

氏 名	しま ち しげ ゆき 島 地 重 幸
授 与 学 位	工 学 博 士
学位授与年月日	昭和 51 年 10 月 13 日
学位授与の根拠法規	学位規則第 5 条第 2 項
最 終 学 歴	昭和 42 年 3 月 東北大学大学院工学研究科精密工学専攻修士課程修了
学 位 論 文 題 目	食 違 軸 歯 車 の 設 計 基 準 点 に 関 す る 研 究
論 文 審 査 委 員	東北大学教授 藤井 康治 東北大学教授 酒井 高男 東北大学教授 戸部 俊美 東北大学教授 槌川 武男 東北大学教授 高梨 三郎

論 文 内 容 要 旨

1. 緒 論

歯車の設計ではまず、歯車の型そのものを決める根拠として、一对の歯車の歯をかみあわせる空間位置を選定しなければならない。平歯車やかさ歯車ではふつう、一对の純ころがりピッチ面同士の接触線の位置を、歯面のかみあい位置選定の目安として採用している。これに対して食違軸歯車では、平歯車やかさ歯車にみられるような純ころがりするピッチ面は存在しないし、ほかに目安となりそうな位置も直観的には見あたらない。

目安とされる位置は、そこで歯面が接触するように設計された歯車は歯車として良好な性質をもつという位置でなければならないと考えられる。この考えに立って設計基準点の選定の問題を扱うためには、その基礎として、歯車の性能をある程度、評価しうるような性質を抽出し、

歯面の接触位置を空間曲面としてとらえた接触面の広がり、この性質との関係を明らかにしなければならない。

2. 接触面の代表量

一方の歯面の同一点は一般に、接触の条件を二度みだす。これに対応して接触面は局所的には二葉の接触面に分かれる。これまで、これら二葉の接触面をともに有効に利用するか否かは明らかにされていない。

本研究では、接触面が二葉に分かれているとする取扱い方をとする。二葉の接触面をつぎの二種類の量、すなわち一方の歯面を代表する点が接触の条件をみたす二点 P 、 S 、および歯面の広がりのうち歯すじの方向の広がりを重視して、各点 P 、 S での軌線方向の単位ベクトル u_p 、 u_s で代表させる。

接触面の両代表点での諸量は互いに独立ではない。両代表点 P 、 S での軌線方向ベクトル u_p と u_s の相互関係を表わす近似式および $(n \cdot q)_p$ と $(n \cdot q)_s$ の相互関係式を求めた。ここに、 n は歯面法線方向単位ベクトル、 q は空間位置だけで定まるベクトルである。

3. 歯面の干渉と接触面

接触点での歯面の法線方向の相対曲率が負であるとき、この点の近傍で起る干渉を曲率干渉と呼ぶことにする。前節 2 でえられた相互関係を総合して、両点 P 、 S での相対速度方向の法線方向の相対曲率 K の近似的相互関係式を導いた。

この相互関係式によれば、歯面の代表点を通るすべり線の各接触点での相対曲率の値が零に近い歯面であるためには、両点 P と S が近接し、かつ u_p と u_s はほぼ平行でなければならない。しかし、この形の接触面の場合、二葉の接触面で同時には曲率干渉は避けられない。さらにこの場合、接触点では曲率干渉は生じていないが、そこから少し離れたところで歯面が交わるという形態の干渉が生ずるのがふつうである。このような形態の干渉を交差干渉と呼ぶことにする。

歯面の法線方向を従来のように二次曲線で近似し、曲率までを問題とする限りでは、交差干渉をとらえることはできない。本研究では、法線方向を三次曲線で近似し、両歯面の交差線の位置を接触点から相対速度方向に測った距離で表し、この距離を近似式で求めた。この近似式によると、相対曲率が零に近いとき、相対曲率が零に近いほどこの距離も小さくなり交差干渉も生じやすい。また、二葉の接触面が交わりあう近傍では歯面の相対曲率は小さく、かつ曲率干渉の生じない連続した接触線がえられるが、ふつうには交差干渉が生ずる。さらに、歯面の歯先など、実質限界線の位置と合わせて交差干渉の回避方法を吟味する必要がある。

