつ、振動性能を最適化する場合に、対象とする起振力の谷の違いや、振動性能評価指標の違いが、前報の基本設計法より得られた最適歯面形状を持つ歯車の振動特性に及ぼす影

響を明らかにし、最適な起振力の谷の選択も含めた振動強度双方最適化歯面形状設計アルゴリズムを提案する。

2. 記号および歯面形状

- e_p : 合成歯形状のかみあい始め側、かみあい終わり側での修整量 (歯形修整量と呼ぶ)
- e_l : 合成歯筋形状のクラウニング量 (歯筋クラウニング量と呼ぶ)
- g_l : 合成歯筋形状の全体的な傾き量 (歯筋勾配量と呼ぶ)
- e_{act} : 実歯当たりの作用平面上での接触線垂直方向長さを法線ピッチの同方向長さで除した値 (実かみあい率と呼ぶ)

歯面形状は、前報⁽¹⁵⁾と同じように歯形修整量 e_p 、歯筋クラウニング量 e_l 、歯筋勾配量 g_l 、歯形状や歯筋クラウニングの凸形状の程度を示す歯形状指数、歯筋形状指数を用いた関数で表現されるものとする。例えば、歯形状指数や歯筋形状指数を3とすると、歯形状や歯筋クラウニング形状は3次関数で表される。

3. 振動起振力成分の総合的な評価指標と歯面形状との関係

実かみあい率と振動起振力かみあい1次成分の関係を、表1の諸元をもつ歯車について調べた結果が図2(a)である。この例について特定の実かみあい率から決定される起振力の谷を、歯形修整量 e_p と歯筋クラウニング量 e_l との関係を表すグラフ上で示すと、図2(b)の点線の様に現れ、歯筋クラウニング量 e_l と歯筋勾配量 g_l との関係を示

Fig.2 Vibrational excitation (fz component) as functions of actual contact ratio, profile modification, lead crowning modification, and inclination of lead

Fig.3 E_{vr} value as functions of amount of profile modification and lead crowning modification

すグラフ上では図2(c)の点線の様に現れる⁽¹⁵⁾。この特徴は振動起振力かみあい2次成分や3次成分についても同じ様に見られることが確認されている⁽¹⁵⁾。前報で提案した基本設計法は、この各振動起振力成分と歯面形状との関係の特徴を基にしている。しかし、歯のかみあい周波数成分だけでなく、その高次成分についても騒音が問題となる場合、関連する全ての振動起振力成分を総合的に評価し、歯面設計を行う必要がある。そこで、振動起振力のかみあい1次成分 E_{v1} 、2次成分 E_{v2} および3次成分 E_{v3} を総合的に評価するため、振動指標値として E_{vr} 値を次のように定義する。

$$E_{vr} = \sqrt{\frac{E_{v1}^2 + E_{v2}^2 + E_{v3}^2}{3}} \quad \dots \dots \dots (1)$$

この値が大きいと、振動起振力のかみあい1次成分から3次成分までを同時に抑えることが困難となる。

表1の歯車には、乗用車の通常走行時に相当する軽負荷時の入力トルク 53N・m で低振動性能が求められ、この運転状態では有効歯幅の一端端の作用面内のすき間量で 10μm の大きさのアライメント誤差が発生する。強度性能が求められる最大負荷時の入力トルク 747N・m に対しては、アライメント誤差の大きさは 143μm となる。図3は、軽負荷時に発生するアライメント誤差をちょうど相殺する大きさに歯筋勾配量を固定し、歯形修整量と歯筋クラウニング量を変化させた場合の E_{vr} 値の変化を、シミュレーション⁽¹⁶⁾により調べた結果である。ここでは歯形形状と歯筋クラウニング形状を3次関数で与えている。実かみあい率 1.7 となる図中の点線に沿って、すなわち歯形修整量が大きくなるほど歯筋クラウニング量が小さくなる方向に、 E_{vr} 値の小さい帯状の領域（起振力の谷）

Fig.4 E_{vr} value as functions of amount of lead crowning modification and inclination of lead

Fig.5 E_{vr} value in the excitation valley near $\epsilon_{act} \doteq 1.7$ as functions of lead inclination and profile modification