4. 歯先曲面共通領域と接触面

歯面の歯先での実質限界線を歯車軸まわりに回転してえられる回転面を歯先曲面、両歯車の歯先曲面に囲まれる領域を歯先曲面共通領域と呼ぶことにする。接触面のこの領域内に存在する部分だけがその有効な広がりとなる。そこで、形の定まった接触面に対して歯先曲面共通領域をいかに設定しうるか、また設計すべきかの検討が必要が生ずる。ただし、その際、歯車の正転、逆転に対応する表歯面と裏歯面の相互関係も考慮されねばならない。

各歯車軸を軸とし、線接触しあう一对の回転面を想定し、これをピッチ面と呼ぶ。このピッチ面上のすべり線を表裏それぞれの歯すじとして採用する設計方法がある。この方法はハイポイドギヤには適用しうるが、同じ食違軸歯車でも軸直交のウォームギヤにはこの方法そのままでは適用できない。

これらを総合して考察し、上述の歯すじの設計方法は歯先曲面共通領域が細長い形の場合にのみ有効であるという結論をえた。

5. 歯面圧力角と接触面

摩擦力を考えない場合、ピッチ面に平行な歯面はトルクを伝達できない。そこで、標準のインポリュト円筒歯車の歯のように、いわゆる歯面圧力角が歯すじに沿って一様に 20° 前後である歯面を想定して考察を進めた。

このとき、ハイポイドギヤのようにその歯先曲面共通領域が細長い形の歯車の設計において、曲率干渉を表裏歯面で同時に回避するためには

(条件1) 接触面の代表点を、限界圧力角が零に近い値となる領域内に定めねばならない。

ただし、この要件はハイポイドギヤで公知の要件を包含している。また、このとき、歯車の交截干渉を回避するためには、接触面の代表点を通る軌線の方角を、その軌線上の各点での限界圧力角が一定となる方向に定めることが望ましい。この方向に軌線を定めると、代表点での歯面の相対曲率の正、負が定まる。したがって

(条件2) 上述のように軌線を定めるときには、相対曲率が正となる領域内に接触面の代表点を定めねばならない。

6. 軸の食違いと小歯車の大きさや接触面の代表点

接触面の代表点と車軸の共通垂線との距離 l に対する軸間距離 e の比 e/l をオフセット比と呼ぶことにする。軸の食違いの程度はこの比でとらえられる。歯車の設計では、

(条件3) オフセット比は大きい方が好ましい。

とされる場合が多い。

一組の歯車で大きい歯数比 i をえようとするとき、弱くなりがちな小歯車を大きくすることが望ましい。大歯車のピッチ円半径 R_2 に対する小歯車のピッチ円半径 R_1 の比に歯数比 i をかけた量 $k \equiv i R_1 / R_2$ は拡大係数と呼ばれている。小歯車の大きさの程度はこの係数で表現される。現用歯車を調査した結果から著者は、拡大係数 k が歯数比 i によってほぼ定まるとみなせることを指摘した。

7. 歯面の動力伝達効率と接触面の代表点

食連軸歯車の設計では動力伝達効率を考慮する必要がある。

歯面全体の効率をその代表点での効率によって代表させうるものと考え、さらに動摩擦係数 λ は一定、歯面の圧力角 ϕ も一定であると仮定する。このとき効率 η は k と e' の関数 $\eta(k, e')$ となる。ここに e' は接触点での各歯車の速度のなす角であり、ねじれ角の差に対応する。歯数比 i が与えられ、したがって拡大係数が与えられているとき、効率が最大となる条件、 $\partial \eta / \partial e'$ は

$$\text{(条件 4)} \quad \cos e' \doteq 2 / \left(k + \frac{1}{k} \right) \quad (1)$$

で表される。

8. 歯先曲面共通領域が細長い形の歯車の接触面の代表点

ハイポイドギヤのようにその歯先曲面共通領域が細長い形の歯車では、さきに述べた条件 1 ~ 4 を同時にみたす空間領域に接触面の代表点を定めるのが妥当であると考えられる。