が存在していることがわかる。また、この E_{vr} 値の小さい領域の中でも、歯形修整量が 8μm、歯筋クラウニング量が 42μm となる歯面形状辺りで、特に E_{vr} 値が小さくなることがわかる。これらの特性は、前報で報告した振動起振力かみあい1次成分に関する特徴に近く、振動起振力の中でもかみあい1次成分が支配的であることがわかる。

歯形修整量を 10μm に固定して、歯筋クラウニング量および歯筋勾配量を変化させた場合の E_{vr} 値の変化の様子を、前報で提案した歯筋形状特性図に、すなわち横軸に歯筋勾配量、縦軸に歯筋クラウニング量をとって示したものが図4である。歯筋クラウニング量が小さく、歯筋勾配量が大きい歯面形状（図中の右下領域）では E_{vr} 値が悪化しており、そのため、起振力の谷が途中で途切れている。また、起振力の谷の中では歯筋勾配量が小さいほど、 E_{vr} 値の小さいことがわかる。これらの特性も、前報における振動起振力かみあい1次成分に関する特徴と同じである。このため、前報で振動起振力かみあい1次成分を振動性能評価指標とした場合と同じように、 E_{vr} 値で振動性能を評価する場合についても、ある歯形修整

量に対する局所最適歯面形状, すなわち要求される強度性能を満足しつつ最適な振動性能を実現する歯筋クラウニング量と歯筋勾配量の組み合わせは, 歯筋形状特性図上の起振力の谷に存在する歯面形状の中で, 強度性能しきい値をちょうど満足する歯面形状に相当すると考えられる。

図5は歯筋形状特性図上の起振力の谷での E_{vr} 値を各歯形修整量に対して調べた結果であり, 横軸は起振力の谷に相当する歯面形状の歯筋勾配量を示す。図より, E_{vr} 値は歯形修整量 $9\mu\text{m}$, 歯筋勾配量 $10\mu\text{m}$ となるグラフ上の位置を底部とする鍋底形に分布することがわかる。図中の破線は最大負荷時にヘルツ応力が 1980N/mm^2 となる等高線であり, これが強度性能のしきい値に相当する場合は, この線上の歯面形状が各歯形修整量での局所最適歯面形状となる。 E_{vr} 値の分布より, この強度性能しきい値線上の歯面形状の中でも, 歯形修整量 $9\mu\text{m}$, 歯筋勾配量 $15\mu\text{m}$ となる歯面形状辺りで E_{vr} 値は極小値を持つことがわかる。このように, 各歯形修整量に対する局所最適解の E_{vr} 値には極小値が存在する。この特性についても, 前報で示した振動起振力かみあい1次成分を振動性能評価指標とした場合と同じであるので, 前報で提案した基本設計法が E_{vr} 値で振動性能を評価する場合にも適用できると考えられる。すなわち, 小さい歯形修整量から順に局所最適歯面形状を求めていき, その局所最適解の E_{vr} 値に極小値が現れれば, それがこの起振力の谷での振動強度双方最適解となる。

4. 振動性能評価指標や起振力の谷の違いが振動強度双方最適解の特性に与える影響

設計時の振動性能評価指標が異なると最適歯面形状も異なるため, 最適解の振動特性には違いが現れる。また, 幾何学的な全かみあい率の大きいはずば歯車では起振力の谷がいくつか現れるが, 最適解を求める起振力の谷が異なると, 最適解の振動特性も変化する。したがって, 幾何学的にかみあい率の大きい諸元を持つ歯車に対しては, 各起振力の谷について前報の基本設計法を適用し, 振動性能を最適化する歯面形状を求め, それより得られる歯車性能を評価する必要がある。表2は調査に用いる歯車の諸元であり, この歯車には, 低振動性能が求められる軽負荷時にあたる入力トルク $53\text{N}\cdot\text{m}$ に対して $10\mu\text{m}$, 強度性能が求められる最大負荷時の入力トルク $575\text{N}\cdot\text{m}$ に対しては $110\mu\text{m}$ のアライメント誤差が発生する。強度性能を考慮せず, 振動起振力かみあい1次成分, 2次成分および E_{vr} 値を, 各起振力の谷において最適化した結果を図6に示す。振動起振力かみあい1次成分を振動性能評

Table 2 Sample gear dimensions

Normal module	(mm)	2.5669
Number of teeth (drive)		20
Number of teeth (driven)		74
Helix angle	(deg.)	23.00
Addendum modification factor (drive)		0.40
Addendum modification factor (driven)		-0.90
Face width (drive)	(mm)	36.5
Face width (driven)	(mm)	36.1
Normal pressure angle	(deg.)	21.0
Center distance	(mm)	130.0
Tip circle radius (drive)	(mm)	31.5
Tip circle radius (driven)	(mm)	103.4
Geometrical contact ratio		1.35
Overlap ratio		1.75
Geometrical total contact ratio		3.10

Fig.6 Comparison of vibrational excitation of gears with tooth flank forms optimized in terms of fz or 2fz component or E_{vr} value

価指標として最適化を行った(a)の場合は, かみあい1次成分はどちらの起振力の谷でも小さいが, 振動起振力2

Fig. 7 Relationship between actual contact ratio and vibrational excitation, when e_p and e_t are changed under $e_p = e_t$

次成分や3次成分は実かみあい率 ε_{act} の小さい起振力の谷で大きくなっている。振動起振力かみあい2次成分を最適化した(b)の場合は、かみあい2次成分はどの起振力の谷でも小さいが、他の成分、特にかみあい1次成分は実かみあい率の小さい起振力の谷ほど悪化している。すなわち、ある振動起振力成分を振動性能評価指標として最適歯面形状を求める場合、評価対象ではない振動起振力成分は、実かみあい率の小さい起振力の谷で大きく悪化する傾向が見られる。図7は表2の諸元をもつ歯車がこれまでと同じ軽負荷時の運転条件下で使用される場合について、発生するアライメント誤差を相殺する大きさの歯筋勾配量を与え、歯形修整量と歯筋クラウニング量を同じ大きさに保ちながら変化させた場合の実かみあい率と振動起振力との関係を求めた結果である。図7より、各振動起振力成分は、それぞれ異なる実かみあい率で極小値をとることがわかる^{(13),(14)}。すなわち、例えば振動起振力のかみあい成分が極小値をとる場合は、振動起振力のかみあい2次成分や3次成分は極小値とはならず、より悪化した値となる。また図7より、極小点からはずれた実かみあい率での振動起振力の悪化の程度は、どの振動起振力成分についても、実かみあい率が大きくなるほど穏やかになることが認められる。このことは、例えば実かみあい率の小さな起振力の谷で振動起振力のかみあい1次成分を最適化する場合、その最適歯面形状では振動起振力かみあい2次成分や、3次成分を低く抑えることは困難となることを意味する。 E_{vr} 値を振動性能評価指標として最適化を行った図6(c)では、 E_{vr} 値は実かみあい率の小さい起振力の谷で悪化しており、起振力の谷となる実かみあい率が小さいほど複数の振動起振力成分を抑えることが困難なことを示しているが、これも同じ理由による。これらのことより、一般に、強度性能を考慮する必要がなく振動性能のみを最適化する場合、実かみあい率が大きい起振力の谷で最適歯面形状を求めればよいことがわかる。

Fig. 8 Comparison of vibrational excitation of gears with tooth flank forms optimized in terms of fz or 2fz component or E_{vr} value, while fulfilling the requirements for load carrying capacity

また、振動性能評価指標として E_{vr} 値を用いた図6(c)の場合は、振動起振力1次成分や2次成分で振動性能を評価した(a)や(b)の場合と比べ、いずれかの振動起振力成分が極端に悪化する様子は見られず、振動起振力1次成分から3次成分までが適度に抑えられている。

強度性能しきい値としてヘルツ応力 1955N/mm^2 を与え、振動起振力かみあい1次成分や2次成分、 E_{vr} 値で 4.0N/mm を振動性能のしきい値とした場合の結果を図8に示す。強度性能を考慮していない図6と比較すると、振動起振力かみあい1次成分を振動性能評価指標として最適化した(a)の場合は、実かみあい率2.6辺りの起振力の谷で振動起振力かみあい成分が大きく悪化しており、実かみあい率1.6辺りの起振力の谷での値よりも大きくなっ