条件 4 をみたす曲面と含軸面との交截線の位置では、条件 1 ~ 4 はほぼ同時にみたされる。この位置のオフセット比 e/l は、 k を用いて式(2)で表される。

$$e/l \doteq (\sqrt{k} - 1/\sqrt{k}) \quad (2)$$

ハイポイドギヤ、スピロイドギヤ、プラノイドギヤ、... などの現用歯車の接触面の代表点の特徴を調べて、

(a) 現用歯車の接触面の代表点が、含軸面の近傍に偏在し角度面の近傍に見あたらないこと。

(b) 歯数比 i が大きいほどオフセット比 e/l も大きいこと。

などの特徴のあることを指摘した。これらの特徴については、上述の諸考察が一つの説明を与えている。

9. 結 論

本研究のおもな結果を次に列記する。

(1) 二葉に分けて考えてきたそれぞれの接触面上の接触点での相対曲率の相互関係を表す近似式

を求めた。

- (2) 二葉の接触面の交わりの近傍ではふつう、接触点から少し離れたところで歯面が交わりあう交差干渉が生ずる。
- (3) 歯先曲面共通領域が細長い形の歯車の、ふつうの傾きを持つ歯面において、表裏でともに曲率干渉を避けるには、接触点での限界圧力角はある幅の内になければならない。
- (4) 接触面代表点を与えると、その点を通る軌線上の各接触点での交差干渉が生じにくいと考えられる軌線の一つの方向が決まり、歯面の曲率干渉が生じうるか否かも定まる。
- (5) 食違軸歯車では大歯車に対する小歯車の大きさの割合は、歯数比 i で決まる平歯車の場合の割合よりも大きい。この割合が与えられているとき、歯面の動力伝達効率が最大となる点の軌跡は一つの空間曲線をなす。
- (6) 上述の曲線が含軸面と交わる点は、効率だけではなく、歯面の両種の干渉の回避、軸のオフセットに対する要求をほぼみたし、歯先曲面共通領域の細長い形の歯車のかみあい位置を選定する際の一つの目安となりうる。
- (7) 現用歯車の接触面の代表点は(6)で述べた点の近くにあるとみなせる。

これらの考察によって、歯面のかみあい位置をあらわす接触面と、歯車の性能をある程度評価しうる歯車の性質との関係のかなり多くの部分が明らかになり、従来、困難であった食違軸歯車の設計基準点の選定基準の系統的な解明ができるようになり、設計基準点選定方法の一つの目安をも与えることができた。

謝 辞

本研究は、東北大学藤井康治教授の御指導と御助言の賜である。また、本研究論文については、東北大学酒井高男教授、戸部俊美教授、植川武男教授、高梨三郎教授から御校閲と御教示を賜った。ここに深く感謝の意を表する。

審 査 結 果 の 要 旨

食違軸歯車の設計においては、まずその歯車がかみあう空間領域を指定する必要がある。この空間領域すなわち接触面を代表する点を設計基準点とよぶ。設計基準点をいかに選択するかの問題は歯車設計の出発点であるにもかかわらず、従来総合理論的に考究されたことはほとんどなかった。本論文は最適の設計基準点を得ることを目的として、設計基準点の位置が歯車の性質に与える影響を検討したもので、全編9章から成る。

第1章は緒論である。第2章においては面圧強さに最も大きな影響をもつ歯面の相対曲率に注目し、それが零に近い値をとる場合すなわち二度接触があまり遠くない2点で起る場合を扱っている。また接触面を代表するものとしてこれら2点と、そこにおける軌線方向を採用することを提案している。

第3章では歯面の干渉とその回避の方法が論じられている。食違軸歯車における干渉は従来ほとんど扱われなかった問題である。

第4章では両歯車の歯先曲面が交わって包む空間領域の形と接触面の関係を論じている。ピッチ面のすべり線を歯すじとして採用する慣用の設計方法は、ウォームギヤの場合には適用しえないので本章の与える知見は現実問題に対してきわめて有用である。

第5章では歯面圧力角と接触面の関係を扱っている。第6章では軸の食違いの量と小歯車の大きさとが設計基準点にいかなる関連を有するかを明らかにしている。

第7章では食違軸歯車の動力伝達効率が設計基準点の空間位置によっていかに支配されるかを論じ、見通しのよい評価式を与えている。

第8章では現用の諸種の食違軸歯車の設計基準点を調査し、以上の考察に照らして統一的立場から検討している。第9章は結論である。

以上要するに本論文は従来の歯車理論ではほとんど取扱われていなかった設計基準点選択の問題を理論的かつ具体的に解明し、歯車設計の実際および歯車工学に新しい知見を加えたもので、精密工学に寄与するところ少なくない。

よって、本論文は工学博士の学位論文として合格と認める。