ている。この特徴は、(c)の E_{vr} 値を振動性能評価指標とした場合の最適解についても同様に見られる。振動起振力かみあい2次成分を最適化した(b)の場合は、最も実かみあい率の大きい起振力の谷では要求される振動性能と強度性能を同時に満たす歯面形状が存在しないため、最適解が得られていない。この状況は、実かみあい率の大きい起振力の谷では歯筋クラウニングや歯筋勾配が小さいため、最大負荷時に強度性能が大きく悪化することによってもたらされたものである⁽¹⁵⁾。これらの結果、要求される強度性能を満たしつつ振動性能を最適化する歯面形状は、基本的には実かみあい率が最大となる起振力の谷に存在しているが、要求される強度性能によっては実かみあい率最大となる起振力の谷では最適解の振動性能が悪化したり、また、最適解が存在しない場合があり、その場合は実かみあい率がより小さい起振力の谷での最適解が、その歯車諸元に対する最適解となることが明らかになった。

5. 振動強度双方最適化歯面形状設計アルゴリズム

対象とするはすば歯車が比較的支持剛性の低い条件下で運転される場合を想定し、最大負荷時に要求される強度性能を満足しつつ、軽負荷時の振動性能を最適化する歯面形状を求めるアルゴリズムは、前報で提案した基本設計法とこれまでの調査結果を基に作成することができる。結果は図9の通りである。図10は、このアルゴリズムにおける最適解の探索手順の一部を、表2の諸元をもつ歯車が前章と同じ運転条件下で用いられる場合を例にとって、模式的に示したものである。

実かみあい率が最大となる起振力の谷をまず初めに狙うべき起振力の谷とする。歯筋勾配量を低振動性能の求められる軽負荷時のアライメント誤差を相殺する量（この場合は $10\mu\text{m}$ ）に設定し、図10(a)の①の様に歯形修整量を $0\mu\text{m}$ に固定した状態で歯筋クラウニング量を増加させ、狙った起振力の谷となる歯筋クラウニング量を求める。対象となる起振力の谷が現れた場合は、その歯面形状（図10(a)の①および図10(b)の①）で最大負荷時のすべての強度性能しきい値を満足しているかどうかを確認する。強度性能条件を満たしていなければ、歯筋勾配量を増加させ、各歯筋勾配量での起振力の谷となる歯面形状（図10(b)の②,③,④などに相当する）を求め、同様に強度性能条件を満足するかを調査していく。各歯筋勾配量に対する起振力の谷は、図10(a)で得られた起振力の谷となる歯面形状（この場合は①）での歯筋クラウニング量（この場合は $14\mu\text{m}$ ）を起点として、図10(b)の矢印の様に歯筋クラウニング量を変化させることで探索する。

図10(b)の⑥の位置にある歯面形状の様に、最大負荷時のすべての強度性能しきい値を満たす歯面形状が起振力の谷内に見つかった段階で、この歯筋クラウニング量と歯筋勾配量の組み合わせをこの歯形修整量に対する最適解（第1次局所最適解と呼ぶ）とする。なお、固定した歯形修整量に対する第1次局所最適解を得る前に、各歯筋勾配量に対する起振力の谷での振動性能がしきい値を越える場合は、この歯形修整量では解が得られないので、この段階でこの歯形修整量に対する作業は終了する。

この手順を図10(a)の②,③の様に歯形修整量を増加させながら繰り返し、第1次局所最適解の振動起振力に極小値が現れた段階で、その時の歯面形状をこの起振力の谷での最適解（第2次局所最適解と呼ぶ）とする。次に、実かみあい率の小さい起振力の谷で同様の手順を繰り返す。実かみあい率の小さい起振力の谷では、図10(c)の歯形修整量が $0\mu\text{m}$ や $5\mu\text{m}$ の例の様に、狙った起振力の谷を持たない歯形修整量が存在する可能性があるため、このような場合は設定された最大歯筋クラウニング量（この場合は $60\mu\text{m}$ ）まで達した段階で、次の歯形修整量での調査に移る。また、歯形修整量にも最大値（この場合は $40\mu\text{m}$ ）を設定し、それに達した段階でこの起振力の谷での調査を終了する。振動起振力 E_{vr} 値を振動性能評価指標とする場合は、各起振力の谷で得られた第2次局所最適解の E_{vr} 値に極小値が現れるまで、また、振動起振力かみあい1次成分や2次成分を振動性能評価指標とする場合は、起振力の谷の変化に対して第2次局所最適解の振動起振力にほとんど変化が見られなくなるまでこのような手順を繰り返し、その時点までに調査した歯面形状の中で振動性能評価指標値が最小となる歯面形状を最適歯面形状とする。

6. 振動強度双方最適化歯面形状設計法の有効性

従来、一般的に用いられている歯面形状設計法では、まず振動性能を重視して、歯車の振動騒音が問題となる軽負荷時に発生するアライメント誤差をちょうど相殺するように歯筋勾配量を与え、ついで、歯筋クラウニング量には、歯形修整量が $0\mu\text{m}$ の条件下で最大負荷時に全ての強度性能しきい値を満たす最小量を与え、次に、その歯筋勾配量、歯筋クラウニング量の条件下で振動性能評価指標を最小にするように歯形修整量を設定することが多い。対象として表3に諸元を示す乗用車用トランスミッションのファイナルギヤを取り上げ、この様な従来設計法と提案した設計法とで、得られる歯車の性能がどの程度異なるかを検討する。この歯車対はこれまでと同じ負荷条件、アライメント誤差条件で運転され、強度性

Fig.9 Design algorithm of optimum tooth flank form in both vibration and load carrying capacity

(a) Excitation valley near $E_{act} \approx 2.7$, where alignment error is canceled by g_l
(b) Excitation valley near $E_{act} \approx 2.7$ under $e_p = 0 \mu m$

(c) Excitation valley near $E_{act} \approx 1.7$, where alignment error is canceled by g_l

Fig.10 Schematic flow of design algorithm for tooth flank form optimized in terms of both vibration and load carrying capacity

能の求められる最大負荷時の回転数は4000rpmとする。与えたヘルツ応力しきい値は1800N/mm²、フラッシュ温度しきい値は145°C、駆動歯車の歯元応力しきい値は865N/mm²、被動歯車の歯元応力しきい値は925N/mm²とする。振動性能は E_{vr} 値で評価を行い、そのしきい値を1.5N/mmとする。歯形状と歯筋クラウニング形状は3次関数で与える。

表4は最適歯面形状の設計結果であり、最右列に示す従来の設計法での結果と比べ、提案した設計法による最適歯面形状での振動起振力は、 E_{vr} 値、かみあい1次成分、2次成分、3次成分のいずれについても小さく抑えられていることがわかる。従来の設計法では、低振動性能

Table 3 Sample gear dimensions

Normal module (mm)	2.5145
Number of teeth (drive)	20
Number of teeth (driven)	74
Helix angle (deg.)	26.64
Face width (drive) (mm)	36.5
Face width (driven) (mm)	36.1
Normal pressure angle (deg.)	21.0
Center distance (mm)	130.0
Tip circle radius (drive) (mm)	32.2
Tip circle radius (driven) (mm)	104.0
Geometrical contact ratio	1.50
Overlap ratio	2.05
Geometrical total contact ratio	3.55

Table 4 Comparison between the performance of gears with optimum tooth flank form designed by the proposed method and that by a usual method

		Proposed design method	Usual design method
Tooth flank form (e_p, e_i, g_f)		(3 μm , 10 μm , 15 μm)	(1 μm , 18 μm , 10 μm)
Vibrational excitation	E_{vr}	0.08 N/mm	0.23 N/mm
	f_z	0.13 N/mm	0.22 N/mm
	$2f_z$	0.05 N/mm	0.31 N/mm
	$3f_z$	0.05 N/mm	0.12 N/mm
Tooth root stress	drive	864 N/mm ²	862 N/mm ²
	driven	919 N/mm ²	912 N/mm ²
Hertz stress		1797 N/mm ²	1774 N/mm ²
Flash temperature		141 °C	143 °C

が求められる軽負荷時のアライメント誤差を相殺するように歯筋勾配量を設定しており、一見、この手法による結果のほうがより優れた振動性能となるように考えられるが、提案した設計法による最適解の振動起振力には及んでいない。歯車諸元や各種しきい値、アライメント誤差条件を変えて同様の比較を行ったが、いずれの場合も提案した設計法による最適解のほうが優れた振動性能であった。歯車の各歯の歯形や歯筋の傾きにばらつきがある場合は、本設計法で得られる歯面形状より若干少ない修整量を与えるほうが良いと考えられる⁽¹⁴⁾。また、本設計法では歯車系全体のダイナミクスは考慮していない。しかし、表4に示す、提案した歯面設計法による最適歯面形状は、経験ならびに実験での試行錯誤によって得られた最適な歯面形状とほとんど同じであり、この歯面形状を与えた歯車は既に量産車両に搭載され、良い実績をあげている。これらの結果、支持剛性の低い条件下で運転されるはすば歯車を対象として、強度性能条件を満足しつつ振動性能に優れた歯面形状を設計する場合には、提案した設計法が有効であることが確認された。

7. 結 言

前報で提案した基本設計法、すなわち、要求される強

度性能を満足しつつ振動性能を最適化する歯面形状を特定の起振力の谷で求める手法を用いて、振動性能評価指標の違いや、最適解を求める起振力の谷の違いが最適解の振動特性に与える影響を調べ、次のことを明らかにした。

(1) 振動起振力のかみあい1次成分や2次成分を振動性能評価指標として最適歯面形状を求めると、評価対象とした振動起振力成分はいずれの起振力の谷でも小さく抑えられるが、他の振動起振力成分は実かみあい率の小さい起振力の谷で大きく悪化する。しかし、振動起振力1次成分から3次成分までのrms値を振動性能評価指標として最適歯面形状を求めると、振動起振力各成分を適度に抑えることができる。

(2) 振動性能のみを最適化する歯面形状を求める場合は、実かみあい率が最も大きい起振力の谷での最適解を選択すればよい。しかし、強度性能をも考慮する場合は、要求される強度条件によっては、実かみあい率が最大となる起振力の谷に解が存在しない、あるいはその起振力の谷での最適解の振動起振力が、実かみあい率のより小さい起振力の谷での値よりも悪化する場合がある。したがって、その場合にはより実かみあい率の小さい起振力の谷での最適解を採用すべきである。

これらの調査結果を基に、実際の設計時に必要とされる最適な起振力の谷の選択も含めた振動強度双方最適化歯面形状設計法を提案した。また、提案した歯面形状設計法を用いた場合の最適解と、従来、一般的に採用されることが多い設計法を用いた場合の最適解とを比較し、提案した設計法による最適歯面形状を歯車に与える場合に振動性能がより優れていることを明らかにした。

文 献

- (1) 石橋, 精密機械, 32-5(1966), 336-343.
- (2) 大野・田中, 機論, 64-628, C(1998), 4821-4826.
- (3) 滝, 京都大学学位論文.
- (4) 有浦・ほか4名, 機論, 51-467, C(1985), 1568-1575.
- (5) 上野・ほか3名, 機論, 50-451, C(1984), 520-527.
- (6) 成瀬・ほか3名, 機論, 50-458, C(1984), 1857-1865.
- (7) 梅澤・鈴木・北條・佐藤, 機論, 50-456, C(1984), 1458-1464.
- (8) 吉野・牟田・宇都, 機論, 62-595, C(1996), 1098-1105.
- (9) Maruyama.N, Inoue.K, Kato.M, Hitomi.N, Nakagawa.I, and Morikawa.K, *Proc. of ASME Conference*, 2, (1989), 899-905.
- (10) Maki.H, *Trans.SAE*, 01-1053(1999), 257-261.
- (11) 鈴木, 日本機械学会RC156研究報告書, (2000), 252-255.
- (12) 樽谷, 豊田中央研究所R&Dレビュー, 33-4(1998), 62.
- (13) 梅山・加藤・井上, 機論, 62-603, C(1996), 4332-4339.
- (14) 小森・久保・川崎, 機論, 66-646, C(2000), 1959-1966.
- (15) 小森・ほか3名, 機論, 68-666, C(2002).
- (16) 久保・梅澤, 機論 (3), 43-371(1977), 2771-2779.